



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

“Sistema de Cogeneración de energía con Grupo Electrónico y vapor saturado para mejorar eficiencia del ciclo térmico y reducción de impactos medioambientales en la empresa Escobedo Sandoval S.A.C.”

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
Ingeniero Mecánico**

AUTORES:

Tumbajulca Choroco, Fernando Anderson([ORCID: 0000-0001-5029-2951](https://orcid.org/0000-0001-5029-2951))

Valderrama Mendez, Anthony Jorge([ORCID: 0000-0003-2907-2668](https://orcid.org/0000-0003-2907-2668))

ASESOR:

MSc. Ing. Martin Sifuentes Inostroza ([ORCID: 0000-0001-8621-236X](https://orcid.org/0000-0001-8621-236X))

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, transmisión y distribución

TRUJILLO – PERÚ

2021

DEDICATORIA

A mi madre Mirian Mendez Leiva por su amor, por su comprensión, por su ayuda en los momentos más difíciles, por enseñarme que las metas que se proyecta se deben hacer realidad y por forjar en mí una carrera profesional.

A mis amigos, que siempre me han apoyado a cada momento malo y bueno durante todo el proceso de mi carrera y de mi vida social.

Anthony Jorge Valderrama Mendez

A mi familia amada por ser mi motivación y sostén de apoyo para superarme en la Vida.

A mis compañeros que siempre estuvieron conmigo en todo momento y confiaron en mí.

Fernando Anderson Tumbajulca Choroco

AGRADECIMIENTO

Me gustaría agradecer en estas líneas la ayuda que muchas personas y colegas me han prestado durante el proceso de investigación y desarrollo de este trabajo. En primer lugar, quisiera agradecer a mis padres que me han ayudado y apoyado en toda mi vida y carrera profesional, a mi tutor, Elio Armas, por haberme orientado en todos los momentos que necesité sus consejos.

También quiero agradecer a la Universidad Cesar Vallejo, docentes e ingenieros por la formación académica que me brindaron durante todo el proceso de mi carrera profesional, en especial al Ing. Martin Sifuentes Hinostroza, por su dirección como asesor especialista, por su visión crítica en los diferentes aspectos técnicos y metodológicos de la presente tesis.

Anthony Jorge Valderrama Méndez

En primer lugar, agradezco a Dios por concederme la vida y permitirme estar hoy en día en donde con mi esfuerzo estoy llegando. A mi familia amada por su apoyo incondicional, su confianza, su amor infinito y darme la educación que es lo más importante en la vida de cualquier joven.

También agradezco a la ONG italiana CE.SVI.TE. M. con una mención muy especial ya que me dio la oportunidad de formar parte de sus diferentes proyectos, por brindarme el apoyo económico para mis estudios, moral para mi formación y sobre todo por desarrollar en mí el espíritu solidario de ayudar a los demás.

Así mismo quiero agradecer a los docentes e ingenieros que inculcaron enseñanzas para mi formación profesional, asimismo a mi asesor por su apoyo y guía estricta en el desarrollo de mi investigación.

Fernando Anderson Tumbajulca Choroco

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO	iii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	iv
ÍNDICE DE TABLAS.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vi
RESUMEN	vii
ABSTRACT	viii
I. INTRODUCCIÓN:.....	9
II. MARCO TEÓRICO.....	15
III. METODOLOGÍA:.....	43
3.1. Tipo y diseño de investigación:.....	43
3.2. Variables, Operacionalización de variables:	44
3.3. Población, muestra y muestreo:	46
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad:.....	46
3.5. Procedimiento:	48
3.6. Método de análisis:	49
3.7.Aspectos éticos:	49
IV. RESULTADOS:	50
V. DISCUSIÓN:.....	132
VI. CONCLUSIONES	135
VI. RECOMENDACIONES.....	135
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:.....	136
ANEXOS	140

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 01: Operacionalización de variables.

TABLA 02: Cuadro de técnicas e instrumentos.

TABLA 03: Tabla técnica del sistema de cogeneración.

TABLA 04: Datos técnicos del grupo electrógeno.

TABLA 05: Cuadro de los parámetros físicos del aire y del gas residual.

TABLA 06: Tabla del total de inversión para el proyecto.

TABLA 07: Tabla de factores de incrustación.

TABLA 08: Tabla de propiedades químicas.

TABLA 09: Tabla de propiedades termo físicas del aire.

TABLA 10: Tabla de las propiedades termo físicas de los gases de combustión.

TABLA 11: Tabla de velocidades admitidas en tuberías.

TABLA 12: Tabla técnica de tubería.

TABLA 13: Propiedades del acero inoxidable.

TABLA 14: Conductividad térmica de algunas temperaturas.

ÍNDICE DE FIGURAS

- FIGURA 01: Esquema actual de la Empresa Escobedo Sandoval S.A.C.
- FIGURA 02: Sistema de generación con turbina de gas.
- FIGURA 03: Sistema de cogeneración con turbina de vapor.
- FIGURA 04: Sistema de cogeneración con ciclo combinado.
- FIGURA 05: Caja negra de variables.
- FIGURA 06: Diseño de ejecución para Desarrollo de Investigación.
- FIGURA 07: Balance de la caldera Piro-tubular de 60 BHP.
- FIGURA 08: Sistema de cogeneración con turbina de vapor.
- FIGURA 09: Sistema de cogeneración con turbina de gas.
- FIGURA 10: Sistema de cogeneración con precalentador de aire.
- FIGURA 11: Esquema de cogeneración en la empresa Escobedo Sandoval.
- FIGURA 12: Grafico de temperatura media logarítmica.
- FIGURA 13: Grafico de la caldera con su precalentador de aire.
- FIGURA 14: Esquema de la central térmica Escobedo Sandoval SAC en situación de mejora.

RESUMEN

La presente investigación tiene como objetivo principal, desarrollar y simular un sistema para estimar el potencial de la cogeneración a partir del aprovechamiento de la energía térmica que es despreciada en una empresa dedicada a la producción de harina y abono. La empresa se encuentra ubicada en el distrito El Milagro y se ha realizado el estudio, teniendo en consideración las tecnologías existentes y estableciendo cuál de ellas es la más adecuada para esta central. Así mismo se busca con este trabajo de investigación, promover la utilización de tecnologías que resulten más eficientes energéticamente para la empresa.

El sistema de cogeneración se desarrolló para mejorar las condiciones energéticas, ambientales, reducir costos de producción, aumentar la productividad y puede llegar a mejorar la calidad del producto final. La metodología planteada se basó en la observación y reconocimiento del proceso, como de tecnologías presentes en la central, la aplicación de un estudio energético a partir de un balance de masas y energía para la obtención de rendimientos de todos los activos que participan en el proceso de producción, la viabilidad técnica – económica para seleccionar la mejor tecnología de aplicación a través del proyecto. Finalmente realizar un análisis económico y financiero para determinar el retorno operacional de la inversión.

Con todo ello, se pretende demostrar que con la instalación de los precalentadores de aire utilizando la energía térmica de los gases de combustión de la caldera y del grupo electrógeno, nos genera un ahorro energético significativo, y un aumento en la producción, retornando la inversión en un periodo de tiempo de 8 meses y 26 días.

Palabras Clave: Cogeneración, energía, pre calentador, caldera, grupo electrógeno, harina, abono, gases de combustión, viabilidad, producción.

ABSTRACT

The main objective of this research is to develop and simulate a system to estimate the potential of cogeneration from the use of thermal energy that is neglected in a company dedicated to the production of flour and fertilizer. The company is located in the “El Milagro” district and the study has been carried out, taking into account the existing technologies and establishing which of them is the most appropriate for this plant. Likewise, this research work seeks to promote the use of technologies that are more energy efficient for the company.

The cogeneration system was developed to improve energy and environmental conditions, reduce production costs, increase productivity and can reach improve the quality of the final product. The proposed methodology was based on the observation and recognition of the process, as well as the technologies present in the plant, the application of an energy study based on a mass and energy balance to obtain returns from all the assets that participate in the process. production, the technical - economic feasibility to select the best application technology throughout the project.

Finally, carry out an economic and financial analysis to determine the operational return on the investment. With all this, it is intended to demonstrate that with the installation of the air preheaters using the thermal energy of the combustion gases of the boiler and the generator set, it generates significant energy savings, and an increase in production, returning the investment in a period of time of 8 months and 26 days.

Keywords: Cogeneration, energy, pre-heater, boiler, generator set, flour, fertilizer, combustion gases, viability, production.

I. INTRODUCCIÓN:

En general y desde hace mucho tiempo, se ha observado globalmente que las industrias solicitaban simétricamente grandes cantidades de servicios energéticos de electricidad y energía térmica (fluidos, vapor, agua caliente, refrigeración y calentador). En tal sentido, para la elaboración de éstos se han requerido abastecimiento eléctrico y de combustibles fósiles para el beneficio hacia la empresa, lo cual ha sido utilizado de manera independiente, siendo asimismo el acatamiento mayor para la productividad.

Con el devenir del tiempo, las microempresas o empresas medianas que, por carencia de inteligencia y de estudio, han batallado con pérdidas desmesuradas y grandes para las compañías en la perspectiva de producción y en lo financiero. En el Perú, debido al vertiginoso desarrollo de la industria en los últimos años, ocurrió que algunas empresas por escasez de un planeamiento energético apropiado no han invertido en ratificar su abastecimiento de energía; estas industrias siguieron utilizando otras fuentes energéticas como diésel, gas licuado de petróleo (GLP) o combustibles industriales para sostener su requerimiento de energía que, a todas luces, han sido más costosos comparados con gas natural o carbón; de igual forma, el uso de estos combustibles generaba una superior emisión de gases de efecto invernadero. Todo esto ha ocasionado que las industrias del Perú no hayan sido competitivas frente a los servicios internacionales, pues los altos costos de combustibles derivados del petróleo obligaron al Perú a convertirse en una nación importadora de este hidrocarburo; así por ejemplo, en el año 2014 el 61% del petróleo procesado en refinerías fue importado. Consecuentemente, la dependencia peruana en materia de combustibles industriales fue siempre dependiente de factores externos.

Particularmente, la producción de energía siempre fue primordial para el perfeccionamiento industrial de cada nación. Una de estas formas energéticas clásicas ha sido a través de las calderas, equipos fundamentales para la producción de vapor a partir de un recurso líquido como es el agua y por intermedio de un carburante que la eleva a altas temperaturas para el

cambio de fase respectivo de líquido a vapor y luego ser transportado por medio de tuberías hasta su destino final de aprovechamiento energético. En la filosofía del funcionamiento de las calderas, se consideró siempre como trascendente, la composición aire-combustible como parámetro de la combustión para la obtención del vapor

A fin de determinar la realidad problemática, especificaciones y explicación de los síntomas en la empresa ESCOBEDO SANDOVAL S.A.C., escogida para la presente investigación, se pudo verificar que el rubro principal ha sido desde hace 4 años, la producción de harina de las plumas y abono. Ubicada a en el sector “El Milagro” y con un caldero Pirotubular a carbón de 60 BHP, un digestor de presión de trabajo de 3.2 Bar, un grupo electrógeno con motor diésel Perkins de 200 KVA y un tanque de agua con capacidad de almacenaje de 12 metros cúbicos, para llevar a cabo el proceso de producción; se ha podido comprobar que el rendimiento nunca fue el deseado debido a algunas deficiencias técnicas y de diseño, lo cual ha motivado el presente estudio.

La empresa ha requerido desde hace tiempo, el uso de combustible fósil como es el caso del Diésel a fin de producir energía eléctrica, mediante un grupo electrógeno, para la operación de sus activos ya que no cuentan con suministro eléctrico de la red nacional por motivos de la ubicación en donde se encuentra.

Una de las deficiencias detectadas, ha sido el bajo aprovechamiento de la fuente energética debida a la expulsión los gases residuales provenientes del Grupo electrógeno hacia el medio ambiente, despreciando así la exergía que pudo aprovecharse de este fluido. La capacidad del grupo electrógeno de diseño: Quemar 2900 kg en promedio de diésel al mes y los costos de producción en promedio: s/. 9000.00 al mes.

Por otra parte, dentro de la función productiva de la empresa, muchos de los residuos de la producción avícola se consideraban como inmundicias, debido a que no se reconocía la auténtica importancia que poseían y, por consiguiente, se les desechaban sin darles ningún tipo de utilización. Sin

embargo, con el paso de los años y el progreso de los conocimientos, las empresas que se dedicaban a este tipo de negocio se dieron cuenta que muchos de estos subproductos tenían un valioso valor en el mercado si eran tratados adecuadamente y otorgaban ingresos económicos beneficiosos; pues se ha comprobado que las harinas de proteína animal proporcionan un buen principio de aminoácidos esenciales y son buenas fuentes de energía y minerales.

Por lo tanto, los principales subproductos de la fabricación avícola, como las vísceras, la estirpe y la pluma, se han tenido en cuenta para llegar a conseguir la harina proteica, siguiendo las etapas de hidrólisis y desecación, entre otras, que permiten llegar a adquirir el producto requerido. En el sector manufacturero para la obtención de harina de vísceras, sangre y plumas, es primordial contar con un caldero y un digestor efectivo que permitan producir y llevar a cabo los procesos para la fabricación de la harina.

Otra deficiencia verificada en la empresa fue el tiempo excesivo de secado para la producción final. Cuando la materia prima termina su proceso en el digestor, ésta presenta cierta humedad, creando así la misión de secado para obtener el producto requerido y así salga a la venta. Como no se avanzó en la actualización de tecnología, el proceso de secado aún se realiza de manera tradicional, extendiendo el producto por todo el terreno de la empresa para poder utilizar el aire natural para dicha tarea. El tiempo de secado natural tiene un rango de 4 a 5 horas, originando un gran problema limitador en la producción.

En consecuencia, se ha planteado realizar un Sistema de Cogeneración Inferior, utilizando energía calorífica de los gases de combustión del grupo electrógeno y vapor saturado de la caldera pirotubular para mejorar la eficiencia del ciclo térmico y reducción de impactos medioambientales en la empresa Escobedo Sandoval S.A.C.

Por tanto, se realizó la *formulación del siguiente problema*, ¿De qué manera se puede aumentar la eficiencia energética en la central térmica Escobedo Sandoval S.A.C.?

Se determinaron tres razones por las cuales se justifica la realización de esta tesis: La primera razón o *justificación es la técnica* ya que actualmente en la central térmica se preocupan únicamente sólo por la adecuación del vapor de ingreso al digestor desde la caldera, es decir se trata de aumentar la temperatura del vapor, muchas empresas piensan que es suficiente, pero según la termodinámica y las ecuaciones presentadas, nos da entender que no sólo el agua puede ser ayuda para el uso del digestor, también podría ser el aire de salida de un precalentador, es decir si nosotros aumentamos la temperatura del aire para el secado del producto que sale del digestor con un precalentador del aire aprovechando los gases de combustión del grupo electrógeno, mejoraría el producto, así como la eficiencia de la central térmica.

Mediante la formulación del problema y las justificaciones mostradas, se estableció *la hipótesis* siguiente: La forma más adecuada de aumentar la eficiencia y reducir el impacto medioambiental de la central térmica Escobedo Sandoval, es mediante un sistema de cogeneración, ya que es la tecnología mas adecuada para atacar los problemas principales de esta central.

El objetivo general para esta tesis es establecer un sistema de cogeneración de energía para aumentar la eficiencia y reducir el impacto medioambiental de la central térmica vapor saturado en la empresa Escobedo Sandoval.

Y para cumplir este objetivo, es necesario seguir pasos, los cuales llamamos *objetivos específicos* y estos son los siguientes:

- Realizar una evaluación actual de la central térmica. A partir de un balance de energía a primera instancia e identificar la eficiencia energética existente y el impacto ambiental actual.
- Determinar la viabilidad técnica-económica de los diferentes diseños de cogeneración e Identificar el sistema de Cogeneración más apropiado para las condiciones de la central térmica.

- Dimensionar y seleccionar un precalentador de aire usando los gases de combustión del grupo electrógeno y determinar las fortalezas y debilidades de este componente en el sistema de cogeneración.
- Realizar el balance de energía post dimensionamiento y determinar la reducción de las TM/h de dióxido de carbono evacuados a la atmosfera por el grupo electrógeno, en situación de mejora.
- Realizar un análisis económico y financiero, determinado: inversión, beneficio, retorno operacional de la inversión.

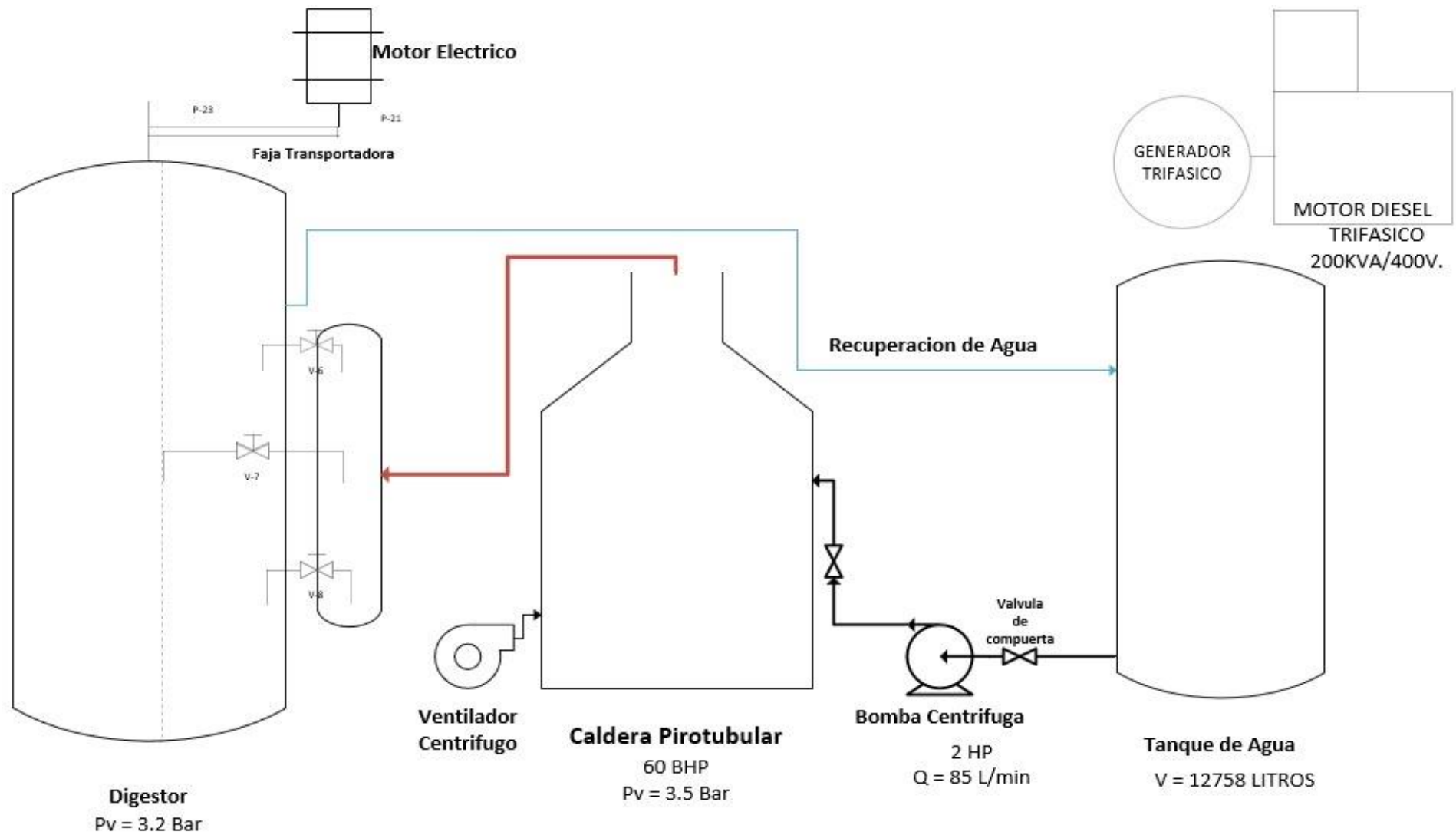


Figura 01 – Esquema actual de la empresa Escobedo Sandoval SAC

II. MARCO TEORICO

En el marco de la presente investigación respaldando a nuestro planteamiento de la problemática, podemos tener presente la tesis de Roa (2018), en la cual establece como objetivo general del proyecto, la evaluación técnica económica de la implementación de tecnologías de cogeneración en sectores residenciales comparando tres distintos tipos de tecnologías: celdas de combustibles, CHP motor Stirling y CHP motor a gas. Como resultado obtuvo que al satisfacer una cierta demanda térmica, la demanda eléctrica se cubre por completo, aprovechándose por completo el combustible que es necesario para la operación. Como aporte a nuestra tesis, la presente investigación nos guía en la evaluación técnica económica de las tecnologías de cogeneración, para mejor aplicación y dimensionamiento de cada una de ellas.

En forma similar, Lujan (2016) en su tesis tuvo como objetivo general realizar una auditoria energética para aumentar la eficiencia de la central térmica en ciclo Rankine de vapor saturado en el Hospital Belén. Obteniendo como resultado que contribuyó a la reducción de masa de Dióxido de carbono en 465.75 TM/año, así mismo redujo la emisión de dióxido de azufre en 8.96 TM/año. De la presente tesis recolectamos que la aplicación de la auditoria energética, ayuda a aumentar la eficiencia, como también la reducción de gases contaminantes hacia nuestro medio ambiente.

Igualmente, Arteaga (2011) al desarrollar su tesis planteo como principal objetivo, generar una alternativa de ahorro de combustible a partir de la cogeneración en el estado ecuatoriano. De tal manera que consiguió como resultado la propuesta de implementación de un sistema de cogeneración en todas las industrias de Manabí para el aprovechamiento máximo del combustible, ya que representaría ahorros inmensos para el estado ecuatoriano por motivo de la disminución de la importación de combustible. La participación del presente estudio se fundamenta por el planteamiento de Cogeneración como alternativa de un ahorro y aprovechamiento energético para nuestro trabajo de investigación.

Por otro lado, Sanz (2012) realizó un estudio utilizando el análisis exergético para la optimización de procesos en una Industria Azucarera. Para lo cual dicho autor utiliza diferentes esquemas, con propuestas de recuperación de energía y con ello satisfacía la demanda de energía para los procesos internos de producción de una planta de Cogeneración. Como resultado, las calderas aumentaron en un 14% su eficiencia originando una mejora muy satisfactoria para la Industria azucarera. En aporte a nuestro trabajo de investigación, el presente estudio nos indica la mejora de las calderas para aumentar eficiencia y tener una mejor optimización de los procesos.

Otro autor que respalda el presente trabajo es Robledo (2019) que en su tesis estudio la factibilidad técnico-económica del uso de un sistema de cogeneración para la recuperación de calor en una planta cementera en Colombia” tuvo como objetivo desarrollar y aplicar una metodología para calcular el potencial de cogeneración utilizando la energía térmica que se desaprovecha en una planta cementera teniendo en cuenta la tecnología actual. En el cálculo energético se realizó un balance de masa y energía, determino la mejor tecnología para la aplicación de este proyecto y evaluó económicamente, para identificar la viabilidad del proyecto. Se resolvió la posibilidad de implementación de un sistema de ciclo de vapor con turbina que desarrollo un ahorro energético, retornando su inversión en 2 años y rescatar el 16.7% de la energía.

Finalmente, otro estudio es la de Miguez (2013) que estudio y analizo la eficiencia energética en el uso de la biomasa para la generación de energía eléctrica, durante un período prolongado, de la operación de la planta de biomasa que se tiene disponible. Aportando a nuestro tema el estudio de los análisis energéticos de los componentes a utilizar en una planta cogeneradora.

En merito a todo lo predicho, debemos establecer conceptos que reforzaran la formulación, desarrollo y comprensión del presente trabajo de investigación. El principal concepto es la precisión de lo que es *cogeneración*, para ello hemos citado a autores que plantean dicha definición como los siguientes:

“Cogenerar significa tener energía en forma de calor útil para los procesos, como generar energía eléctrica para la venta, a partir de la energía química de los combustibles” (Campos, 2012)

“El concepto de cogeneración es la producción de dos tipos de energía, una para suplir procesos y otra para la venta a la red, a partir de la misma fuente de energía primaria” (Quispe, 2010)

La cogeneración es la producción simultánea de electricidad y calor a partir de un combustible fósil, es decir, la recuperación del calor residual generado por la combustión en una planta de generación de electricidad, el cual típicamente habría sido liberado hacia el medio ambiente, desperdiciando así una parte importa de la energía que todavía podría aprovecharse.

La iniciativa esencial de la cogeneración es que, para maximizar los múltiples beneficios que se derivan de ella, los sistemas deben fundarse en la solicitud de calor del estudio, esto puede ser un edificio propio, una manufactura industrial o una capital servida por calor o refrigeración. A través de la utilización del calor, la eficacia de una planta de cogeneración puede lograr el 90% o más, por la tanto esta ofrece una conservación de energía que oscila entre el 15% y el 40%, si se compara con el abastecimiento de corriente y calor de las centrales y calderas convencionales.

La cogeneración es una proporción para desarrollar la variedad de las plantas de reproducción y suministrar la competitividad en este punto, es indiviso de los vehículos más importantes para originar la emancipación del mercado energético, y no menos significativo, su huella en la reproducción del cargo, una orden de artículo ha alcanzado a la consumación de que el progreso de los sistemas de cogeneración amplía la zona profesional.

En este sistema planteado se encuentran beneficios los cuales nos ayudaran con el problema a tratar, estos beneficios son los siguientes:

- Mayor eficiencia de conversión y uso de energía.
- Reducción de las emisiones al medio ambiente, en particular de CO₂ (principal gas del efecto invernadero)
- Enormes reservas de costos suministran una superior idoneidad para los usuarios industriales y comerciales, y ofreciendo fervor posible para los usuarios domésticos. Es una conformidad para adelantar hacia formas más descentralizadas de reproducción eléctrica, adonde las plantas están diseñadas para compensar la deposición de los consumidores locales, proporcionando mayor eficiencia, evitando perdidas de transferencia y aumentando la elasticidad de la inercia del uso, esto fundamentalmente si el vapor nativo es el acarreador de atrevimiento.
- Mejora de la seguridad local y general del suministro, la generación local a través de la cogeneración puede producir el riesgo de que los consumidores se queden sin suministro de electricidad y calefacción, además la reducción de la necesidad del combustible resultante de la cogeneración reduce la dependencia de las importaciones, lo que ayuda a afrontar un desafío clave para el futuro energético.

Este método ideal tipos de cogeneración, los cuales ayudan a distintas centrales, eso es de pacto con cómo esta su método de planeamiento energético, ya que algunas plantas vacío producen y consumen poco carácter, asimismo como además su crematorio para su sumario lucrativo. Hay tres tipos de cogeneración, los cuales son los siguientes:

El inicial es un método de cogeneración con generador de gas, el cual se impulsa agua hacia el amplificador de vapor por medio de una bomba, el cual lo extrae desde unos tanques de acumulación, preliminarmente tratada para separar las impurezas como sales y silicios.

Es importante saber cómo es el funcionamiento de esta máquina para poder saber si este sistema es el adecuado para nuestra problemática en nuestra tesis.

- Primero, el aire entra por la admisión de la turbina.
- Después, el compresor aumenta la presión del aire antes de que entre a la cámara de combustión.
- Este aire comprimido se mezcla con el combustible y se enciende, creando un gas caliente en expansión.
- Finalmente, este gas expansivo impulsa la turbina de potencia y genera energía mecánica.

También es necesario saber para qué sirven las Turbinas de Gas, ya que esto es importante para saber si es válido usarlo en esta central térmica.

- Impulsan generadores eléctricos con la energía mecánica, suministrando electricidad y calor (cogeneración).
- Igualmente, accionan bombas que transportan líquidos.
- Y, finalmente, impulsan compresores que suministran gas natural a viviendas, edificios e industrias en todo el mundo.

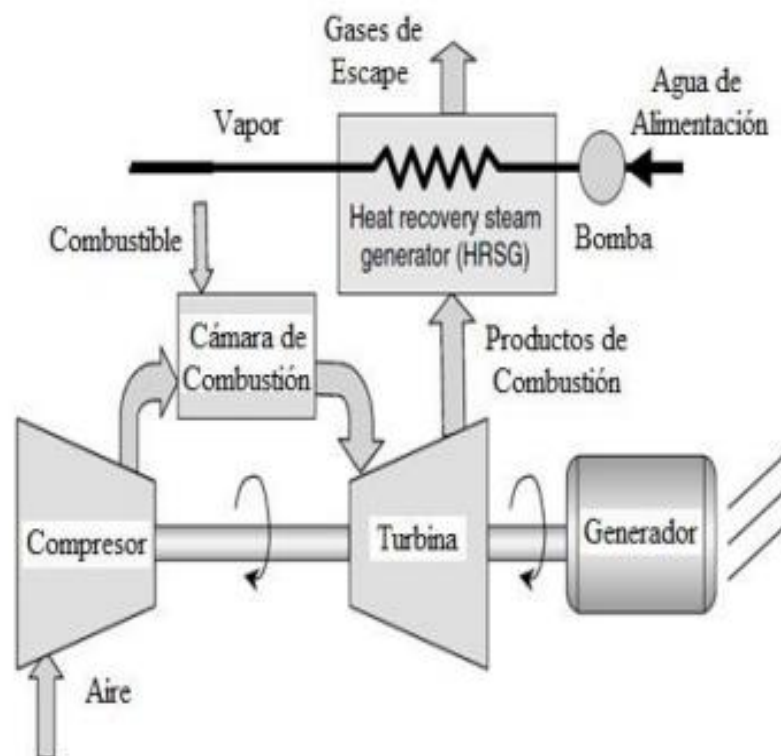


Figura 02 – Sistema de generación con turbina de gas

Fuente: Masters, Gilbert

Este mecanismo, puede trabajar para sistemas de cogeneración desde ciento de kW hasta varios MW, y se aplica como centrales en horas punta, es decir cuando se tiene picos de demanda de energía eléctrica.

Distintos ejemplos de procedimiento de cogeneración es con generador de vapor, y estas turbinas son maquinas grandes y en habitual enormes, que requieren pocas intervenciones. Es un aparato que convierte la carácter del gas derivado del calentador en adeudo automático, en un centrado termoeléctrica, este compromiso se emplea para agitar un amplificador automático que transforma el compromiso en carácter eléctrico. Las turbinas de fluido son equipos sencillos y desmesuradamente agradecidos con una maniobra y un alimento apropiado.

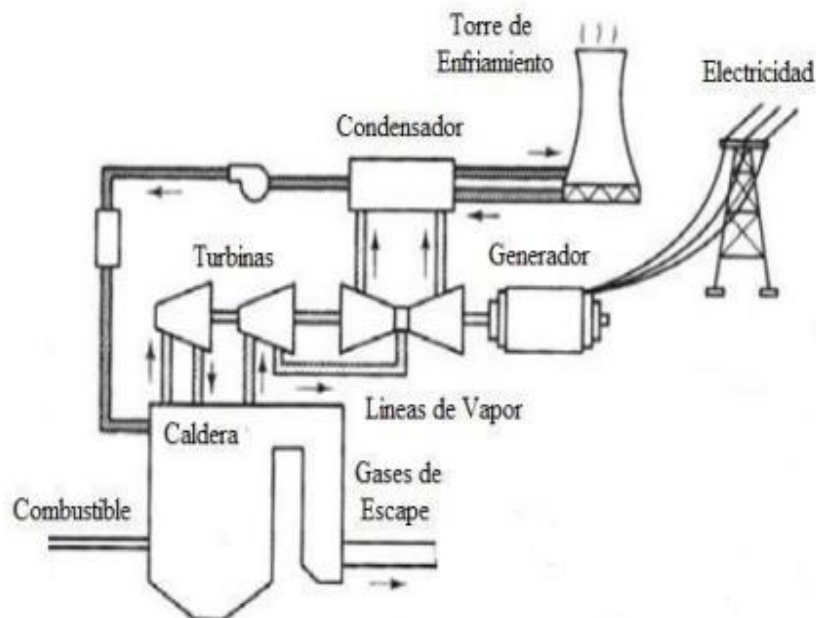


Figura 03 – Sistema de cogeneración con turbina de vapor

Fuente: Masters, Gilbert

Y posteriormente la ultima técnica de cogeneración es el con ciclo mixto: Generación de electricidad a partir de una central de Ciclo mixto, que en ordinario, aprovecha el calor generado por el salida de una máquina a vapor, para excitar agua y revolver otro generador a Gas, produciendo muy bajas emisiones. El trabajo del período consiste en que se puede crear arrojó eléctrico a fraccionar del ciclo Rankine, adonde a partir del fluido de delgada

que se genera en la calentador, acciona la motor de gas, y éstas guisa el principio de brío del causante dieléctrico.

Finalmente se tiene energía eléctrica tanto en el generador de la turbina de gas, como en el generador de la turbina de vapor, energía eléctrica no solo para abastecer la demanda energética de los procesos, sino también para la posible venta de energía al Sistema Interconectado Nacional (SEIN).

La principal ventaja de utilizar el ciclo combinado es su alta eficiencia, ya que al utilizar la energía calórica de los gases de la combustión para producir vapor que alimenta a una segunda turbina, el ciclo combinado permite alcanzar los rendimientos más altos que es posible alcanzar en las centrales termoeléctricas. Una desventaja quizás la más importante es los altos costos de inversión del ciclo combinado para cogenerar, debido a que las instalaciones son más complejas, lo que hace que, en un contexto de inversión, los egresos al inicio sean altos.

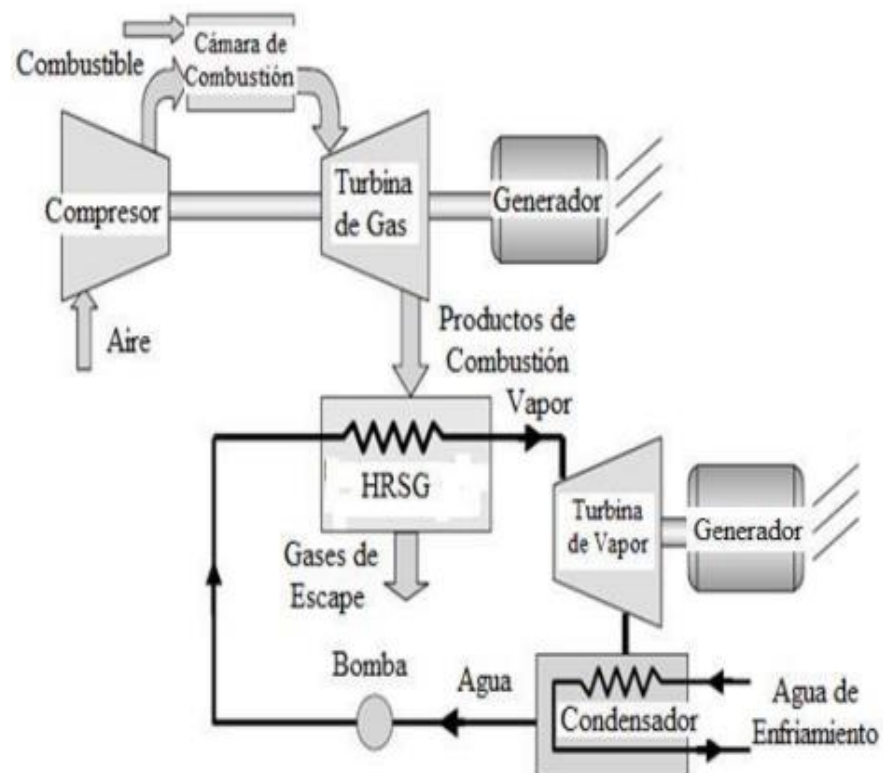


Figura 04 – Sistema de cogeneración con ciclo combinado

Fuente: Masters, Gilbert

Otro concepto con todo relacionado a este tema, son las *calderas piro tubulares*, pero antes debemos definir lo que es una caldera, y esta máquina térmica es un equipo de generación de vapor para procesos industriales, que calienta agua y la convierte en vapor por intermedio de la combustión. La caldera piro tubular es un cilindro lleno de agua con tubos a través de esta que trabaja con vapor saturado, en el cual el combustible es quemado en uno de los extremos del cilindro y los gases calientes productos de la combustión pasan a través de los tubos hasta el otro extremo; también son denominadas Igneotubulares y pueden ser verticales u horizontales.

¿Por qué se denominan Calderas Piro tubulares?, porque el agua está alrededor de los tubos de calentamiento mientras que la combustión es en el interior, en cambio, en las calderas acuotubulares el agua está dentro de los tubos y la combustión se produce por los alrededores.

Para saber mas sobre estas maquinas térmicas, es necesario saber sus partes que las caracteriza, y estas son las siguientes.

- Quemador, produce calor con combustibles, como el gas natural, petróleo, carbón, etc.
- Manómetro de vapor, es el que indica la presión interna de la caldera
- Tablero de control, controla de que a la caldera no le falta agua, que module la llama para que pueda abastecer a planta según la demanda.
- Ventilador, genera aire necesario para la caldera.
- Chimenea, es el tubo de escape por donde se van los gases de combustión y que obviamente hay una pérdida de calor.
- Válvula de gas
- Alimentación del gas principal
- Línea de vapor

El principio de operación de las calderas pirotubulares empieza con el ingreso del agua por medio de una bomba eléctrica al interior de la caldera hasta llegar a un nivel estandarizado de llenado.

Es aquí, que mediante a un quemador regulado a gas, ingresa el calor a la parte central de la caldera y posteriormente a los tubos centrales, en donde el calor se refracta de un extremo y vuelve a ingresar a los tubos periféricos, en donde al terminar su recorrido, los gases de combustión son eliminados hacia el medio ambiente.

Una vez llegado a la temperatura de ebullición, el nivel de agua baja y mediante a equipos de control precisos, se mantiene ese nivel dentro de los límites superiores e inferiores, ya que, si se encuentra demasiado bajo, los tubos de calentamientos se quedarán expuestos y la caldera se sobrecalentará, y si es demasiado alto, el agua podría ser aspirada junto con el vapor, resultando una expulsión de vapor de calidad pobre.

Asimismo, un concepto adicional que esté relacionado a toda esta problemática es la *auditoria energética* que es un estudio integral de todos los aspectos, tanto técnicos como económicos, que afectan directa o indirectamente al consumo de las diferentes energías en un establecimiento” (Fausto, 2012).

Permite identificar los puntos críticos de baja eficiencia energética, así como establecer las posibles medidas correctoras. La Auditoría Energética Eléctrica recolecta “datos sobre el suministro y consumo de energía con el propósito de evaluar las posibilidades de ahorro de energía y la cuantificación de las mismas, así como para determinar la conveniencia de la oportunidad económica de ejecutarlas” (Fausto, 2012).

Una auditoria energética es un procedimiento sistemático que consiste en un análisis detallado de monitoreo y verificación de los consumos de energía de un sistema, proceso o instalación, con el objeto de identificar áreas de oportunidad para lograr un mejor aprovechamiento de la energía. Podemos decir que la auditoria energética es el primer paso para llevar a cabo un

programa de administración de energía, con el objetivo de reducir el consumo de energía (la facturación).

Un procedimiento bueno para realizar una auditoria energética es la siguiente:

- Recolección de Averiguación Preliminar.
- Revisión del Registro de Energía .
- Avance de las Instalaciones.
- Trabajo de Medición.
- Sistema de Registros.
- Identificación de Oportunidades de Mejoras en Eficacia Energética.
- Evaluación Habilidad Económica de las variaciones planteadas.
- Trabajo de Eficiencia Energética.
- Propuesta de Implementación de Mejoras.

Adicionalmente a estos conceptos, planteamos uno que es muy importante para saber su definición y su funcionamiento, y a la vez poder saber sobre sus fortalezas que puede brindar, muy aparte de solo suministrar energía.

Los grupos electrógenos son aquellos que suministran corriente eléctrica a fallar la red de suministro habitual y que arrancan de manera automática.

(Álvarez, 2014)

Un grupo electrógeno es una máquina de hacer energía para sistemas auxiliares o de emergencia. (Salvador y Costa, 2001)

Los grupos electrógenos deberán lograr extirpar expeditamente en fresco, a una calentura de 0°C. Si esto no es realizable, o si cerca de persistir que se encontrarán temperaturas más bajas, se tomarán medidas que resulten aceptables a la Dirección para el sustento de conector calefactores a final de afirmar el rápido energía de los grupos electrógenos.

Perfecto conjunto electrógeno preparado para energía maquinaal estará tripulado con dispositivos de arranque aprobados por la Dirección, que puedan amontonar osadía algo para tres arranques consecutivos por lo menos. Se proveerá una segunda origen de carácter que haga posibles otros arranques mientras 30 min, a menos que quepa manifestar que el arrojio por medios manuales es fiel. (OMI, 2009)

El grupo electrógeno es un equipo que sirve para la generación de energía eléctrica, constituido, por un motor endotérmico ensamblado, por medio de una unión coaxial, a un alternador, provisto de regulación que tiene la finalidad de mantener constante la velocidad de rotación y la tensión generada, al variar de las condiciones de carga. Esto se obtiene ajustando respectivamente la alimentación del motor Diésel y la excitación del generador eléctrico. Tiene la finalidad de mantener constante la velocidad de rotación y la tensión generada, al variar de las condiciones de carga. Es necesario implementar este grupo, ya que cuando ocurre un tipo de desconexión de energía, esta máquina mantiene activos los generadores, las líneas de alimentación, los sistemas auxiliares, etc.

Otras de las razones por la cual es necesario establecer este equipo, es que también puede servir como generador eléctrico con la función de originar energía eléctrica donde no hay suministro de energía. En la actualidad cada Área o empresa Industrial cuenta con un grupo electrógeno o equipos generadores de suministro de energía, y esto les ayuda para dar gestión a sus equipos e instalar equipos eléctricos en los sistemas auxiliares de su planta.

El grupo electrógeno en una empresa es de gran importancia ya que cumple la función de alimentar de energía eléctrica cuando más lo necesite y cuando se produzca fallas en el sistema.

Algunas empresas optan por no utilizar este equipo, por lo que cuando se requiere hacer un mantenimiento mayor o implementar una nueva máquina en la planta, la empresa hace un paro de generación y eso provoca disturbios y apagones en la ciudad que depende de esa planta.

Por eso es importante establecer un grupo electrógeno de emergencia ya que así la empresa no reduciría ingresos y evitaría posibles fallos en los equipos eléctricos.

Y el ultimo concepto de estas teorías relacionadas al problema de la central es sobre la eficiencia energética, que es la obtención de los mismos bienes y servicios energéticos, pero con mucha menos energía, con la misma o mayor calidad de vida, con menos contaminación, a un precio inferior al actual, alargando la vida de los recursos y con menos conflicto” (Norton, 2011)

“Permite conseguir la producción o servicios con el menor consumo y gasto energético contribuyendo menos contaminación ambiental” (Juan, 2013).

La eficiencia energética se define como la optimización de los consumos energéticos de una instalación, que permitan realizar una misma operación y se reduzca el consumo energético sin reducir la calidad del servicio prestado.

Ante todo, esto, es necesario incluir en esta tesis, las fórmulas necesarias para realizar el desarrollo o resultados, con el fin de cumplir con el objetivo general, que es aumentar la eficiencia y reducir el impacto medio ambiental de la central. Una de estas principales formulas viene a ser el flujo o caudal másico es en física la magnitud que manifiesta el cambio de la masa en el tiempo. Matemáticamente es la diferencial de la masa con relación al tiempo.

$$m_{vapor} = K * P \quad \text{Ecuac. 1}$$

Donde:

m_{vapor} : Flujo masico del vapor máximo entregado por el caldero (kg/h)

P: Potencia nominal del caldero [BHP]

K =15. 66 kg vapor/h producidos por la caldera equivalente a 1 BHP

La siguiente formula que se necesita para este trabajo es la entalpia de líquido saturado, esta entalpia se determina a la temperatura de ingreso a un sistema Termodinámico.

$$h_{agua} = h_f \left(\frac{KJ}{Kg} \right) \text{ a la } T_{agua} \quad \text{Ecuac. 2}$$

Donde:

T_{agua} : Temperatura de agua de alimentación de la caldera 9(°C)

h_{agua} : Entalpia del agua de alimentación a la caldera $\left(\frac{KJ}{Kg} \right)$

h_f : Entalpia de líquido saturado (tabla termodinámica a la $T_{agua} \left(\frac{KJ}{Kg} \right)$

Por consiguiente, también se encuentra la entalpia de vapor saturado, esta entalpia se determina a la presión de salida de un sistema termodinámico.

$$h_v = h_g \left(\frac{KJ}{Kg} \right) \text{ a la } P_v \quad \text{Ecuac. 3}$$

Donde:

P_v : Presión del vapor saturado (bar abs.)

h_v : Entalpia de vapor saturado $\left(\frac{KJ}{Kg} \right)$

h_f : Entalpia de vapor saturado (tabla termodinámica a la P_v) $\left(\frac{KJ}{Kg} \right)$

Ley de la Conservación de la masa

$$\sum m_{entrada} = \sum m_{salida} \quad \text{Ecuac. 4}$$

Donde:

$m_{entrada}$: flujo masico de entrada al sistema $\left(\frac{Kg}{seg} \right)$

m_{salida} : flujo masico de salida del sistema $\left(\frac{Kg}{seg} \right)$

$$\sum m_{entrada} * h_{entrada} = \sum m_{salida} * h_{salida} \quad \text{Ecuac. 5}$$

Donde:

$m_{entrada}$: flujo masico de entrada al sistema $\left(\frac{Kg}{seg} \right)$

$h_{entrada}$: Entalpia del fluido de entrada $\left(\frac{KJ}{Kg} \right)$

m_{salida} : flujo masico de salida del sistema $\left(\frac{Kg}{seg} \right)$

h_{salida} : Entalpia del fluido de salida $\left(\frac{KJ}{Kg} \right)$

Potencia util

$$Q_{util} = m_v * (h_v - h_{agua}) \quad \text{Ecuac. 6}$$

Donde:

Q_{util} : Calor útil del caldero (KW)

m_v : Flujo masico de vapor producido en la caldera $\left(\frac{Kg}{seg}\right)$

h_{agua} : Entalpia de liquido saturado del agua $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

h_v : Entalpia del vapor saturado $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

Rendimiento de la caldera

$$\eta_{cald} = \frac{m_v * (h_v - h_{agua})}{m_{cble} * PCI} \quad \text{Ecuac. 7}$$

Donde:

η_{cald} : Rendimiento energético para calderos (%)

m_v : Flujo masico de vapor producido por el caldero $\left(\frac{Kg}{seg}\right)$

h_{agua} : Entalpia de líquido saturado del agua $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

h_v : Entalpia del vapor saturado $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

m_{cble} : Flujo masico de combustible $\left(\frac{Kg}{seg}\right)$

PCI : Poder calorífico inferior del combustible $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

Así mismo, existe otra fórmula para hallar el rendimiento, el cual es mediante el método indirecto:

$$\eta_{cald} = 100\% - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5) \quad \text{Ecuac. 8}$$

Donde:

q_1 : Perdidas por purgas (%)

q_2 : Perdidas de calor por convección (%)

q_3 : Perdidas por Calor hollín (%)

q_4 : Perdidas de calor por combustión interna (%)

q_5 : Perdidas de Calor por Gases Residuales (%)

Para determinar el aislamiento térmico de una superficie se debe seguir un procedimiento, el cual empieza hallando la potencia térmica de convección en superficie desnuda.

$$Q_{p \rightarrow \infty, \text{desnuda}} = h_{p \rightarrow \infty} * S_{caldera} * (T_{pext} - T_{\infty}) \quad \text{Ecuac. 9}$$

Donde:

$Q_{p \rightarrow \infty, \text{desnuda}}$: Potencia térmica perdida al medio ambiente en tubería desnuda (W)

$h_{p \rightarrow \infty}$: Coeficiente de transferencia de calor $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

$S_{caldera}$: Superficie lateral exterior de la caldera (m^2)

T_{pext} : Temperatura de pared exterior de la caldera ($^\circ C$)

T_{∞} : Temperatura del aire ambiente ($^\circ C$)

Potencia térmica de convección en superficie aislada

$$Q_{\substack{p \rightarrow \infty \\ \text{aislada}}} = Q_{\substack{p \rightarrow \infty \\ \text{desnuda}}} * (1 - \eta_{\text{aislante}}) \quad \text{Ecuac.10}$$

Donde:

$Q_{\substack{p \rightarrow \infty \\ \text{aislante}}}$: Potencia térmica perdida al medio ambiente en tubería aislada (W)

$Q_{\substack{p \rightarrow \infty \\ \text{desnuda}}}$: Potencia térmica perdida al medio ambiente en tubería desnuda (W)

η_{aislante} : Rendimiento de la lana mineral (%)

Luego de hallar dichas potencias, se busca la temperatura promedio entre el aislante, ya que es valor promedio de la temperatura interior de pared y la temperatura exterior de pared del caldero.

$$T_m = \frac{T_{\text{pint}} + T_{\text{pext}}}{2} \quad \text{Ecuac. 11}$$

Donde:

T_m : Temperatura promedio (°C)

T_{pint} : Temperatura de pared interior de la caldera (°C)

T_{pext} : Temperatura de pared exterior de la caldera (°C)

Conductividad térmica del aislante.

$$K_{\text{aislante}} = 0.04176 + 0.000232 * T_m \quad \text{Ecuac. 12}$$

Donde:

K_{aislante} : Conductividad térmica del aislante ($\frac{W}{m^{\circ}C}$)

T_m : Temperatura promedio (°C)

También, existe un diámetro exterior del aislante, el cual es el diámetro expuesto al medio ambiente y se encuentra mediante la ecuación siguiente.

$$D_{ext.aislante} = D_{int.aislante} * e^{\frac{2*\pi*K_{aislante}*L*(T_{pint.aislada}-T_{pext.aislada})}{Q_{p \rightarrow \infty} \text{ aislada}}} \quad \text{Ecuac. 13}$$

Donde:

$D_{ext.aislante}$: Diámetro exterior con respecto al aislante (m)

$D_{int.aislante}$: Diámetro interior con respecto al aislante, que es lo mismo que el diámetro exterior del caldero (m)

L : Longitud de la tubería (m)

$T_{pint.aislada}$: Temperatura de pared interior aislada, que es lo mismo que la temperatura de pared exterior del caldero (°C)

$T_{pext.aislada}$: Temperatura de pared exterior expuesta al medio ambiente con aislamiento (°C)

A partir del diámetro exterior e interior del aislante, se encuentra el espesor de la fibra de vidrio, el cual es el espesor necesario para que la transferencia de calor sea mínima al medio ambiente.

$$\delta_{aislante} = \frac{(D_{ext.aislante}-D_{int.aislante})}{2} \quad \text{Ecuac. 14}$$

Donde:

$\delta_{aislante}$: Espesor del aislante (m)

$D_{ext.aislante}$: Diámetro exterior con respecto al aislante (m)

$D_{int.aislante}$: Diámetro interior con respecto al aislante, que es lo mismo que el diámetro exterior del caldero (m)

Caudal Volumétrico del agua.

$$V_{agua} = \frac{m_{agua}}{\rho_{agua}}$$

Ecuac. 15

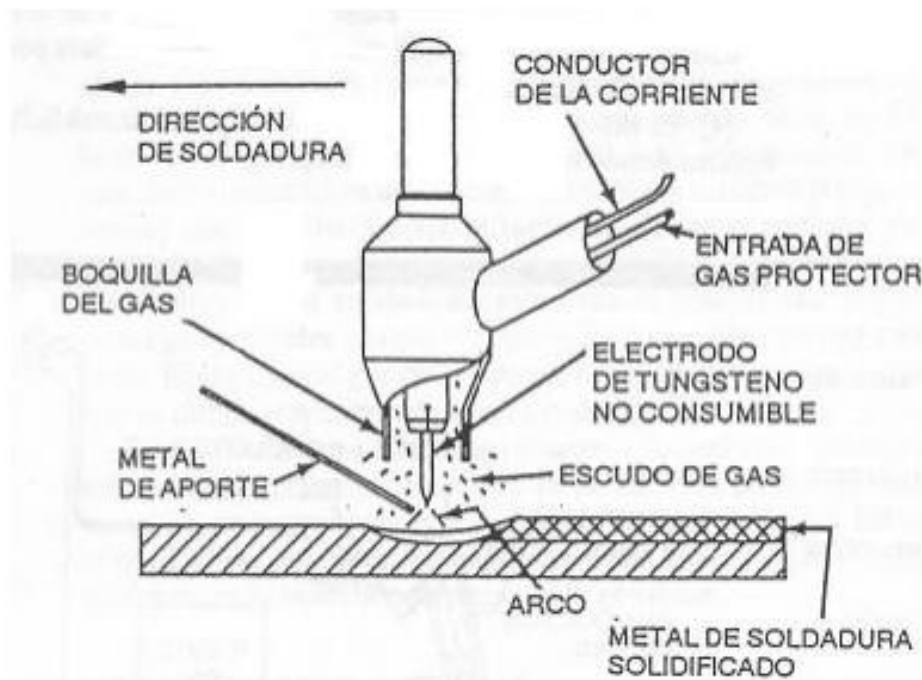
Donde:

V_{agua} : Flujo volumétrico o caudal de agua de alimentación ($\frac{m^3}{seg}$)

m_{agua} : Flujo masico de agua de alimentación ($\frac{kg}{seg}$)

ρ_{agua} : Densidad del agua, a la temperatura del agua de alimentación ($\frac{kg}{m^3}$)

Otro aspecto importante en nuestro trabajo es la soldadura TIG que es la creación de un arco eléctrico dentro de una cámara llena de gas inerte y utilizando electrodo de tungsteno que se torna incandescente al paso de la corriente, convirtiéndose en la fuente de calor para la soldadura.



A continuación, se necesita hacer un diseño del precalentador de aire por gases residuales, y para esto, se necesitan distintos valores, para poder diseñar o dimensionar este aparato industrial, en primer lugar, es hallar el coeficiente de transferencia de calor interno (aire), y para esto es necesario hallar su temperatura media del aire en el precalentador

$$T_{m_{aire}} = \frac{T_{aire_1} + T_{aire_2}}{2} \quad \text{Ecuac. 16}$$

Donde:

$T_{m_{aire}}$: Temperatura promedio del aire en el precalentador (°C)

T_{aire_1} : Temperatura que ingresa al precalentador (°C)

T_{aire_2} : Temperatura que sale del precalentador (°C)

Luego, es necesario hallar el flujo masico de aire por cada tubo, para eso se produce encontrarlo mediante esta formula.

$$m_{aire\ unit} = \frac{m_{aire}}{N_{tubos}} \quad \text{Ecuac. 17}$$

Donde:

$m_{aire\ unit}$: Flujo masico de aire por cada tubo ($\frac{kg}{seg}$)

m_{aire} : Flujo masico de aire que ingresa al precalentador ($\frac{kg}{seg}$)

N_{tubos} : Numero de tubos de aire en el precalentador (unidimensional)

Una vez hallado lo anterior, es necesario encontrar la superficie transversal de los tubos.

$$m_{aire\ unit} = \rho_{aire} * U_{aire} * S_T \quad \text{Ecuac. 18}$$

Donde:

$m_{aire\ unit}$: Flujo masico de aire por cada tubo ($\frac{kg}{seg}$)

ρ_{aire} : Densidad del aire, a la temperatura media del aire ($\frac{kg}{m^3}$)

U_{aire} : Velocidad del aire en los tubos del precalentador ($\frac{m}{seg}$)

S_T : Superficie transversal de los tubos (m^2)

Y a partir de todo esto, se tiene:

$$S_T = \frac{\pi * d_{int}^2}{4} \quad \text{Ecuac. 19}$$

Donde:

S_T : Superficie transversal de los tubos (m^2)

d_{int} : Diámetro interior de los tubos por donde circula el aire (m)

Así también, es muy necesario encontrar el número de Reynolds del aire, el cual se puede hallar mediante la formula siguiente.

$$Re_{aire} = \frac{U_{aire} * d_{int}}{\nu_{aire}} \quad \text{Ecuac. 20}$$

Donde:

Re_{aire} : Numero de Reynolds del aire (unidimensional)

U_{aire} : Velocidad del aire en los tubos del precalentador ($\frac{m}{seg}$)

d_{int} : Diámetro interior de los tubos por donde circula el aire (m)

ν_{aire} : Viscosidad cinemática, a la temperatura media del aire ($\frac{m^2}{seg}$)

Una vez encontrado lo anterior, se realiza el siguiente paso, el cual es hallar el número de Nusselt del aire

$$Nu_{aire} = 0.0263 * Re_{aire}^{0.8} * Pr_{aire}^{0.4} \quad \text{Ecuac. 21}$$

Donde:

Nu_{aire} : Numero de Nusselt del aire (unidimensional)

Re_{aire} : Numero de Reynolds del aire (unidimensional)

Pr_{aire} : Numero de Prandt, a la temperatura media del aire (unidimensional)

A la misma vez, se procede a hallar el coeficiente de convección interno, el cual se encuentra mediante la formula siguiente.

$$h_{int\ aire} = \frac{Nu_{aire} * K_{aire}}{d_{int}} \quad \text{Ecuac. 22}$$

Donde:

$h_{int\ aire}$: Coeficiente de convección interna (aire) ($\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$)

Nu_{aire} : Numero de Nusselt del aire (unidimensional)

d_{int} : Diámetro interior de los tubos por donde circula el aire (m)

K_{aire} : Conductividad térmica, a la temperatura media del aire ($\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$)

Por concluir, todos los datos encontrados anteriormente, se procede a hallar el coeficiente de transferencia de calor externo (gases residuales). Para todo esto, es necesario hallar el área de circulación de los gases.

$$S_{c.g.} = \frac{\pi * D_{int}^2}{4} - \frac{N_{tubos} * \pi * d_{ext}^2}{4} \quad \text{Ecuac. 23}$$

Donde:

$S_{c.g.}$: Área de circulación de los gases (m^2)

D_{int} : Diámetro interior de la carcasa del precalentador (m)

N_{tubos} : Numero de tubos de aire en el precalentador (unidimensional)

d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos donde circula el aire (m)

Por consiguiente, es necesario hallar el diámetro Hidráulico, es decir el diámetro equivalente externo.

$$d_h = \frac{D_{int}^2 - N_{tubos} * d_{ext}^2}{D_{int} + N_{tubos} * d_{ext}} \quad \text{Ecuac. 24}$$

Donde:

d_h : Diámetro hidráulico (m)

D_{int} : Diámetro interior de la carcasa del precalentador (m)

N_{tubos} : Numero de tubos de aire en el precalentador (unidimensional)

d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos donde circula el aire (m)

Así mismo, realizamos la siguiente ecuación para hallar el número de Reynolds de los gases residuales.

$$Re_{GR} = \frac{U_{GR} * d_h}{\nu_{GR}} \quad \text{Ecuac. 25}$$

Donde:

Re_{GR} : Numero de Reynolds de los gases residuales (unidimensional)

U_{GR} : Velocidad de los gases residuales en el precalentador ($\frac{m}{seg}$)

d_h : Diámetro hidráulico (m)

ν_{GR} : Viscosidad cinemática, a la temperatura de los gases residuales ($\frac{m^2}{seg}$)

A la misma vez, se halla el número de Nusselt de los gases residuales

$$Nu_{GR} = 0.0263 * Re_{GR}^{0.8} * Pr_{GR}^{0.3} \quad \text{Ecuac. 26}$$

Donde:

Nu_{GR} : Numero de Nusselt de los gases residuales (unidimensional)

Re_{GR} : Numero de Reynolds de los gases residuales (unidimensional)

Pr_{GR} : Numero de Prandtl, a la temperatura media de los gases residuales (unidimensional)

Al final, gracias a todo lo encontrado, se halla el coeficiente de convección externo.

$$h_{ext_{GR}} = \frac{Nu_{GR} * K_{GR}}{d_h} \quad \text{Ecuac. 27}$$

Donde:

$h_{ext_{GR}}$: Coeficiente de convección externa (gases residuales) $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$

Nu_{GR} : Numero de Nusselt de los gases residuales (unidimensional)

d_h : Diámetro hidráulico (m)

K_{GR} : Conductividad térmica, a la temperatura de los gases residuales $(\frac{W}{m \cdot ^\circ C})$

Por conclusión a todo lo hallado, finalmente se podrá hallar el coeficiente global de transferencia de calor.

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{int_{aire}}} + \frac{1}{h_{ext_{GR}}} + \frac{e_{tubo}}{K_{tubo}} + R_{aire} + R_{GR}} \quad \text{Ecuac. 28}$$

Donde:

K_G : Coeficiente global de transferencia de calor $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$

$h_{ext_{GR}}$: Coeficiente de convección externa (gases residuales) $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$

$h_{int_{aire}}$: Coeficiente de convección interna (aire) $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$

e_{tubo} : espesor de la tubería donde pasa el aire (m)

K_{tubo} : Conductividad térmica del material (acero al carbono) $(\frac{W}{m \cdot ^\circ C})$

R_{aire} : Factor de resistencia del aire $(\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W})$

R_{GR} : Factor de resistencia de los gases de combustión $(\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W})$

Luego de hallar los coeficientes internos, es necesario hallar todo lo basado externo del precalentador, es por eso que primero se halla la variación de temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad \text{Ecuac. 29}$$

Donde:

ΔT_m : Variación de temperatura media logarítmica (°C)

ΔT_{max} : Variación de temperatura máxima (°C)

ΔT_{min} : Variación de temperatura mínima (°C)

Obteniendo todos los datos desde el principio, se puede realizar el calor útil del precalentador, y eso nos ayudaría saber de cuantos kilowatts será nuestro precalentador.

$$Q_{util} = m_{aire} * Cp_{aire} * (T_{a_2} - T_{a_1}) \quad \text{Ecuac. 30}$$

Donde:

Q_{util} : Calor útil del precalentador (KW)

m_{aire} : Flujo masico de aire que ingresa al precalentador ($\frac{kg}{seg}$)

Cp_{aire} : Calor especifico, a la temperatura media del aire ($\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$)

T_{a_1} : Temperatura de aire que sale del precalentador (°C)

T_{a_2} : Temperatura de aire que ingresa al precalentador (°C)

Así mismo, se hallará la superficie de transferencia de calor de los tubos, con el fin de dimensionar todo lo interior del precalentador.

$$S_{tubos} = \frac{1000 * Q_{util}}{K_G * \Delta T_m} \quad \text{Ecuac. 31}$$

Donde:

S_{tubos} : Superficie de transferencia de calor de los tubos (m^2)

Q_{util} : Calor útil del precalentador (KW)

ΔT_m : Variación de temperatura media logarítmica ($^{\circ}C$)

K_G : Coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$)

Por consiguiente, se puede hallar la longitud del precalentador, para así mismo obtener la longitud de los tubos que están internamente del precalentador.

$$S_{tubos} = \pi * d_{ext} * N_{tubos} * L_{tubo} \quad \text{Ecuac. 32}$$

Donde:

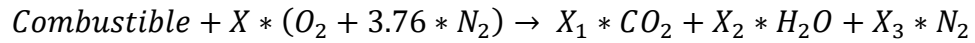
S_{tubos} : Superficie de transferencia de calor de los tubos (m^2)

d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos donde circula el aire (m)

N_{tubos} : Numero de tubos de aire en el precalentador (unidimensional)

L_{tubo} : Longitud del precalentador (m)

Luego de todo esto, por lo último, debemos obtener la mejora que se generó a través de la cogeneración, para eso, como primer paso se realiza un balance estequiométrico en combustión perfecta.



Donde:

X, X_1, X_2 y X_3 detallan la cantidad de Kmol del oxígeno, dióxido de carbono.

Luego de obtener dichos balances, es importante saber todo el gasto total que se realizó en todo el proceso del desarrollo de la tesis, para eso, es conveniente saber cuál sería el retorno operacional de la inversión, el cual es el tiempo para recuperar la inversión de un proyecto.

$$ROI = \frac{I [S./]}{B \left[\frac{S./}{año} \right]} \quad \text{Ecuac. 33}$$

Donde:

I : Inversión para la ejecución del proyecto (S./)

B : Beneficio logrado por el proyecto $\left(\frac{S./}{año} \right)$

Luego es necesario obtener el valor actual neto, ya que es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad \text{Ecuac. 34}$$

Donde:

VAN: Valor actual neto (\$)

V_t : Flujos de caja en cada tiempo (\$)

r : Interés (%)

n : Numero de periodos considerados (años)

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión (\$)

Tasa interna de retorno

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+TIR)^t} - I_0 = 0$$

Ecuac. 35

Donde:

TIR: Tasa interno de retorno

VAN: Valor actual neto (\$)

V_t : Flujos de caja en cada tiempo (\$)

r: Interés (%)

n: Numero de periodos considerados (años)

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión (\$)

III. METODOLOGÍA:

3.1. Tipo y diseño de investigación:

3.1.1. Tipo de investigación:

Esta investigación es aplicada a nivel descriptivo

- Para Murillo (2008), la investigación aplicada recibe el nombre de “investigación práctica o empírica”, que se caracteriza porque busca la aplicación o utilización de los conocimientos adquiridos, a la vez que se adquieren otros, después de implementar y sistematizar la práctica basada en investigación.

Es **aplicada**, porque aplica técnicas de ingeniería mecánica eléctrica para dar soluciones a los problemas observados de la empresa.

- Para Mohammad (2005), la investigación descriptiva es una forma de estudio para saber quién, donde, cuando, cómo y porqué del sujeto de estudio. En otras palabras, la información obtenida en un estudio descriptivo explica perfectamente a una organización el consumidor, objetos, conceptos y cuentas.

Es **descriptivo**, porque describe en un determinado periodo o tiempo todo lo relacionado al tema de investigación.

3.1.2. Diseño de investigación:

Esta investigación es de diseño pre experimental

El presente estudio tomara como referencia lo relacionado a un tipo pre experimental, ya que esta tiene como objetivo principal realizar el cambio de una de sus variables en el tiempo y obtener como resultado una simulación (SolidWorks)

3.2. Variables, Operacionalización de variables:

3.2.1. Variable Independiente:

- Sistema de Cogeneración

3.2.2. Variables Dependientes:

- Eficiencia Energética

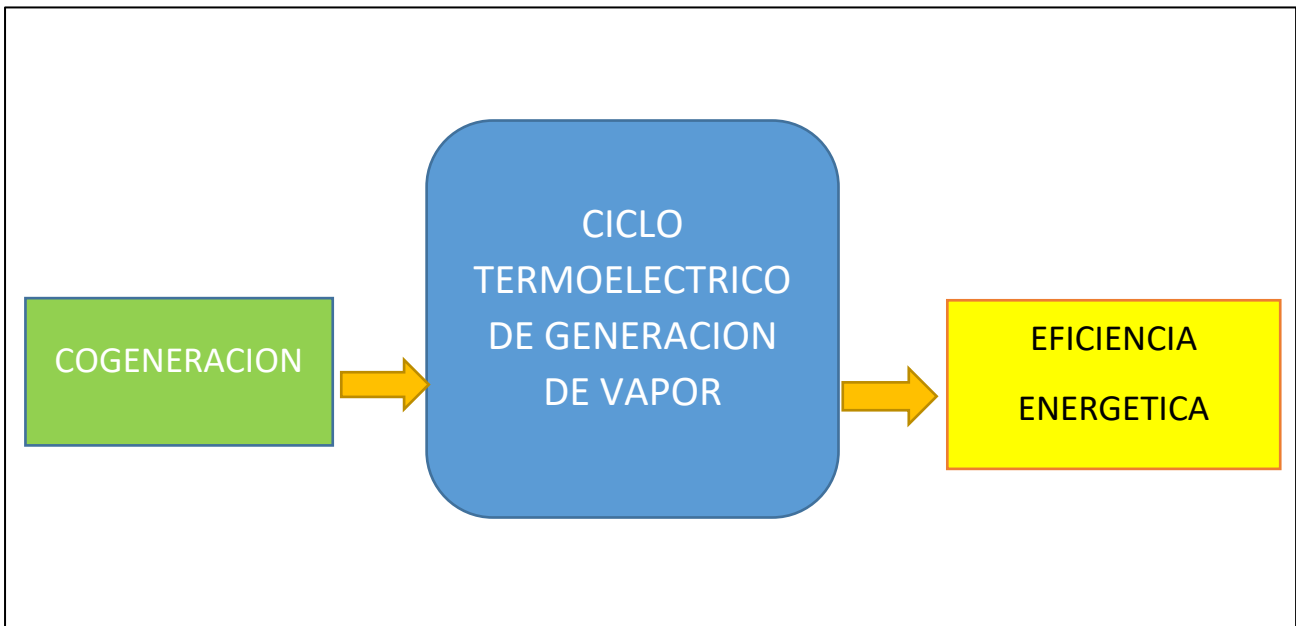


Figura 05 – Caja negra de variables

Tabla N° 1

3.2.3. Operacionalización de Variable:

Variable	Tipo de Variable	Definición Conceptual	Dimensiones	Definición Operacional	Indicador	Unidad de Medida	Escala de Medición
Sistema de Cogeneración de Energía	Variable Independiente	Es el origen de calor y corriente, para lo cual utiliza la misma origen de atrevimiento, y por ende se incrementa la eficacia física	Auditoria energética	Como se define en el sistemad ecogeneracione en la tesis	Flujo másico del combustible	Cuantitativa (Kg/h)	Razón
					Relación electricidad y calor útil	Cuantitativa (KW/KJ)	Razón
			Energía Eléctrica Generada	Dato obtenido a diario en la empresa. Análisis documental, mediante fichas de registro.	Rendimiento Eléctrico	Cuantitativa (%)	Razón
Eficiencia Energética	Variable Dependiente	La eficiencia energética es el consumo eficiente de la energía, de esta manera mejorar los procesos productivos y el uso de la energía consumiendo lo mismo o menos para producir más bienes y servicios.	Eficiencia Térmica	Relación entre el trabajo neto realizado y el calor entregado	Trabajo Neto	Cuantitativa ($kg\ m^2/s_2$)	Razón
					Calor Entregado	Cuantitativa (Joule)	Razón
			Beneficio Económico	Producto de la energía activa (kW-h/mes) consumida en un período de tiempo por su costo unitario (S/kW-h)	Ahorro energético	Cuantitativa (kW-h)	Razón
					Consumo mensual de energía	Cuantitativa (kW-h)	Razón
					Análisis de costos	Cuantitativa (S/. mes)	Razón

Fuente: Elaboración propia

3.3. Población, muestra y muestreo:

3.3.1. Población

Sistemas de Cogeneración de Energía Térmica, utilizando motores de combustión interna.

3.3.2. Muestra:

Sistema energético de la empresa Escobedo Sandoval S.A.C.

3.3.3. Muestreo:

El muestreo fue intencionadamente, una vez que se obtuvo el modelo para la tesis y dado que el modelo es idéntica a la urbe, no es necesaria la diligencia de muestreo alguno.

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad:

3.4.1. Técnica de recolección de datos:

Las técnicas e instrumentos de recolección que se utilizan en esta investigación son:

- a) **Observación:** Esta técnica consiste en examinar fenómenos encontrados en la empresa con el fin de obtener determinada información necesaria para la investigación.

- b) **Encuesta:** Esta técnica permite recoger información de utilidad mediante preguntas que se formulan a las personas investigadas o para conocer las opiniones de la población.

TÉCNICA	INSTRUMENTO	OBJETIVOS
Análisis documental	Ficha de registro.	Recopilar datos de operación reales de la empresa.
Encuesta	Guía de encuesta	Recopilar datos relativos a las características de la empresa.

3.4.2. Instrumento de recolección de datos:

- a) **Hoja de datos:** Este documento resume las características de uno o más componentes con el fin de obtener el promedio estadístico de ese elemento.
- b) **Guía de encuesta:** Este instrumento permite cerciorar la información detallada de los datos obtenidos a partir de la encuesta a los trabajadores, jefe de la central y operarios.

3.4.3. Validez y confiabilidad:

- a) **Validez:** La firmeza de la información se realiza mediante el juicio de jueces por la cual la actual proposición es revisada por tres especialistas en el argumento, para lo que concierne al comentario correcta y arreglada integral del progreso metodológico de los resultados que se obtienen en el resumen.
- b) **Confiabilidad:** Valor en que una herramienta produce resultados consistentes y coherentes. Es expresar, en que su afán repetido al igual sometido u esencia produce resultados iguales.

3.5. Procedimiento:

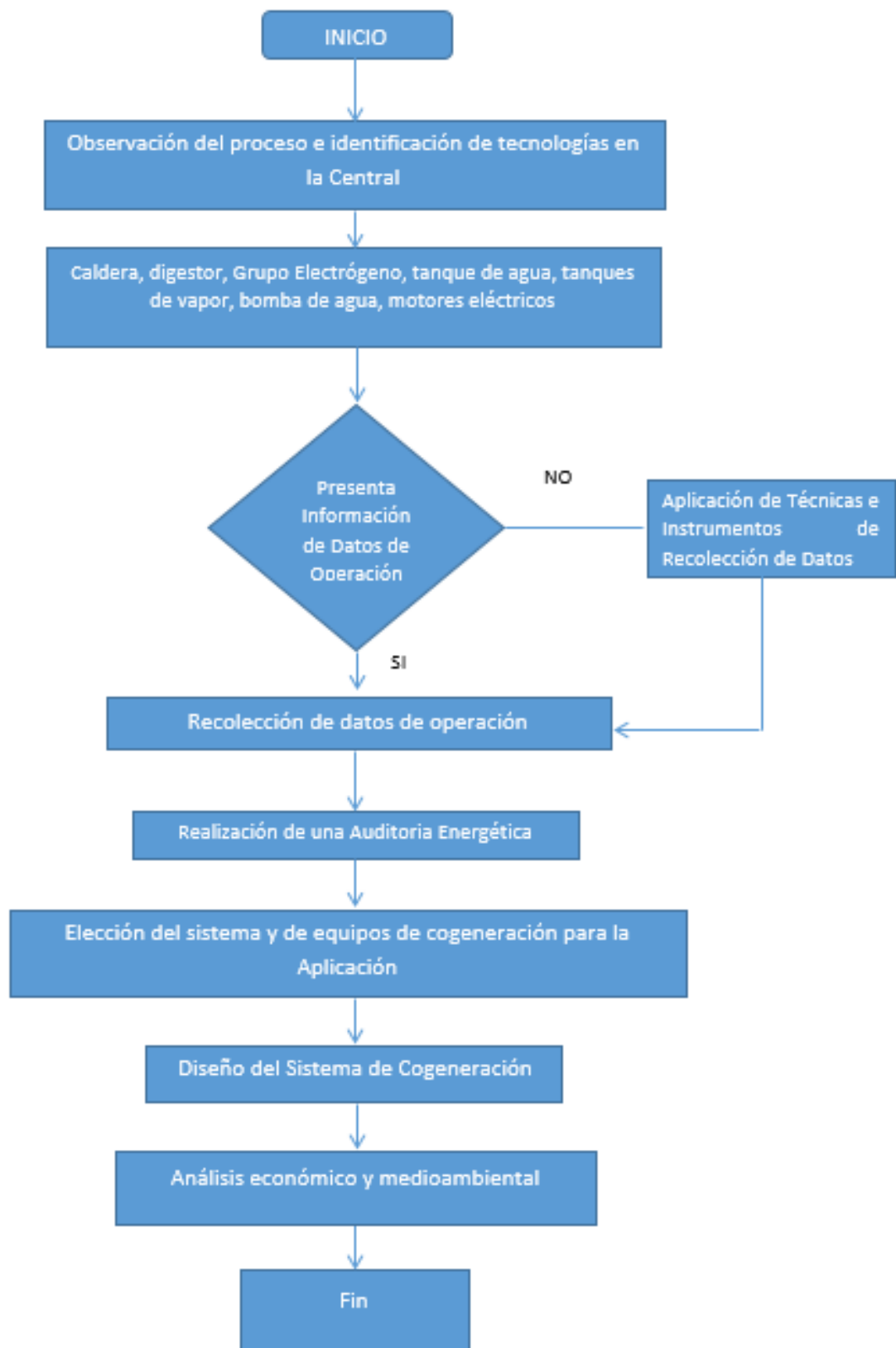


Figura 07 – Diseño de ejecución para Desarrollo de Investigación

3.6. Método de análisis:

- Se tomó 25 mediciones de los indicadores del grupo electrógeno y la caldera Piro tubular por medio de la hoja de datos, tales como, voltaje, amperaje, temperatura de vapor, temperatura de los gases de combustión, temperatura del hogar, temperatura ambiente. Para ello se utilizó el pirómetro y un multímetro. Para el caso de la presión y temperatura del vapor, la caldera Piro tubular cuenta con un manómetro y un medidor de temperatura, de donde se tomó nota. El consumo de combustible se obtendrá por medio de la encuesta al operario de caldera y del grupo electrógeno.
- Se aplicó la estadística para los datos obtenidos, donde se tomará el promedio de las mediciones realizadas, para el análisis energético.
- Se propondrá diversas propuestas tecnológicas las cuales se determinarán viable técnica y económicamente, con el fin de obtener que tecnología es la más apropiada para la cogeneración y la empresa, y ver si se puede mejorar la eficiencia energética y reducción impactos medioambientales.
- Con el análisis estequiométrico y balance en combustión completa se determinará las masas gravimétricas de dióxido de carbono en estado actual y mejora.
- En el análisis económico, se calculará el ahorro de combustible total para luego multiplicarlo por el costo unitario del combustible, determinando el beneficio útil del presente proyecto.

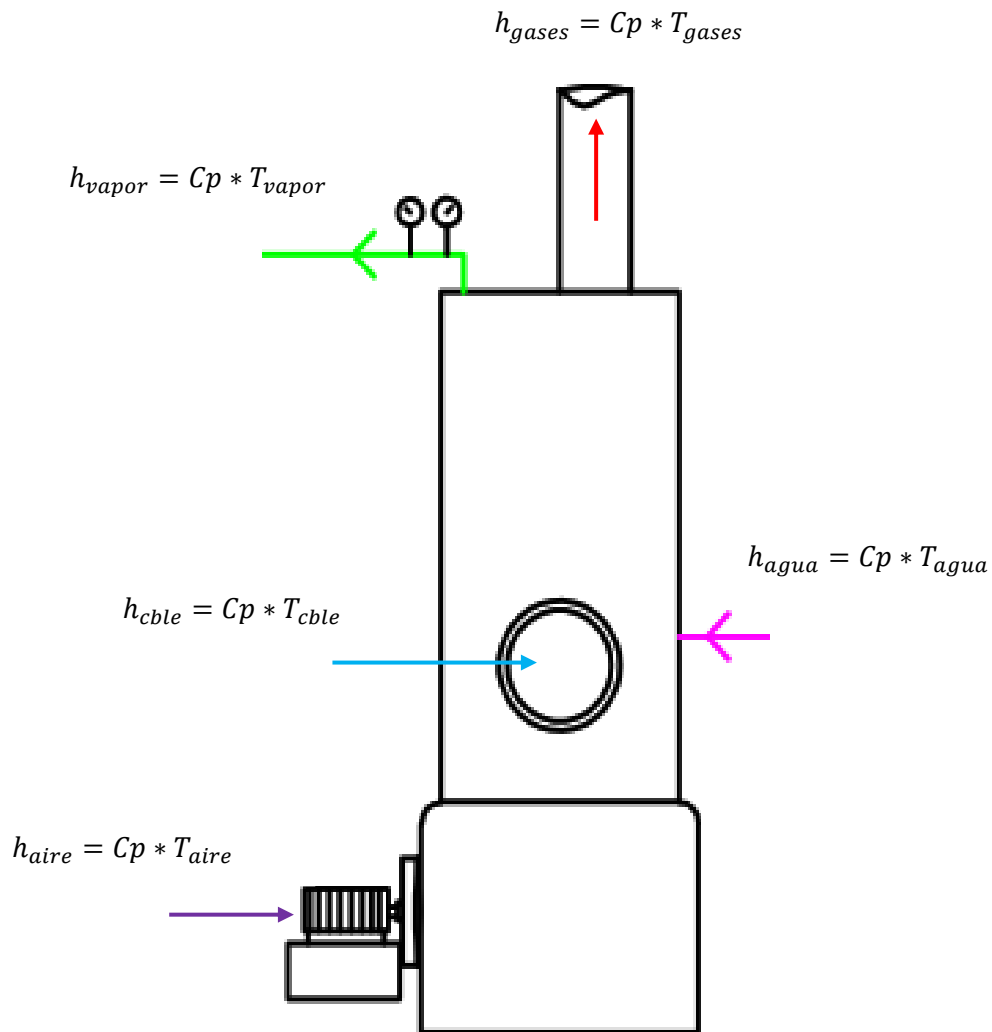
3.7. Aspectos éticos:

Se tendrá en recuento la sinceridad de los resultados, relación a la pertenencia científico, el acatamiento por la doctrina políticas, religiosas y morales. Acatamiento por el medio cercano y la biodiversidad. Compromiso general, jurídica, manejo y comportamiento. Acatamiento a la privacidad. Resguardar la coincidencia de los individuos que participan en el tesis. Pudor, etc.

IV. RESULTADOS:

4.1. Evaluación actual de la central térmica. A partir de un balance de energía a primera instancia e identificando la Eficiencia energética existente y el impacto ambiental actual.

- Determinación de los principales parámetros termofísicos de la caldera Pirotubular de 60 BHP.



- Combustible: Carbón Antracita

$$PCI_{cble} = 32.35 \frac{MJ}{Kg} \text{ (Anexo)}$$

$$Cp_{cble} = 0.94 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C} \text{ (Anexo)}$$

- Flujo masico del vapor que entrega la caldera de 60 BHP.

$$P = 60 \text{ BHP}$$

$$K = 15.66 \text{ kg vapor/h por cada BHP}$$

$$m_{vapor} = K * P$$

$$m_{vapor} = 15.66 * 60$$

$$m_{vapor} = 939.6 \frac{Kg}{h}$$

$$m_{vapor} = 0.261 \frac{Kg}{s}$$

- Entalpia de agua de alimentación a 35 °C

$T_{agua} = 35 \text{ °C}$ Temperatura de agua con la que ingresa a la caldera

$$Cp_{agua} = 4.186 \frac{KJ}{Kg \text{ °C}} \quad \text{Calor especifico del agua}$$

$$h_{agua} = Cp_{agua} * T_{agua}$$

$$h_{agua} = 4.186 * 35$$

$$h_{agua} = 146.51 \frac{KJ}{Kg}$$

- Entalpia del combustible (tiempo Trujillo, temperatura promedio a 25 °C

$T_{cble} = 25 \text{ °C}$ Temperatura del carbón con la que ingresa a la caldera

$$Cp_{cble} = 0.94 \frac{KJ}{Kg \text{ °C}} \quad \text{Calor especifico del combustible}$$

$$h_{cble} = Cp_{cble} * T_{cble}$$

$$h_{cble} = 0.94 * 25$$

$$h_{cble} = 23.5 \frac{KJ}{Kg}$$

- Entalpia del aire de combustión a 25 °C

$T_{aire} = 25\text{ °C}$ Temperatura del aire con la que ingresa a la caldera

$Cp_{aire} = 1.007 \frac{KJ}{Kg\text{ °C}}$ Calor especifico del aire

$$h_{aire} = Cp_{aire} * T_{aire}$$

$$h_{aire} = 1.007 * 25$$

$$h_{aire} = 25.175 \frac{KJ}{Kg}$$

- Entalpia del vapor saturado (presión del vapor saturado)

$P_v = 3.5\text{ bar}$ Presión de vapor saturado (manométrico)

En bar Absoluto:

$$P_v = 3.5\text{ bar man} + 1\text{ bar atmosferico}$$

$$P_v = 4.5\text{ bar absoluto}$$

A la presión 3.8 bar absoluto, la entalpia del vapor saturado es:
(Anexo)

$$h_v = h_g \frac{KJ}{Kg} = 2743.39 \frac{KJ}{Kg}$$

- Entalpia de los gases residuales a 250 °C (Anexo)

$T_{GR} = 250\text{ °C}$ Temperatura de los gases residuales que salen de la caldera

$Cp_{GR} = 1.114 \frac{KJ}{Kg\text{ °C}}$ Calor especifico de los gases residuales

$$h_{GR} = Cp_{GR} * T_{GR}$$

$$h_{GR} = 1.114 * 250$$

$$h_{GR} = 278.50 \frac{KJ}{Kg}$$

- Entalpia de los gases de combustión en el hogar a 950 °C (Anexo)

$T_{GC} = 950 \text{ °C}$ Temperatura de los gases de combustión en la caldera

$Cp_{GC} = 1.30 \frac{KJ}{Kg \text{ °C}}$ Calor específico de los gases de combustión

$$h_{GC} = Cp_{GC} * T_{GC}$$

$$h_{GR} = 1.30 * 950$$

$$h_{GC} = 1235.00 \frac{KJ}{Kg}$$

- Relación de aire combustible

$R_{aire: \dot{c}}? \left(\frac{Kg \text{ aire}}{Kg \text{ cble}} \right)$ Relación aire combustible

$PCI_{cble} = 32.35 \frac{MJ}{Kg}$ Poder calorífico del carbón antracita

$h_{cble} = 23.5 \frac{KJ}{Kg}$ Entalpia del carbón antracita

$h_{GC} = 1235.00 \frac{KJ}{Kg}$ Entalpia de los gases de combustión

$h_{aire} = 25.175 \frac{KJ}{Kg}$ Entalpia del aire de combustión

Balance de energía en el quemador

$$Q_{aire} + Q_{cble} = Q_{GC}$$

$$(m_{aire} * h_{aire}) + (m_{cble} * (PCI * h_{cble})) = m_{GC} * h_{GC}$$

$$\left(R_{aire: \dot{c}} * m_{cble} \right) * h_{aire} + m_{cble} * (PCI * h_{cble}) = (R_{GC: \dot{c}} * m_{cble}) * h_{GC}$$

$$PCI + h_{cble} + h_{GC} = R_{aire: \dot{c}} * (h_{GC} - h_{aire})$$

$$R_{aire: \dot{c}} = \frac{PCI + h_{cble} + h_{GC}}{h_{GC} - h_{aire}}$$

Entonces:

$$R_{\substack{\text{aire} \\ \text{cble}}} = \frac{32350 + 23.5 + 1235}{1235 - 25.175}$$

$$R_{\substack{\text{aire} \\ \text{cble}}} = 27.78 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}}$$

- Flujo masico del combustible

$$m_{\text{cble}} = \dot{?} \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad \text{Flujo masico del combustible}$$

$$R_{\substack{\text{aire} \\ \text{cble}}} = 27.78 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}} \quad \text{Relación aire combustible}$$

$$m_v = 0.261 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad \text{Flujo masico de vapor que entrega la caldera}$$

$$h_{\text{agua}} = 146.51 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Entalpia del agua de alimentación}$$

$$PCI_{\text{cble}} = 32.35 \frac{\text{MJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Poder calorífico del carbón antracita}$$

$$h_v = 2743.39 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Entalpia del vapor saturado}$$

$$h_{\text{aire}} = 25.175 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Entalpia de aire de combustión}$$

$$h_{\text{cble}} = 23.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Entalpia de combustible}$$

$$h_{GR} = 278.50 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Entalpia de los gases residuales}$$

Balance de energía en la caldera

$$\sum Q_{\text{entrada cald}} = \sum Q_{\text{salida cald}}$$

$$Q_{\text{aire}} + Q_{\text{cble}} + Q_{\text{agua}} = Q_{GR} + Q_v$$

$$(m_{\text{aire}} * h_{\text{aire}}) + (m_{\text{cble}} * (PCI * h_{\text{cble}})) + (m_{\text{agua}} * h_{\text{agua}}) = m_{GR} * h_{GR} + m_v * h_v$$

$$m_{\text{cble}} * \left(PCI + h_{\text{cble}} + R_{\substack{\text{aire} \\ \text{cble}}} * h_{\text{aire}} - \left(1 + R_{\substack{\text{aire} \\ \text{cble}}} \right) * h_{GR} \right) = m_v * (h_v - h_{\text{agua}})$$

$$m_{cble} = \frac{m_v * (h_v - h_{agua})}{\left(PCI + h_{cble} + R_{aire} * h_{aire} - \left(1 + R_{aire}\right) * h_{GR}\right)}$$

Entonces:

$$m_{cble} = \frac{0.261 * (2743.39 - 146.51)}{(32350 + 23.5 + 27.78 * 25.175 - (1 + 27.78) * 278.50)}$$

$$m_{cble} = 0.0270 \frac{Kg}{s}$$

$$m_{cble} = 186624 \frac{Kg}{año}$$

$$m_{cble} = 186.624 \frac{TM}{año}$$

- Flujo masico de gases de combustión

$$m_{GC} = ? \frac{Kg}{s} \quad \text{Flujo masico de gases de combustión}$$

$$m_{cble} = 0.027 \frac{Kg}{s} \quad \text{Flujo masico del combustible}$$

$$R_{aire} = 27.78 \frac{Kg \text{ aire}}{Kg \text{ cble}} \quad \text{Relación aire combustible}$$

$$m_{GC} = m_{GR} = R_{cble} * m_{cble}$$

$$m_{GC} = \left(1 + R_{aire}\right) * m_{cble}$$

$$m_{GC} = (1 + 27.78) * 0.027$$

$$m_{GC} = 0.777 \frac{Kg}{s}$$

$$m_{GC} = 2797.20 \frac{Kg}{h}$$

- Flujo masico de aire

$$m_{aire} = ? \frac{Kg}{s}$$

Flujo masico de aire

$$m_{cble} = 0.027 \frac{Kg}{s}$$

Flujo masico del combustible

$$R_{\frac{aire}{cble}} = 27.78 \frac{Kg \text{ aire}}{Kg \text{ cble}}$$

Relación aire combustible

$$m_{aire} = \left(R_{\frac{aire}{cble}} \right) * m_{cble}$$

$$m_{aire} = 27.78 * 0.027$$

$$m_{aire} = 0.75 \frac{Kg}{s}$$

$$m_{aire} = 2700 \frac{Kg}{h}$$

- **Determinar el rendimiento energético de la caldera Piro-tubular de 60 BHP**

$m_v = 0.261 \frac{Kg}{s}$ Flujo masico de vapor que entrega la caldera

$h_{agua} = 146.51 \frac{KJ}{Kg}$ Entalpia del agua de alimentación

$PCI_{cble} = 32.35 \frac{MJ}{Kg}$ Poder calorífico del carbón antracita

$h_v = 2743.39 \frac{KJ}{Kg}$ Entalpia del vapor saturado

$m_{cble} = 0.027 \frac{Kg}{s}$ Flujo masico del combustible

$$\eta_{cald} = \frac{m_v * (h_v - h_{agua})}{m_{cble} * PCI}$$

Entonces:

$$\eta_{cald} = \frac{0.261 * (2743.39 - 146.51)}{0.027 * 32350}$$

$$\eta_{cald} = 77.31 \%$$

- **Rendimiento energético de la central térmica**

Calor útil de los procesos

En esta central térmica, la caldera solo alimenta un proceso, el Digestor, el cual presenta tres entradas de flujo de vapor, dos entradas indirectas con flujo masico de vapor de $m_{v_{D.I.}} = 0.083 \frac{Kg}{s}$ y una directa con flujo masico de vapor de $m_{v_{D.D.}} = 0.095 \frac{Kg}{s}$. En conclusión, el flujo total que recibe el digestor es de $m_{v_{Digestor}} = 0.261 \frac{Kg}{s}$. El digestor presenta una presión de 2.8 Bar.

Calor útil en el Digestor

$$Q_{util_{Digestor}} = m_{v_{Digestor}} * (h_{entrada_{Digestor}} - h_{salida_{Digestor}})$$

- La presión para el vapor del proceso del digestor es de 2.8 Bar

$$P_{v_{Digestor}} = 3.2 \text{ bar} \text{ Presión de vapor en la caldera (manométrico)}$$

En bar Absoluto:

$$P_{v_{Digestor}} = 3.2 \text{ bar man} + 1 \text{ bar atmosferico}$$

$$P_{v_{Digestor}} = 4.2 \text{ bar absoluto}$$

- A 2.8 bar absoluto, la entalpia de salida y entrada del digestor es: (Anexo)

$$h_{salida_{Digestor}} = 612.046 \frac{KJ}{kg} = h_f$$

$$h_{entrada_{Digestor}} = 2740.27 \frac{KJ}{kg} = h_g$$

Flujo masico de vapor que ingresa a la caldera de forma directa es:

$$m_{v_{Digestor}} = 0.261 \frac{Kg}{s}$$

Entonces:

$$Q_{Util\,Digestor} = m_{v\,Digestor} * (h_{entrada\,Digestor} - h_{salida\,Digestor})$$

$$Q_{Util\,Digestor} = 0.261 * (2740.27 - 612.046)$$

$$Q_{Util\,Digestor} = 555.47\,KW$$

Calor Útil Total

$$Q_{Util\,Total} = \sum Q_{Util\,de\,procesos}$$

$$Q_{Util\,Total} = Q_{Util\,Digestor}$$

$$Q_{Util\,Total} = 555.47\,KW$$

- Por lo tanto, en rendimiento energético de la planta térmica será:

$$m_v = 0.261 \frac{Kg}{s} \quad \text{Flujo masico de vapor que entrega la caldera}$$

$$Q_{Util\,Total} = 555.47\,KW \quad \text{Entalpia del agua de alimentación}$$

$$h_v = 2740.27 \frac{KJ}{Kg} \quad \text{Entalpia del vapor saturado}$$

$$\eta_{energ.\,planta} = \frac{Q_{Util\,Total}}{m_v * h_v}$$

$$\eta_{energ.\,planta} = \frac{555.47}{0.261 * 2740.27}$$

$$\eta_{energ.\,planta} = 77.66\%$$

- **Balance de combustión para el carbón antracita que se usa en la caldera pirotubular:**

COMBUSTION

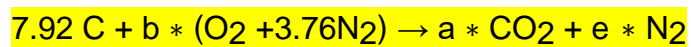
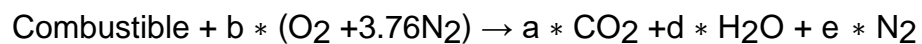
Composición promedio del carbón antracita

- Carbono: C = 95%
- Volátiles: 5%

Análisis en base 100 kg de carbón antracita

Componentes	Masa (Kg)	Peso atómico (kg/mol)	Moles
Carbono	95	12	7.92
Volátiles	5	-----	-----

Análisis estequiométrico – combustión perfecta



Balance de carbonos:

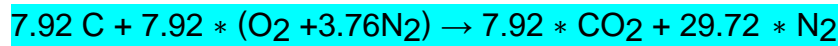
$$a = 7.92 \text{ mol}$$

Balance de Oxígenos:

$$b = 7.92 \text{ mol}$$

Balance de Nitrógenos:

$$e = 29.78 \text{ mol}$$



- Relación CO2/cble:

$$CO_2 = 44 \frac{\text{Kg}}{\text{mol}} \quad \text{Masa molar del dióxido de carbono}$$

$$R_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} = \frac{a * CO_2}{m_{cble}} = \frac{7.92 * 44}{100} = 3.4848 \frac{\text{Kg CO}_2}{\text{Kg cble}}$$

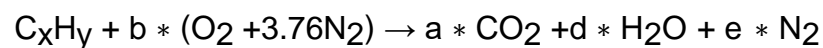
- Relación CO2/cble:

$$m_{CO_2 \text{ caldera}} = R_{CO_2} * m_{cble \text{ caldera}} = 3.4848 * 186.624 = 650.35 \frac{\text{TM}}{\text{año}}$$

$$m_{CO_2 \text{ caldera}} = 650.35 \frac{\text{TM}}{\text{año}}$$

- **Balance de combustión para el diésel que se usa en el grupo electrógeno:**

$$\dot{m}_{cble_{GE}} = 0.01037 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \text{Flujo masico del combustible diésel}$$



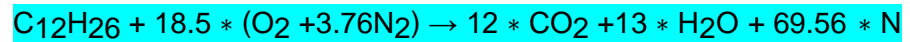
Haciendo equilibrio de elementos podemos obtener las siguientes ecuaciones y resultados:

Carbono: $a = 12$

Hidrogeno: $26 = 2d \rightarrow d = 13$

Oxígeno: $2b = 2a + d \rightarrow b = 18.$

Nitrógeno: $2(3.76) (b) = 2e \rightarrow e = 69.56$



○ Relación CO₂/cble:

$$CO_2 = 44 \frac{\text{Kg}}{\text{mol}} \quad \text{Masa molar del dióxido de carbono}$$

$$R_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} = \frac{a * CO_2}{m_{cble}} = \frac{12 * 44}{100} = 5.28 \frac{\text{Kg CO}_2}{\text{Kg cble}}$$

$$R_{CO_2} = 5.28 \frac{\text{Kg CO}_2}{\text{Kg cble}}$$

○ Relación CO₂/cble:

$$m_{CO_2GE} = R_{CO_2} * m_{cbleGE} = 5.28 * 71.68 = 378.47 \frac{\text{TM}}{\text{año}}$$

$$m_{CO_2GE} = 378.47 \frac{\text{TM}}{\text{año}}$$

• **Impacto actual medioambiental de la central térmica (CO₂)**

$$m_{CO_2actual} = m_{CO_2GE} + m_{CO_2caldera}$$

$$m_{CO_2actual} = 650.35 + 378.47$$

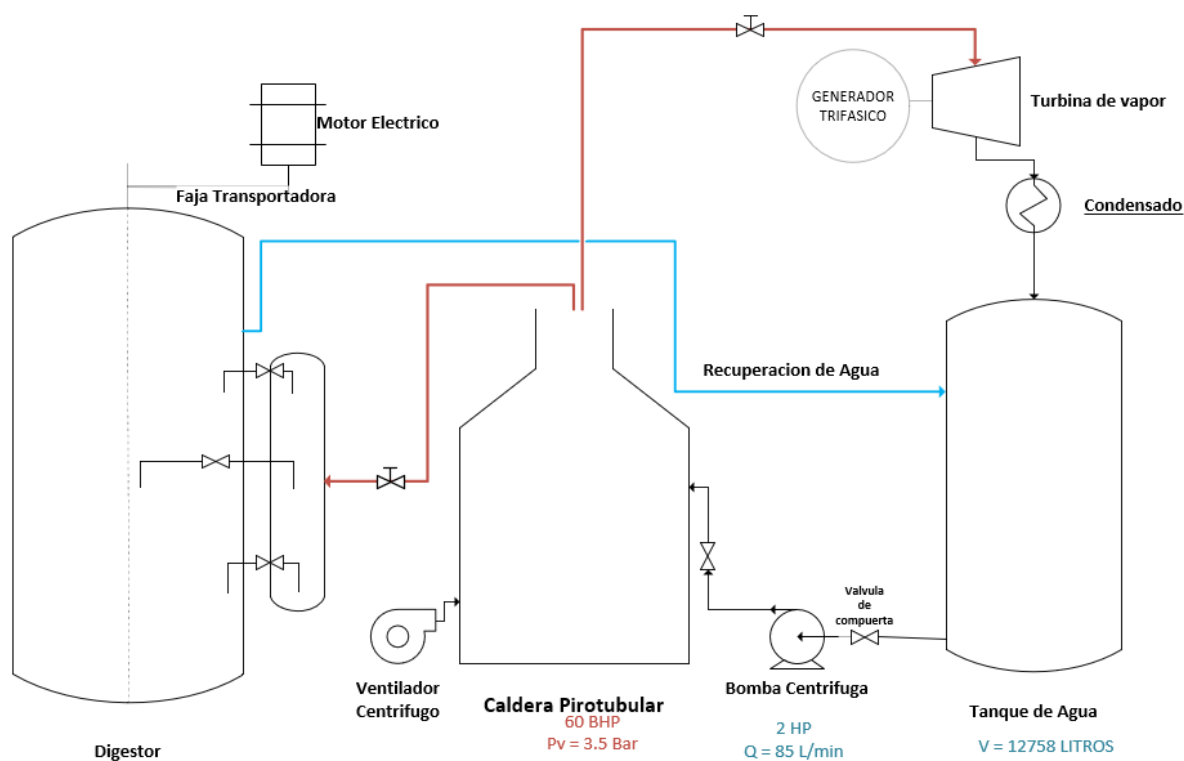
$$m_{CO_2actual} = 1028.82 \frac{\text{TM}}{\text{año}}$$

4.2. Selección técnica – económico de las alternativas de tipo de sistema de cogeneración:

Existen en la actualidad diferentes sistemas para la aplicación de la cogeneración que son seleccionados base la central donde se aplicara, de la producción y también las condiciones de trabajo.

Para el presente proyecto se tienen tres sistemas como alternativas que pueden satisfacer y mejorar la eficiencia energética en la empresa Escobedo Sandoval.

SISTEMA DE COGENERACION CON TURBINA A VAPOR



EQUIPOS DEL SISTEMAS DE COGENERACION

1. Tanque de Agua
2. Bomba Centrifuga

3. Caldera Piro-tubular
4. Ventilador Centrifugo
5. Digestor
6. Motor Eléctrico

7. Turbina de Vapor
8. Generador Trifásico
9. Condensador

CARACTERISTICAS

- Alto rango de generación de energía (Potencia de salida 0.5 – 15 MW)
- Gran variedad de uso de combustible
- Operación a altas presiones (≤ 47 Bar)
- Operación a altas Temperaturas ($\leq 440^{\circ}\text{C}$)
- Aprovechamiento de Generación de Vapor

FUNCIONAMIENTO

La turbina de vapor es una maquina rotora que es capaz de transformar el flujo de vapor en energía mecánica. La reducción del contenido entalpico del vapor es convertido en trabajo mecánico que es aprovechado por un generador para la generación de energía Eléctrica. A partir de la caída de presión debido a la expansión en la turbina, el vapor de escape es condensado, para regresar nuevamente al tanque de alimentación.

Este sistema presenta una eficiencia entre los valores de 80-85 %. Este sistema presenta la posibilidad de utilizar prácticamente cualquier tipo de combustible para la generación de vapor (biomasa, carbón, gas natural, entre otros combustibles). Presenta gran disponibilidad. Además, la vida operacional de la turbina es de 50 años.

- **ANALISIS ECONOMICO CONVERSION A CTE A COGENERACION DE ENERGIA**

Materiales o Equipos	Unidad	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Turbina de Vapor	Mat	1	S/. 857,000.00	S/. 857,000.00
Lana Mineral C-E, e:2 Pulg, L:39.66 m	FARDO (0.050*1.2*0.60)	3	S/. 180.00	S/. 540.00
Tubería ASTM A53, al Si, Grado A. Dn:1 ½ pulg, Shd:40, L:1.5m	m	5	284.5	S/. 1,422.50
Válvula Globo C.E, Hierro fundido, Dn: 1 ½ pulg.	Mat	1	S/. 350.00	S/. 350.00
Elementos de fijación Pernos, Dn:1 pulg.	Mat	10	S/. 15.00	S/. 150.00
Obras Civiles	Mat.	1	S/. 50,000.00	S/. 50,000.00
Obras Mecánicas	Mat	1	S/. 4,000.00	S/. 40,000.00
Gastos Generales	m	1	S/. 40,000.00	S/. 40,000.00
Total				S/. 949,462.50

✓ **Total de la Inversion estimada: 949,462.50 N.S.**

✓ **Ahorro por Diesel**

$$9000.00 \frac{N.S.}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 108,000.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Costo del Mantenimiento**

$$50,000.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Calculo del Beneficio**

Beneficio = (Ahorro por diesel)-(Costo de Mantenimiento)

$$**Beneficio** = 108,000.00 \frac{N.S.}{Año} - 50,000.00 \frac{N.S.}{Año}$$

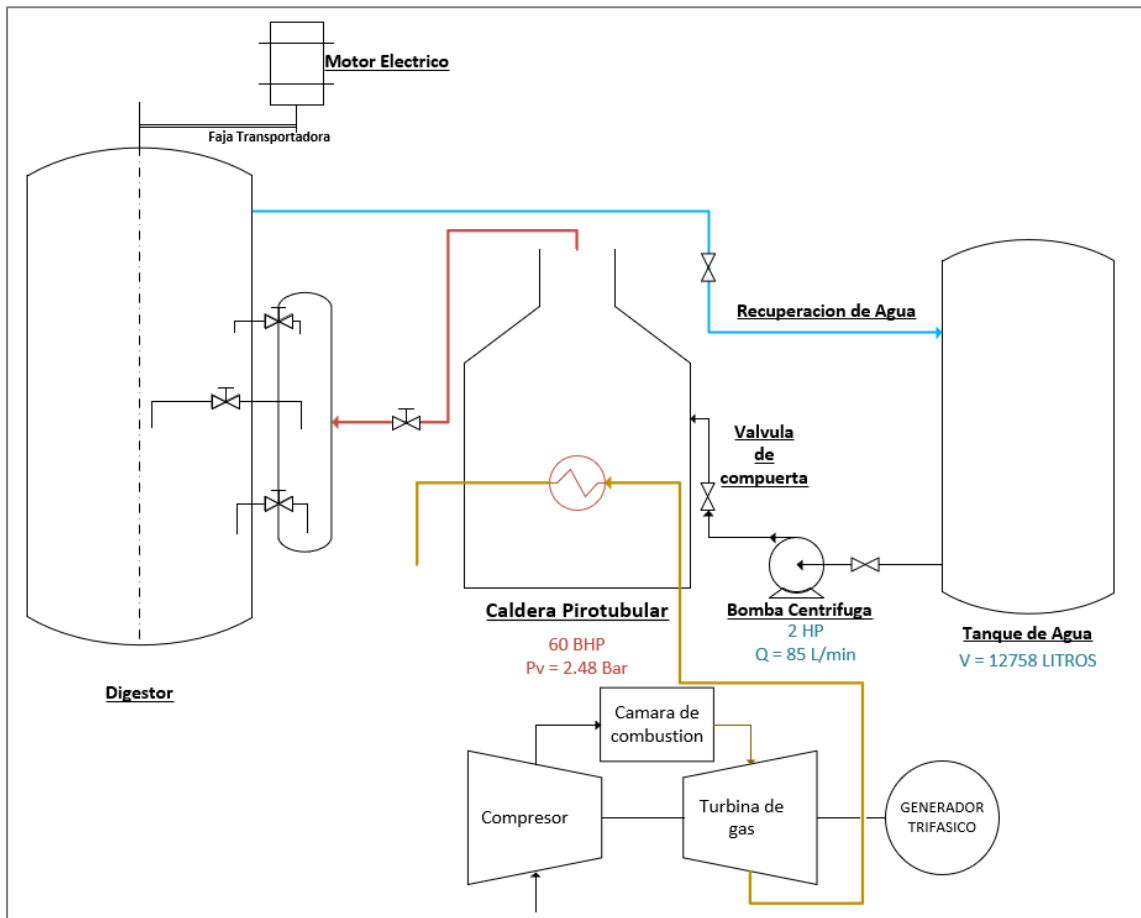
$$**Beneficio** = 58,000.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Calculo del Retorno de la Inversion (ROI)**

$$**ROI** = \frac{949,462.50}{58,000.00} = 16.37$$

ROI = 16 años y 4 meses

SISTEMA DE COGENERACION CON TURBINA DE GAS



EQUIPOS DEL SISTEMA DE COGENERACION

1. Compresor
2. Cámara de Combustión
3. Turbina de Gas
4. Generador Trifásico
5. Tanque de Agua
6. Bomba Centrífuga
7. Caldera Pirotubular
8. Digestor
9. Motor Eléctrico

CARACTERISTICAS

- Operación a temperaturas máximas
- Gases de Escape desde (1400 – 500°C)
- Caldera a generación de vapor de recuperación de calor
- Central generadora de Energía

FUNCIONAMIENTO

Primero, el aire entra por la admisión de la turbina, luego el compresor aumenta la presión del aire antes de que entre a la cámara de combustión. Este aire comprimido se mezcla con el combustible y se enciende, creando un gas caliente en expansión. Finalmente, este gas expansivo impulsa la turbina de potencia y genera energía mecánica. Este sistema presenta una alta eficiencia, porque solo se utilizaría un solo combustible (gasolina, gas natural, gas licuado de petróleo o Diesel) para la operación de todo el proceso, presenta una alta temperatura de gases de escape, que se aprovecharía para el funcionamiento de la caldera.

DATOS DE TURBINA DE GAS

- Potencia de Generación: 3.5MW
- Eficiencia Eléctrica: 28.08%
- Combustible: Gas Natural
- PCI del GN: 58,166 KJ/Kg
- Flujo masico de Gases de Escape: 15.4 Kg/s
- Temperatura de Gases de Escape: 560°C

- **ANALISIS ECONOMICO CONVERSION A CTE A COGENERACION DE ENERGIA**

Materiales o Equipos	Unidad	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Turbina de Gas	Eq	1	S/. 10,755,900.00	S/. 10,755,900.00
Lana Mineral C-E, e:2 Pulg, L:39.66 m	FARDO (0.050*1.2*0.60)	3	S/. 180.00	S/. 540.00
Caldera de Recuperación de Calor	Mat.	1	S/. 600,000.00	S/. 600,000.00
Accesorios Térmicos	Mat.	1	S/. 300,000.00	S/. 300,000.00
Accesorios Eléctricos	Mat.	1	S/. 265,000.00	S/. 265,000.00
Obras Eléctricas	Mat.	1	S/. 250,000.00	S/. 250,000.00
Insumos	Mat.	1	S/. 58,000.00	S/. 58,000.00
Gastos Generales	Mat.	1	S/. 450,000.00	S/. 450,000.00
Mano de Obra	Mat.	1	S/. 121,000.00	S/. 121,000.00
TOTAL				S/. 12,800,440.00

✓ **Total de la Inversion estimada:** 12,800,000.00 N.S.

✓ **Ingresos por venta de Energia Electrica:**

- Calculo de Energia electrica al año

$$3.515MW * 8 \frac{h}{dia} * 240 \frac{dia}{Año} =$$

$$EE = 6,748.8 \frac{MW - h}{Año}$$

- Calculo de venta de EE

$$6748.8 \frac{MW - h}{Año} * 204 \frac{N.S.}{MW - h} = 1\,376,755.2 \frac{N.S.}{Año}$$

$$INGRESO_{EE} = 1,376,755.2 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Ahorro por Diesel**

$$9000.00 \frac{N.S.}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 108,000.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Costo del Gas Natural**

- Flujo masico de Cble. Turbina de Gas:

$$756 \frac{Kg}{h}$$

- Costo unitario del Gas

$$0.6 \frac{N.S.}{Kg}$$

$$756 \frac{Kg}{h} * 8 \frac{h}{dia} * 240 \frac{dia}{año} * 0.6 \frac{N.S.}{Kg} = 870,912.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Costo del Mantenimiento**

$$50,000.00 \frac{N.S.}{Año} + 70,000.00 \frac{N.S.}{Año} = 120,000.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Calculo del Beneficio**

(Suma de Ingreso por venta de EE+ Ahorro por diesel)-(Costo de Gas Natural + Costo de Mantenimiento)

$$\mathbf{Beneficio} = 1\,376,755.2 \frac{N.S.}{Año} + 108,000.00 \frac{N.S.}{Año} - (870,912.00 \frac{N.S.}{Año} + 120,000.00 \frac{N.S.}{Año})$$

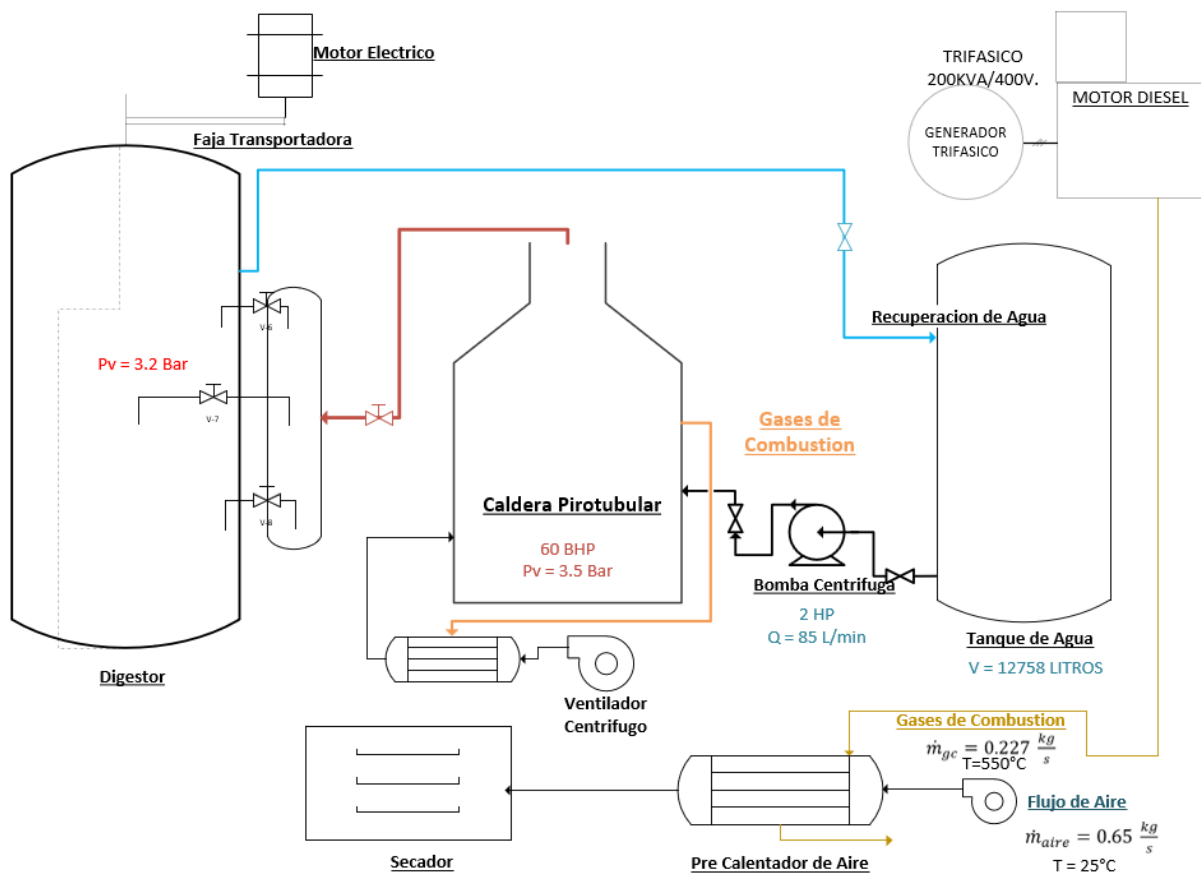
$$\mathbf{Beneficio} = 493843.2 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Calculo del Retorno de la Inversion (ROI)**

$$\mathbf{ROI} = \frac{12,800,000.00}{493843.2} = 25.9$$

ROI = 25 años y 11 meses

SISTEMA DE COGENERACION CON PRECALENTADOR DE AIRE



EQUIPOS DEL SISTEMA DE COGENERACION

1. Grupo electrógeno
2. Pre Calentador de Aire
3. Secador
4. Tanque de agua
5. Bomba Centrifuga
6. Caldera Piro-tubular
7. Digestor

CARACTERISTICAS

- Aprovechamiento de la energía en los gases de escape.
- Aumento en la producción.
- Reducción en la contaminación

FUNCIONAMIENTO

Este sistema de cogeneración es más adaptable a cualquier situación, ya que se aprovecha la energía de los gases de escape, para un uso de la producción de la empresa. Constituido a base de un intercambiador de calor. Tiene la ventaja de no ser muy costoso, se aprovecha los recursos del proceso y reduce el tiempo de producción.

- **ANALISIS ECONOMICO CONVERSION A CTE A COGENERACION DE ENERGIA**

Materiales o Equipos	Unidad	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Lana Mineral C-E, e:2 Pulg, L:39.66 m	FARDO (0.050*1.2*0.60)	3	S/. 180.00	S/. 540.00
tubería ASTM A53, al Si, Grado A. Dn:1 pulg, Shd:40, L:1.3m	Mat	72	180	S/. 12,960.00
tubería ASTM A53, al Si, Grado A. Dn:1 pulg, Shd:40, L:1.3m	Mat	64	180	S/. 11,520.00
Tubería ASTM A53, al SI Grado A - Dint.:0.6993m e:3.175mm Dext.:0.7m	Mat	1	2500	S/. 2,500.00
Tubería ASTM A53, al SI Grado A - Dint.:0.6993m e:3.175mm Dext.:0.6m	Mat	1	2400	S/. 2,400.00
Soldadura Tig, electrodo 6018	kg	12	S/. 30.00	S/. 360.00

Tapa Transversal, 72 agujeros; e: 1/8 Pulg.	Mat	2	S/. 620.00	S/. 1,240.00
Tapa Transversal, 64 agujeros; e: 1/8 Pulg.	Mat	2	S/. 610.00	S/. 1,220.00
Elementos de fijación Pernos, Dn:1/2 pulg.	Mat	8	S/. 10.00	S/. 80.00
Motor Trifasico 400 Volt. 3 Hp	Eq.	1	S/.3.200.00	S/.3.200.00
Placas base	Mat	2	S/. 250.00	S/. 500.00
Cimientos			S/. 75.00	S/. 75.00
Mano de Obra 40% de la Inversión Total				S/. 13,358.00
TOTAL				S/. 49,953.00

✓ **Total de la Inversión estimada:** 49,953.00 N.S.

✓ **Ahorro por Carbon**

- Consumo actual de carbon

$$Consumo_{actual} = 15.5 \frac{TN}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 186 \frac{TN}{Año}$$

$$Consumo_{actual} = 186 \frac{TN}{Año}$$

- Consumo Mejorado de Carbon

$$Consumo_{Mejorado} = 11.833 \frac{TN}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 142 \frac{TN}{Año}$$

$$Consumo_{Mejorado} = 142 \frac{TN}{Año}$$

$$Ahorro_{Carbon} = (Consumo_{actual} - Consumo_{Mejorado}) * C_{unit}$$

$$Ahorro_{Carbon} = \left(186 \frac{TN}{Año} - 142 \frac{TN}{Año} \right) * 112.00 \frac{N.S.}{TN}$$

$$Ahorro_{Carbon} = 4928.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Ingresos por Aumento de Produccion:**

- Produccion Anual Actual

$$200 \frac{TN}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 2400 \frac{TN}{Año}$$

- Produccion estimada Anual Mejorada
Por lo mas bajo de aumento (1 TN mas por dia)

$$220 \frac{TN}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 2640 \frac{TN}{Año}$$

$$INGRESO_{PRODUCCION} = (Produc_{Mejorado} - Produc_{Actual}) * C_{unit.} \left[\frac{N.S.}{TN} \right]$$

$$INGRESO_{PRODUCCION} = (2640 \frac{TN}{Año} - 2400 \frac{TN}{Año}) * 120.00 \frac{N.S.}{TN}$$

$$INGRESO_{PRODUCCION} = 28,800.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Calculo del Beneficio**

$$BENEFICIO = Ingreso de produccion + Ahorro de Carbon$$

$$BENEFICIO = 28,800.00 \frac{N.S.}{Año} + 4,928.00 \frac{N.S.}{Año}$$

$$BENEFICIO = 33,728.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Calculo del Retorno de la Inversion (ROI)**

$$ROI = \frac{49,953.00 N.S.}{33,728.00} = 1.5$$

$$ROI = 1Año y 6 Meses$$

CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Eficiencia en el Proceso: Que capacidad tiene para mejorar la producción, consumiendo lo mismos o menos recursos para el beneficio de la empresa.

Confiabilidad: Confianza del sistema para desempeñar su función durante un intervalo de tiempo preestablecido, en condiciones estándares de operación.

Mantenimiento: Presentar gran facilidad en el mantenimiento, que, en caso de deterioro de piezas, estas sean de fácil adquisición o diseño

Coste de Construcción: El sistema debe de presentar financiamiento accesible, al igual de los equipos que lo componen, para no perjudicar la economía de la empresa,

Adaptabilidad: El sistema a instalar, se debe adecuar sin arriesgar ningún equipo del sistema existente. Como así mismo la comprensión de los trabajadores para su operación.

Montaje: Los diversos sistemas y elementos del sistema de cogeneración deben ser de fácil ensamblaje y no requerir de equipos especiales o no existentes en el país.

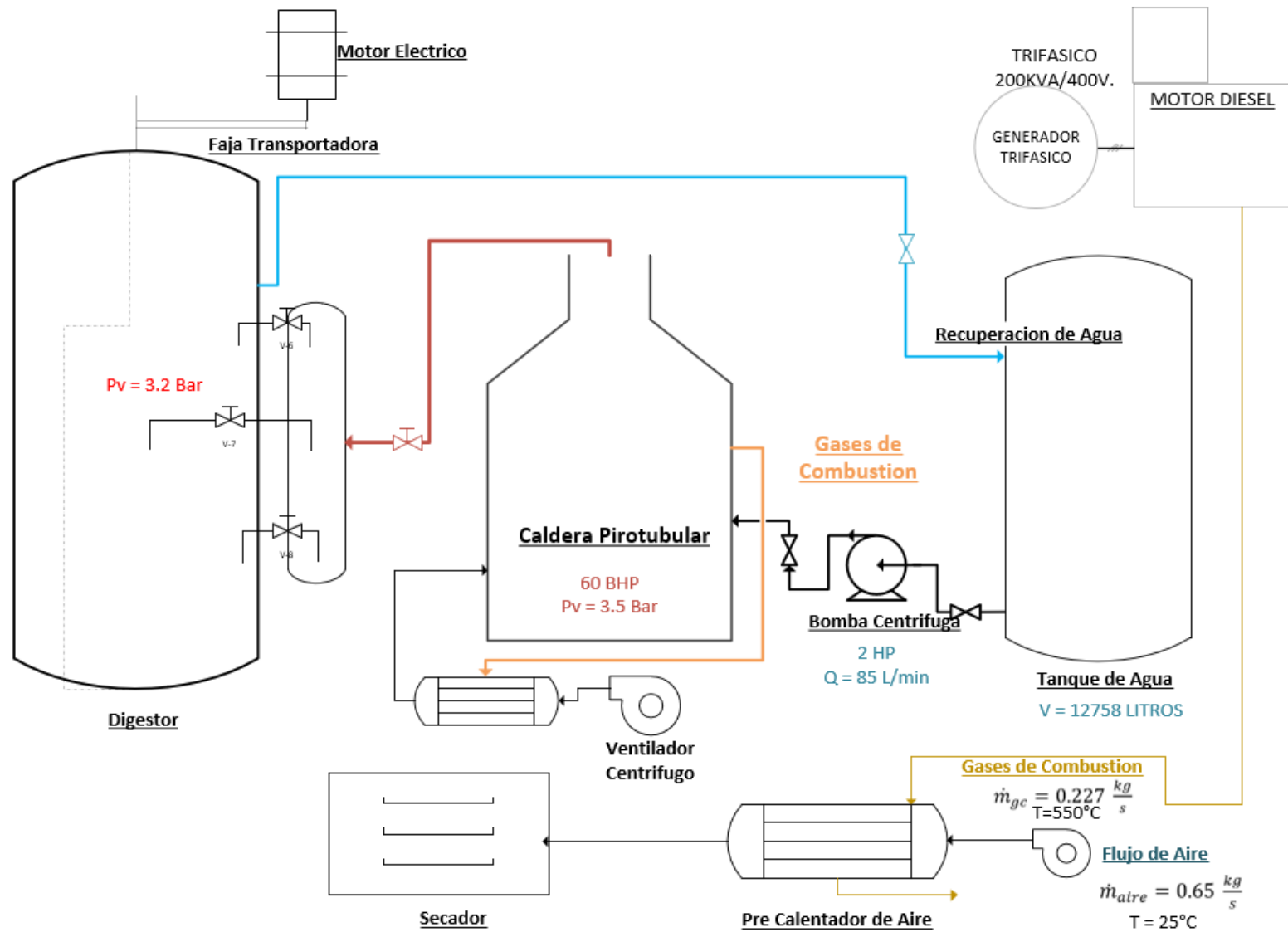
Contaminación: El sistema debe reducir los impactos ambientales para conservar el medio ambiente sano para los trabajadores y la biodiversidad.

		ALTERNATIVAS DE CONCEPTO					
		COGENERACION CON TURBINA A VAPOR		COGENERACION CON TURBO ALTERNADOR GNV		COGENERACION CON PRE CALENTADOR DE AIRE	
CRITERIOS	IMPORTANCIA (%)	Valor	Valor Ponderado	Valor	Valor Ponderado	Valor	Valor Ponderado
EFICIENCIA EN EL PROCESO	20	3	0.6	3	0.6	3	0.6
CONFIABILIDAD	15	3	0.45	3	0.45	3	0.45
MANTENIMIENTO	15	1	0.15	1	0.15	3	0.45
COSTE DE CONSTRUCCION	20	1	0.2	1	0.2	3	0.6
ADAPTABILIDAD	10	1	0.1	1	0.1	2	0.2
MONTAJE	10	1	0.1	1	0.1	3	0.3
CONTAMINACION	10	3	0.3	2	0.2	2	0.2
TOTAL	100		1.9		1.8		2.8

VALOR	CALIFICACION
MALO	0
REGULAR	1
BUENO	2
MUY BUENO	3

CONCLUSIÓN: El

sistema de cogeneración con precalentadores de aire, es el más adecuado, ya que aumenta nuestra eficiencia en la empresa, es más adaptable al proceso sin necesidad de un remplazo de los equipos instalados y tiene un coste bajo a comparación con los otros sistemas. Entonces:



Esquema de cogeneración en la empresa Escobedo Sandoval

4.3. Dimensionamiento del precalentador de aire con los gases combustión del grupo electrógeno para la cogeneración:

DATOS TÉCNICOS DEL GRUPO ELECTROGENO	
Motor	HIMOINSA HFW-200 T5
Tipo	Diesel 4 tiempos
Numero de cilindros (i)	6
Factor de potencia ($\cos \theta$)	0.8
Diámetro y carrera	104 x 132 mm
Relación de compresión (ϵ)	17.5:1
Potencia máxima ($N_{e\ máx}$)	175 KW/1500 RPM
Consumo Combustible 100%PRP	44 L/h
Temperatura máxima de gases de combustión	550 °C
Presión de gases de combustión	0.06 Bar

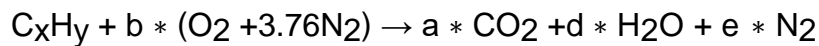
- Hallamos \dot{m}_{cble} :

$$\dot{m}_{cble} = \dot{V} \times \rho_{cble}$$

$$\dot{m}_{cble} = 1.22 \times 10^{-5} \times 850$$

$$\dot{m}_{cble} = 0.01037 \frac{kg}{s} = 71.68 \frac{TM}{año}$$

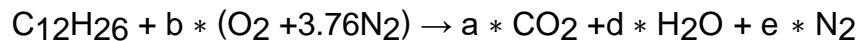
- Balance Estequiométrico:



El combustible con el que opera el grupo electrógeno es el Diesel.

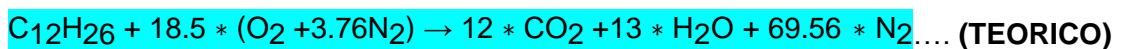
COMBUSTIBLE	FORMULA	DENSIDAD	PODER CALORIFICO
Gasolina	C8H18	700 kg/m ³	11,000 kcal/m ³
Diésel	C12H26	850 kg/m ³	10,100 kcal/m ³
Gas Natural	90% CH ₄	Líquido a -160°C y presión atmosférica.	9,200 kcal/m ³
GLP	60% C ₄ H ₁₀ 40% C ₃ H ₈	Líquido a 20°C y 2.5 bar	22,244 kcal/m ³ 6, 595 kcal/lt

Tabla 01 - Propiedades de algunos combustibles

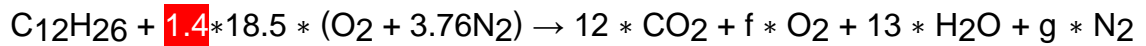


Haciendo equilibrio de elementos podemos obtener las siguientes ecuaciones y resultados:

- **Carbono:** $a = 12$
- **Hidrogeno:** $26 = 2d \rightarrow d = 13$
- **Oxigeno:** $2b = 2a + d \rightarrow b = 18.$
- **Nitrógeno:** $2(3.76) (b) = 2e \rightarrow e = 69.56$

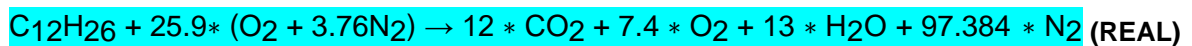


Ahora con exceso de aire: $\alpha = 1.4$



Haciendo equilibrio de elementos podemos obtener las siguientes ecuaciones y resultados:

- **Oxígeno:** $2f + 24 + 13 = (1.4) (18.5) (2) \rightarrow f = 7.4$
- **Nitrógeno:** $(2) (3.76) (18.5) (1.4) = 2e \rightarrow e = 97.384$



- **Relación aire – combustible:**

$$R_{a-cble} = \frac{N_{aire} * (N_{\text{O}_2} * M_{m\text{O}_2} + 3.76 * N_{\text{N}_2} * M_{m\text{N}_2})}{N_C * M_{mC} + N_H * M_{mH}}$$

$$R_{a-cble} = \frac{25.9 * (16 * 2 + 3.76 * 14 * 2)}{12 * 12 + 1 * 26}$$

$$R_{a-cble} = 20.915 \text{ kg aire / kg cble}$$

- **Hallamos \dot{m}_{aire} :**

$$R_{a-cble} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{cble}}$$

$$R_{a-cble} * \dot{m}_{cble} = \dot{m}_{aire}$$

$$\dot{m}_{aire} = 20.915 * 0.01037$$

$$\dot{m}_{aire} = 0.217 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- **Calcular el gasto másico de los gases residuales:**

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{cble} + \dot{m}_{aire}$$

$$\dot{m}_{gc} = 0.01037 + 0.217$$

$$\dot{m}_{gc} = 0.227 \frac{kg}{s}$$

- **Cálculo de la Potencia del Recuperador de Calor:**

Es necesario revisar la imagen de la temperatura de Rocío del CO₂ (el Diesel tiene 12% de dióxido de carbono), con el objetivo de encontrar la temperatura de rocío del CO₂ en función de la concentración del mismo, una vez revisado nos damos cuenta de que la temperatura final de los gases de combustión es de 168°C, pero esta es a su vez la temperatura de rocío, donde se produce la lluvia ácida, de tal forma es preferible escoger una temperatura mayor, en esta caso escogeremos 185°C (Anexo)

Entonces los valores de las temperaturas de entrada y salida del precalentador de aire son:

$T_{ig} = 550 \text{ } ^\circ\text{C}$ Temperatura de combustión que ingresa al precalentador

$T_{sg} = 185 \text{ } ^\circ\text{C}$ Temperatura de combustión que sale del precalentador

**Propiedades termo físicas de los gases de combustión al ingreso del
Precalentador de aire ($T_{ig} = 550\text{ }^{\circ}\text{C}$)**

- **Densidad de los gases de combustión al ingresar al
Precalentador de aire:**

$T\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$\rho_{gc}\text{ (kg/m}^3\text{)}$
500	0.46
550	ρ_{gc}
600	0.41

Interpolamos:

$$\frac{600 - 500}{600 - 550} = \frac{0.41 - 0.46}{0.41 - \rho_{gc}}$$

$$\rho_{ig} = 0.43\text{ kg/m}^3$$

- **Calor específico de los gases de combustión al ingresar al
Precalentador de aire:**

$T\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$C_p\text{ (KJ/kg }^{\circ}\text{C)}$
500	1.18
550	C_p
600	1.21

Interpolamos:

$$\frac{600 - 500}{600 - 550} = \frac{1.21 - 1.18}{1.21 - C_p}$$

$$C_{pig} = 1.20\text{ KJ/kg }^{\circ}\text{C}$$

- **Número de Prandtl de los gases de Combustión al ingresar al Precalentador:**

T ($^{\circ}C$)	Pr
500	0.63
550	Pr
600	0.62

Interpolamos:

$$\frac{600 - 500}{600 - 550} = \frac{0.62 - 0.63}{0.62 - Pr}$$

$$Pr_{ig} = 0.63$$

- **Viscosidad cinemática de los gases de Combustión al ingresar al Precalentador:**

T ($^{\circ}C$)	$v \times 10^{-6} (m^2/s)$
500	76.30
550	v
600	93.61

Interpolamos:

$$\frac{600 - 500}{600 - 550} = \frac{93.61 - 76.30}{93.61 - v}$$

$$v_{ig} = 84.96 \times 10^{-6} (m^2/s)$$

- **Conductividad térmica de los gases de Combustión al ingresar al Precalentador:**

T ($^{\circ}C$)	$k \times 10^{-2}$ ($W/m.K$)
500	6.56
550	k
600	7.42

Interpolamos:

$$\frac{600 - 500}{600 - 550} = \frac{7.42 - 6.56}{7.42 - k}$$

$$k_{ig} = 6.99 \times 10^{-2} (W/m.K)$$

Propiedades termo físicas de los gases de combustión a la salida del Pre calentador de aire ($T_{sg} = 185\text{ }^{\circ}\text{C}$)

- **Densidad de los gases de combustión a la salida del Pre calentador de aire:**

$T\ (^{\circ}\text{C})$	$\rho_{gc}\ (\text{kg}/\text{m}^3)$
200	0.7480
185	ρ_{gc}
100	0.95

Interpolamos:

$$\frac{200 - 100}{185 - 100} = \frac{0.7450 - 0.95}{\rho_{gc} - 0.95}$$

$$\rho_{sg} = 0.78\ \text{kg}/\text{m}^3$$

- **Calor específico de los gases de combustión a la salida del Pre calentador de aire:**

$T\ (^{\circ}\text{C})$	$C_p\ (\text{KJ}/\text{kg}\ ^{\circ}\text{C})$
200	1.10
185	C_p
100	1.07

Interpolamos:

$$\frac{200 - 100}{185 - 100} = \frac{1.09 - 1.07}{C_p - 1.07}$$

$$C_{p_{sg}} = 1.09\ \text{KJ}/\text{kg}\ ^{\circ}\text{C}$$

- **Número de Prandtl de los gases de combustión a la salida del Precalentador de aire:**

T ($^{\circ}C$)	Pr
200	0.67
185	Pr
100	0.69

Interpolamos:

$$\frac{200 - 100}{185 - 100} = \frac{0.67 - 0.69}{Pr - 0.69}$$

$$Pr_{sg} = 0.67$$

- **Viscosidad cinemática de los gases de combustión a la salida del Precalentador de aire:**

T ($^{\circ}C$)	$\nu \times 10^{-6} (m^2/s)$
200	32.80
185	ν
100	21.54

Interpolamos:

$$\frac{200 - 100}{185 - 100} = \frac{32.80 - 21.54}{\nu - 21.54}$$

$$\nu_{sg} = 31.11 \times 10^{-6} (m^2/s)$$

- **Conductividad térmica de los gases de combustión a la salida del Precalentador de aire:**

$T (^{\circ}C)$	$k \times 10^{-2} (W/m.K)$
200	4.01
185	k
100	3.13

Interpolamos:

$$\frac{200 - 100}{185 - 100} = \frac{4.01 - 3.13}{k - 3.13}$$

$$k_{sg} = 3.88 \times 10^{-2} (W/m.K)$$

Entonces:

Temperatura de combustión que ingresa al precalentador:

$$T_{ig} = 550 ^{\circ}C$$

Temperatura de combustión que sale del precalentador:

$$T_{sg} = 185 ^{\circ}C$$

Calor específico del gas combustión que ingresa al precalentador:

$$C_{p_1} = 1.2 \text{ KJ/kg } ^{\circ}C$$

Calor específico del gas combustión que sale del precalentador:

$$C_{p_2} = 1.09 \text{ KJ/kg } ^{\circ}C$$

Flujo masico de gases de combustión:

$$\dot{m}_{gc} = 0.227 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Calor útil que el precalentador es requerido por el grupo electrógeno:

$$Q_{IC} = ?$$

$$Q_{IC} = \dot{m}_{gc} \times (C_{p_1} \times T_{ig} - C_{p_2} \times T_{sg})$$

$$Q_{IC} = 0.227 \times (1.2 \times 550 - 1.09 \times 185)$$

$$Q_{IC} = 104.045 \text{ KW}$$

Calor útil disponible, lo máximo que te puede dar el grupo electrógeno para un precalentador

- **Cálculo de la temperatura real de salida del gas de escape del intercambiador de aire por gases T_{sg} :**

Temperatura de ingreso de aire al precalentador

$$T_{ai} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calor específico del aire que ingresa al precalentador

$$C_{p_a} = 1.007 \text{ KJ/kg }^\circ\text{C}$$

Flujo masico de aire necesario para el secador (dato de planta)

$$\dot{m}_{aire} = 0.65 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El rendimiento del recuperador de calor será como supuesto un 96%

$$\eta_{IC} = 96\% \text{ (Sera el rendimiento del aislamiento térmico del calentador)}$$

Temperatura de salida de aire del precalentador, se requiere para el secador una temperatura entre el rango de $130 \text{ }^\circ\text{C} < T_{ai} < 150 \text{ }^\circ\text{C}$. En este caso usaremos la temperatura de $145 \text{ }^\circ\text{C}$, ya que es la que requiere el secador para que deshumedezca el producto que sale del Digestor.

$$T_{as} = 145 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entonces:

$$Q_{IC} = \frac{\dot{m}_{aire} \times C_{p_a} \times (T_{a_s} - T_{a_i})}{\eta_{IC}}$$

$$Q_{IC} = \frac{0.65 \times 1.007 \times (145 - 25)}{0.96}$$

$$Q_{IC} = 81.82 \text{ KW}$$

Calor total requerido es más su 6%: **85 KW**

Entonces:

Potencia del precalentador de aire:

$$Q_{IC} = 85 \text{ KW}$$

Flujo masico de gases de combustión:

$$\dot{m}_{gc} = 0.227 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Entalpia de la temperatura de combustión de entrada al precalentador:

$$h_{ig} = 660.49 \text{ KJ/Kg}$$

Entalpia de la temperatura de combustión de salida del precalentador:

$$h_{sg} = ?$$

$$Q_{IC} = \dot{m}_{gc} \times (h_{ig} - h_{sg})$$

$$85 = 0.227 \times (660.49 - h_{sg})$$

$$h_{sg} = 286.04 \text{ KJ/Kg}$$

Gracias a la tabla de las propiedades físicas de gases de combustión y sabiendo la entalpia, podemos hallar la temperatura de combustión real de la salida del precalentador

T ($^{\circ}C$)	h (KJ/Kg)
200	219.38
T_{sg}	286.04
300	336.63

Interpolamos:

$$\frac{300 - 200}{300 - T_{sg}} = \frac{336.63 - 219.38}{336.63 - 286.04}$$

$$T_{sg} = 257 \text{ }^{\circ}C$$

Propiedades termo físicas para la temperatura promedio de los gases de combustión ($T_{gc/i,s} = 403.5^{\circ}C$)

- **Densidad promedio de los gases de combustión:**

$T (^{\circ}C)$	$\rho_{gc/i,s} (kg/m^3)$
500	0.46
403.5	$\rho_{gc/i,s}$
400	0.53

Interpolamos:

$$\frac{500 - 400}{500 - 403.5} = \frac{0.46 - 0.53}{0.46 - \rho_{gc/i,s}}$$

$$\rho_{gc/i,s} = 0.52 \text{ kg/m}^3$$

- **Calor específico promedio de los gases de combustión:**

$T (^{\circ}C)$	$C_{p_{gc/i,s}} (KJ/kg^{\circ}C)$
500	1.18
403.5	$C_{p_{gc/i,s}}$
400	1.15

Interpolamos:

$$\frac{500 - 400}{500 - 403.5} = \frac{1.18 - 1.15}{1.18 - C_{p_{gc/i,s}}}$$

$$C_{p_{gc/i,s}} = 1.15 \text{ KJ/kg}^{\circ}C$$

- **Número de Prandtl promedio de los gases de combustión:**

T (°C)	$Pr_{gc/i,s}$
500	0.63
403.5	$Pr_{gc/i,s}$
400	0.64

Interpolamos:

$$\frac{500 - 400}{500 - 403.5} = \frac{0.63 - 0.64}{0.63 - Pr_{gc/i,s}}$$

$$Pr_{gc/i,s} = 0.64$$

- **Viscosidad cinemática promedio de los gases de combustión:**

T (°C)	$\nu_{gc/i,s} \times 10^{-6} (m^2/s)$
500	76.30
403.5	$\nu_{gc/i,s}$
400	60.38

Interpolamos:

$$\frac{500 - 400}{500 - 403.5} = \frac{76.30 - 60.38}{76.30 - \nu_{gc/i,s}}$$

$$\nu_{gc/i,s} = 60.94 \times 10^{-6} (m^2/s)$$

- **Conductividad térmica promedio de los gases combustión:**

$T (^{\circ}C)$	$k_{gc/i,s} \times 10^{-2} (W/m.K)$
500	6.56
403.5	$k_{gc/i,s}$
400	5.70

Interpolamos:

$$\frac{500 - 400}{500 - 403.5} = \frac{6.56 - 5.70}{6.56 - k_{gc/i,s}}$$

$$k_{gc/i,s} = 5.73 \times 10^{-2} (W/m.K)$$

Propiedades termo físicas para la temperatura prom del aire ($T_{aire/i,s} = 85^{\circ}C$)

- **Densidad promedio del aire:**

$T (^{\circ}C)$	$\rho_{a,i,s} (kg/m^3)$
80	0.999
85	$\rho_{a,i,s}$
90	0.972

Interpolamos:

$$\frac{80 - 90}{85 - 90} = \frac{0.999 - 0.972}{\rho_{a,i,s} - 0.972}$$

$$\rho_{a,i,s} = 0.986 \text{ kg/m}^3$$

- **Calor específico promedio del aire:**

T ($^{\circ}C$)	$C_{p_{a,i,s}}$ ($KJ/kg^{\circ}C$)
80	1.007
85	$C_{p_{a,i,s}}$
90	1.007

Interpolamos:

$$\frac{80 - 90}{85 - 90} = \frac{1.007 - 1.007}{C_p - 1.007}$$

$$C_{p_{a,i,s}} = 1.007 \text{ } KJ/kg^{\circ}C$$

- **Número de Prandtl promedio del aire:**

T ($^{\circ}C$)	$Pr_{a,i,s}$
80	0.7154
85	$Pr_{a,i,s}$
90	0.7132

Interpolamos:

$$\frac{80 - 90}{85 - 90} = \frac{0.7154 - 0.7132}{Pr_{a,i,s} - 0.7132}$$

$$Pr_{a,i,s} = 0.7143$$

- **Viscosidad cinemática promedio del aire:**

T ($^{\circ}C$)	$\nu_{a,i,s} \times 10^{-6} (m^2/s)$
80	20.97
85	$\nu_{a,i,s}$
90	22.00

Interpolamos:

$$\frac{80 - 90}{85 - 90} = \frac{20.97 - 22.00}{\nu_{a,i,s} - 22.00}$$

$$\nu_{a,i,s} = 21.48 \times 10^{-6} (m^2/s)$$

- **Conductividad térmica promedio del aire:**

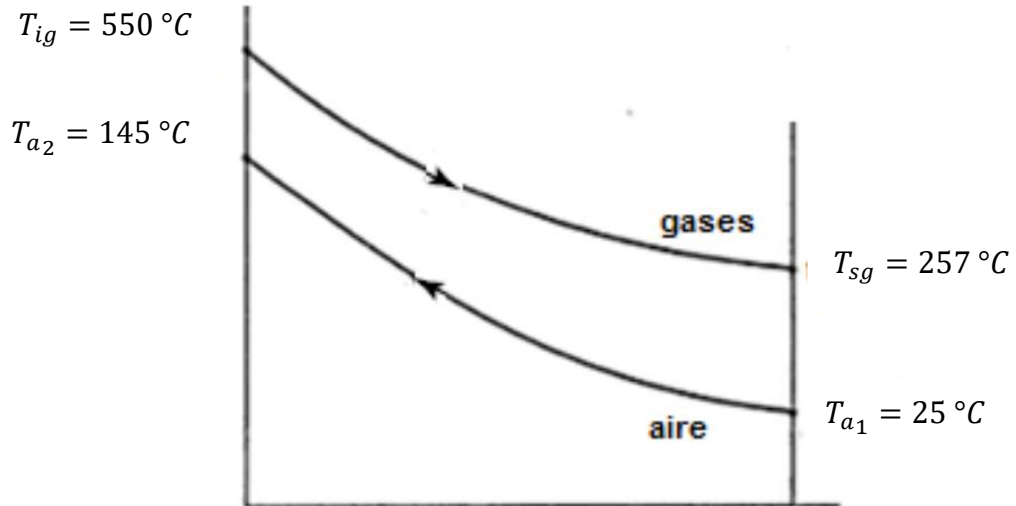
T ($^{\circ}C$)	$k_{a,i,s} \times 10^{-2} (W/m.K)$
80	29.53
85	$k_{a,i,s}$
90	30.24

Interpolamos:

$$\frac{80 - 90}{85 - 90} = \frac{29.53 - 30.24}{k_{a,i,s} - 30.24}$$

$$k_{a,i,s} = 29.88 \times 10^{-3} (W/m.K)$$

- **Cálculo de Temperatura media logarítmica del Precalentador de aire:**



$T_{ig} = 550\text{ °C}$ Temperatura de combustión que ingresa al precalentador

$T_{sg} = 257\text{ °C}$ Temperatura de combustión que sale del precalentador

$T_{a_1} = 25\text{ °C}$ Temperatura de aire que ingresa al precalentador

$T_{a_2} = 145\text{ °C}$ Temperatura de aire que sale del precalentador

$$T = \sqrt{(T_{ig} - T_{sg})^2 + (T_{a_2} - T_{a_1})^2}$$

$$T = \sqrt{(550 - 257)^2 + (145 - 25)^2}$$

$$T = 316.62\text{ °C}$$

$$\Delta T_{min} = 257 - 25 = 232 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Variación de temperatura mínima

$$\Delta T_{max} = 550 - 145 = 405 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Variación de temperatura máxima

Entonces:

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln \left| \frac{\Delta T_{max} + \Delta T_{min} + T}{\Delta T_{max} + \Delta T_{min} - T} \right|}$$

$$\Delta T_m = \frac{316.62}{\ln \left| \frac{405 + 232 + 316.62}{405 + 232 - 316.62} \right|}$$

$$\Delta T_m = 290.275 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- **Cálculo de Coeficiente de transferencia de calor por convección interno:**

Velocidad de los gases de combustión en el interior de la tubería:

$$V_{gc} = 15 \text{ m/s}$$

Velocidad del aire en la coraza:

$$V_{aire} = 20 \text{ m/s}$$

En esta parte se calculará el número de Reynolds en el interior de la tubería de los gases de combustión, para esta ecuación vamos a escoger que los gases de combustión viajarán por una tubería de 1" cédula 40 haciendo uso de una tabla técnica de tuberías para conocer las características geométricas de esta. Al final se podrá saber si se escogió de manera adecuada el diámetro de la tubería.

a) Cálculo de número de Reynolds para flujo interno de los gases de combustión:

Diámetro interior de la tubería de 1"

$$\phi_{int} = 26.64 \text{ mm}$$

Viscosidad cinemática promedio de los gases de combustión

$$v_{gc/i,s} = 60.94 \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$$

Velocidad de los gases de combustión en el interior de la tubería

$$V_{gc} = 15 \text{ m/s}$$

$$Re_{gc} = \frac{V_{gc} * L_{int}}{v_{gc/i,s}}$$

$$Re_{gc} = \frac{15 * 0.02664}{60.94 * 10^{-6}}$$

$$Re_{gc} = 6557.27$$

b) Cálculo de número de Nusselt para flujo interno de los gases de combustión:

Número de Prandtl promedio de los gases de combustión

$$Pr_{gc/i,s} = 0.64$$

Número de Reynolds en gases de combustión

$$Re_{gc} = 6557.27$$

Enfriamiento de los gases de combustión en la tubería

$$n = 0.3$$

$$Nu = 0.023 * Re_{gc}^{0.8} * Pr_{gc/i,s}^n$$

$$Nu_{gc} = 0.023 * 6557.27^{0.8} * 0.64^{0.3}$$

$$Nu_{gc} = 22.75$$

c) Cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección interno:

Conductividad térmica promedio de los gases de combustión

$$k_{gc/i,s} = 5.73 \times 10^{-2} W/m.K$$

Diámetro interior de la tubería de 1"

$$\phi_{int} = 26.64 \text{ mm}$$

Número de Nusselt en los gases de combustión

$$Nu_{gc} = 22.75$$

$$Nu = \frac{h * L_{int}}{k_{mat}}$$

$$h_{gc} = 22.75 * \left(\frac{5.73 * 10^{-2}}{0.02664} \right)$$

$$h_{gc} = 48.933 W/m^2°C$$

- **Cálculo de Coeficiente de transferencia de calor por convección externo**

a) Cálculo de número de Reynolds para flujo externo:

Velocidad del aire en la coraza

$$V_{aire} = 20 \text{ m/s}$$

Diámetro exterior de la tubería 1"

$$\phi_{ext} = 33.4 \text{ mm}$$

Viscosidad cinemática promedio del aire

$$\nu_{a,i,s} = 21.48 \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$$

$$Re = \frac{V * L_e}{\nu}$$

$$Re_{aire} = \frac{20 * 33.4 * 10^{-3}}{21.48 * 10^{-6}}$$

$$Re_{aire} = 31098.70$$

b) Cálculo de número de Nusselt para flujo externo:

Numero de Reynolds para flujo externo

$$Re_{aire} = 31098.70$$

Numero de Prandtl promedio del aire

$$Pr_{a,i,s} = 0.7143$$

Asumiremos que habrá 13 filas de tubos

$$C_2 = 0.98$$

$$C_1 = 0.518 , m = 0.556$$

$$Nu = C_1 * C_2 * Re_{max}^m * Pr^{0.36}$$

$$Nu = 0.98 * 0.518 * 31098.70^{0.556} * 0.7143^{0.36}$$

$$Nu_{aire} = 141.55$$

c) Cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección interno:

Conductividad térmica del aire promedio

$$k_{a,i,s} = 29.38 \times 10^{-3} (W/m.K)$$

Número de Nusselt en flujo externo

$$Nu_{aire} = 141.55$$

Diámetro exterior de la tubería de 1"

$$\phi_{ext} = 33.4 \text{ mm}$$

$$Nu = \frac{h * L_c}{k_{mat}}$$

$$h_{aire} = 141.55 * \left(\frac{29.38 * 10^{-3}}{33.4 * 10^{-3}} \right)$$

$$h_{aire} = 124.513 \text{ W/m}^2 * \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Cálculo de Coeficiente de transferencia de calor global (K):**

Conductividad térmica del acero AISI 316

$$k_{mat} = 16.3 \text{ W/m} * \text{ }^\circ\text{K}$$

Espesor de tubería 1" Cedula 40

$$\delta_{mat} = 3.38 \text{ mm}$$

Resistencia térmica de incrustación

$$R_{inc} = 0.0009 \text{ m}^2 * \text{ }^\circ\text{C/W}$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección de aire

$$h_{aire} = 124.513 \text{ W/m}^2 * \text{ }^\circ\text{C}$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección de los gases de combustión

$$h_{gc} = 48.933 \text{ W/m}^2 * \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta_{mat}}{k_{mat}} + R_{inc}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{48.933} + \frac{1}{124.513} + \frac{0.00338}{16.3} + 0.0009}$$

$$K = 33.81 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

- **Cálculo de Superficie del recuperador y numero de tubos**

a) Sección de intercambio de calor

$Q_{IC} = 85 \text{ KW}$ Potencia del recuperador de Calor

$K = 33.81 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ Coeficiente global de transferencia de calor

$\Delta T_m = 290.275 \text{ °C}$ Temperatura media algorítmica

$$Q_{IC} = K * S_{IC} * \Delta T_m$$

$$S_{IC} = \frac{85 * 1000}{33.81 * 290.275}$$

$$S_{IC} = 8.66 \text{ m}^2$$

b) Superficie lateral unitaria de tubo y cantidad de tubos

Diámetro exterior de la tubería de 1"

$$\phi_{\text{ext}} = 33.4 \text{ mm}$$

Longitud de tubo (dato requerido por la planta)

$$L_{\text{tubo}} = 1.3 \text{ m}$$

Numero de pasos del recuperador de calor

$$N_p = 1$$

$$S_{L\text{-unit}} = \pi * d_{\text{ext}} * L_{\text{tubo}}$$

$$S_{L\text{-unit}} = \pi * 0.0334 * 1.3$$

$$S_{L\text{-unit}} = 0.1364 \text{ m}^2$$

Entonces:

$$S_{I.C.} = N_p * N_{t/P} * S_{L\text{-unit}}$$

$$S_{I.C.} = N_p * N_{t/P} * S_{L\text{-unit}}$$

$$N_{t/P} = \frac{8.66}{1 * 0.1364}$$

$$N_{t/P} = 71.6452 \approx 72 \text{ Tubos}$$

- **Cálculo de Superficie del recuperador y numero de tubos**

Ahora se calculará la sección por donde ingresará el aire, en función al flujo másico, la velocidad deseada y la densidad al ingresar.

Calor específico del aire que ingresa al precalentador

$$\rho_{\text{aire}/25} = 1.184 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Flujo masico de aire necesario para el secador (dato de planta)

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.65 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Velocidad del aire en la coraza:

$$V_{aire} = 20 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} * V_{aire} * A_c$$

$$A_c = \frac{0.65}{1.184 * 20}$$

$$A_c = 0.027445 \text{ m}^2$$

Por ecuaciones simples de cálculo de área podemos encontrar el diámetro interior del tubo para el ingreso del aire a precalentar.

$$\phi_{int} = \sqrt{\frac{4 * A_c}{\pi}}$$

$$\phi_{int} = \sqrt{\frac{4 * 0.027445}{\pi}}$$

$$\phi_{int} = 0.187 \text{ m}$$

$$\phi_{int} = 7.36''$$

- **Determinación de la caída de presión en el precalentador**

Factor de fricción por tubería:

Para flujos turbulentos

Re > 10000 flujo turbulento

$$\Delta P = \frac{\xi * \rho_{aire} * U_{aire}^2 * L_{tubo}}{2 * d_{int} * 10^5}$$

Entonces hallamos el factor de fricción

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{U_{aire}}}$$

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{20}}$$

$$\xi = 0.0165$$

Entonces reemplazamos:

$$\Delta P = \frac{0.0165 * 1.184 * 20^2 * 1.3}{2 * 0.02664 * 10^5}$$

$$\Delta P = 1.91 * 10^{-3} bar$$

$$\Delta P = 191 Pa$$

- **Cálculo de Potencia requerida por el motor del ventilador**

La potencia del motor del ventilador es calculando de la siguiente ecuación, hay que aclarar que se agregará un factor de servicio de 1.20, de tal manera tenemos:

$$\Delta P = 191 Pa$$

Perdida de presión en el sistema

$$\dot{m}_{aire} = 0.65 \frac{kg}{s}$$

Flujo masico del aire

$$\rho_{aire} = 0.986 Kg/m^3$$

Densidad promedio del aire

$$F.S. = 1.2$$

Factor de seguridad

$$\eta_{vent} = 79 \%$$

Rendimiento asumido del ventilador

$$P_{vent} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}}\right) * \Delta P}{\eta_{vent} * 100} * F.S.$$

$$P_{vent} = \frac{\left(\frac{0.65}{0.986}\right) * 191}{0.79 * 100} * 1.2$$

$$P_{vent} = 2 KW$$

Para el cálculo del motor eléctrico que accionará al ventilador, se tendrá que asumir el rendimiento mecánico del motor de tal forma:

$$\eta_{mec} = 85 \%$$

Rendimiento asumido del sistema mecánico del motor

$$P_{M.E.} = \frac{P_{vent}}{\eta_{mec}}$$

$$P_{M.E.} = \frac{2}{0.85}$$

$$P_{M.E.} = 2.353 \text{ KW}$$

$$P_{M.E.} = 3.15 \text{ HP}$$

- Por lo tanto, el ahorro de combustible con la instalación del precalentador sería:

$$\Delta m_{cble_{PA}} = \frac{Q_{util}}{\left(PCI + h_{cble} + R_{aire} * h_{aire} \right)}$$

$$\Delta m_{cble_{PA}} = \frac{104.045}{(42000 + 73.92 + 20.915 * 25.175)}$$

$$\Delta m_{cble_{PA}} = 2.68 * 10^{-3} \frac{Kg}{s}$$

$$\Delta m_{cble_{PA}} = 41.75 \frac{TM}{año}$$

Entonces el consumo de combustible en condiciones de mejora sería:

$$\Delta m_{cble_{mejora}} = m_{cble_{GE}} - \Delta m_{cble_{PA}}$$

$$\Delta m_{cble_{mejora}} = 71.68 \frac{TM}{año} - 41.75 \frac{TM}{año}$$

$$\Delta m_{cble_{mejora}} = 29.93 \frac{TM}{año}$$

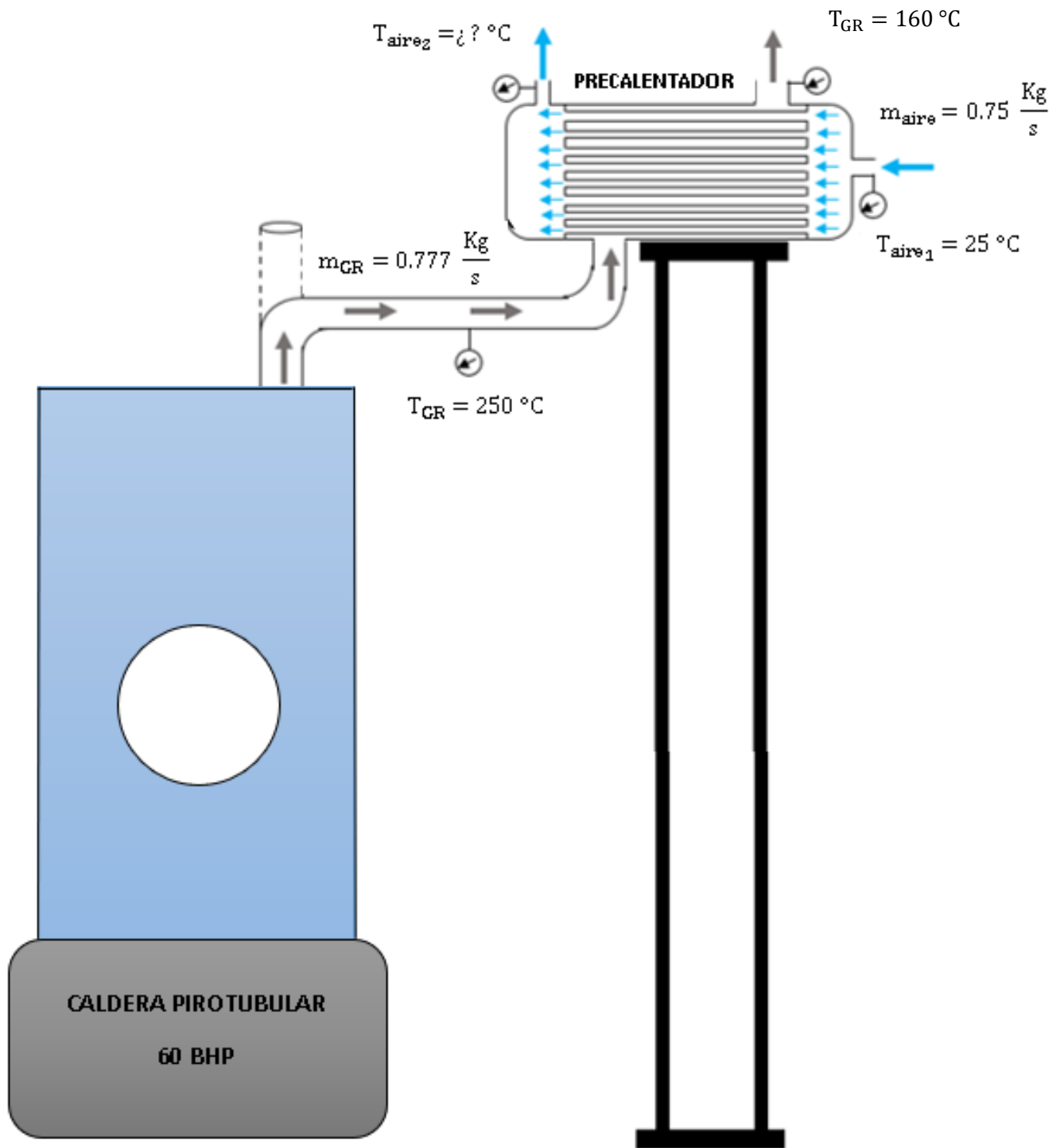
Finalmente, el ahorro en consumo de combustible por el grupo electrogeno sería:

$$m_{cble_{ahorrado}} = m_{cble_{actual}} - m_{cble_{mejora}}$$

$$m_{cble_{ahorrado}} = 71.68 - 29.93$$

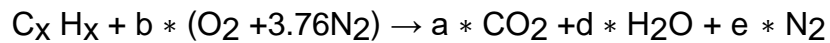
$$m_{cble_{ahorrado}} = 41.75 \frac{TM}{año}$$

Implementación de un precalentador para calentar el aire de combustión con los gases residuales evacuados de la Caldera

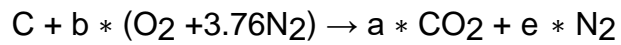


Pirotubular de 60 BHP

Balance Estequiométrico

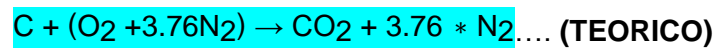


El combustible con el que opera la caldera es el Carbón Antracita



Haciendo equilibrio de elementos podemos obtener las siguientes ecuaciones y resultados:

- Carbono: $a = 1$
- Oxígeno: $2b = 2a \rightarrow b = 1$
- Nitrógeno: $2(3.76) (b) = 2e \rightarrow e = 3.76$



Cálculo de la Potencia del Recuperador de Calor:

Entonces los valores de las temperaturas de entrada y salida del precalentador de aire son:

$T_{ig} = 250 \text{ } ^\circ\text{C}$ Temperatura de combustión que ingresa al precalentador

$T_{sg} = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$ Temperatura de combustión que sale del precalentador

Calor especifico de cada temperatura de gases de combustión y de aire:

Calor Especifico	$T_{ig} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{sg} = 160\text{ }^{\circ}\text{C}$	T_{aire}
C_p	$1.11 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$	$1.09 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$	$1.007 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$

Entonces:

$$Q_{I.C} = \frac{m_{GR} * (C_{pi} * T_{ig} - C_{ps} * T_{sg})}{\eta_{I.C}}$$

$$Q_{I.C} = \frac{0.777 * (1.11 * 250 - 1.08 * 160)}{0.96}$$

$$Q_{I.C} = 85 \text{ KW}$$

Calculo de la temperatura de aire que sale del precalentador

$T_{aire1} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador

$C_{p_{aire}} = 1.007 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$ Calor especifico del aire

$m_{aire} = 0.75$ Flujo masico del aire

$$Q_{I.C} = \frac{m_{aire} * C_{pi} * (T_{aire2} - T_{sire1})}{\eta_{I.C}}$$

$$85 = \frac{0.75 * 1.007 * (T_{aire2} - 25)}{0.96}$$

$$T_{aire2} = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para la temperatura media aritmética del aire ($T_{\text{aire}/1,2} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$)

Parámetros Físicos	Densidad	Viscosidad cinemática	Conductividad Térmica	Número de Prandt	Calor Especifico
Símbolo	ρ_{aire}	ν_{aire}	k_{aire}	Pr_{aire}	$C_{p\text{aire}}$
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m }^\circ\text{C}}$	Adimensional	$\frac{\text{KJ}}{\text{Kg }^\circ\text{C}}$
Valor	0.999	20.96 $\cdot 10^{-6}$	$29.53 \cdot 10^{-3}$	0.7154	1.007

Para la temperatura media aritmética de los gases residuales ($T_{\text{GR}/1,2} = 205 \text{ }^\circ\text{C}$)

Parámetros Físicos	Densidad	Viscosidad cinemática	Conductividad Térmica	Número de Prandt	Calor Especifico
Símbolo	ρ_{GR}	ν_{GR}	k_{GR}	Pr_{GR}	$C_{p\text{GR}}$
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m }^\circ\text{C}}$	Adimensional	$\frac{\text{KJ}}{\text{Kg }^\circ\text{C}}$
Valor	0.74	33.45 $\cdot 10^{-6}$	$4.05 \cdot 10^{-2}$	0.67	1.10

Cálculo de Coeficiente de transferencia de calor por convección interno:

Velocidad de los gases de combustión en el interior de la tubería:

$$V_{gc} = 15 \text{ m/s}$$

Velocidad del aire en la coraza:

$$V_{aire} = 20 \text{ m/s}$$

En esta parte se calculará el número de Reynolds en el interior de la tubería de los gases de combustión, para esta ecuación vamos a escoger que los gases de combustión viajarán por una tubería de 1" cédula 40 haciendo uso de una tabla técnica de tuberías para conocer las características geométricas de esta. Al final se podrá saber si se escogió de manera adecuada el diámetro de la tubería.

a) Cálculo de número de Reynolds para flujo interno de los gases de combustión:

Diámetro interior de la tubería de 1"

$$\phi_{int} = 26.64 \text{ mm}$$

Viscosidad cinemática promedio de los gases de combustión

$$v_{GR} = 33.45 * 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$$

Velocidad de los gases de combustión en el interior de la tubería

$$V_{gc} = 15 \text{ m/s}$$

$$Re_{GR} = \frac{V_{gc} * L_{int}}{v_{gc/i,s}}$$

$$Re_{GR} = \frac{15 * 0.02664}{33.45 * 10^{-6}}$$

$$Re_{GR} = 119461.88$$

b) Cálculo de número de Nusselt para flujo interno de los gases de combustión:

Número de Prandtl promedio de los gases de combustión

$$Pr_{GR} = 0.67$$

Número de Reynolds en gases de combustión

$$Re_{GR} = 119461.88$$

Enfriamiento de los gases de combustión en la tubería

$$n = 0.3$$

$$Nu = 0.023 * Re_{gc}^{0.8} * Pr_{gc/i,s}^n$$

$$Nu_{GR} = 0.023 * 119461.88^{0.8} * 0.67^{0.3}$$

$$Nu_{GR} = 235.14$$

c) Cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección interno:

Conductividad térmica promedio de los gases de combustión

$$k_{GR} = 4.05 \times 10^{-2} W/m.K$$

Diámetro interior de la tubería de 1"

$$\phi_{int} = 26.64 \text{ mm}$$

Número de Nusselt en los gases de combustión

$$Nu_{GR} = 235.14$$

$$Nu = \frac{h * L_{int}}{k_{mat}}$$

$$h_{GR} = 235.14 * \left(\frac{4.05 * 10^{-2}}{0.02664} \right)$$

Cálculo de Coeficiente de transferencia de calor por convección externo

d) Cálculo de número de Reynolds para flujo externo:

Velocidad del aire en la coraza

$$V_{aire} = 20 \text{ m/s}$$

Diámetro exterior de la tubería 1"

$$\phi_{ext} = 33.4 \text{ mm}$$

Viscosidad cinemática promedio del aire

$$\nu_{aire} = 20.96 \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$$

$$Re = \frac{V * L_e}{\nu}$$

$$Re_{aire} = \frac{20 * 33.4 * 10^{-3}}{20.96 * 10^{-6}}$$

$$Re_{aire} = 31870.23$$

e) Cálculo de número de Nusselt para flujo externo:

Numero de Reynolds para flujo externo

$$Re_{aire} = 31870.23$$

Numero de Prandtl promedio del aire

$$Pr_{aire} = 0.7154$$

$$Nu = 0.023 * Re_{aire}^{0.8} * Pr_{aire}^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * 31870.23^{0.8} * 0.7154^{0.4}$$

$$Nu_{aire} = 80.59$$

f) Cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección interno:

Conductividad térmica del aire promedio

$$k_{aire} = 29.53 \times 10^{-3} (W/m.K)$$

Número de Nusselt en flujo externo

$$Nu_{aire} = 80.59$$

Diámetro exterior de la tubería de 1"

$$\phi_{ext} = 33.4 \text{ mm}$$

$$Nu = \frac{h * L_c}{k_{mat}}$$

$$h_{aire} = 80.59 * \left(\frac{29.53 * 10^{-3}}{33.4 * 10^{-3}} \right)$$

$$h_{aire} = 71.25 \text{ W/m}^2 * \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Cálculo de Coeficiente de transferencia de calor global (K):**

Conductividad térmica del acero al carbono

$$k_{mat} = 50.7 \text{ W/m} * ^\circ K$$

Espesor de tubería 1" Cedula 40

$$\delta_{mat} = 3.38 \text{ mm}$$

Resistencia térmica de incrustación

$$R_{inc} = 0.0009 \text{ m}^2 * ^\circ C / W$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección de aire

$$h_{aire} = 71.25 \text{ W/m}^2 * ^\circ C$$

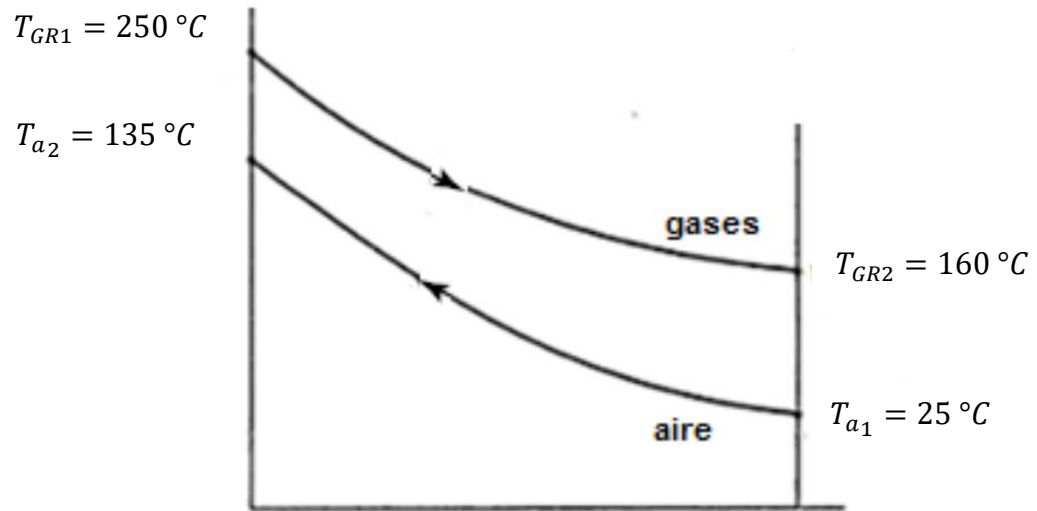
Coeficiente de transferencia de calor por convección de los gases de combustión

$$h_{GR} = 357.476 \text{ W/m}^2 * ^\circ C$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta_{mat}}{k_{mat}} + R_{inc}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{71.25} + \frac{1}{357.476} + \frac{0.00338}{50.7} + 0.0009}$$

Cálculo de Temperatura media logarítmica del Precalentador de aire:



$T_{GR1} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ Temperatura de combustión que ingresa al precalentador

$T_{GR2} = 160\text{ }^{\circ}\text{C}$ Temperatura de combustión que sale del precalentador

$T_{a1} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ Temperatura de aire que ingresa al precalentador

$T_{a2} = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$ Temperatura de aire que sale del precalentador

$$T = \sqrt{(T_{GR1} - T_{GR2})^2 + (T_{a2} - T_{a1})^2}$$

$$T = \sqrt{(250 - 160)^2 + (135 - 25)^2}$$

$$T = 142.13\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{max} = 160 - 25 = 135 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Variación de temperatura máxima

$$\Delta T_{min} = 250 - 135 = 115 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Variación de temperatura mínima

Entonces:

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln \left| \frac{\Delta T_{max} + \Delta T_{min} + T}{\Delta T_{max} + \Delta T_{min} - T} \right|}$$

$$\Delta T_m = \frac{142.13}{\ln \left| \frac{135 + 115 + 142.13}{135 + 115 - 142.13} \right|}$$

$$\Delta T_m = 110.12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de Superficie del recuperador y numero de tubos

Sección de intercambio de calor

$$Q_{IC} = 85 \text{ KW}$$

Potencia del recuperador de Calor

$$K = 56.18 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Coefficiente global de transferencia de calor

$$\Delta T_m = 110.12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura media algorítmica

$$Q_{IC} = K * S_{IC} * \Delta T_m$$

$$S_{IC} = \frac{85 * 1000}{56.18 * 110.12}$$

$$S_{IC} = 13.74 \text{ m}^2$$

Superficie lateral unitaria de tubo y cantidad de tubos

Diámetro exterior de la tubería de 1"

$$\varnothing_{\text{ext}} = 48.28 \text{ mm}$$

Longitud de tubo (dato requerido por la planta)

$$L_{\text{tubo}} = 1.2 \text{ m}$$

Numero de pasos del recuperador de calor

$$N_p = 1$$

$$S_{L\text{-unit}} = \pi * d_{\text{ext}} * L_{\text{tubo}}$$

$$S_{L\text{-unit}} = \pi * 0.04828 * 1.3$$

$$S_{L\text{-unit}} = 0.1972 \text{ m}^2$$

Entonces:

$$S_{I.C.} = N_p * N_{t/P} * S_{L\text{-unit}}$$

$$S_{I.C.} = N_p * N_{t/P} * S_{L\text{-unit}}$$

$$N_{t/P} = \frac{13.74}{1 * 0.1972}$$

$$N_{t/P} = 69.67 \approx 70 \text{ Tubos}$$

- Por lo tanto, el ahorro de combustible con la instalación del precalentador sería:

$$\Delta m_{\text{cble}_{PA}} = \frac{Q_{\text{util}}}{\left(PCI + h_{\text{cble}} + R_{\text{aire}_{\text{cble}}} * h_{\text{aire}} \right)}$$

$$\Delta m_{\text{cble}_{PA}} = \frac{85}{(32350 + 73.92 + 27.78 * 25.175)}$$

$$\Delta m_{\text{cble}_{PA}} = 3.25 * 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\Delta m_{\text{cble}_{PA}} = 53.56 \frac{\text{TM}}{\text{año}}$$

Entonces el consumo de combustible en condiciones de mejora seria:

$$\Delta m_{cble_{mejora}} = m_{cble_{Caldera}} - \Delta m_{cble_{PA}}$$

$$\Delta m_{cble_{mejora}} = 186.624 \frac{TM}{año} - 53.36 \frac{TM}{año}$$

$$\Delta m_{cble_{mejora}} = 133.264 \frac{TM}{año}$$

Finalmente, el ahorro en consumo de combustible por la caldera pirotubular seria:

$$m_{cble_{ahorrado}} = m_{cble_{actual}} - m_{cble_{mejora}}$$

$$m_{cble_{ahorrado}} = 186.624 - 133.264$$

$$m_{cble_{ahorrado}} = 53.36 \frac{TM}{año}$$

- 4.4. Balance de energía post dimensionamiento y reducción de las TM/h de dióxido de carbono evacuados a la atmosfera por el grupo electrógeno y la caldera pirotubular, en situación de mejora.

Eficiencia mejorada de la Caldera Pirotubular y de la Central Térmica:

Rendimiento energético de la Caldera Pirotubular

Entalpia de gases residuales en mejor a temperatura de 160 °C

$$h_{GR} = 174.33 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C}$$

Entalpia del aire en mejor a temperatura de 135 °C

$$h_{aire} = 136.215 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C}$$

Entonces:

$$\eta_{energ.cald.} = 1 - \frac{h_{GR} * (1 + R_{aire\ cble})}{R_{aire\ cble} * h_{aire} + PCI + h_{cble}}$$

$$\eta_{energ.cald.} = 1 - \frac{174.33 * (28.78)}{27.78 * 136.215 + 32350 + 23.5}$$

$$\eta_{energ.cald.} = 86.12 \%$$

Rendimiento energético de la planta térmica en mejora

$$\eta_{energ.planta} = \frac{Q_{util\ total} + m_{vapor} \left(h_{agua\ mejora} - h_{agua\ actual} \right)}{m_{vapor} * h_{vapor}}$$

$$\eta_{energ.planta} = \frac{Q_{util\ total} + m_{vapor} \left(h_{agua\ mejora} - h_{agua\ actual} \right)}{m_{vapor} * h_{vapor}}$$

$$\eta_{energ.planta} = \frac{555.47 + 0.261(612.046 - 146.51)}{0.261 * 2743.39}$$

$$\eta_{energ.planta} = 88.45 \%$$

Reducción del CO₂ en la Caldera Piro-tubular:

- o Relación CO₂/cble:

$$CO_2 = 44 \frac{Kg}{mol} \quad \text{Masa molar del dióxido de carbono}$$

$$R_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} = \frac{a * CO_2}{m_{cble}} = \frac{7.92 * 44}{100} = 3.4848 \frac{Kg CO_2}{Kg cble}$$

Entonces:

$$m_{CO_2 actual} = R_{CO_2} * m_{cble actual} = 3.4848 * 186.624 = 650.35 \frac{TM}{año}$$

$$m_{CO_2 mejora} = R_{CO_2} * m_{cble mejora} = 3.4848 * 133.264 = 424.40 \frac{TM}{año}$$

Reducción de la masa de dióxido de carbono

$$\Delta m_{CO_2} = m_{CO_2 actual} - m_{CO_2 mejora}$$

$$\Delta m_{CO_2} = 650.35 - 424.40$$

$$\Delta m_{CO_2} = 225.95 \frac{TM}{año}$$

Reducción del CO₂ en el Grupo Electrónico:

- o Relación CO₂/cble:

$$CO_2 = 44 \frac{Kg}{mol} \quad \text{Masa molar del dióxido de carbono}$$

$$R_{cble}^{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} = \frac{a * CO_2}{m_{cble}} = \frac{12 * 44}{100} = 5.28 \frac{Kg CO_2}{Kg cble}$$

Entonces:

$$m_{CO_2 actual} = R_{cble}^{CO_2} * m_{cble actual} = 5.28 * 71.68 = 378.47 \frac{TM}{año}$$

$$m_{CO_2 mejora} = R_{cble}^{CO_2} * m_{cble mejora} = 5.28 * 41.78 = 220.60 \frac{TM}{año}$$

Reducción de la masa de dióxido de carbono

$$\Delta m_{CO_2} = m_{CO_2 actual} - m_{CO_2 mejora}$$

$$\Delta m_{CO_2} = 378.47 - 220.60$$

$$\Delta m_{CO_2} = 157.87 \frac{TM}{año}$$

Reducción Total del dióxido de carbono:

$$\Delta m_{CO_2} = 225.95 + 157.87$$

$$\Delta m_{CO_2} = 383.82 \frac{TM}{año}$$

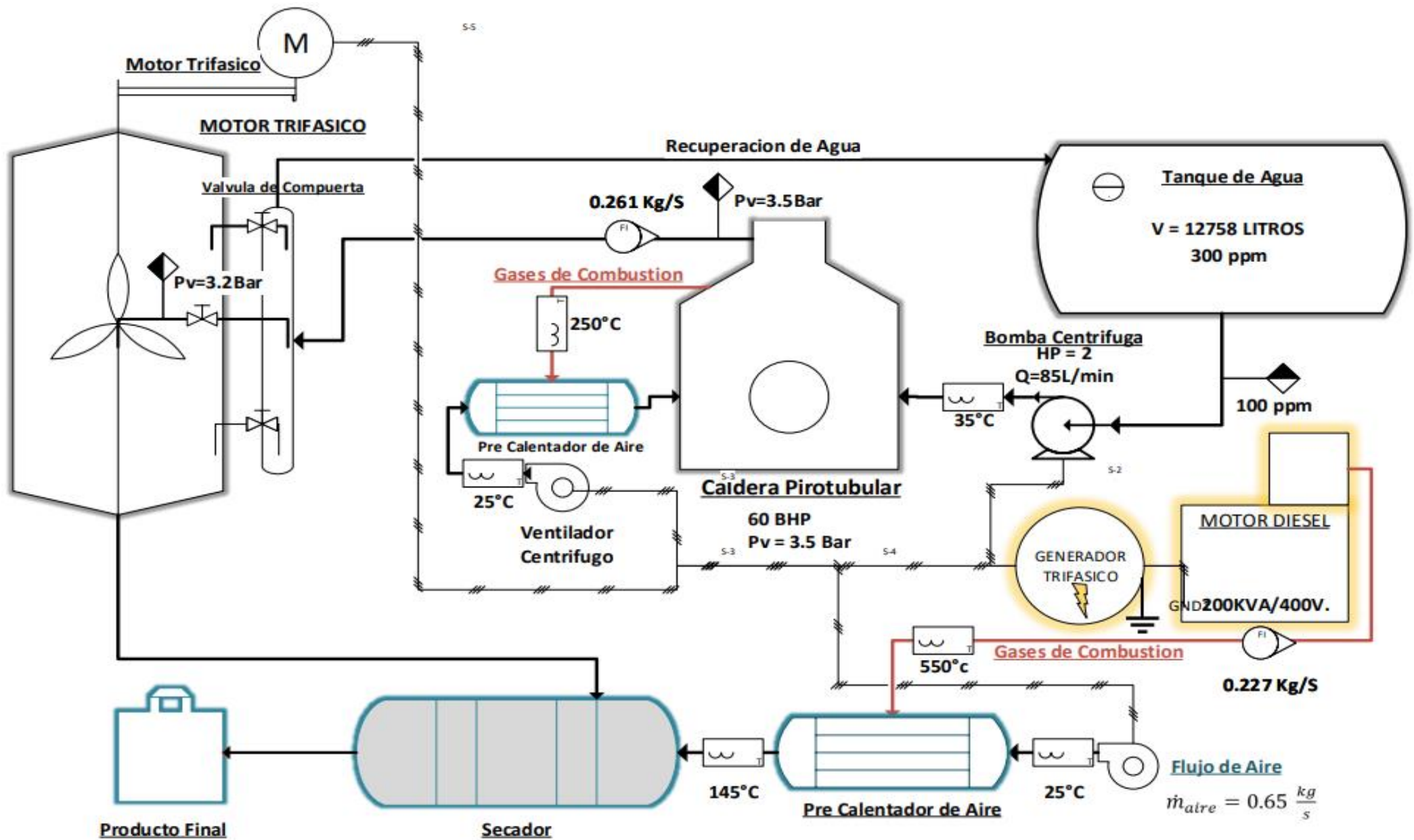


Figura 11 - Esquema de la Central Térmica Escobedo Sandoval SAC en situación de mejora

4.5. Análisis Económico y Financiero, determinando: Inversión, Beneficio, Retorno operacional de la inversión

- Consumo del carbón mejorado

$$PCI_{cble} = 32.35 \frac{MJ}{Kg}$$

$$Cp_{cble} = 0.94 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C}$$

$$h_{agua} = 146.51 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{cble} = 23.5 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_v = h_g \frac{KJ}{Kg} = 2743.39 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{GC} = 1235.00 \frac{KJ}{Kg}$$

Entalpia del aire de combustión a 135 °C a partir de la Cogeneración

$T_{aire} = 135^{\circ}C$ Temperatura del aire con la que ingresa a la caldera

$Cp_{aire} = 1.0125 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C}$ Calor especifico del aire

$$h_{aire} = 1.0125 * 135$$

$$h_{aire} = 136.69 \frac{KJ}{Kg}$$

Entalpia de los gases residuales a 160 °C a partir de la Cogeneración

$T_{GR} = 160^{\circ}C$ Temperatura de los gases residuales que salen de la caldera

$Cp_{GR} = 1.09 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C}$ Calor especifico de los gases residuales

$$h_{GR} = 1.09 * 160$$

$$h_{GR} = 174.4 \frac{KJ}{Kg}$$

Relación de aire combustible a Cogeneración

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}}: \text{¿?} \left(\frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}} \right) \quad \text{Relación aire combustible}$$

$$PCI_{\text{cble}} = 32.35 \frac{\text{MJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Poder calorífico del carbón antracita}$$

$$h_{\text{cble}} = 23.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Entalpia del carbol antracita}$$

$$h_{GC} = 1235.00 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Entalpia de los gases de combustión}$$

$$h_{\text{aire}} = 136.69 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad \text{Entalpia del aire de combustión}$$

Balance de energía en el quemador a Cogeneración

$$Q_{\text{aire}} + Q_{\text{cble}} = Q_{GC}$$

$$(m_{\text{aire}} * h_{\text{aire}}) + (m_{\text{cble}} * (PCI * h_{\text{cble}})) = m_{GC} * h_{GC}$$

$$\left(R_{\text{aire}}^{\text{cble}} * m_{\text{cble}} \right) * h_{\text{aire}} + m_{\text{cble}} * (PCI * h_{\text{cble}}) = (R_{GC}^{\text{cble}} * m_{\text{cble}}) * h_{GC}$$

$$PCI + h_{\text{cble}} + h_{GC} = R_{\text{aire}}^{\text{cble}} * (h_{GC} - h_{\text{aire}})$$

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = \frac{PCI + h_{\text{cble}} + h_{GC}}{h_{GC} - h_{\text{aire}}}$$

Entonces:

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = \frac{32350 + 23.5 + 1235}{1235 - 136.69}$$

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = 30.60 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}}$$

Flujo masico del combustible a partir de la Cogeneración

$$m_{\text{cble}} = \text{¿?} \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad \text{Flujo masico del combustible a Cogeneración}$$

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = 30.60 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}} \quad \text{Relación aire combustible}$$

$$m_v = 0.261 \frac{Kg}{s} \quad \text{Flujo masico de vapor que entrega la caldera}$$

$$h_{agua} = 146.51 \frac{KJ}{Kg} \quad \text{Entalpia del agua de alimentación}$$

$$PCI_{cble} = 32.35 \frac{MJ}{Kg} \quad \text{Poder calorífico del carbón antracita}$$

$$h_v = 2743.39 \frac{KJ}{Kg} \quad \text{Entalpia del vapor saturado}$$

$$h_{aire} = 25.175 \frac{KJ}{Kg} \quad \text{Entalpia de aire de combustión}$$

$$h_{cble} = 23.5 \frac{KJ}{Kg} \quad \text{Entalpia de combustible}$$

$$h_{GR} = 174.4 \frac{KJ}{Kg} \quad \text{Entalpia de los gases residuales}$$

Balance de energía en la caldera

$$\sum Q_{entrada\ cald} = \sum Q_{salida\ cald}$$

$$Q_{aire} + Q_{cble} + Q_{agua} = Q_{GR} + Q_v$$

$$(m_{aire} * h_{aire}) + (m_{cble} * (PCI * h_{cble})) + (m_{agua} * h_{agua}) = m_{GR} * h_{GR} + m_v * h_v$$

$$m_{cble} * \left(PCI + h_{cble} + R_{aire\ cble} * h_{aire} - \left(1 + R_{aire\ cble} \right) * h_{GR} \right) = m_v * (h_v - h_{agua})$$

$$m_{cble} = \frac{m_v * (h_v - h_{agua})}{\left(PCI + h_{cble} + R_{aire\ cble} * h_{aire} - \left(1 + R_{aire\ cble} \right) * h_{GR} \right)}$$

Entonces:

$$m_{cble} = \frac{0.261 * (2743.39 - 146.51)}{(32350 + 23.5 + 30.60 * 136.69 - (1 + 30.60) * 174.4)}$$

$$m_{cble} = 0.021 \frac{Kg}{s}$$

$$m_{cble} = 145152 \frac{Kg}{año}$$

$$m_{cble} = 145.152 \frac{TM}{año}$$

Calculo de Ahorro de Combustible en la caldera

- Flujo masico del combustible a Cogeneración:

$$m_{cble} = 145.152 \frac{TM}{año}$$

-Flujo masico de combustible sin Cogeneración:

$$m_{cble} = 186.624 \frac{TM}{año}$$

$$Ahorro de combustible = \Delta Flujo masico \left[\frac{TM}{Año} \right]$$

$$Ahorro de combustible = m_{cble \text{ sin cogeneracion}} - m_{cble \text{ a Cogeneracion}}$$

$$Ahorro de combustible = 186.624 \frac{TM}{año} - 145.152 \frac{TM}{año}$$

$$Ahorro de combustible = 41.472 \left[\frac{TM}{Año} \right]$$

- **Retorno de Inversión real a partir de la Cogeneración:**

Materiales o Equipos	Unidad	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Lana Mineral C-E, e:2 Pulg, L:39.66 m	FARDO (0.050*1.2*0.60)	3	S/. 180.00	S/. 540.00
tubería ASTM A53, al Si, Grado A. Dn:1 pulg, Shd:40, L:1.3m	Mat	72	180	S/. 12,960.00
tubería ASTM A53, al Si, Grado A. Dn:1 pulg, Shd:40, L:1.3m	Mat	64	180	S/. 11,520.00
Tubería ASTM A53, al Si Grado A - Dint.:0.6993m e:3.175mm Dext.:0.7m	Mat	1	2500	S/. 2,500.00
Tubería ASTM A53, al Si Grado A - Dint.:0.6993m e:3.175mm Dext.:0.6m	Mat	1	2400	S/. 2,400.00
Soldadura Tig, electrodo 6018	kg	12	S/. 30.00	S/. 360.00
Tapa Transversal, 72 agujeros; e: 1/8 Pulg.	Mat	2	S/. 620.00	S/. 1,240.00
Tapa Transversal, 64 agujeros; e: 1/8 Pulg.	Mat	2	S/. 610.00	S/. 1,220.00
Elementos de fijación Pernos, Dn:1/2 pulg.	Mat	8	S/. 10.00	S/. 80.00
Placas base	Mat	2	S/. 250.00	S/. 500.00
Cimientos			S/. 75.00	S/. 75.00
Mano de Obra 40% de la Inversión Total				S/. 13,358.00
TOTAL				S/. 49,953.00

✓ **Total de la Inversion estimada:** 49,953.00 N.S.

✓ **Ahorro por Carbon**

- Consumo actual de carbon

$$\text{Consumo}_{actual} = 15.552 \frac{TN}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 186.624 \frac{TN}{Año}$$

$$\text{Consumo}_{actual} = 186.624 \frac{TN}{Año}$$

- Consumo Mejorado de Carbon

$$\text{Consumo}_{Mejorado} = 12.096 \frac{TN}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 145.2 \frac{TN}{Año}$$

$$\text{Consumo}_{Mejorado} = 145.152 \frac{TN}{Año}$$

$$\text{Ahorro}_{Carbon} = (\text{Consumo}_{actual} - \text{Consumo}_{Mejorado}) * C_{unit}$$

$$\text{Ahorro}_{Carbon} = \left(186.624 \frac{TN}{Año} - 145.152 \frac{TN}{Año} \right) * 130.00 \frac{N.S.}{TN}$$

$$\text{Ahorro}_{Carbon} = 5,391.36 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Ingresos por Aumento de Produccion:**

- Produccion Anual Actual

$$200 \frac{TN}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 2400 \frac{TN}{Año}$$

- Produccion estimada Anual Mejorada
Por lo mas bajo de aumento (2 TN mas por dia)

$$240 \frac{TN}{Mes} * 12 \frac{Mes}{Años} = 2880 \frac{TN}{Año}$$

$$INGRESO_{PRODUCCION} = (Produc_{Mejorado} - Produc_{Actual}) * C_{unit.} \left[\frac{N.S.}{TN} \right]$$

$$INGRESO_{PRODUCCION} = (2880 \frac{TN}{Año} - 2400 \frac{TN}{Año}) * 130.00 \frac{N.S.}{TN}$$

$$INGRESO_{PRODUCCION} = 62,400.00 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Calculo del Beneficio**

$$BENEFICIO = Ingreso de produccion + Ahorro de Carbon$$

$$BENEFICIO = 62,400.00 \frac{N.S.}{Año} + 5,391.36 \frac{N.S.}{Año}$$

$$BENEFICIO = 67,791.36 \frac{N.S.}{Año}$$

✓ **Calculo del Retorno de la Inversion (ROI)**

$$ROI = \frac{49,953.00 N.S.}{67,791.36} = 0.74$$

ROI = 8 meses y 26 dias

V. DISCUSIONES:

- La central térmica materia de estudio tiene las siguientes características: Consta de una caldera Piro tubular de 60 BHP cuya eficiencia es 77.31 %, en tanto el análisis de los procesos nos arroja una eficiencia de 77.66% total de la central, teniendo en cuenta a la Norma Técnica Peruana 350 en lo referente a la eficiencia de calderas piro tubulares que sostiene que las eficiencias para estas calderas deberían estar en el rango de 82% a 92% para que sea buena, es por ello que tomando en cuenta el estudio realizado por SANZ (2012), quien realizó un análisis energético en el que propone la recuperación de energía para los procesos internos en una industria azucarera en la que logro una notable mejoría del 72 % al 86%, este último dato ya se encuentra dentro del rango que manifiesta la teoría de la Norma Técnica Peruana 350, es por ello que se ha demostrado analíticamente con la presente propuesta que también se ha logrado una mejora notable.
- La central térmica está en uso de tres tipos de cogeneración, cogeneración con turbinas de vapor, con turbinas de gas y recuperación de calor con pre calentador de aire usando los gases de combustión. De estas 3 alternativas, con las cuales se realizó la correspondiente factibilidad técnico – económica comparativa, se ha verificado que el menor retorno de inversión y la que mejor se adecua a la tecnología existente de la central es el sistema de cogeneración con pre calentador de aire; asimismo, tomando en cuenta a Robledo (2019), quien también hizo un estudio de factibilidad técnico-económica del uso de un sistema de cogeneración para la recuperación de calor, el cual propuso, el Ciclo Rankine, ORC y Kalina, y eligió el ciclo Kalina porque es el que tenía menor retorno de inversión, ya que este es un factor preponderante en la toma de decisiones de las empresas y la obtención de beneficios de ella adecuándose al sistema existente.

- En cuanto al dimensionamiento de los pre calentadores de aire, se ha realizado en forma independiente, tanto para los gases de combustión del grupo electrógeno, como para el aprovechamiento de los gases de combustión de la caldera, todo ello en el sistema de cogeneración. A pesar de ser éstos similares, se han podido diferenciar los cálculos de cada uno de ellos, de acuerdo a las condiciones específicas de calor, potencia, temperatura, propiedades físicas y termo físicas de cada uno de los gases al ingreso y salida de cada pre calentador, así como el cálculo de coeficiente de transferencia de calor para determinar el área de cada recuperador y su correspondiente número de tubos. A consecuencia de cada estudio, definiendo sus diferencias, se ha calculado el ahorro en consumo de combustible y flujos máxicos comparativos. Esto trasciende el debate con nuestro antecedente considerado de Luján (2016) en el cual se determinó también la reducción de masa de Dióxido de carbono y redujo emisión de dióxido de azufre, con la consecuente reducción de gases contaminantes, pero no se ha calculado el ahorro en combustible, fundamental en una auditoría energética realizada en la caldera, como se ha realizado en la presente investigación.
- Respecto al Balance de energía post dimensionamiento y reducción de las TM/h de dióxido de carbono evacuados a la atmósfera por el grupo electrógeno y la caldera piro tubular post mejora, se han realizado utilizando los índices nuevos simulados de eficiencia, para ambos, llegándose a la obtención del 86.12% y 88.45%, respectivamente, que constituyen cifras idóneas de acuerdo a las proyecciones iniciales. En contraste con el antecedente referencial considerado de Sanz (2012), se puede aseverar que el resultado de incremento de eficiencia de caldera, cifrado en la presente investigación, es similar; pues mientras que Sánz obtiene una mejora del 14%, la presente tesis especifica el incremento de 77.31 al 88%. (11% aprox.) que obedece más que todo a la envergadura de las empresas en estudio y tipo de caldera consideradas.

- Finalmente, el Análisis económico y financiero realizado de acuerdo a las mejoras proyectadas, está en función a la optimización de combustible, relación aire-combustible, flujo de combustible a partir de la Cogeneración y obtención de la masa de vapor requerida para el sistema, lo cual ha determinado ingresos por aumento de producción y un beneficio de 67,791.36 S/ por año y un Retorno de la Inversión de 8 meses y 26 días; lo cual ha servido para contrastar con el antecedente considerado por Robledo (2019), quien en su estudio de factibilidad técnica económica del uso de un sistema de cogeneración para recuperación de calor en una planta cementera, obtiene el ahorro energético esperado que redundará en el rescate de 16.7% de energía y el retorno de inversión en 2 años, que a todas luces nos indica la diferencia no sólo en cifras, sino de volúmenes de producción de vapor, tamaño y capacidades de calderos, pero similares resultados.

VI. CONCLUSIONES

- Se realizó una evaluación de las condiciones actuales a partir de un balance de masa y energía a la caldera de carbón modelo piro tubular de 60 BHP, encontrando un rendimiento energético 77.31% y un rendimiento energético de la planta térmica de 77.66%. Presentando el sistema tuberías de vapor que conectan hacia un digestor a una presión de 4.2 Bar absolutos, obteniendo una potencia útil en el digestor de 555.47 KW. Para la caldera se encontró con un flujo de aire de 0.75 Kg/s a una temperatura de 25°C, el agua llega al punto de alimentación de la caldera con una temperatura de 35°C con una dureza de 100 ppm, finalmente se encontró un flujo de gas residual de 0.777 Kg/s a una temperatura de 250°C. Como también se realizó un estudio del impacto medio ambiental actual de los gases residuales que se emite en planta, que como resultado se llegó a obtener, que la central emite una cantidad de 1028.82 TM/AÑO de dióxido de carbono hacía el medio ambiente.
- Se desarrolló un estudio de la viabilidad técnico-económica, a los diferentes sistemas de cogeneración e identificando como el más apropiado al sistema de cogeneración con Pre calentadores de aire, utilizando todas las tecnologías actuales de la central, sin reemplazo alguno. Para este sistema se estimó una inversión de 49953.00 nuevos soles en donde se aprovechará los gases residuales que son emitidos hacia el medio ambiente, siendo el más adecuado a las condiciones que presenta la central para su desarrollo.
- Se dimensionaron dos pre calentadores de aire, en donde el primero se aprovechará el flujo de gases residuales del grupo electrógeno para realizar un intercambio de calor a un flujo de aire que será destinado para un secador con una temperatura de 145°C, obteniendo una potencia útil de 85 000 Watts y una superficie de 8.66 m². El segundo pre calentador, aprovechara el flujo de gases residuales de la caldera para realizar una transferencia de calor a aire que será inyectado a la caldera a una temperatura de 135°C,

enriqueciendo la combustión en el interior del hogar, obteniendo como resultado un ahorro de 53.36 TM/año en el consumo de combustible.

- Se realizó un balance energía al central post dimensionamiento, obteniendo en la caldera un nuevo rendimiento energético de 86.12% y un rendimiento energético de 88.45% de todo el sistema de planta. Así mismo se obtuvo una reducción en el impacto medio ambiental de 383.82 TM/año de dióxido de carbono evacuados a la atmosfera.
- Se realizó un análisis económico financiero, obteniendo como beneficio un ahorro de 5,391.36 N.S/Año en la compra de carbón para la caldera, un aumento en los ingresos de producción de 67,791.36 N.S/Año, dando como resultado de 8 meses y 26 días en el retorno de la inversión del proyecto.

VII. RECOMENDACIONES:

- Se recomienda invertir en todos los equipos y materiales del sistema de cogeneración que se describen en el procedimiento de ingeniería para así poder lograr su beneficio y el retorno a la inversión operacional en 8 meses y 10 días.
- Se recomienda invertir en aislante térmico para las tuberías de vapor, así maximizar el aprovechamiento energético y así reducir las pérdidas de energía que es disipada al medio ambiente por el intercambio de calor.
- Se recomienda realizar un plan de mantenimiento preventivo para las tuberías de la caldera, así reducir perdidas energéticas que se traducen en gastos económicos para la empresa.
- Se recomienda invertir en un analizador de redes para todo el sistema eléctrico de planta, así identificar con más facilidad todas las propiedades de la instalación.
- Se recomienda invertir en un sistema de tratamiento de agua para la alimentación de la caldera, así evitar problemas de incrustaciones en las tuberías, tiempo de evaporación y obtener un beneficio energético, traduciéndose en un ahorro económico de combustible.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS:

- CARDEÑAS, F., MACILLO, D. (2012). “AUDITORIA ENERGÉTICA ELÉCTRICA DEL CAMPUS SUR DE LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE QUITO”. TESIS (INGENIERO ELECTRICISTA). QUITO-ECUADOR: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE QUITO, FACULTAD DE INGENIERÍAS.
- QUISPE, C. (2010) “ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE COGENERACIÓN CON CICLO COMBINADO Y GASIFICACIÓN PARA LA INDUSTRIA AZUCARERA”. UNIVERSIDAD DE PIURA.
- ROA, M. (2018). “COGENERACION CON GAS NATURAL PARA APLICACIONES A PEQUEÑAS ESCALA”. CHILE.
- URIS, M. (2017). “VIABILIDAD TECNICO-ECONOMICA DE LA COGENERACION PARA EL SECTOR RESIDENCIAL EN ESPAÑA A PARTIR DE BIOMASA MEDIANTE CICLO RANKINE ORGANICO”. TESIS DE DOCTORADO. UNIVERSIDAD PONTIFICA ICAI ICADE COMILLAS MADRID.
- ARTEAGA, A. (2011) “COGENERACION UNA ALTERNATIVA IMPORTANTE DE AHORRO ENERGETICO NACIONAL”. ECUADOR.
- ÁLVAREZ, M. (2014) “MOTOSOLDADORAS, PEQUEÑOS GENERADORES Y GRUPOS DE EMERGENCIA”. ESPAÑA.
- SANZ, D. (2012) “ANALISIS Y OPTIMIZACION ENERGETICA DE UNA PLANTA DE COGENERACION PARA LA INDUSTRIA AZUCARERA”: UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE PEREIRA – COLOMBIA.
- CAMPOS, A. (2010). “PROYECTO DE LA UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA DE COLOMBIA (UMPE) Y EL INSTITUTO COLOMBIANO PARA EL DESARROLLO DE LA CIENCIA Y LA TECNOLOGÍA”. COLOMBIA
- GARCIA, H. (2011). “POTENCIAL DE COGENERACION A PARTIR DE LOS RESIDUOS BIMASICOS DE LA CAÑA DE AZUCAR EN PERÚ”. PERÚ.

- MIGUEZ. C. (2013). "LA EFICIENCIA ENERGETICA EN EL USO DE LA BIOMASA PARA LA GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA: OPTIMIZACION"
- SALVADOR, F., COSTA, D. (2001) "TEORIA DE MAQUINAS". CATALUNYA, BARCELONA.
- CENGEL, Y., BOLES, M., (2015). "TERMODINAMICA". OCTAVA EDICION.
- EMBANKMENT, A. (2009). "CONVENIO SOLAS". EDICION REFUNDIDA. OMI, LONDRES.
- MURILLO, W. (2008). "LA INVESTIGACION CIENTIFICA".
- MOHAMMAD, N. (2005). "METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION". MEXICO.
- ARNAU, JAUME. "DISEÑOS EXPERIMENTALES". BARCELONA, 1997.
- NORTON, R. (2011). "EFICIENCIA ENERGÉTICA". 4TA ED. MÉXICO: PEARSON EDUCACIÓN.
- SINCHE, J. (2013). "DISEÑO Y PROPUESTA DE UN PLAN DE GESTIÓN PARA MEJORA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA ELÉCTRICA EN LA EMPRESA AVÍCOLA YUGOSLAVIA S.A.C".
- SABUGAL, S., GOMEZ, F. (2006) "CENTRALES TERMICAS DE CICLO COMBINADO". ESPAÑA
- MAURY, H., NIEBLES, H., TORRES, J. (2009) "DISEÑO PARA LA FABRICACION Y ENSAMBLE DE PRODUCTOS SOLDADOS". COLOMBIA

ANEXOS

Anexo 1 (Validación y matriz para evaluación de Experto)

MATRIZ PARA EVALUACIÓN DE EXPERTOS				
Título de la investigación:				
Línea de investigación:				
Apellidos y nombres del experto:				
El instrumento de medición pertenece a la variable:				
<p>Mediante la matriz de evaluación de expertos, Ud. tiene la facultad de evaluar cada una de las preguntas marcando con una "x" en las columnas de SÍ o NO. Asimismo, le exhortamos en la corrección de los ítems, indicando sus observaciones y/o sugerencias, con la finalidad de mejorar la coherencia de las preguntas sobre la variable en estudio.</p>				
Ítems	Preguntas	Aprecia		Observaciones
		SÍ	NO	
1	¿El instrumento de medición presenta el diseño adecuado?			
2	¿El instrumento de recolección de datos tiene relación con el título de la investigación?			
3	¿En el instrumento de recolección de datos se mencionan las variables de investigación?			
4	¿El instrumento de recolección de datos facilitará el logro de los objetivos de la investigación?			
5	¿El instrumento de recolección de datos se relaciona con las variables de estudio?			
6	¿La redacción de las preguntas tienen un sentido coherente y no están sesgadas?			
7	¿Cada una de las preguntas del instrumento de medición se relaciona con cada uno de los elementos de los indicadores?			
8	¿El diseño del instrumento de medición facilitará el análisis y procesamiento de datos?			
9	¿Son entendibles las alternativas de respuesta del instrumento de medición?			
10	¿El instrumento de medición será accesible a la población sujeto de estudio?			
11	¿El instrumento de medición es claro, preciso y sencillo de responder para, de esta manera, obtener los datos requeridos?			
Sugerencias:				
Firma del experto:				

Anexo 2 (Matriz de Consistencia)

“Sistema de Cogeneración de energía con Grupo Electrónico y vapor saturado para mejorar eficiencia del ciclo termoeléctrico en la empresa Escobedo Sandoval S.A.C.”				
Problema	Objetivos	Hipotesis	Variables	Metodologia
¿Mediante qué uso de tecnología se puede mejorar la eficiencia del ciclo termoeléctrico y reducción de impactos medioambientales en la empresa ESCOBEDO SANDOVAL S.A.C.?	Objetivo General	El mejor uso de tecnología para mejorar la eficiencia del ciclo termoeléctrico y reducir impactos medioambientales en la empresa Escobedo Sandoval S.A.C. es mediante un sistema de cogeneración, ya que es una estrategia de generación y aprovechamiento de la energía que podría aportar múltiples beneficios económicos, sociales y ambientales.	Variable Independiente	<p>Tipo de Investigacion: Aplicada</p> <p>Nivel de Investigacion: Descriptiva</p> <p>Diseño de Investigacion: Experimental</p> <p>Poblacion: Empresas de Generación de Energía Térmica a vapor en Trujillo</p> <p>Muestra: Empresa Escobedo Sandoval S.A.C.</p> <p>Tecnicas: Observacion y Encuesta</p> <p>Instrumentos: Hoja de datos y Guia de Encuesta para la recolección de datos</p>
	Realizar un sistema de cogeneración de energía con grupo electrónico y vapor saturado para mejorar eficiencia del ciclo termoeléctrico en la empresa Escobedo Sandoval S.A.C.		Sistema de Cogeneracion de Energía	
	Objetivos Especificos		Variable Dependiente	
	<p>Realizar una auditoria energética para optimizar y reducir el consumo de energía en la empresa.</p> <p>Diseñar el sistema de cogeneración adecuado para el beneficio de la empresa.</p> <p>Selección de equipos de cogeneración.</p> <p>Realizar el análisis económico.</p> <p>Realizar el análisis medioambiental.</p>		<p>Eficiencia Energética</p> <p>Reducción de impactos medioambientales</p>	

Anexo 3 (Hoja de datos)

Muestra	Hora	Temp. GR (°C)	Presión Vapor (bar)	Temp. Ambiente (°C)	Temp. Agua (°C)
1	8:00 am	256.9	3.5	24.9	37.3
2	8:10 am	255.6	3.4	25.3	35.4
3	8:20 am	253.7	3.6	24.4	33.6
4	8:30 am	248.4	3.2	25.3	37.6
5	8:40 am	254.6	3.2	23.2	36.5
6	8:50 am	244.4	3.3	24.4	35.6
7	9:00 am	249.7	3.5	24.6	35.3
8	9:10 am	245.3	3.4	24.9	36.9
9	9:20 am	249.6	3.6	25.7	35.2
10	9:30 am	248.4	3.6	24.6	35.4
11	9:40 am	247.3	3.6	25.3	34.8
12	9:50 am	242.5	3.5	25.2	35.9
13	10:00 am	258.3	3.6	25.3	35.4
14	10:10 am	249.4	3.6	25.0	35.6
15	10:20 am	242.5	3.5	25.2	34.7
17	10:40 am	245.3	3.6	25.6	35.3
18	10:50 am	248.7	3.7	25.3	36.4
19	11:00 am	251.3	3.5	24.3	36.3
20	11:10 am	252.5	3.6	24.6	36.8
21	11:20 am	250.8	3.4	25.2	36.6
23	11:40 am	254.4	3.5	25.2	35.4
24	11:50 am	248.6	3.6	24.0	35.9
25	12:00 pm	254.3	2.7	25.2	36.3
MEDIANA		248.3	3.6	25.3	36.2
MODA		242.4	3.6	24.3	35.2
RANGO		14.1	0.9	3.9	3.4
PROMEDIO		250.02	3.5	25.02	35

Anexo 4 (Guía de encuesta)

GUIA DE ENCUESTA

1. ¿Sabe usted cual es el rendimiento eléctrico efectivo actual de la empresa? ¿Y cómo lo comprueba? Amplié o especifique su respuesta

Si, _____

No, _____

2. ¿Han hecho una auditoria energética en la planta alguna vez? Amplié o Especifique su respuesta

Si, _____

No, _____

3. ¿Ha recibido capacitación de instrumentos energéticos? Amplié o Especifique su respuesta

Si, _____

No, _____

4. ¿A qué partes de la central térmica se le puede realizar un análisis y mantenimiento? ¿Por qué?

- a) Caldera Piro tubular
- b) Grupo electrógeno
- c) Digestor
- d) Condensador

Porque, _____

5. ¿Usted sabe que consecuencia tiene para la central tener que generar más potencia reactiva? Amplié o especifique su respuesta

Si, _____

No, _____

6. ¿Qué dos factores intervienen al medio ambiente de la central térmica? ¿Porque?

- a) La emisión de residuos a la atmosfera y los procesos de combustión
- b) La emisión de residuos a la atmosfera y agua contaminada al mar
- c) Los procesos de combustión y hay plaga de orugas

Porque, _____

7. ¿Qué porcentaje (%) de energía liberada en la combustión se convierte en electricidad?
Amplíe o especifique su respuesta

- a) 88 – 89
- b) 90 – 91
- c) 5 – 6
- d) Ninguna

8. ¿Es efectivo que la central contará con tecnología de punta para reducir costos y emisiones de contaminantes? Amplíe o especifique su respuesta

Si, _____

No, _____

Anexo 5 (Guía de encuesta)

Anexo 4 (Guía de encuesta)

GUIA DE ENCUESTA

1. ¿Sabe usted cual es el rendimiento eléctrico efectivo actual de la empresa? ¿Y cómo lo comprueba? Amplié o especifique su respuesta

Si, _____

No, NO CONTAMOS CON LA TECNOLOGÍA ADECUADA PARA SABERLO

2. ¿Han hecho una auditoria energética en la planta alguna vez? Amplié o Especifique su respuesta

Si, _____

No, HEMOS TRATADO DE MEJORAR NUESTROS EQUIPOS.

3. ¿Ha recibido capacitación de instrumentos energéticos? Amplié o Especifique su respuesta

Si, TUVIMOS QUE CAPACITARNOS PARA PODER USARLOS CORRECTAMENTE.

No, _____

4. ¿A qué partes de la central térmica se le puede realizar un análisis y mantenimiento? ¿Por qué?

- a) Caldera Pirotubular
 b) Grupo electrógeno
c) Digestor
d) Condensador

Porque, SON LAS MÁS AFECTADAS DE LA EMPRESA.

5. ¿Usted sabe que consecuencia tiene para la central tener que generar más potencia reactiva? Amplié o especifique su respuesta

Si, SIGNIFICA MAS PÉRDIDA DE DINERO.

No, _____

6. ¿Qué dos factores intervienen al medio ambiente de la central térmica? ¿Porque?

- a) La emisión de residuos a la atmosfera y los procesos de combustión
- b) La emisión de residuos a la atmosfera y agua contaminada al mar
- c) Los procesos de combustión y hay plaga de orugas

Porque, Hay bastante olor en los procesos y en la
maquina termica los gases de combustion.

7. ¿Qué porcentaje (%) de energía liberada en la combustión se convierte en electricidad? Amplié o especifique su respuesta

- a) 88 – 89
- b) 90 – 91
- c) 5 – 6
- d) Ninguna

Porque parte de energia no es aprovechada, se
disipa energia termica en los gases de combustion.

8. ¿Es efectivo que la central contará con tecnología de punta para reducir costos y emisiones de contaminantes? Amplié o especifique su respuesta

Si, Porque ayudaria a tener un mejor aprovechamiento
energetico y serio reflejado en ahorro economica.

No, _____

Anexo 4 (Guía de encuesta)

GUIA DE ENCUESTA

1. ¿Sabe usted cual es el rendimiento eléctrico efectivo actual de la empresa? ¿Y cómo lo comprueba? Amplié o especifique su respuesta

Si, _____

No, porque la empresa no cuenta con un analizador de redes para poder tener la eficiencia real de la empresa.

2. ¿Han hecho una auditoria energética en la planta alguna vez? Amplié o Especifique su respuesta

Si, _____

No, la empresa esta igual que como empezó.

3. ¿Ha recibido capacitación de instrumentos energéticos? Amplié o Especifique su respuesta

Si, Contamos con diferentes certificados de capacitación del tema.

No, _____

4. ¿A qué partes de la central térmica se le puede realizar un análisis y mantenimiento? ¿Por qué?

- a) Caldera Piro tubular
- b) Grupo electrógeno
- c) Digestor
- d) Condensador

Porque, estas máquinas son los más importantes de esta empresa.

5. ¿Usted sabe que consecuencia tiene para la central tener que generar más potencia reactiva? Amplié o especifique su respuesta

Si, Significa que habrá más gastos y pérdidas de dinero.

No, _____

6. ¿Qué dos factores intervienen al medio ambiente de la central térmica? ¿Porque?

- a) La emisión de residuos a la atmosfera y los procesos de combustión
- b) La emisión de residuos a la atmosfera y agua contaminada al mar
- c) Los procesos de combustión y hay plaga de orugas

Porque, se utiliza un grupo electrogéneo diesel y un caldero a carbon

7. ¿Qué porcentaje (%) de energía liberada en la combustión se convierte en electricidad? Amplíe o especifique su respuesta

- a) 88 – 89
- b) 90 – 91
- c) 5 – 6
- d) Ninguna

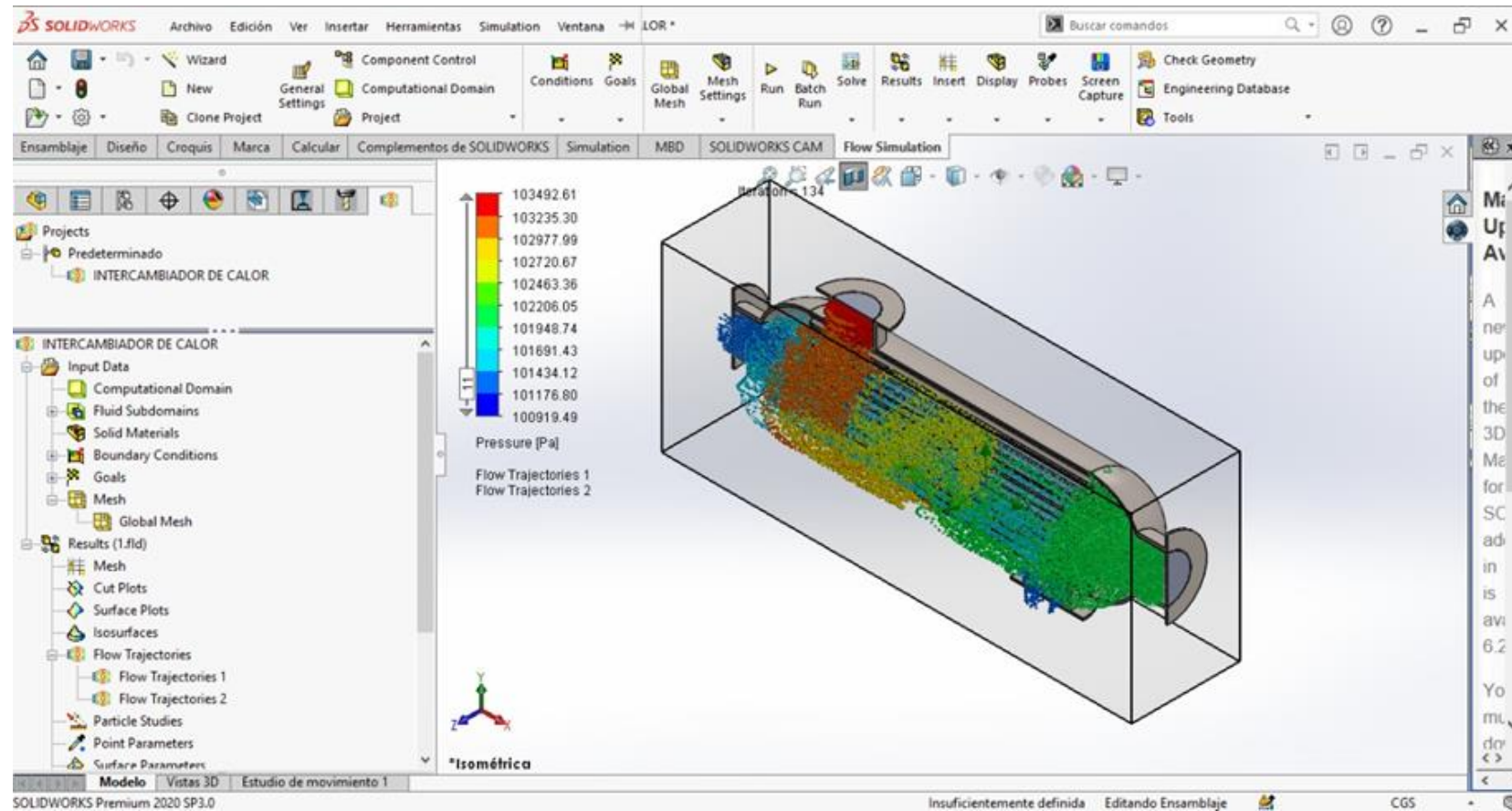
El combustible diesel se emplea para la rotación del motor y el generador trifásico.

8. ¿Es efectivo que la central contará con tecnología de punta para reducir costos y emisiones de contaminantes? Amplíe o especifique su respuesta

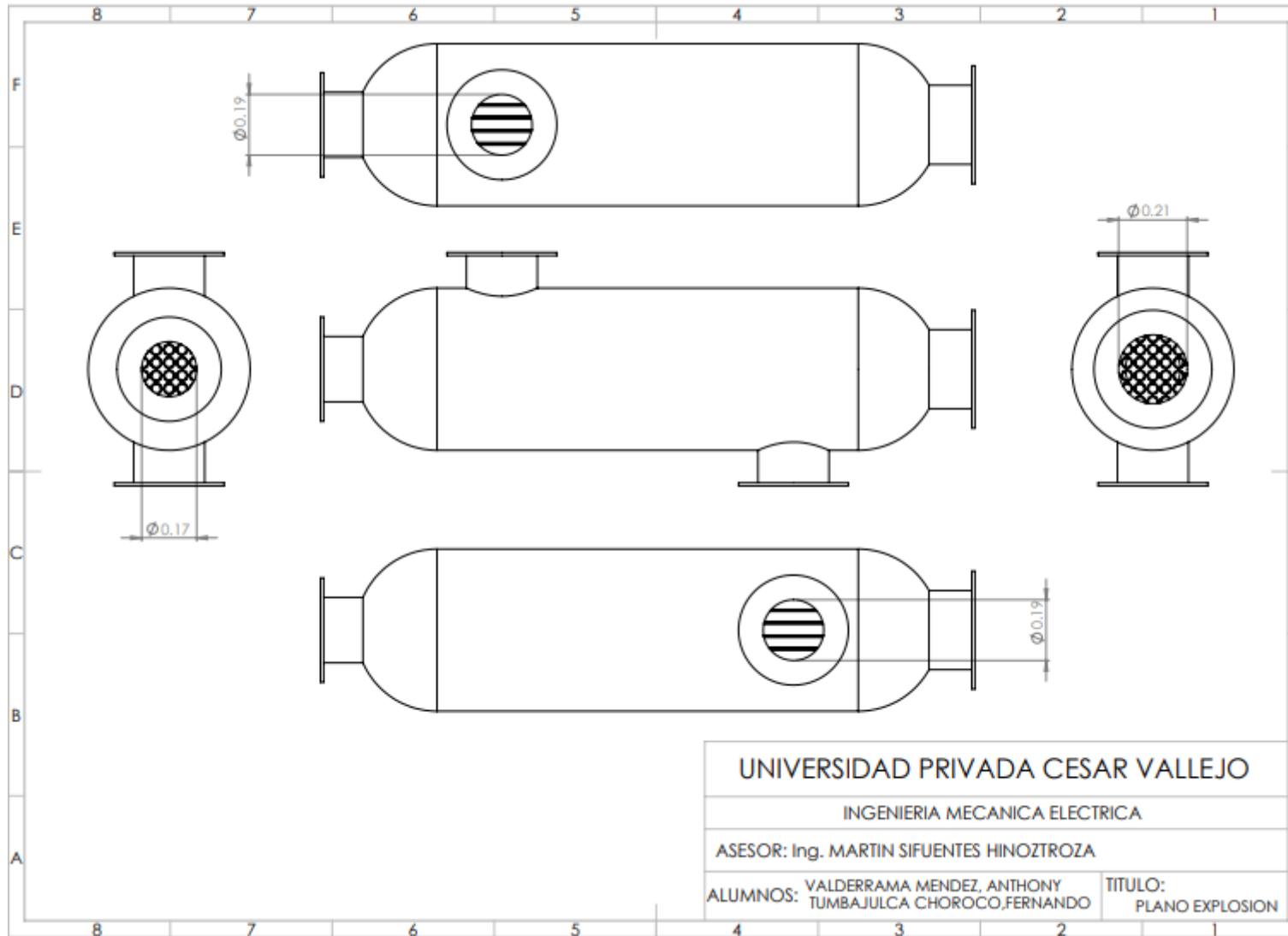
Si, Porque generará a largo plazo beneficios económicos.

No, _____

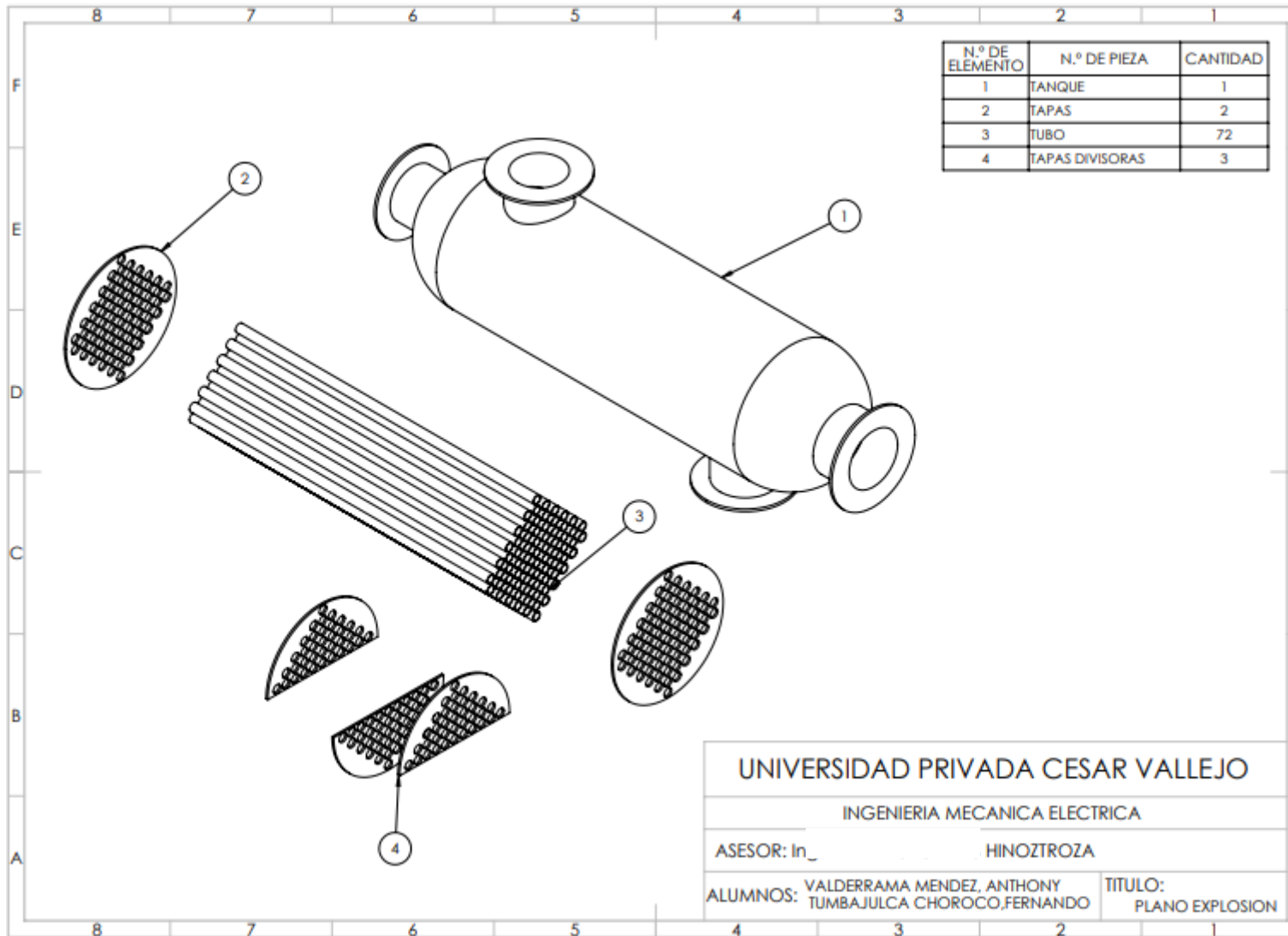
Anexo 6: SIMULACION EN EL PRECALENTADOR



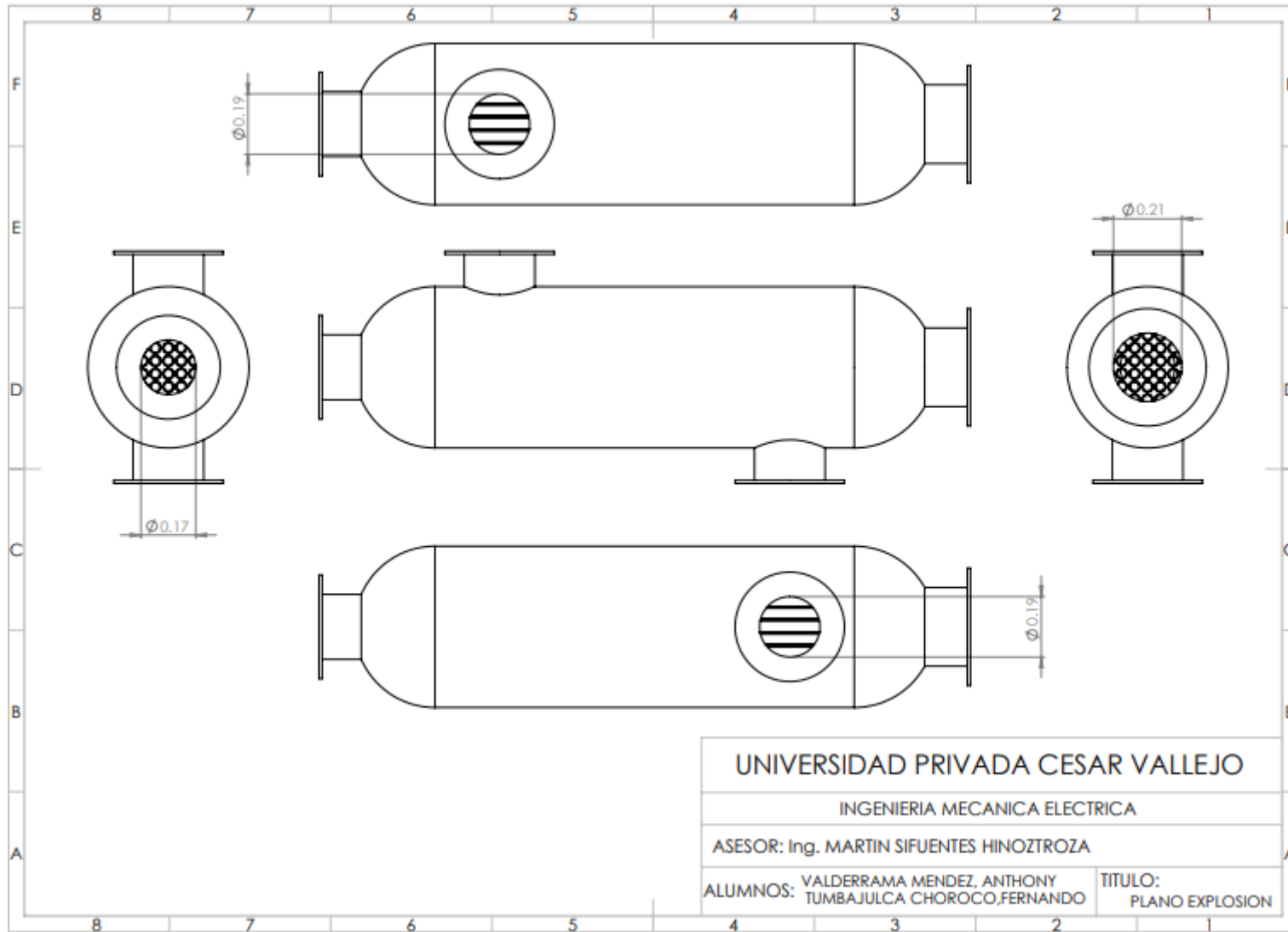
Anexo 7: PLANOS DEL PRECALENTADOR



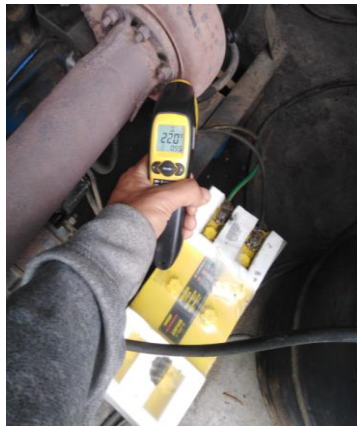
PLANO DEL PRECALENTADOR



PLANO DEL PRECALENTADOR



Anexo 8 (Visita a la empresa)



Mediciones de los parámetros del sistema de la empresa



Carbón Antracita



Gases Contaminantes



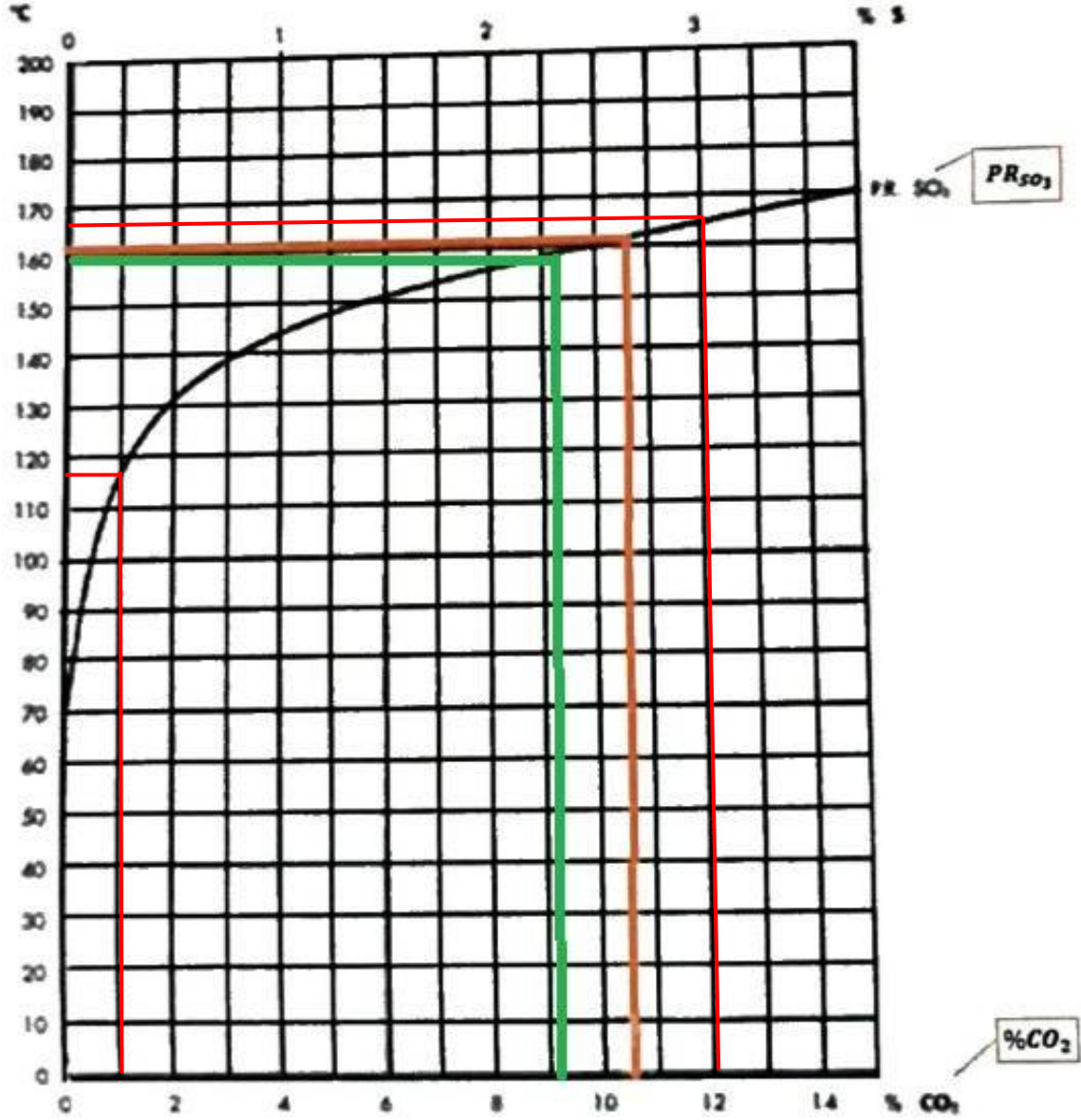
Combustible Diésel



Evidencia de la Visita

Anexo 9: Información técnica.

TEMPERATURA DE ROCIO



Para el carbon antracita (1%)

Para el diesel (12%)

FACTORES DE INCRUSTACION

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

TABLA DE PROPIEDADES QUIMICAS

Nombre	Símbolo	Peso Atómico	Molécula	Peso Molecular
Oxígeno	O	16	O ₂	32
Hidrógeno	H	1	H ₂	2
Carbono	C	12	C	12
Nitrógeno	N	14	N ₂	28
Azufre	S	32	S	32
Aire (a)				29

Tabla de propiedades termo físicas del aire

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
-150	2.867	0.982	8.64	3.013	11.71	4.157	0.7246
-100	2.039	0.965	11.90	5.835	15.82	8.034	0.7263
-90	1.927	0.975	12.49	6.482	16.62	8.842	0.7330
-80	1.828	0.983	13.07	7.153	17.42	9.692	0.7381
-70	1.738	0.990	13.64	7.850	18.22	10.59	0.7414
-60	1.656	0.995	14.20	8.572	19.01	11.53	0.7433
-50	1.582	0.999	14.74	9.317	19.79	12.52	0.7440
-40	1.514	1.002	15.27	10.08	20.57	13.56	0.7436
-30	1.452	1.004	15.79	10.88	21.34	14.65	0.7425
-20	1.394	1.005	16.30	11.69	22.11	15.78	0.7408
-10	1.341	1.006	16.80	12.52	22.88	16.96	0.7387
0	1.292	1.006	17.29	13.38	23.64	18.17	0.7362
5	1.269	1.006	17.54	13.82	24.01	18.80	0.7350
10	1.247	1.006	17.78	14.26	24.39	19.44	0.7336
15	1.225	1.007	18.02	14.71	24.76	20.08	0.7323
20	1.204	1.007	18.25	15.16	25.14	20.74	0.7309
25	1.184	1.007	18.49	15.61	25.51	21.40	0.7296
30	1.164	1.007	18.72	16.08	25.88	22.08	0.7282
35	1.146	1.007	18.95	16.54	26.25	22.76	0.7268
40	1.117	1.007	19.18	17.02	26.62	23.45	0.7255
45	1.110	1.007	19.41	17.49	26.99	24.16	0.7241
50	1.092	1.007	19.63	17.97	27.35	24.87	0.7228
55	1.076	1.007	19.86	18.46	27.72	25.59	0.7215
60	1.060	1.007	20.08	18.95	28.08	26.31	0.7202
65	1.044	1.007	20.30	19.45	28.45	27.05	0.7190
70	1.029	1.007	20.52	19.95	28.81	27.79	0.7177
75	1.014	1.008	20.74	20.45	29.17	28.55	0.7166
80	0.999	1.008	20.96	20.97	29.53	29.31	0.7154
85	0.986	1.008	21.17	21.48	29.88	30.07	0.7143
90	0.972	1.008	21.39	22.00	30.24	30.85	0.7132
95	0.959	1.009	21.60	22.52	30.60	31.63	0.7121
100	0.946	1.009	21.81	23.05	30.95	32.42	0.7111
110	0.921	1.010	22.23	24.12	31.65	34.02	0.7092
120	0.898	1.011	22.64	25.21	32.35	35.64	0.7073
130	0.876	1.012	23.05	26.32	33.05	37.30	0.7057
140	0.854	1.013	23.45	27.44	33.74	38.98	0.7041
150	0.834	1.014	23.85	28.59	34.43	40.68	0.7027

DENSIDAD DEL CARBÓN

	Kg/m³	Lb/ft³
Antracita	800-930	50-58
Bituminoso (hulla)	670-910	42-57
Lignito	640-860	40-54

CALOR ESPECÍFICO DEL CARBÓN BITUMINOSO Y ANTRACITA

	KJ/ (kg.K)	BTU/(lb.°F)
Antracita	0.92 – 0.96	0.22 – 0.23
Bituminoso	1.0 – 1.1	0.24 – 0.25

PODER CALORIFICO DE COMBUSTIBLES (1)

Carbón bituminoso y antracita	32.35 MJ/kg	26 x 10 ⁶ Btu/US ton
Carbón sub-bituminoso y lignito	23.2 MJ/kg	20 x 10 ⁶ Btu/US ton
Petróleo Crudo	44.3 MJ/kg	38 x 10 ⁶ Btu/US ton
Gas natural	38.4 MJ/m ³	1032 Btu/ft ³

TABLA DE LAS PROPIEDADES TERMOFISICAS DE LOS GASES DE COMBUSTION

Tabla: Propiedades físicas de los gases de combustión a $p = 101325 \text{ Pa}$, con composición volúmica de los gases $\text{CO}_2 = 13\%$; $\text{H}_2\text{O} = 11\%$; $\text{N}_2 = 76\%$									
t [°C]	T (K)	ρ [Kg/m ³]	Cp [KJ/Kg*K]	h(kJ/kg)	$k \cdot 10^2$ [W/m*K]	$a \cdot 10^2$ [m ² /h]	$\mu \cdot 10^6$ [N*s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
0	273.15	1.30	1.05	0.00	2.28	6.08	15.78	12.20	0.72
80	353.15	1.02	1.06	85.41	2.96	10.10	19.47	19.67	0.70
100	373.15	0.95	1.07	106.76	3.13	11.10	20.39	21.54	0.69
250	453.15	0.7884	1.0910	196.8560	3.8355	16.3000	23.6754	30.5480	0.6740
200	473.15	0.75	1.10	219.38	4.01	17.60	24.50	32.80	0.67
259.61	532.76	0.6699	1.1119	289.2727	4.5045	22.1065	26.7235	40.5553	0.6581
300	573.15	0.62	1.12	336.63	4.84	25.16	28.23	45.81	0.650
350	623.15	0.57	1.14	398.60	5.27	30.10	29.96	53.10	0.65
400	673.15	0.53	1.15	460.56	5.70	35.04	31.69	60.38	0.640
415	688.15	0.51	1.16	480.34	5.83	36.33	33.51	62.77	0.64
500	773.15	0.46	1.18	592.45	6.56	43.61	43.85	76.30	0.63
515	788.15	0.45	1.19	612.86	6.69	45.22	42.96	78.90	0.63
600	873.15	0.41	1.21	728.52	7.42	54.32	37.87	93.61	0.62
620	893.15	0.40	1.22	756.32	7.59	56.69	38.43	97.31	0.62
700	973.15	0.36	1.24	867.51	8.27	66.17	40.69	112.10	0.61
735	1008.15	0.35	1.25	917.91	8.58	70.69	41.63	119.00	0.61
800	1073.15	0.33	1.26	1011.52	9.15	79.09	43.38	131.80	0.60
822	1095.15	0.32	1.27	1044.31	9.34	82.12	43.94	136.35	0.60
900	1173.15	0.30	1.29	1160.55	10.01	92.87	45.91	152.50	0.59
943	1216.15	0.29	1.30	1223.22	10.39	99.90	46.97	161.87	0.59
1000	1273.15	0.28	1.31	1306.30	10.90	109.21	48.36	174.30	0.58
1085	1358.15	0.26	1.32	1432.95	11.62	122.10	50.36	193.68	0.57
1100	1373.15	0.26	1.32	1455.30	11.75	124.37	50.71	197.10	0.57
1165	1438.15	0.25	1.33	1554.40	12.31	135.36	52.19	212.64	0.56
1200	1473.15	0.24	1.34	1607.76	12.62	141.27	52.99	221.00	0.56
1273	1546.15	0.23	1.35	1723.22	13.33	154.97	54.85	240.38	0.55
1300	1573.15	0.22	1.36	1765.92	13.59	160.04	55.54	247.55	0.55
1350	1623.15	0.21	1.37	1846.86	14.07	169.43	56.80	260.83	0.55
1400	1673.15	0.20	1.38	1927.80	14.56	178.82	58.07	274.11	0.54
1422	1695.15	0.20	1.38	1964.23	14.77	182.95	58.63	279.95	0.54
1500	1773.15	0.18	1.40	2093.40	15.53	197.61	60.61	300.67	0.53
1548	1821.15	0.17	1.40	2174.67	15.99	206.73	61.83	313.42	0.53
1600	1873.15	0.16	1.41	2262.72	16.49	216.61	63.15	327.23	0.52
1605	1878.15	0.16	1.42	2271.37	16.54	217.54	63.28	328.56	0.52
1700	1973.15	0.15	1.43	2435.76	17.46	235.19	65.69	353.79	0.51

TABLA DE VELOCIDADES ADMITIDAS EN TUBERIAS

Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5 – 1	0.15 – 0.30
	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2 – 3
Líquidos viscosos	Línea de Conducción	4 – 8	1.2 – 2.4
	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
Vapor de Agua	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6
		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

TABLA TECNICA DE TUBERIA

Medida nominal Pulg. mm	Cedula	Espesor de pared Pulg. mm		Diámetro exterior Pulg. mm		Peso aproximado lb/pie Kg/m		Presión interior de trabajo (PSI) Kg/cm ²		Presión de ruptura (PSI) Kg/cm ²		Presión exterior de trabajo (PSI) Kg/cm ²		Presión de aplastamiento (PSI) Kg/cm ²	
1.8 3.2	10	0.049	1.24	0.405	10.29	0.190	0.283	3550	250	18670	1315	2063	145	8252	580
	40	0.068	1.73			0.250	0.373	5170	365	27200	1915	3195	225	12780	900
	80	0.095	2.41			0.321	0.479	7670	540	43230	3040	5410	381	21640	1524
1.4 6.4	10	0.065	1.65	0.540	13.72	0.337	0.502	3540	250	19960	1405	2063	145	8252	580
	40	0.088	2.24			0.435	0.648	5000	350	28170	1980	3195	225	12780	900
	80	0.119	3.02			0.547	0.815	7110	500	40070	2820	4096	288	16384	1152
3.8 9.5	10	0.065	1.65	0.675	17.15	0.433	0.645	2770	195	15630	1100	1453	102	5812	408
	40	0.091	2.31			0.580	0.864	4020	285	22840	1596	2512	177	10048	708
	80	0.126	3.20			0.756	1.126	5830	410	32900	2315	4096	288	16384	1152
1.2 12.7	5	0.065	1.65	0.840	21.34	0.550	0.819	2190	155	12360	870	1087	76	4348	304
	10	0.083	2.11			0.687	1.023	2860	200	16110	1135	1453	102	5812	408
	40	0.109	2.77			0.871	1.297	3850	270	21730	1530	2063	145	8252	580
80	0.147	3.73	1.112	1.657	5410	380	30480	2145	3195	225	12780	900			
3/4 19.1	5	0.065	1.65	1.050	26.67	0.699	1.041	1730	120	9760	685	825	58	3300	232
	10	0.083	2.11			0.877	1.307	2250	160	12670	890	1087	76	4348	304
	40	0.109	2.77			1.121	1.670	3010	210	16990	1195	1453	102	5812	408
80	0.147	3.73	1.449	2.158	4190	295	23620	1680	2512	177	10048	708			
1 25.4	5	0.065	1.65	1.315	33.4	0.887	1.321	1370	95	7720	545	600	42	2400	168
	10	0.109	2.77			1.437	2.140	2360	165	13320	935	1189	84	4756	336
	40	0.133	3.38			1.718	2.559	2930	205	16520	1165	1453	102	5812	408
80	0.179	4.55	2.223	3.311	4070	285	22930	1615	2512	177	10048	708			
1 1/4 31.8	5	0.065	1.65	1.680	42.16	1.132	1.686	1070	75	6060	425	400	28	1600	112
	10	0.109	2.77			1.848	2.752	1840	130	10400	730	889	63	3556	252
	40	0.140	3.56			2.327	3.466	2410	170	13580	955	1189	84	4756	336
80	0.191	4.85	3.064	4.564	3370	235	19000	1335	1732	122	6928	488			
1 1/2 38.1	5	0.065	1.65	1.900	48.26	1.302	1.940	940	65	5270	370	345	24	1380	96
	10	0.109	2.77			2.134	3.178	1600	115	9020	635	769	54	3076	216
	40	0.145	3.68			2.778	4.138	2160	150	12180	855	1087	76	4348	304
80	0.200	5.08	3.715	5.533	3060	215	17240	1215	1453	102	5812	408			
2 50.8	5	0.065	1.65	2.375	60.33	1.639	2.442	740	50	4190	295	234	16	936	64
	10	0.109	2.77			2.700	4.022	1270	90	7150	505	533	38	2132	152
	40	0.154	3.91			3.736	5.565	1820	130	10250	720	889	63	3556	252
80	0.218	5.54	5.140	7.657	2640	185	14870	1045	1309	92	5236	368			
2 1/2 63.5	5	0.083	2.11	2.875	73.03	2.534	3.775	790	55	4440	310	248	17	992	68
	10	0.120	3.05			3.614	5.384	1150	80	6480	455	461	32	1844	128
	40	0.203	5.16			5.931	8.834	1990	140	11230	790	1000	70	4000	280
3 76.2	5	0.083	2.11	3.500	88.9	3.101	4.619	640	45	3630	255	190	13	760	52
	10	0.120	3.05			4.434	6.805	940	65	5290	370	345	24	1380	96
	40	0.218	5.49			7.755	11.552	1730	120	9740	685	825	58	3300	232
3 1/2 88.9	5	0.083	2.11	4.0	101.6	3.555	5.295	560	40	3170	225	153	11	612	44
	10	0.120	3.05			5.090	7.582	820	60	4610	325	263	20	1132	80
	40	0.226	5.74			9.319	13.880	1570	110	8880	625	704	50	2816	200

PROPIEDADES DEL ACERO INOXIDABLE

Propiedades Eléctricas

Resistividad Eléctrica (μOhmcm)	70-78
Coefficiente de Temperatura (K^{-1})	-

Propiedades Físicas

Densidad (g cm^{-3})	7,96
Punto de Fusión (C)	1370-1400

Propiedades Mecánicas

Alargamiento (%)	<60
Dureza <u>Brinell</u>	160-190
Impacto <u>Izod</u> (J m^{-1})	20-136
Módulo de Elasticidad (<u>GPa</u>)	190-210
Resistencia a la Tracción (<u>MPa</u>)	460-860

Propiedades Térmicas

Calor Específico a 23C ($\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$)	502
Coefficiente de Expansión Térmica @20-100C ($\times 10^{-6} \text{K}^{-1}$)	16-18
Conductividad Térmica a 23C ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	16,3

FICHA DE LA LANA MINERAL DE ROCA

AISLAN[®]

AISLANTE TÉRMICO / ABSORBENTE ACÚSTICO

Incombustibilidad
Debido a su origen mineral es incombustible y no inflamable, lo que lo hace ser un excelente retardador del fuego. Además no emite gases tóxicos, aún en caso de incendio.

Temperatura
La temperatura máxima de operación es de 800°C.

Factores relevantes para especificar Aislans
La necesidad de aislación térmica en la industria obedece a una serie de factores cuyo control está directamente relacionado con una buena especificación e instalación de materiales aislantes térmicos. Estos factores serán determinantes para la correcta elección del tipo de material y del espesor que se debe utilizar. Entre los factores más relevantes podemos mencionar:

Económico:
Evita la disipación de calor o de frío, optimizando el uso de la energía en procesos productivos.

Seguridad:
Protege contra eventuales quemaduras que pueda sufrir el personal que circula en zonas donde existen ductos, equipos o estanques a altas temperaturas.

Físicas:
Mantiene la viscosidad de aceites pesados, betunes, etc., durante los procesos de fabricación o durante su posterior transporte.

Climáticos:
Evita la condensación del aire atmosférico sobre paredes o tuberías de equipos, o que los fluidos que circulan por cañerías y que sean almacenados en estanques se congelen.

Confort:
Mantiene el ambiente agradable para las personas que laboran dentro de una instalación industrial.

Colchoneta alta densidad

Colchoneta rígida. Los paneles de alta densidad Aislans son fibras de lana mineral con un aglomerante de tipo férrico que mediante temperatura permite formar colchonetas o bloques con dimensiones determinadas.

Principales aplicaciones

Se utilizan en la aislación térmica de calderas, filtros, estanques, ductos y equipos.

Tipo: Colchoneta alta densidad

Espesor (mm)	Ancho (m)	Largo (m)	R100	Unidad de empacado
40	0,5	1,2	94	m ²
50	0,5	1,2	122	m ²
60	0,5	1,2	143	m ²

Densidades disponibles: 80, 100, 120 y 160 kg/m³.

Colchoneta alta densidad



CONDUCTIVIDAD TERMICA DE ALGUNAS TEMPERATURAS

Propiedades de metales sólidos						Propiedades a varias temperaturas (K), K(W/m - K)/c _p (J/kg - K)					
Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				100	200	400	600	800	1 000
		ρ kg/m ³	c_p J/kg - K	k W/m - K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s						
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2	473	787	925	1 042	1 146	
Berilio:											
	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	
Bismuto:											
	545	9 780	122	7.86	6.59	203	1 114	2 191	2 604	2 823	
Boro:											
	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	112	120	127			
Germanio:											
	1 211	5 360	322	59.9	34.7	190	290	337	348	357	
Oro:											
	1 336	19 300	129	317	127	327	323	311	298	284	
Iridio:											
	2 720	22 500	130	147	50.3	109	124	131	135	140	
Hierro:											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	172	153	144	138	132	
Aerco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	90	122	133	138	144	
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7	215	384	490	574	680	
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8	215	384	490	574	680	
Al carbono-silicio (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9	215	384	490	574	680	

PROPIEDADES DEL VAPOR DE 4.5 BAR

ChemicaLogic SteamTab Companion



About
 Saturated
 Superheated/Subcooled
 Constants

Independent Variable:

 Temperature

 Pressure

 Value, bar:

Units:

 Metric/SI

 English

Phase:

 Vapor
 Liquid
 Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	147.903	°C
Pressure	4.5	bar
Steam quality	100	%
Volume	0.413897	m ³ /kg
Density	2.41606	kg/m ³
Compressibility factor	0.958472	dimensionless
Enthalpy	2743.39	kJ/kg
Entropy	6.85603	kJ/(kg·°C)
Helmholtz free energy	-329.622	kJ/kg
Internal energy	2557.13	kJ/kg
Gibbs free energy	-143.368	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.73889	kJ/(kg·°C)

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738
 Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Isentropic expansion coeff.	1.30269	dimensionless
dPdT: Partial derivative of P with T at constant V	0.0125206	bar/°C
dVdT: Partial derivative of V with T at constant P	0.00120771	m³/(kg.°C)
dVdP: Partial derivative of V with P at constant T	-0.0964575	m³/(kg.bar)
Viscosity (dynamic)	13.9195	μPa.s
Thermal conductivity	0.0312837	W/(m.°C)
Surface tension	0.0491877	N/m
Prandtl number	1.057	dimensionless
Static dielectric constant	1.02139	dimensionless
Isothermal Joule-Thomson coefficient	-0.00946132	kJ/(kg.bar)
Joule-Thomson coefficient	3.98275	°C/bar

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738
 Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

PROPIEDADES DEL VAPOR DE 4.2

ChemicalLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	145.375	°C
Pressure	4.2	bar
Steam quality	100	%
Volume	0.441652	m³/kg
Density	2.26423	kg/m³
Compressibility factor	0.960326	dimensionless
Enthalpy	2740.27	kJ/kg
Entropy	6.87915	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-324.325	kJ/kg
Internal energy	2554.77	kJ/kg
Gibbs free energy	-138.832	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.72615	kJ/(kg.°C)

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738
 Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

About
 Saturated
 Superheated/Subcooled
 Constants

Independent Variable:

 Temperature

 Pressure

 Value, bar:

Units:

 Metric/SI

 English

Phase:

 Vapor
 Liquid
 Two-phase

Property	Value	Unit
Isentropic expansion coeff.	1.30349	dimensionless
dPdT: Partial derivative of P with T at constant V	0.0116783	bar/°C
dVdT: Partial derivative of V with T at constant P	0.00128486	m ³ /(kg.°C)
dVdP: Partial derivative of V with P at constant T	-0.110021	m ³ /(kg.bar)
Viscosity (dynamic)	13.8323	μPa.s
Thermal conductivity	0.0309126	W/(m.°C)
Surface tension	0.0497238	N/m
Prandtl number	1.05339	dimensionless
Static dielectric constant	1.02015	dimensionless
Isothermal Joule-Thomson coefficient	-0.0096093	kJ/(kg.bar)
Joule-Thomson coefficient	4.08187	°C/bar

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738
 Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

