Universidad Nacional Mayor de San Marcos
Universidad del Perú. Decana de América
Facultad de Ciencias Físicas
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

Análisis energético y exergético de una planta azucarera - Caso Tumán

TESIS

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Carlos Nilton HILARIO HINOSTROZA

ASESOR

Dr. César Alejandro QUISPE GONZÁLES

Lima, Perú

2024



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Hilario, C. (2024). *Análisis energético y exergético de una planta azucarera - Caso Tumán*. [Tesis de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.

Metadatos complementarios

Datos de autor	
Nombres y apellidos	Carlos Nilton Hilario Hinostroza
Tipo de documento de identidad	DNI
Número de documento de identidad	71864096
URL de ORCID	No aplica
Datos de asesor	
Nombres y apellidos	César Alejandro Quispe Gonzáles
Tipo de documento de identidad	DNI
Número de documento de identidad	10394420
URL de ORCID	https://orcid.org/0000-0003-3906-7221
Datos del jurado	
Presidente del jurado	
Nombres y apellidos	Wilson Emilio Alvarado Torres
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	07642795
Miembro del jurado 1	
Nombres y apellidos	Juan José Guillermo Navarro
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	10350242
Datos de investigación	
Línea de investigación	No aplica
Grupo de investigación	No aplica

Agencia de financiamiento	Sin financiamiento.
Ubicación geográfica de la investigación	Edificio: Empresa Agroindustrial Tumán S.A.A. País: Perú Departamento: Lambayeque Provincia: Chiclayo Distrito: Tumán Latitud: -6.746389 Longitud: -79.704444
Año o rango de años en que se realizó la investigación	2020 - 2024
URL de disciplinas OCDE	Termodinámica https://purl.org/pe-repo/ocde/ford#2.03.03 Ingeniería de procesos https://purl.org/pe-repo/ocde/ford#2.04.02

Firmado digitalmente por SARANGO JULCA Douglas Donal FAU 20148092282 soft
Motivo: Soy el autor del documento
Fecha: 19.03.2025 16:06:19 -05:00

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS PRESENCIAL PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS

Siendo las 15:30 horas del viernes 08 de noviembre del 2024, en el Auditorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos, bajo la presidencia del MSC. ING. WILSON EMILIO ALVARADO TORRES y con la asistencia del asesor DR. ING. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES, y miembro MG. ING. JUAN JOSÉ GUILLERMO NAVARRO se dio inicio a la sesión pública de sustentación de tesis para la obtención del Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos del Bachiller:

CARLOS NILTON HILARIO HINOSTROZA

El Presidente del Jurado en primer lugar dio lectura al documento formal que designa al Jurado y aprueba el acto de sustentación de la tesis, así como del resumen del expediente e invitó al citado Bachiller a realizar la presentación y exposición de su tesis titulada: "ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE UNA PLANTA AZUCARERA – CASO TUMÁN".

Concluida la exposición del candidato y luego de las preguntas de rigor por parte del Jurado, el Presidente del mismo, invitó al Bachiller a abandonar momentáneamente la Sala de Sesión para dar paso a la deliberación y calificación por parte del Jurado.

Al término de la deliberación del Jurado, se invitó al candidato a regresar a la Sala de Sesión, para dar lectura a la calificación obtenida por el Bachiller, la misma que es:

16	DIECISÉIS	APROBADO CON MENCIÓN HONROSA
.....	.....	.....
(NÚMERO)	(LETRAS)	(MENCIÓN)

El Presidente del Jurado MSC. ING. WILSON EMILIO ALVARADO TORRES, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller CARLOS NILTON HILARIO HINOSTROZA, Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las 17:00 horas del mismo día, se levanta la sesión.

MSC. ING. WILSON EMILIO ALVARADO TORRES
PRESIDENTE

DR. ING. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES
ASESOR

MG. ING. JUAN JOSÉ GUILLERMO NAVARRO
MIEMBRO

UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS
Universidad del Perú, Decana de América

Anexo 1

CERTIFICADO DE SIMILITUD

Yo, CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES ..... en mi condición de asesor acreditado mediante Dictamen/Resolución de la UPG o de la EP y/o Resolución Decanal N° 010-EPIMF-2026-FCF/UNMSM ..... de la tesis/ monografía/ informe de investigación/ trabajo académico, cuyo título es .....
ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE UNA PLANTA AZUCARERA - CASO TUMÁN,
presentado por el bachiller/ magíster/ egresado/ licenciado/ estudiante BACHILLER
CARLOS NILTON HILARIO HINOSTROZA .....para optar el grado* de/ título*/ especialidad en TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO DE FLUIDOS;
CERTIFICO que se ha cumplido con lo establecido en la Directiva de Originalidad y de Similitud de Trabajos Académicos, de Investigación y Producción Intelectual. Según la revisión, análisis y evaluación mediante la plataforma PIDS, el documento evaluado cuenta con el 12 % de similitud, nivel PERMITIDO para continuar con los trámites correspondientes y para su **publicación en el repositorio institucional.**

Se emite el presente certificado en cumplimiento de lo establecido en las normas vigentes, como uno de los requisitos para la obtención del grado*/ título*/ especialidad*
TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO DE FLUIDOS

Lima, 27 de 10 de 2026

Firma del Asesor _____

Nombres y Apellidos del asesor: CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES

DNI: 10394420

* Según corresponda: bachiller, magíster, doctor; título profesional o título de segunda especialidad

La vigencia del presente certificado corresponde a un período de noventa (90) días desde la fecha de su emisión; siempre que no haya observaciones en el texto durante el proceso de revisión por el jurado informante o surja alguna contingencia.

RESUMEN

En el presente proyecto de tesis se realiza el análisis energético y exergético de la planta azucarera Tumán, con la finalidad de optimizar e incrementar la producción energética, esta planta azucarera consta de un grupo de 5 calderas que pueden quemar tanto bagazo como combustibles líquidos, 3 grupos de turbinas (turbogeneradores para generar energía eléctrica, turbinas trapiche para mover el molino y turbinas auxiliares para mover las bombas y ventiladores), entre otros equipos. Para realizar dichos análisis, primero se elaboró el esquema termodinámico del ciclo de cogeneración de la planta azucarera, seguido se calculó los flujos másicos de vapor, los parámetros termodinámicos en los puntos característicos del sistema y el flujo másico del combustible, para finalmente realizar los análisis y graficar los diagramas de Sankey y Grassmann. Como resultados se obtuvo que la planta no es energéticamente independiente, debido a que para producir el vapor requerido para su operación se necesita quemar 0.548 kg/s de petróleo, además del análisis energético se obtiene que la mayor pérdida de energía se produce en las calderas (43.8% de la energía del combustible), mientras que del análisis exergético se obtiene que el 83.54% de la exergía del combustible se destruye, siendo en la caldera donde se destruye la mayor parte (78.855%). Debido a estas grandes pérdidas generadas en las calderas, se plantea remplazar estos equipos por una caldera moderna que puede trabajar con una eficiencia de hasta 80% (para los cálculos se asume una eficiencia de 73.5%) y se obtiene que con la cantidad de bagazo que produce la planta azucarera se puede llegar a producir 2.723 kg/s de vapor adicional a lo requerido, con lo cual la planta azucarera se puede volver energéticamente independiente, y alcanzar una eficiencia energética de 67.61% (12.42 % más de lo actual).

Palabras Clave: Exergía, bagazo de caña, ciclo de cogeneración, Diagrama de Sankey, diagrama de Grassmann.

ABSTRACT

In this thesis project, the energy and exergy analysis of the Tumán sugar plant is carried out, in order to increase energy production, this sugar plant consists of a group of 5 boilers that can burn both bagasse and liquid fuels, 3 groups of turbines (turbogenerated is to generate electrical energy, trapiche turbines to move the mill and auxiliary turbines to move the pumps and fans), among other equipment. To carry out these analyzes, first the thermodynamic scheme of the cogeneration cycle of the sugar plant was elaborated, followed by the mass flow of steam, the thermodynamic parameters in the characteristic points of the system and the mass flow of the fuel, to finally perform the analyzes and graph the Sankey and Grassmann diagrams. As results it was obtained that the plant is not energetically independent, because to produce the steam required for its operation it is necessary to burn 0.548 kg / s of oil, in addition to the energy analysis it is obtained that the greatest loss of energy occurs in the boilers (43.8% of the energy of the fuel), while from the exergy analysis it is obtained that 83.54% of the exergy of the fuel is destroyed, being in the boiler where most of it is destroyed (78.855%). Due to these large losses generated in the boilers, it is proposed to replace this equipment with a modern boiler that can work with an efficiency of up to 80% (for the calculations an efficiency of 73.5% is assumed) and it is obtained that with the amount of bagasse produced by the sugar plant can produce 2,723 kg / s of steam in addition to what is required, with which the sugar plant can become energy independent, and achieve an energy efficiency of 67.61% (12.42% more than current).

Keywords: Exergy, sugarcane bagasse, cogeneration cycle, Sankey diagram, Grassmann diagram.

INDICE

1. INTRODUCCIÓN 1

1.1 Introducción 1

1.2 Planteamiento del Problema 2

1.3 Objetivos 3

1.3.1 Objetivo General 3

1.3.2 Objetivo Específico 3

1.4 Importancia y alcance de la investigación 4

1.5 Limitaciones de la investigación 4

2. REVISIÓN DE LITERATURA 5

2.1 Marco teórico 5

2.2 Antecedentes del estudio 5

2.3 Bases teóricas 7

2.3.1 Energía 7

2.3.2 Primera ley de la termodinámica 7

2.3.3 Ecuación de balance de masa y balance de energía en un volumen de control 8

2.3.4 Segunda ley de la termodinámica 9

2.3.5 Entropía 9

2.3.6 Exergía 10

2.3.7 Ciclo Rankine 13

2.3.8 Ciclo de cogeneración 17

2.3.9 El bagazo de caña 22

2.3.10 Proceso de producción de azúcar. 24

2.4 Definición de términos 26

3. HIPÓTESIS Y VARIABLES 28

3.1 Hipótesis 28

3.2 Variables 28

3.2.1 Variable Independiente 28

3.2.2 Variable dependiente 28

3.3 Operacionalización de las variables 28

4. MATERIALES Y MÉTODOS 29

4.1 Área de estudio 29

4.2 Diseño de la investigación 30

4.3 Población y muestra 30

4.4 Metodología de Cálculo 30

4.5 Procedimientos, Técnicas e instrumentos de recolección de información. 32

5. RESULTADOS 34

5.1 Presentación y análisis de los resultados 34

5.1.1 Características de los equipos principales 34

5.1.2 Esquema del ciclo termodinámico de cogeneración actual de Azucarera Tumán 36

5.1.3 Determinación de los parámetros del flujo en los puntos característicos. 37

5.1.4 Cálculo del PCI del bagazo 48

5.1.5 Cálculo del flujo másico de bagazo en la caldera 48

5.1.6 Cálculo del bagazo producido y la cantidad de petróleo requerido 49

5.1.7 Ruta de transporte del vapor 51

5.1.8 Consumo de vapor 52

5.2 Eficiencia del ciclo termodinámico de la Azucarera Tumán. 53

5.2.1 Cálculo de la potencia útil cogenerada 53

5.2.2 Cálculo de la energía entregada al sistema y el calor cogenerado 55

5.3 Aspen Hysys como herramienta de cálculo 58

5.4 Análisis energético del ciclo de cogeneración 61

5.5 Análisis exergético del ciclo de cogeneración 70

5.6 Propuesta para mejorar el rendimiento energético del ciclo termodinámico 79

5.6.1 Cálculo del flujo másico en los principales equipos del sistema modificado 84

5.6.2 Cálculo de la eficiencia del ciclo termodinámico modificado 85

5.6.3 Análisis energético del sistema de cogeneración modificado 89

5.6.4 Análisis exergético del sistema de cogeneración modificado 91

6. DISCUSIÓN 93

7. CONCLUSIONES. 94

BIBLIOGRAFÍA 96

ANEXO A. Resultados del análisis termodinámico del ciclo de cogeneración utilizando el software Aspen HYSYS 98

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ciclo Rankine simple (esquema a la izquierda y diagrama T-S a la derecha) 14

Figura 2: Desviación del ciclo Rankine real respecto al ideal 16

Figura 3: Efecto de las irreversibilidades de la bomba y turbina en el ciclo Rankine ideal 16

Figura 4: Generación por separado 17

Figura 5: Cogeneración 18

Figura 6: Sistema de cogeneración BPST 19

Figura 7: Sistema de cogeneración CEST 20

Figura 8: Proceso de producción de azúcar 24

Figura 9: Ubicación de la Planta Azucarera Tumán 29

Figura 10: Esquema termodinámico de la planta azucarera Tumán 36

Figura 11: Ruta del vapor de la Planta Azucarera Tumán 51

Figura 12: Esquema termodinámico para la simulación en Aspen Hysys 58

Figura 13: Esquema de simulación de combustión en la caldera 60

Figura 14: Diagrama de Sankey para el ciclo de cogeneración 69

Figura 15: Diagrama de Grassmann para el ciclo de cogeneración 78

Figura 16: Esquema de una caldera moderna de la serie VS-500 80

Figura 17: Esquema termodinámico modificado 82

Figura 18: Diagrama de Sankey para el ciclo de cogeneración modificado 90

Figura 19: Diagrama de Grassmann para el ciclo de cogeneración modificado 92

LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Composición química del bagazo 23

Tabla 2: Operacionalización de las variables 28

Tabla 3: Resumen de la metodología 33

Tabla 4: Características de las 5 calderas 34

Tabla 5: Características de las turbinas 35

Tabla 6: Flujo másico en los principales equipos del sistema 39

Tabla 7: Parámetros termodinámicos en los puntos característicos del sistema 47

Tabla 8: flujo másico de los combustibles y vapor generado 50

Tabla 9: Flujo de vapor requerido en las distintas áreas 52

Tabla 10: Distribución de flujo de vapor en las turbinas 53

Tabla 11: Potencia, Calor y eficiencia en los equipos del sistema 57

Tabla 12: Resultados obtenidos con Aspen Hysys 59

Tabla 13: Comparación de resultados analíticos y de Aspen Hysys 60

Tabla 14: Energía del flujo en los puntos característicos del sistema 62

Tabla 15: Índices energéticos del sistema de cogeneración 68

Tabla 16: Exergía del flujo en los puntos característicos del sistema 70

Tabla 17: Resultados del análisis exergético del ciclo de cogeneración 76

Tabla 18: Flujo másico de fluido en los principales equipos del sistema modificado 85

Tabla 19: Valores obtenidos en el análisis del sistema termodinámico inicial y con la caldera propuesta 88

Tabla 20: Índices energéticos del sistema de cogeneración modificado 89

Tabla 21: Resultados del análisis exergético del ciclo de cogeneración modificado 91

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Introducción

Existen diversas formas de generar energía, una de ellas consiste en aprovechar la cantidad de energía liberada al quemar un combustible y efectuar una serie de procesos de conversión de energía mediante un ciclo termodinámico. Si en este proceso se obtiene 2 tipos de energía (usualmente energía eléctrica y térmica) a partir de la misma fuente, se trata de un sistema de cogeneración.

Históricamente, las fábricas de azúcar han sido unidades independientes, no conectadas a la red eléctrica. Debido a la cantidad excedente de bagazo, las fábricas queman bagazo de manera ineficiente en sus calderas, más como un medio de eliminación que para la generación eficiente de energía (Turn, 1999). Por lo tanto, sus sistemas de cogeneración generalmente se han diseñado para ser relativamente ineficientes a fin de garantizar que se incurra en poco o ningún costo de eliminación del bagazo (Larson, Williams, & Leal, 2001).

Esta ineficiencia histórica brinda la oportunidad de hacer "más con menos". Es por ello que diversas investigaciones han desarrollado técnicas avanzadas de análisis basadas en el primer y segundo principio de la termodinámica. Mediante el análisis basado en la primera ley de la termodinámica se puede incrementar el rendimiento energético del ciclo, mientras que el análisis basado en la segunda ley permite minimizar las perdidas exergéticas e identificar las irreversibilidades generadas durante el ciclo.

El análisis exergético de una instalación permite localizar y cuantificar las irreversibilidades con que se desarrolla el proceso productivo, e identificar qué equipos y por qué causas, son responsables de su ineficiencia. Este proyecto de tesis se basa en el análisis energético y exergético para poder optimizar la producción de energía en el sistema de cogeneración que obtiene como producto vapor y energía eléctrica usando bagazo de caña como combustible.

1.2 Planteamiento del Problema

- **Determinación del problema**

La energía se ha convertido en un elemento de vital importancia en las actividades de producción, es por esta razón que existe una constante búsqueda de optimización de los procesos energéticos.

La Empresa Agroindustrial Tumán S.A.A. es una empresa que se constituyó en el Perú en el distrito de Tumán, provincia de Chiclayo, departamento de Lambayeque. La empresa se desenvuelve dentro del sector azucarero en las actividades del cultivo de caña, su transformación agroindustrial y en la comercialización de azúcar en el mercado interno y externo.

Los procesos para la fabricación de azúcar llevados a cabo en la Empresa Agroindustrial Tumán S.A.A. hacen uso de grandes cantidades de energía térmica (En forma de vapor) y energía eléctrica. La energía térmica se obtiene a partir de una línea directa que sale del colector principal y del vapor de escape de los turbogeneradores, turbo bombas y turbinas trapiche, mientras que la energía eléctrica se obtiene por intermedio de los turbogeneradores.

En la actualidad, es necesario comprar combustibles líquidos para producir la cantidad de energía requerido por el sistema, debido a que el bagazo disponible, no es suficiente para poder generarlo. Esto implica una mayor inversión económica, además de una mayor contaminación del medio ambiente debido a la quema de combustibles fósiles.

- **Formulación del problema**

La energía que produce la Planta Azucarera producto de la quema del bagazo producido no es suficiente para abastecer lo requerido por el proceso, esto hace que se tenga que quemar combustibles líquidos (Petróleo) para poder mantener la producción. Por ello, se puede decir que

la Planta Azucarera Tumán no es energéticamente independiente, por lo que el problema de la investigación es:

¿Qué equipo(s) se deben cambiar para optimizar e incrementar la producción de energía de la Planta Azucarera Tumán y lograr que sea energéticamente independiente?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Realizar el análisis energético y exergético de la planta azucarera Tumán donde se utiliza el bagazo de caña como combustible.

1.3.2 Objetivo Específico

- Determinar el potencial energético del bagazo que se produce en la fábrica y sus condiciones de uso en el sistema energético.
- Construir el diagrama termodinámico del sistema actual y describir los equipos que lo conforman.
- Realizar el análisis energético y exergético del sistema actual que utiliza bagazo y petróleo como combustibles.
- Proponer y evaluar una mejora en el ciclo para que funcione solo con bagazo de caña.
- Realizar el análisis energético y exergético del nuevo ciclo propuesto
- Construir los diagramas de Sankey y Grassman del ciclo actual y del ciclo mejorado.

1.4 Importancia y alcance de la investigación

El uso eficiente del bagazo como combustible representa una de las ventajas competitivas más importantes de la industria azucarera, debido a que incrementa su rentabilidad económica y disminuye la contaminación ambiental ya que el bagazo por ser biomasa es considerado como energía renovable y genera menor contaminación. Es por ello que es muy importante realizar un análisis energético y exergético en toda la planta azucarera debido a que es una herramienta que indica donde, cuando y cuanto se consume la energía.

Los alcances del presente proyecto de tesis se circunscriben al análisis energético y exergético de la planta azucarera Tumán, en un escenario actual. Para lo cual se realizarán los balances de masa y energía de todos los equipos de la planta. Además, mediante el análisis exergético se investigan estos equipos con gran detalle a fin de conocer donde se producen las mayores destrucciones exergéticas dentro de cada uno.

Como parte investigativa, también se realizará el cálculo y análisis exergético de cada corriente con el fin de conocer que equipo sería susceptible de mejorar o en cuál sería más necesaria la mejora, desde el punto de vista termodinámico.

1.5 Limitaciones de la investigación

No es materia de este trabajo realizar una etapa experimental, efectuar la viabilidad económica, analizar los impactos ambientales que se genere, realizar cálculos de construcción, diseño de los equipos y máquinas que componen el sistema energético, ni cálculos de transferencia de calor de los materiales.

2. REVISIÓN DE LITERATURA

2.1 Marco teórico

El análisis energético y exergético de una planta azucarera se basa en el análisis de la primera y segunda ley de la termodinámica respectivamente. El principio de conservación de la energía requiere el conocimiento de los parámetros termodinámicos (presión, volumen y temperatura) y funciones termodinámicas como energía interna y entalpía; mientras que el análisis exergético se basa en la segunda ley, siendo necesario conocer primeramente la función termodinámica entropía. Estas funciones pueden ser definidas y calculadas adecuadamente a través de expresiones sobre la base de propiedades medibles.

2.2 Antecedentes del estudio

(Kamate & Gangavati, Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries, 2009) realizaron una investigación titulada “Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries”, en la cual concluyeron que una caldera moderna solo podría utilizar el 37% de la exergía química del combustible en la generación de vapor, por lo que es el componete en el cual se genrea la mayor ineficiencia de la planta. Por lo tanto, hay suficiente margen para mejorar la eficiencia energética de la caldera. Además, la eficiencia exergética de la caldera mejora sustancialmente con condiciones de entrada de vapor de HP más altas. Por lo tanto, aumentar la presión y la temperatura de generación de vapor es una de las opciones para reducir las pérdidas de exergía y mejorar la eficiencia exergética.

(Coronado & Meléndez, 2009) realizaron un proyecto de tesis titulado “Análisis exergético del sistema de vapor en un central azucarero”, en la cual concluyeron que para obtener mejoras en la eficiencia de los sistemas es necesario aplicar tanto el análisis energético como el exergético.

Además, también obtuvieron varias conclusiones acerca del uso de la biomasa como combustible, en primer lugar, concluyeron que, por su bajo poder calorífico, en comparación con el de los combustibles fósiles, es necesario que los sistemas posean altas eficiencias para que su uso sea viable. Además de esto, concluyeron que por ser el bagazo de caña un residuo en el proceso productivo del azúcar es conveniente y de gran valor su utilización como combustible.

(Quispe, 2010) realizó un proyecto de tesis titulado "Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera", en la cual concluye que el uso de los sistemas de cogeneración implica una mejora significativa en el rendimiento eléctrico y térmico. Esto debido a que un ciclo de cogeneración en comparación de un ciclo simple, puede llegar a producir hasta el triple de energía (entre térmica y eléctrica).

(Rastogi, Sharma, & Gupta, 2018) realizaron una investigación titulada "Energy And Exergy Analysis Of Boiler In Bagasse Based 20 MW Steam Power Plants", en la cual concluyeron que las pérdidas de energía en la caldera y el condensador son iguales y alrededor del 95% de las pérdidas totales de energía en la planta de energía. Además, que las tasas de irreversibilidad de la caldera son mucho más altas que las tasas de irreversibilidad de los otros componentes. Por último, estudiaron los cambios de las tasas de irreversibilidad de la caldera con la temperatura ambiente (para el rango 278-313K). Como en el ambiente la temperatura aumenta de 278 a 313 K, las tasas de irreversibilidad de la caldera también aumentan.

(Cruzado, 2019) realizo un proyecto de tesis titulado "Implementación de equipos adecuados en la cogeneración de la fábrica Azucarera Tumán - Chiclayo", en la cual concluyo que para poder implementar un turbogenerador de 22.3 MW de potencia, es necesario repotenciar el área de calderas aumentando la presión de trabajo a 30 bar de la caldera N° 6, para así poder generar vapor con los parámetros termodinámicos necesarios para poder alimentar al turbogenerador propuesto;

que son 210 ton vap/hr con un consumo de combustible de 105.3 ton bag/hr. Esta potencia sumada a la instalada actualmente hace un total de 30.7 MW, la cual es suficiente para poder electrificar todo el ingenio cambiando las turbinas de accionamiento mecánico (trapiche) a motores eléctricos, con la finalidad de poder controlar de forma más segura y eficiente el proceso productivo.

2.3 Bases teóricas

2.3.1 Energía

Es una cantidad escalar que no se puede visualizar de forma directa, sin embargo, se puede registrar y evaluar mediante mediciones indirectas. El valor absoluto de la energía de un sistema es muy difícil de medir, mientras el cambio de energía es relativamente fácil de medir y evaluar (Dincer & Rosen, 2013).

La energía puede presentarse de diversas formas (Energía térmica, eléctrica, etc.), y la termodinámica juega un papel muy importante en el análisis de procesos, dispositivos y sistemas en los que se producen transformaciones y transferencias de energía. (Silvio de Oliveira, 2013)

2.3.2 Primera ley de la termodinámica

Esta ley trata con las cantidades de energía de diversas formas transferidas entre el sistema y sus alrededores y con los cambios en la energía almacenada en el sistema. Trata las interacciones de trabajo y calor como formas equivalentes de energía en tránsito y no ofrece ninguna indicación sobre la posibilidad de que un proceso espontáneo proceda en cierta dirección.

$$Q - W = \Delta E \tag{2.1}$$

En donde Q es el calor, expresado en kJ; W es el trabajo, en kJ y ΔE representa la variación de energía, en kJ.

2.3.3 Ecuación de balance de masa y balance de energía en un volumen de control

Los procesos termodinámicos en volúmenes de control se pueden considerar en dos grupos, los cuales son: procesos de flujo estacionario y no estacionario. En un proceso de flujo estacionario, el fluido no experimenta cambios durante el tiempo, por lo que, la masa y la energía permanecen constantes. (Çengel & Boles, 2012) afirma que, si se considera que la transferencia de calor hacia el sistema y el trabajo realizado por el sistema son positivos, las ecuaciones serían las siguientes:

Ecuación de conservación de la masa:

$$\sum(\dot{m}_s) - \sum(\dot{m}_e) = 0 \tag{2.2}$$

En dónde:

$\dot{m}_e$ y $\dot{m}_s$: flujo másico de entrada y salida respectivamente (kg/s).

Ecuación de conservación de la energía

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \tag{2.3}$$

Si consideramos que la energía cinética $\left(V^2/2\right)$ y potencial (gz) es la misma a la entrada y a la salida, se obtiene lo siguiente:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e \times h_e - \sum \dot{m}_s \times h_s \tag{2.4}$$

En dónde:

$\dot{Q}$: flujo de calor (kJ/s).

$\dot{W}$: flujo de trabajo (kJ/s).

$\dot{m}_e$ y $\dot{m}_s$: flujo másico de entrada y salida respectivamente (kg/s).

h_e y h_s : entalpia a la entrada y salida respectivamente (kJ/kg).

2.3.4 Segunda ley de la termodinámica

Esta ley afirma que los procesos ocurren en cierta dirección y que la energía tiene propiedades de calidad y cantidad. Es por ello que "La segunda ley de la termodinámica se requiere para establecer la diferencia de calidad entre la energía mecánica y térmica y para indicar las direcciones de procesos espontáneos". (Kotas, 1985)

$$Q_e + Q_s + W_{NETO} = 0 \quad \Rightarrow \quad |Q_e| - |Q_s| = |W_{neto}| \tag{2.5}$$

En donde:

Q_e y Q_s : calor de entrada y salida respectivamente (kJ).

W_{neto} : trabajo neto realizado por la máquina (kJ).

2.3.5 Entropía

Es una propiedad extensiva de la termodinámica que mide la cantidad de energía que no puede ser usado para realizar trabajo por lo que su función principal es "cuantificar la irreversibilidad de un proceso termodinámico" (Lemons, 2013).

Una característica importante de la entropía es que en un sistema aislado solo puede aumentar mas no disminuir; por lo tanto, para que la entropía de un sistema pueda disminuir es necesario transportar energía a través de sus límites. (Dincer & Rosen, 2013)

$$ds = \int \left(\frac{dq}{T} \right)_{rev} \tag{2.6}$$

En el caso de procesos en sistemas cerrados: $ds = \delta Q / T$.

En donde:

ds : entropía (kJ/K)

2.3.6 Exergía

Se define como el trabajo máximo (reversible) que puede ser extraído del sistema en interacción con un entorno de referencia. Por ejemplo, la exergía del calor es el trabajo máximo que puede obtenerse de la energía térmica disponible a una temperatura T , siendo T_0 la temperatura del ambiente ($T > T_0$). Por lo que se puede afirmar que "La exergía por no depende solo del estado de un sistema o flujo, sino también del medio ambiente" y que, además, "La exergía es la parte de la energía que es útil, por lo tanto, tiene valor económico y vale la pena administrarla con cuidado" (Dincer & Rosen, 2013)

2.3.6.1 Exergía física o exergía del flujo de materia.

(Kotas, 1985) define la exergía física como la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener cuando el flujo de fluido se lleva de su estado inicial al estado ambiental. Por lo que para un flujo en estado estacionario el trabajo reversible es igual a la exergía física especifica del flujo, la cual está dada por la siguiente ecuación:

$$b = h_i - h_0 - T_0 (s_i - s_0) \tag{2.7}$$

En donde:

b : exergía del fluido (kJ/kg).

h_i y h_0 : entalpia en el interior y en el ambiente respectivamente (kJ/kg).

s_i y s_0 : entropía en el interior y en el ambiente respectivamente $(kJ/kg.K)$.

T_0 : temperatura de ambiente (K).

2.3.6.2 Exergía de la energía térmica

Este tipo de exergía se produce cuando una masa de control intercambia calor al interactuar con algún otro sistema. La transferencia de calor experimentada por la masa de control es Q. El flujo de exergía asociado con la transferencia de calor Q se denota por B, y se puede expresar mediante la siguiente ecuación (Dincer & Rosen, 2013):

$$B_Q = \int_i^f \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \tag{2.8}$$

Donde:

δQ : incremento de la transferencia de calor (kJ)

Si la temperatura T de la masa de control es constante, la exergía asociada a la energía térmica es la siguiente:

$$B_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \tag{2.9}$$

Donde:

Q: Calor transferido (kJ)

T_0: temperatura ambiental de referencia (K)

T: temperatura de masa de control (K)

2.3.6.3 Balance de exergía

(Dincer & Rosen, 2013) afirman que combinando la ley de conservación de energía y la ley de no conservación para la entropía, el balance de exergía puede ser obtenido de la siguiente manera:

$$B_e - B_s - B_d = B_p \tag{2.10}$$

Donde:

B_e: exergía de entrada al volumen de control (kJ).

B_s: exergía de salida en forma de residuos (kJ).

B_d: exergía destruida que se produce debido a las irreversibilidades (kJ).

B_p: exergía de salida en forma de producto[1] (kJ).

2.3.6.4 Eficiencia exergética

(Dincer & Rosen, 2013) la definen como una eficiencia basada en la segunda ley de la termodinámica que considerando un volumen de control en estado estacionario y desde el

[1] La exergía en forma de producto puede referirse al trabajo, electricidad, cierta transferencia de calor o alguna combinación de estas.

punto de vista de la exergía, es un indicador de la eficacia con que se convierte la exergía de entrada en el producto requerido. la cual puede ser definido de la siguiente manera:

$$\eta_{ex} = \frac{B_p}{B_e} = 1 - \frac{B_s + B_d}{B_e} \tag{2.11}$$

Donde:

η_{ex} : eficiencia exergética

B_e : exergía de entrada al volumen de control (kJ).

B_s : exergía de salida en forma de residuos (kJ).

B_d : exergía destruida que se produce debido a las irreversibilidades (kJ).

B_p : exergía de salida en forma de producto (kJ).

2.3.7 Ciclo Rankine

El ciclo Rankine es un ciclo de potencia de vapor, el cual está conformado básicamente por una bomba, una caldera, una turbina y un condensador. En el caso de un ciclo Rankine ideal (ver figura 1) no se considera ningún tipo de pérdidas y está compuesto por cuatro procesos los cuales son: Compresión isentrópica en la bomba (1-2), adición de calor en la caldera (2-3), expansión isentrópica en la turbina (3-4) y reducción de calor en el condensador (3-4). (Çengel & Boles, 2012)

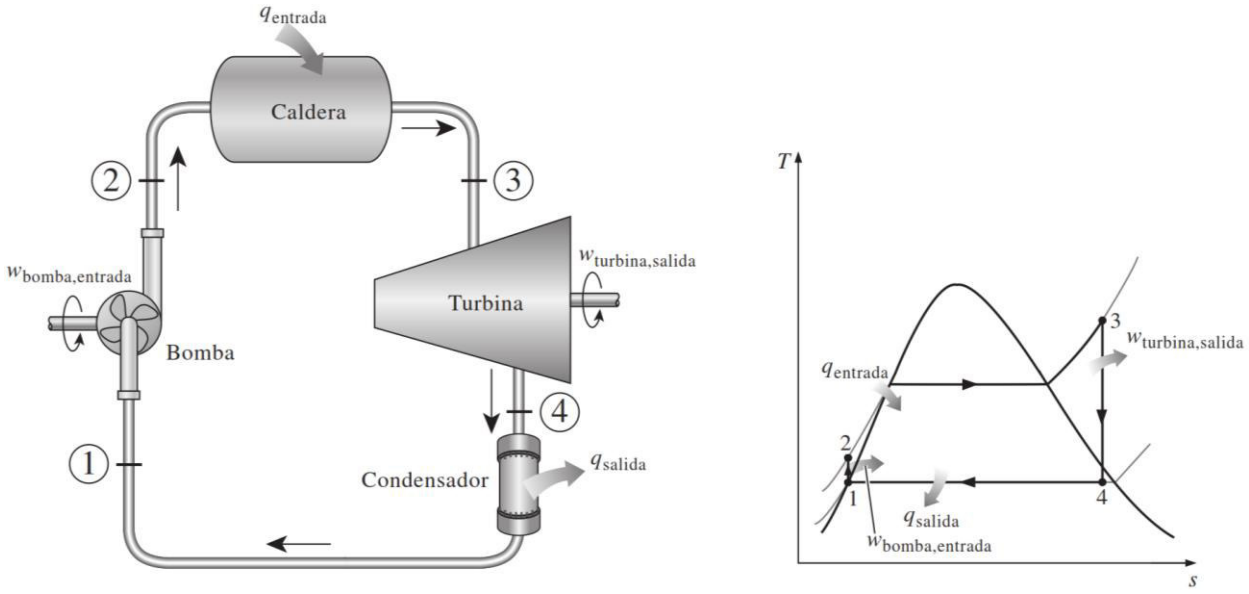


Figura 1: *Ciclo Rankine simple (esquema a la izquierda y diagrama T-S a la derecha)*

Fuente: (Çengel & Boles, 2012, pág. 561)

En cuanto al análisis de energía del ciclo Rankine ideal, debido a que los cuatro componentes asociados a este ciclo son de flujo estacionario. Los cambios en la energía cinética y energía potencial son muy pequeños en comparación con el trabajo y la transferencia de calor, aplicando a la ecuación 4 por unidad de masa se tiene:

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = h_s - h_e \tag{2.12}$$

Donde:

q_e y q_s : calor de entrada y salida respectivamente (kJ/kg)

w_e y w_s : trabajo de entrada y salida respectivamente (kJ/kg)

h_e y h_s : entalpia de entrada y salida respectivamente (kJ/kg).

Aplicando la ecuación 12 a los equipos del ciclo Rankine ideal se tiene:

Bomba (q = 0): $w_B = h_2 - h_1$ (2.13)

Caldera (w = 0): $q_c = h_3 - h_2$ (2.14)

Turbina (q = 0): $w_T = h_3 - h_4$

(2.15)

Condensador (w = 0): $q_s = h_4 - h_1$ (2.16)

En cuanto a la eficiencia energética del ciclo, se puede calcular haciendo uso de la siguiente formula:

$$\eta_e = \frac{w_{neto}}{q_c} = 1 - \frac{q_s}{q_c} \quad (2.17)$$

Donde:

$$w_{neto} = q_c - q_s = w_T - w_B$$

Ahora bien, en cuanto a un ciclo Rankine real. En este ciclo si existen perdidas producto de las irreversibilidades que se produce en los equipos, como por ejemplo la fricción del fluido y las pérdidas de calor. Esto produce una desviación del ciclo real de potencia de vapor con respecto al ciclo Rankine ideal, la cual se muestra en la figura 2 y 3. (Çengel & Boles, 2012, pág. 565 y 566)

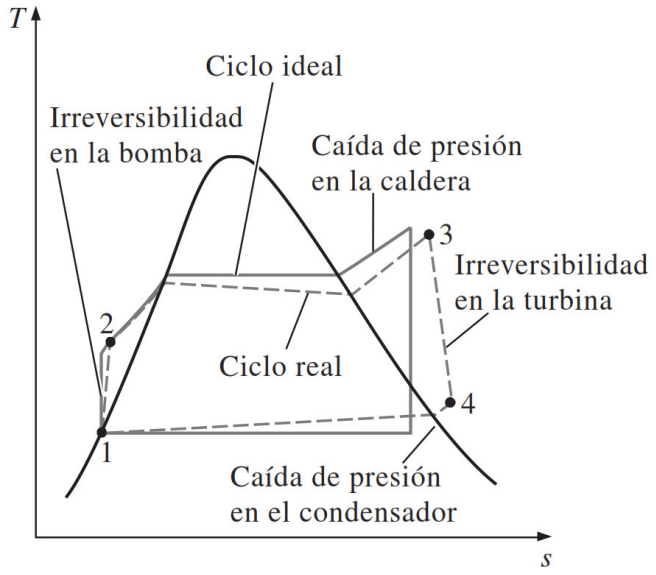


***Figura 2**: Desviación del ciclo Rankine real respecto al ideal*

Fuente: (Çengel & Boles, 2012, pág. 566)

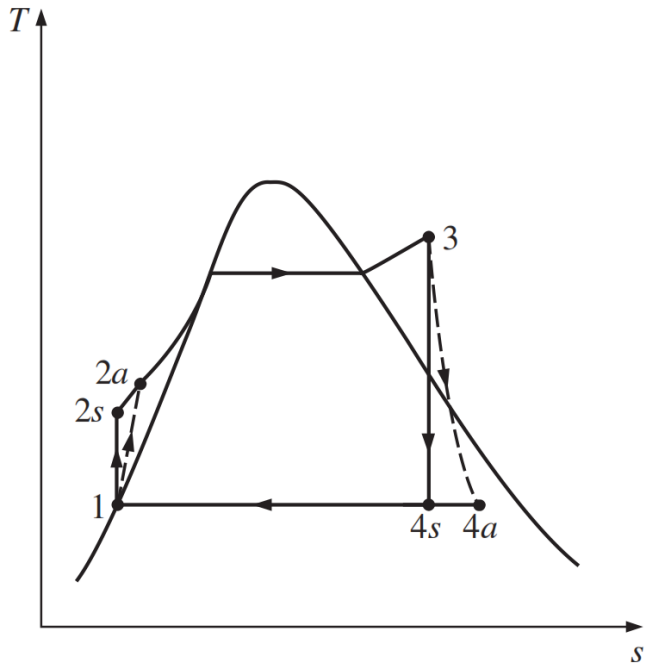


***Figura 3:** Efecto de las irreversibilidades de la bomba y turbina en el ciclo Rankine ideal*

Fuente: (Çengel & Boles, 2012, pág. 566)

Para el análisis de energía, estas desviaciones existentes en las bombas y turbinas reales con respecto a las isentrópicas (ideales) pueden ser determinadas haciendo uso de las eficiencias isentrópicas, las cuales están definidas de la siguiente manera:

Para la bomba:

$$\eta_B = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \tag{2.18}$$

Para la turbina:

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \tag{2.19}$$

2.3.8 Ciclo de cogeneración

Se llama sistema de cogeneración cuando se obtiene una producción simultanea de dos tipos de energía (normalmente energía eléctrica y térmica) a partir del uso secuencial de un combustible en común (ver figura 5). Dependiendo de la calidad de calor requerido para los procesos, se puede basar en ciclo de Bottoming (Se requiere el vapor a alta temperatura para los procesos) y ciclo de Topping (Se requiere vapor a baja temperatura para los procesos por lo que todos los ingenios azucareros trabajan con este ciclo).

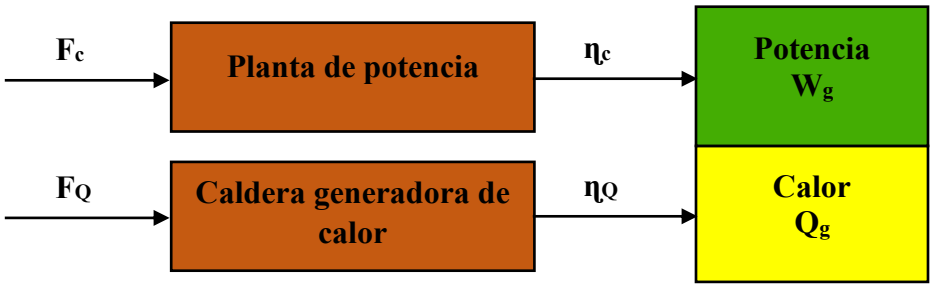


Figura 4: *Generación por separado*

Fuente: *Adaptado de* (Kamate & Gangavati, 2009, pág. 20)

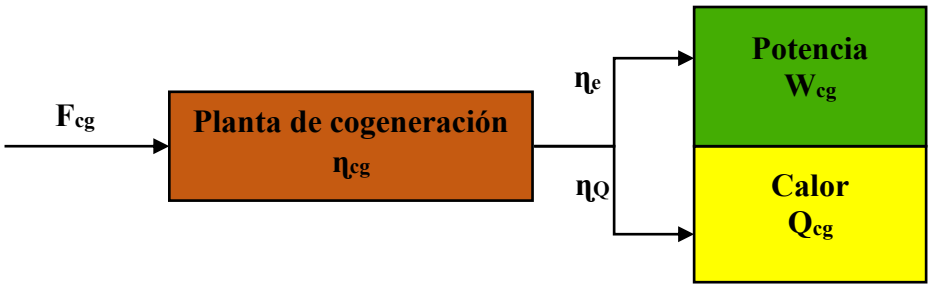


Figura 5: Cogeneración

Fuente: *Adaptado de* (Kamate & Gangavati, 2009, pág. 20)

En la industria azucarera, el requisito básico es satisfacer la demanda de vapor del proceso, y la energía eléctrica generada es un subproducto, ya que todas estas son plantas de cogeneración de calor. Por lo tanto, las plantas de cogeneración a base de bagazo están diseñadas principalmente para proporcionar vapor de proceso y generar un posible excedente de energía mediante la actualización de los parámetros de entrada de vapor. (Kamate & Gangavati, 2009)

2.3.8.1 Configuraciones para la planta de cogeneración

En la industria azucarera existen diversas configuraciones para la planta de cogeneración tales como el BPST (Extraction and Backpressure Steam Turbine Route), CEST (Extraction Condensing Steam Turbine Route), BIG-CC (Biomass Integrated Gasifier Combined Cycle), entre otros.

La configuración BPST es el sistema de cogeneración más simple y bastante usado en diversos ingenios azucareros. En este sistema, como se muestra en la figura 6, se produce vapor tanto como se necesita para llevar a cabo los procesos, y el bagazo excedente se ahorra. Además, “estos sistemas solo son capaces de generar un exceso de electricidad para vender durante la época de cosecha” (Silvio de Oliveira, 2013).

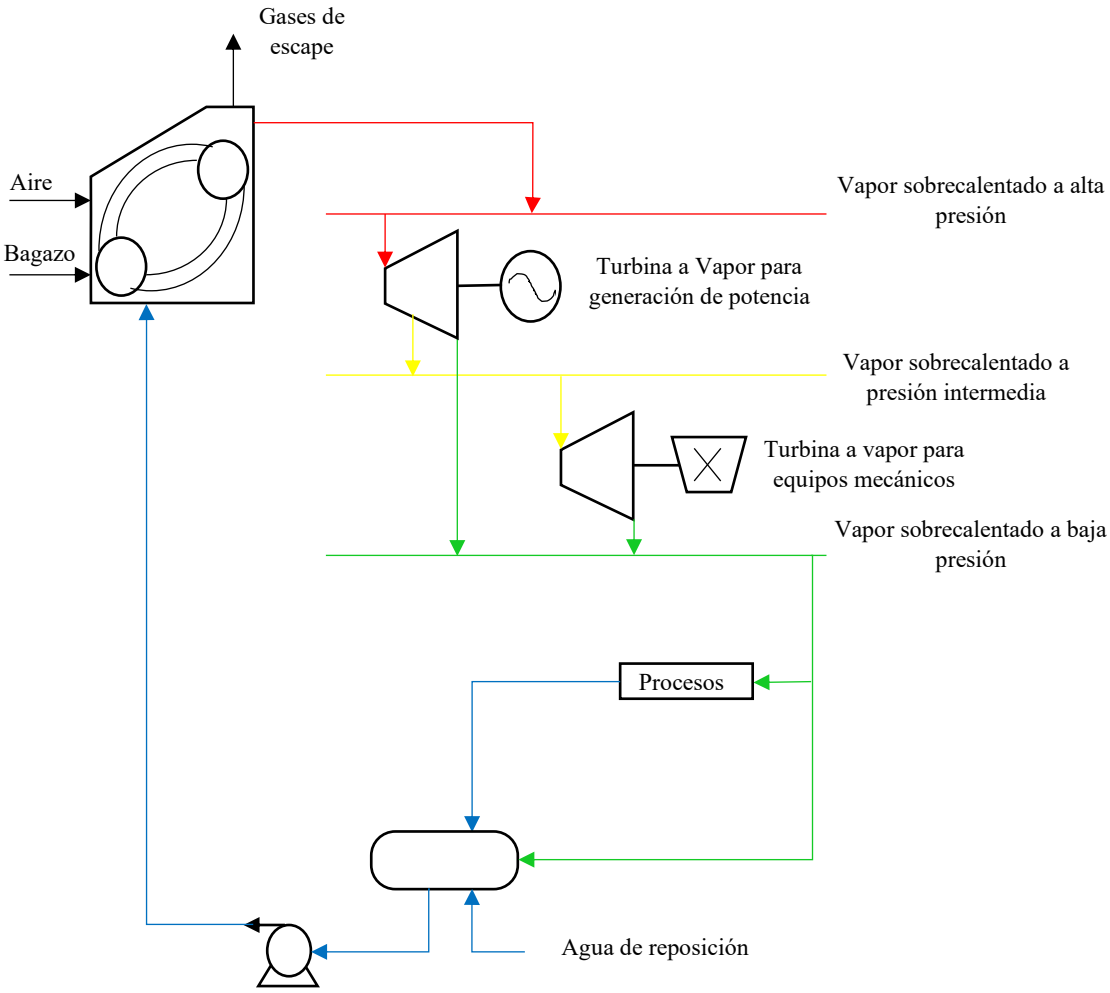


Figura 6: *Sistema de cogeneración BPST*

Fuente: *Adaptado de* (Silvio de Oliveira, 2013, pág. 198)

Por otro lado, la configuración CEST es un sistema de cogeneración en la cual se usa todo el bagazo disponible para generar vapor. El vapor requerido para los procesos se extrae a la temperatura y presión requerido y el excedente es enviado a los condensadores (ver figura 7). La ventaja de esta configuración con respecto al BPST es que el excedente de energía producido se puede vender a la Red, por lo que es muy usado en los ingenios azucareros.

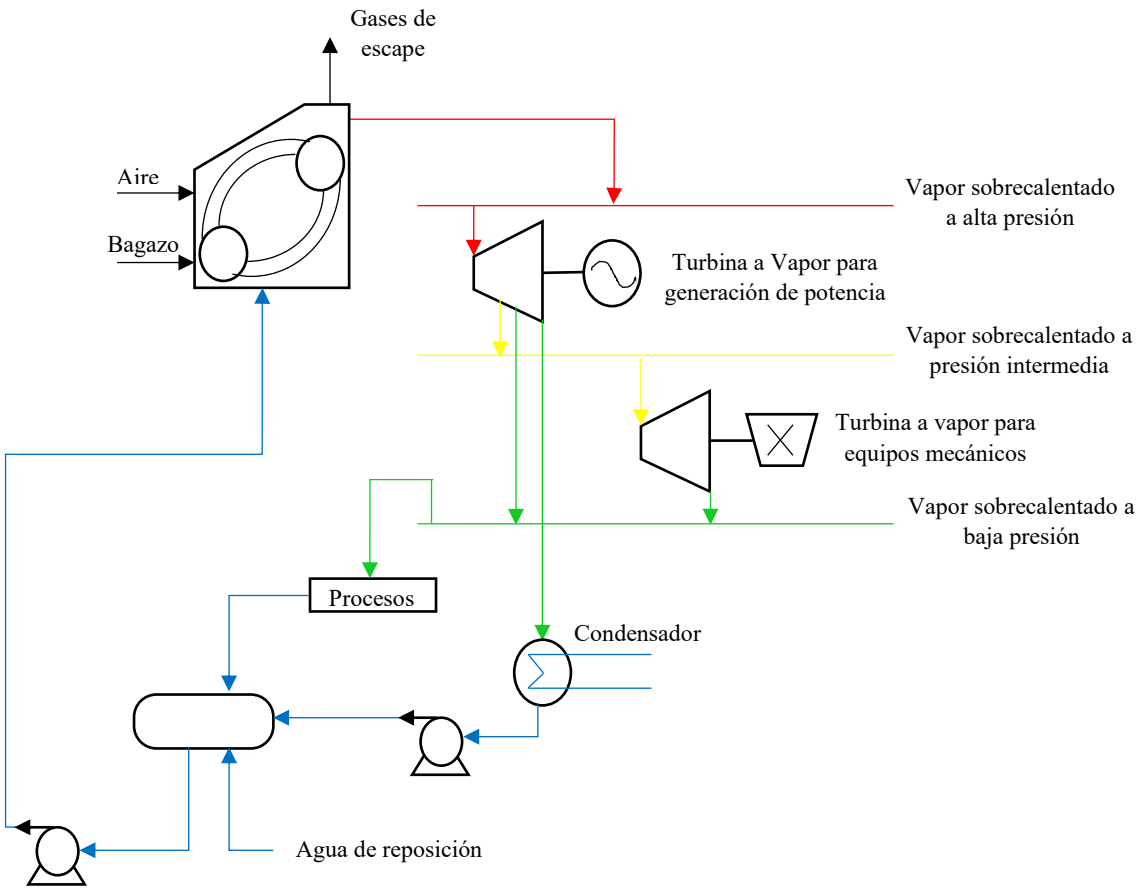


Figura 7: *Sistema de cogeneración CEST*

Fuente: *Adaptado de* (Silvio de Oliveira, 2013, pág. 199)

En cuanto a la configuración BIG-CC, es un sistema que hace uso de secadores de bagazo que reducen su humedad hasta un 10%. Además, hace uso de gasificadores de bagazo, el cual genera gas para mover las turbinas de gas. Los gases de escape de estas turbinas son enviadas a las calderas recuperadores para producir vapor, el cual es enviado hacia las turbinas de vapor y hacia los procesos. debido a que este sistema usa el ciclo combinado, puede generar hasta un 30% más de energía que un sistema CEST o BPST.

2.3.8.2 Eficiencia energética del ciclo de cogeneración

Esta eficiencia se basa en la primera ley de la termodinámica, el cual se relaciona con el lado cuantitativo de la energía y está dada por:

$$\eta_{cg} = \frac{W_{cg} + Q_{cg}}{F_{cf}} \tag{2.20}$$

Donde:

η_{cg} : eficiencia energética del ciclo de cogeneración.

W_{cg} : trabajo cogenerado (kJ/s).

Q_{cg} : calor cogenerado (kJ/s).

F_{cf} : energía del combustible consumido (kJ/s).

2.3.8.3 Eficiencia exergética del ciclo de cogeneración

Esta eficiencia se basa en la segunda ley de la termodinámica, el cual hace una evaluación más precisa debido a que toma en consideración la calidad del calor en términos de su potencial de trabajo, así como también toma en cuenta el contenido de exergía del combustible (Kamate & Gangavati, 2009) . La eficiencia exergética está dada por:

$$\eta_{ex} = \frac{W_{cg} + B_{Qcg}}{B_{F_{cf}}} \tag{2.21}$$

En donde:

η_{ex} : eficiencia exergética del ciclo de cogeneración

W_{cg} : trabajo cogenerado (kJ/s).

B_{Qcg} : exergía del calor cogenerado (kJ/s).

$B_{F_{cf}}$: exergía del combustible consumido (kJ/s).

2.3.9 El bagazo de caña

Es un material solido que sale de la abertura trasera del ultimo molino. Por lo general está compuesto por un 50% de humedad, aunque con un buen trabajo puede llegar a tener una humedad de 38%, pero por lo general los molinos modernos suelen obtener humedades menores al 42%. (Hugot, 1960)

2.3.9.1 Cantidad de bagazo

(Hugot, 1960) considera que la cantidad de bagazo (B) que se puede obtener si se toma 100 partes de caña, puede calcularse mediante la siguiente formula:

$$B = 100 \times \frac{f}{F} \tag{2.22}$$

Donde:

B : Cantidad de bagazo obtenido

f : Contenido medio de fibra en la caña (%)

F : Contenido medio de fibra en el bagazo (%)

Además, el contenido medio de fibra de caña usualmente se encuentra entre 12 y el 14 %, mientras que el contenido medio de fibra en el bagazo suele estar entre el 47 y el 56% (Siendo un valor frecuente F = 50%). Por lo que la cantidad de bagazo que se obtiene varía entre el 24 y el 28% del peso de la caña.

De esta manera, se puede considerar que el peso de bagazo obtenido equivale al 25% del peso de la caña, es decir, que, por cada 100 kg de caña, se obtiene 25kg de bagazo.

2.3.9.2 Composición química del bagazo

La composición química del bagazo fue estudiada por diversos autores como N. Deerr, Tromp, Kelly, Davies y Gregory. Ellos consideran que el bagazo está compuesto por carbono (C), Hidrogeno (H_2), Oxígeno (O_2) y "Cenizas" (% en fibra que se convierte en cenizas).

Los valores obtenidos por cada uno de los autores se muestran en la tabla 1:

Tabla 1: *Composición química del bagazo*

Fuente: (Hugot, 1960, pág. 620)

Componente	N. Deerr	Tromp	Kelly	V.M.	Davies	Gregory
Carbono (C)	46.5	44	48.5	47.5	47.9	48.1
Hidrógeno (H_2)	6.5	6	6	6.1	6.7	6.1
Oxígeno (O_2)	46	48	43.3	44.4	45.4	43.3
Cenizas	1	2	2.2	2	-	2.5

Debido a que la variación entre los resultados presentados en la tabla 1 es pequeña. Se puede trabajar con valores medios, las cuales son: C = 47%, H_2 = 6.5%, O_2 = 44% y Cenizas = 2.5%.

2.3.9.3 PCI del bagazo

(Hugot, 1960) define el PCI del bagazo húmedo de la siguiente manera:

$$PCI_{bag} = 17790 - 50.23 \times s - 203 \times \omega \tag{2.23}$$

En donde:

PCI_{bag} : Poder calorífico inferior del bagazo (kJ/kg).

ω : humedad del bagazo $(\%)$.

s : Solidos solubles en el bagazo, principalmente sacarosa $(\%)$.

2.3.10 Proceso de producción de azúcar.

El proceso de producción de azúcar consta de diversas etapas y áreas de procesamiento de la caña de azúcar. La figura N°8 muestra una representación general de estas etapas de procesamiento.

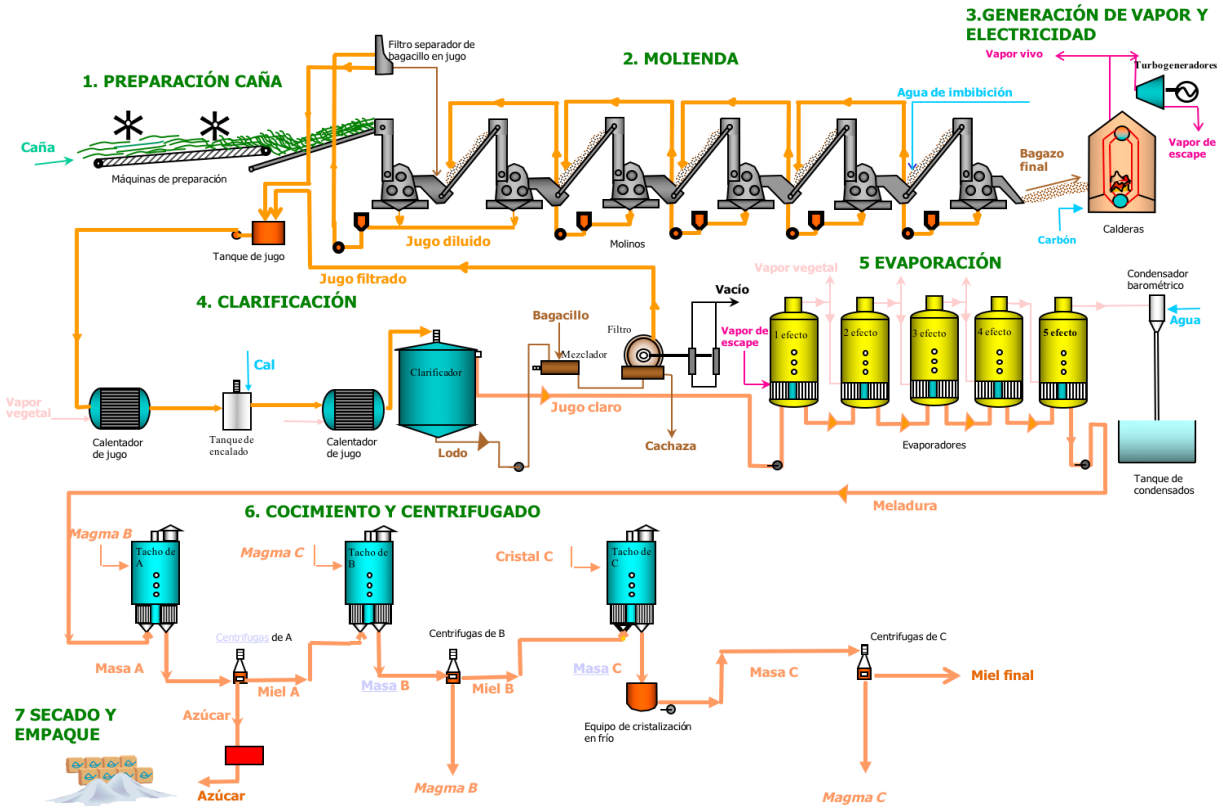


Figura 8: *Proceso de producción de azúcar*

Fuente: *Ingenio Carmelita*

a. Preparación de caña de azúcar

Es la primera etapa del proceso de fabricación de azúcar por lo cual se busca romper y desgarrar los tallos de la caña con el fin de prepararla para la molienda, para lo cual se usa diversas maquinas como las cuchillas, picadoras y desfibrador. (Morales, Kafarov, Ruiz, & Castillo, 2010).

b. Molienda

Luego de ser preparada la caña es lleva al área de molienda (consta de 5 0 6 molinos dispuestos en serie o tadem) en la cual la caña es separada en jugo y fibra. La extracción del jugo se lleva a cabo usualmente en molinos que están compuestos por 3 o 4 cilindros que forman un triángulo isósceles y es depositado en los tanques para jugo. (Hugot, 1960)

c. Generación de vapor y electricidad

El bagazo de caña producto de la molienda es dirigido a las calderas para ser usado como combustible y poder generar vapor, en algunos casos es necesario usar algún otro combustible como el carbón o hidrocarburos líquidos. El vapor producido es usado para mover las turbinas generadoras de energía eléctrica, así como las turbinas de accionamiento de los molinos, además, este vapor también es usado para los procesos posteriores.

d. Clarificación

En esta etapa se busca eliminar las impurezas solubles e insolubles en el jugo diluido, y también disminuir la acidez, ya que al salir suele estar entre 4.9 – 5.7 de pH, para lo cual se suele utilizar la lechada de cal. (Hugot, 1960).

e. Evaporación

El vapor proveniente de la salida de las turbinas (en algunos casos también hay una línea directa de vapor desde las calderas que se mezclan con el vapor de escape de las turbinas) es usado para para calentar el jugo claro y hacer que el agua contenida se evapore para poder obtener la meladura.

f. Cocimiento y centrifugado

La meladura proveniente de la evaporación se somete a cocción formando el magma B (ver Fig. N°8) y luego se forman los cristales de azúcar, seguido en el centrifugado se separa la miel los cristales de azúcar contenidos en las masas resultantes.

g. Secado y empaque

Los cristales del centrifugado se llevan a una zona que está en contacto con aire caliente para poder eliminar toda la humedad presente y finalmente estos cristales de azúcar son pesados y embolsados sacos (usualmente de 50 kg).

2.4 Definición de términos

- **Bagazo de caña:** Es un material solido que sale de la abertura trasera del último molino.
- **Bomba:** Turbomáquina que trasforma la energía mecánica en energía hidráulica.
- **Caldera:** Maquina donde la energía química de la materia (combustible) se convierte en energía térmica.
- **Ciclo de cogeneración:** Se llama sistema de cogeneración cuando se obtiene una producción simultanea de dos tipos de energía (normalmente energía eléctrica y térmica) a partir del uso secuencial de un combustible en común.

- **Ciclo Rankine:** es un ciclo de potencia de vapor, el cual está conformado básicamente por una bomba, una caldera, una turbina y un condensador.
- **Condensador:** Equipo que se emplea para condensar vapor transfiriendo su energía térmica a un medio refrigerante.
- **Energía:** Es una cantidad escalar que no se puede visualizar de forma directa, sin embargo, se puede registrar y evaluar mediante mediciones indirectas.
- **Entalpia:** Es la cantidad de energía que intercambia un sistema termodinámico con su entorno.
- **Entropía:** Es una propiedad extensiva de la termodinámica que mide la cantidad de energía que no puede ser usado para realizar trabajo por lo que su función principal es "cuantificar la irreversibilidad de un proceso termodinámico".
- **Exergía:** es el trabajo máximo (reversible) que puede ser extraído del sistema en interacción con un entorno de referencia.
- **Poder calorífico inferior (PCI):** es la cantidad de energía que se puede obtener por unidad de masa de materia (combustible) al producirse una combustión completa.
- **Turbina de vapor:** Turbomáquina que transforma la energía del flujo de vapor en energía mecánica.
- **Volumen de control:** es un volumen fijo en el espacio, el cual es usado para el estudio que se desea realizar.

3. HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

Los resultados hallados en la presente tesis servirán como base para realizar los cambios necesarios en la planta azucarera para poder incrementar la producción de energía.

3.2 Variables

3.2.1 Variable Independiente

Análisis energético y exergético

3.2.2 Variable dependiente

Optimización de la producción energética

3.3 Operacionalización de las variables

Tabla 2: *Operacionalización de las variables*

Fuente: *Elaboración propia*

Variable	Tipo de variable	Operacionalización	Dimensión	Indicador
Análisis energético y exergético	Independiente	Forma como se identifica a los equipos donde se produce la mayor perdida energética	Análisis exergético	Exergia disponible Exergía destruida
			Eficiencia de los equipos	Pérdidas generadas en los equipos
Optimización de la producción energética	Dependiente	Planta energéticamente independiente	Aprovechamiento óptimo del bagazo	Potencia generada

4. MATERIALES Y MÉTODOS

4.1 Área de estudio

La Empresa Agroindustrial Tumán S.A.A. está ubicada en el Norte del Perú, Departamento de Lambayeque, provincia de Chiclayo (ver figura 9). Sus coordenadas son 6° 44´ 47” de latitud Sur y 79° 42´ 16” de longitud Oeste.

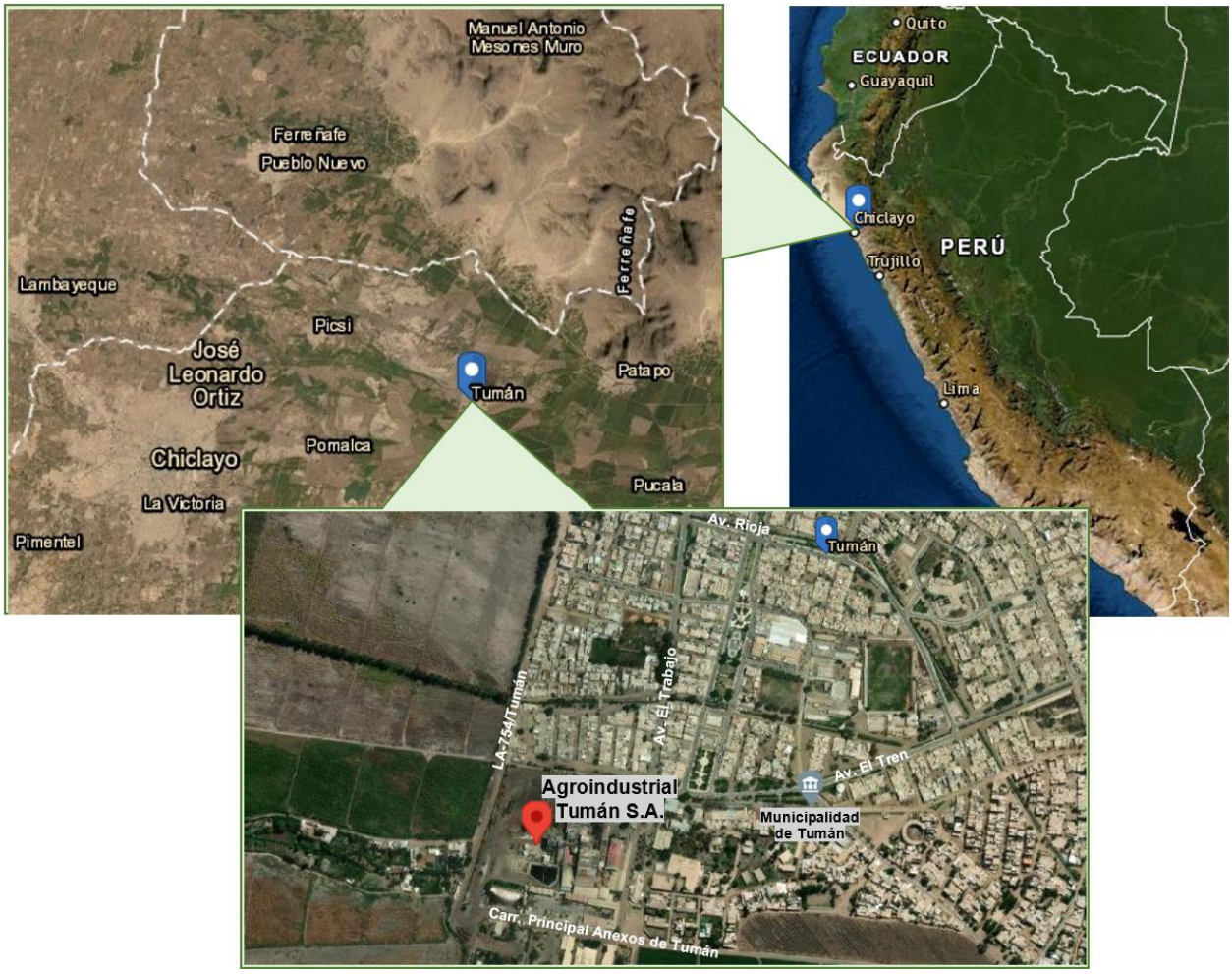


Figura 9: *Ubicación de la Planta Azucarera Tumán*

Fuente: *Elaboración propia (Adaptado de “Sistema Geo-Referenciado Mapas de Perú”)*

El área de estudio se encuentra ubicada entre la Carr. Principal Anexos de Tumán y la Av. El Trabajo (ver Figura 9) cerca de la Municipalidad de Tumán.

4.2 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación no experimental, transversal del tipo descriptivo.

En este proyecto de tesis se tiene como unidad de análisis el sistema termodinámico de la Planta azucarera Tuman, particularmente el sistema de generación de calor y energía.

4.3 Población y muestra

El universo de estudio son los sistemas de cogeneración de centrales térmicas, la muestra corresponde al sistema de cogeneración propuesto para la planta azucarera Tuman.

4.4 Metodología de Cálculo

Los cálculos se realizan haciendo uso de las fórmulas mencionadas en el capítulo 2, y haciendo las siguientes consideraciones:

- Se asume un flujo en estado estacionario (Flujo permanente).
- Se desprecia los efectos de la energía cinética y potencial de los flujos de corriente en el volumen de control.

El procedimiento para realizar los cálculos energéticos y exergéticos del sistema termodinámico de la planta azucarera es la siguiente:

- Se empieza creando el esquema termodinámico del ciclo de cogeneración de la planta azucarera, teniendo en cuenta los equipos más importantes del sistema e identificando los flujos másicos de vapor y combustible.

- En base a los datos obtenidos de los fabricantes de los equipos y/o valores registrados en la planta mostrados en el capítulo 3, se calculan los flujos másicos de vapor, así como los parámetros termodinámicos tales como la presión, temperatura, volumen especifico, entalpia y entropía en los puntos característicos, estos cálculos son realizados con las fórmulas presentadas en el capítulo 2 y con ayuda del software SteamProperty (También se puede hacer uso de las tablas de vapor).

- Se calcula la potencia generada por los 3 grupos de turbinas (turbogeneradores, turbinas trapiche y turbinas auxiliares), la potencia consumida por las bombas y el calor cogenerado. Con los valores de potencia y calor cogenerado se calcula la eficiencia del ciclo termodinámico de la planta.

- Para realizar el análisis energético se calcula la energía en cada equipo del sistema termodinámico, y se elabora el diagrama de Sankey.

- Para realizar el análisis exergético se calcula el valor de la exergía en los puntos característicos, seguido se realiza un balance exergético en los distintos equipos para poder determinar la exergía destruida y se elabora el diagrama de Grassmann.

- De acuerdo con los resultados obtenidos en los análisis, se identifica los equipos en los cuales se presenta la mayor pérdida de energía y exergía. Para así poder plantear posibles mejoras al sistema termodinámico.

4.5 Procedimientos, Técnicas e instrumentos de recolección de información.

El procedimiento de recolección de información consistió en (3) etapas. Las cuales se describen a continuación:

- **Etapa 1:** Se recopilo información de origen nacional e internacional de estudios similares al tema.

- **Etapa 2:** Se recopiló información base acerca de las características de la Planta Azucarera. Tanto de estudios anteriores como de la Oficina Técnica E.A.I Tumán.

- **Etapa 3:** Se completó los datos faltantes para completar el esquema termodinámico usando como fuente los distintos estudios realizados en Plantas Azucareras similares.

La recolección de la información se realizó mediante la revisión de documentos sobre la producción y consumo de vapor de la planta azucarera obtenido de un trabajo similar que se obtuvo vía internet que se incluye en la revisión bibliográfica.

Los instrumentos usados para la recolección de la información fueron principalmente Documentos de archivos y páginas web.

Tabla 3: *Resumen de la metodología*

Fuente: *Elaboración propia*

Tipo y diseño de investigación	Unida de análisis	Población y muestra	Recolección de datos	Análisis e interpretación de la información
El diseño de la investigación es no experimental, transversal del tipo descriptivo.	El sistema termodinámico de la Planta azucarera Tuman,	El universo de estudio son los sistemas de cogeneración de centrales térmicas, la muestra corresponde al sistema de cogeneración propuesto para la planta azucarera Tuman	La recolección de la información se realizará mediante la revisión de documentos similares sobre la planta azucarera.	• Planteamiento de las ecuaciones. • Calculo del PCI del bagazo. • Balance de masa de consumo de vapor. • Calculo de los parámetros en los puntos característicos. • Analsis energético y exergetico para el cálculo de la eficiencia del sistema. • Realiza cálculos con software para compararlos con los resultados analíticos. • Grafica los diagramas de Sankey y Grassman

5. RESULTADOS

5.1 Presentación y análisis de los resultados

5.1.1 Características de los equipos principales

La planta azucarera Tumán está compuesto por múltiples equipos, tuberías y accesorios; los cuales son necesarios para poder llevar a cabo la producción de azúcar. Se hace una breve descripción de algunos de los principales equipos como las calderas y las turbinas, ya que es en las calderas donde se produce todo el vapor disponible y son las turbinas las que haciendo uso del vapor mueven los generadores eléctricos, las bombas y los molinos.

5.1.1.1 Calderas

La planta azucarera Tumán está compuesta por 5 calderas bagaceras para la generación de vapor que en su mayoría son del tipo Babcock y Wilcox, los cuales muestran una eficiencia aproximada de 56.2 % (Eficiencia de diseño).

Algunas de las características de fabricación de estas calderas se muestran en la tabla 4.

Tabla 4: *Características de las 5 calderas*

Fuente: *Oficina Técnica E.A.I Tumán*

Caldera	Año fabricación	Fabricante	Combustible consumido (lb/hr)	Vapor producido (lb/hr)	Presión máxima (Psig)
Caldera #1	1956	Combustión Eng.Inc	22000	44000	320
Caldera #2	1968	Babcock y Wilcox	44000	88000	450
Caldera #4	1956	Combustión Eng.Inc	22000	44000	320
Caldera #5	1961	Babcock y Wilcox	44000	88000	450

Caldera #6	1984	Babcock y Wilcox	110000	220000	450

5.1.1.2 Turbinas

La planta azucarera Tumán cuenta con 10 turbinas las cuales están distribuidas en 3 grupos. El primer grupo está compuesto por 3 turbinas acopladas a los generadores (Turbo #1, Turbo #2 y Turbo #3 con una potencia de 2.2 MW, 2.2 MW y 4 MW respectivamente) las cuales se encargan de la generación de energía eléctrica. El segundo grupo está compuesto por 3 turbinas de trapiche, las cuales se encargan de mover los 5 molinos; y el tercer grupo está compuesto por 4 turbinas auxiliares, de las cuales tres se encargan de mover las bombas de alimentación de agua a los calderos (Turbo bombas) y 1 se encarga de ventilar el tiro inducido en la caldera #6 (Turbo Ti).

Algunas características de funcionamiento se muestran en la tabla 5.

Tabla 5: *Características de las turbinas*

Fuente: *Oficina Técnica E.A.I Tumán*

Turbinas	Presión de entrada (Psi)	Presión de salida (Psi)	Temperatura entrada (°C)	Temperatura salida (°C)
Turbogeneradores	300	30	300	150
Turbinas Trapiche	300	15	300	130
Turbinas auxiliares	300	30	300	150

5.1.2 Esquema del ciclo termodinámico de cogeneración actual de Azucarera Tumán

La figura 10 muestra el esquema termodinámico del ciclo de cogeneración de la planta azucarera Tumán con los puntos característicos de cálculo y los flujos del sistema.

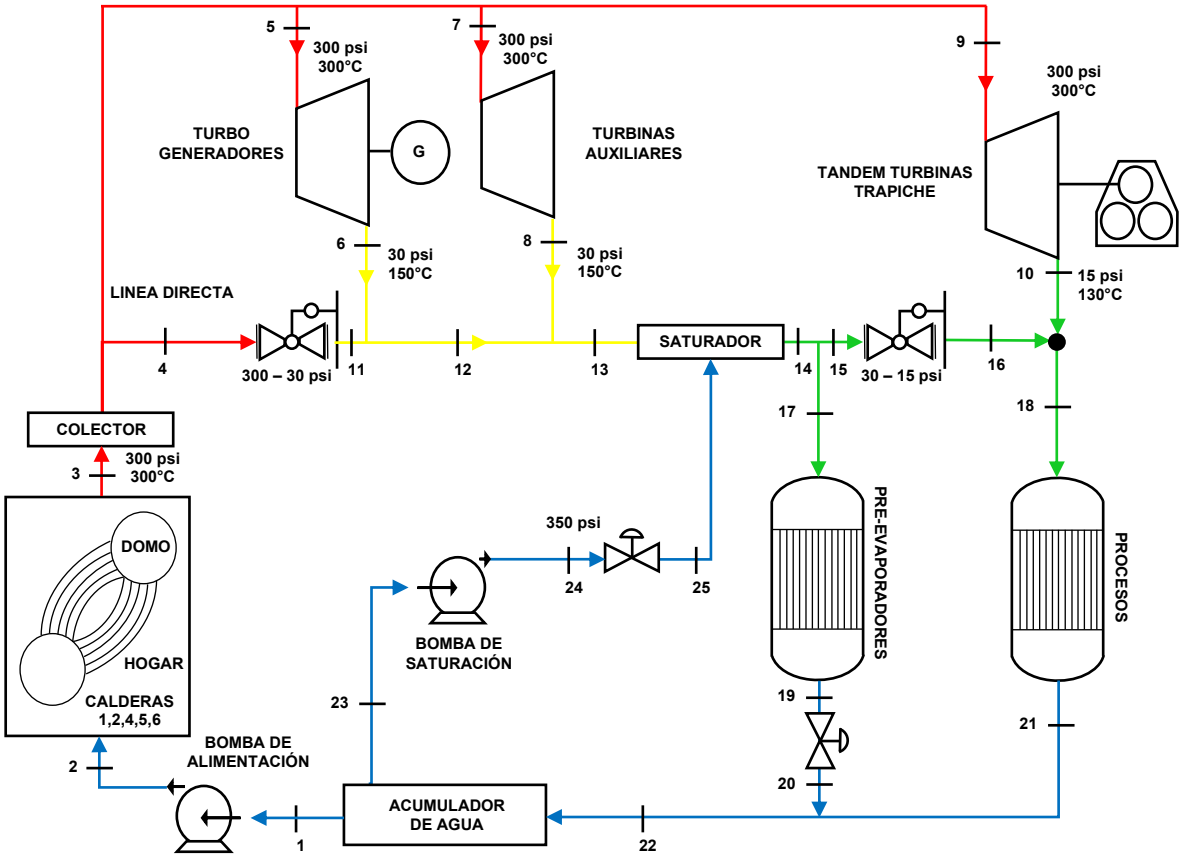


Figura 10: *Esquema termodinámico de la planta azucarera Tumán*

Fuente: *Adaptado por el autor*

5.1.3 Determinación de los parámetros del flujo en los puntos característicos.

5.1.3.1 Cálculo del flujo másico en los principales equipos del sistema

En el capítulo 3 se presentó los flujos másicos de vapor que se requiere en los diversos equipos como las turbinas, además de los pre-evaporadores, los procesos y la línea directa. Sin embargo, es importante determinar los flujos másicos de vapor en las calderas, bombas y dos válvulas (válvula de 300-30psi y válvula de 30-15psi), esto con la finalidad de facilitar los cálculos posteriores.

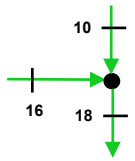
Válvula 2068.4-206.8kPa (300-30psi):

En el caso de esta válvula, al estar en la línea directa, el flujo másico de vapor que pasa es de $\dot{m}_4$=8000 kg/hr = 2.222 kg/s.

Válvula 206.8-103.4kPa (30-15psi):

Para poder calcular el flujo másico de vapor que pasa por esta válvula es necesario realizar un balance másico en el punto que unos los flujos de salida de esta válvula y el vapor de escape de las turbinas trapiche.

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{18} - \dot{m}_{10}$$



Remplazando los valores:

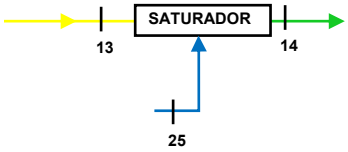
$$\dot{m}_{16} = 15.694 \frac{kg}{s} - 7.222 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{16} = 8.472 \text{ kg/s}$$

Bomba de saturación:

Para poder calcular el flujo másico de agua que pasa por esta bomba es necesario realizar un balance másico en el saturador.

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{14} - \dot{m}_{13}$$



Remplazando los valores:

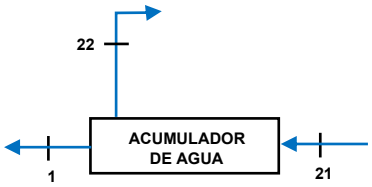
$$\dot{m}_{25} = 25.139\frac{kg}{s} - \left(2.222\frac{kg}{s} + 18.611\frac{kg}{s} + 3.333\frac{kg}{s}\right)$$

$$\dot{m}_{25} = 0.972 \text{ kg/s}$$

Bomba de alimentación:

Para poder calcular el flujo másico de agua que pasa por esta bomba es necesario realizar un balance másico en el acumulador de agua.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{21} - \dot{m}_{22}$$



Remplazando los valores:

$$\dot{m}_1 = \left(16.667\frac{kg}{s} + 15.694\frac{kg}{s}\right) - 0.972\frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_1 = 31.389 \text{ kg/s}$$

Calderas:

Considerando que en la caldera no hay pérdida de masa, el flujo másico de vapor que sale de este equipo viene a ser igual al flujo másico de agua impulsada por la bomba de alimentación de calderas.

Ordenando los valores obtenidos en una tabla, se obtiene lo siguiente:

Tabla 6: *Flujo másico en los principales equipos del sistema*

Equipo	Fluido requerido (kg/s)
Turbogeneradores	18.611
Turbinas Auxiliares	3.333
Turbinas Trapiche	7.222
Válvula 300-30psi	2.222
Válvula 30-15psi	8.472
Pre-evaporadores	16.667
Procesos	15.694
Bomba de saturación	0.972
Bomba de alimentación	31.389
Calderas	31.389

5.1.3.2 Parámetros termodinámicos en las secciones características del sistema

Estos parámetros son calculados con las fórmulas mencionadas en el capítulo 2, así como también se hace uso del software SteamProperty (También se puede hacer uso de las tablas del vapor).

Punto 3:

se tiene $P_3 = 2068.4kPa\left(300\,psi\right)$ y $T_3 = 300°C$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $h_3 = 3022.3$ kJ/kg ; $s_3 = 6.7504$ kJ/kg/K ; $v_3 = 0.121 m^3/kg$

Los puntos 4,5,7 y 9 tienen los mismos parámetros que el punto 3.

Punto 6:

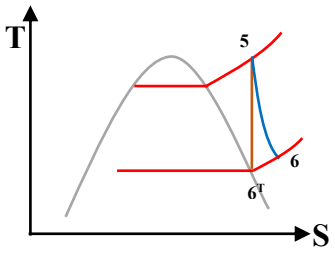
se tiene $P_6 = 206.8\,kPa\,(30\,psi)$ y $T_6 = 150\,°C$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $h_6 = 2768.6$ kJ/kg ; $s_6 = 7.2644$ kJ/kg/K ; $v_6 = 0.928\,m^3/kg$

Para poder calcular la entalpia teórica h_6^T se tiene que para un proceso isentrópico $s_5 = s_6^T$, por lo tanto:

$s_6^T = 6.7504$ kJ/kg/K

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $h_6^T = 2563.73$ kJ/kg y una calidad del 93.448%.



El punto 8 tiene los mismos parámetros que el punto 6.

Punto 10:

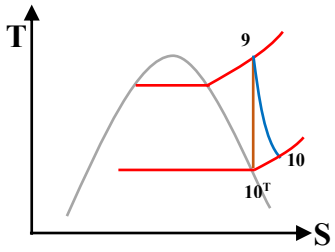
se tiene $P_{10} = 103.4\,kPa\,(15\,psi)$ y $T_{10} = 130\,°C$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $h_{10} = 2736.4$ kJ/kg ; $s_{10} = 7.502$ kJ/kg/K ; $v_{10} = 1.7797\,m^3/kg$

Para poder calcular la entalpia teórica h_{10}^T se tiene que para un proceso isentrópico $s_9 = s_{10}^T$, por lo tanto:

$s_{10}^T = 6.7504$ kJ/kg/K

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $h_{10}^T = 2453.29$ kJ/kg y una calidad del 90.104%.



Punto 11:

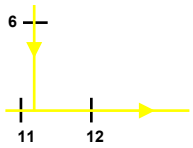
se tiene $P_{11} = 206.8\,kPa\,(30\,psi)$, además, debido a que la válvula es isoentálpica, se tiene que

$h_{11} = 3022.3$ kJ/kg

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{11} = 275.45\,°C$; $s_{11} = 7.7898\,\text{kJ/kg/K}$; $v_{11} = 1.2168\,m^3/kg$

Punto 12:

Se tiene $P_{12} = 206.8\,kPa\,(30\,psi)$ debido a que está en la misma línea que el punto 6 y el punto 11, sin embargo, debido a que los flujos no están a la misma temperatura, es necesario realizar un balance de energía para determinar la entalpia de la mezcla.



$$\dot{m}_{12} \times h_{12} = \dot{m}_{11} \times h_{11} + \dot{m}_6 \times h_6$$

Remplazando los valores:

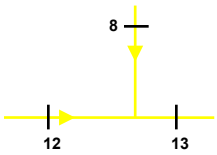
$$h_{12} = \frac{\left(2.222\frac{kg}{s}\right)\times\left(3022.3\frac{kJ}{kg}\right)+\left(18.611\frac{kg}{s}\right)\times\left(2768.6\frac{kJ}{kg}\right)}{\left(2.222\frac{kg}{s}+18.611\frac{kg}{s}\right)}$$

$$\text{h}_{12} = 2795.66\ \text{kJ/kg}$$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{12} = 163.15\,°C$; $s_{12} = 7.3275\,\text{kJ/kg/K}$; $v_{12} = 0.959\,m^3/kg$

Punto 13:

Se tiene $P_{13} = 206.8\,kPa\,(30\,psi)$ debido a que está en la misma línea que el punto 8 y el punto 12, sin embargo, debido a que los flujos no están a la misma temperatura, es necesario realizar un balance de energía para determinar la entalpia de la mezcla.



$$\dot{m}_{13} \times h_{13} = \dot{m}_{12} \times h_{12} + \dot{m}_8 \times h_8$$

Remplazando los valores:

$$h_{13} = \frac{\left(2.222\frac{kg}{s}+18.611\frac{kg}{s}\right)\times\left(2795.66\frac{kJ}{kg}\right)+\left(3.333\frac{kg}{s}\right)\times\left(2768.6\frac{kJ}{kg}\right)}{\left(2.222\frac{kg}{s}+18.611\frac{kg}{s}+3.333\frac{kg}{s}\right)}$$

$$h_{13} = 2791.93 \text{ kJ/kg}$$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{13} = 161.33°C$; $s_{13} = 7.3189 \text{kJ/kg/K}$; $v_{13} = 0.954 m^3/kg$

Punto 19:

La salida de los Pre-evaporadores es a una temperatura de saturación con una presión de $P_{19} = 206.8 kPa(30\ psi)$.

$\Rightarrow$Como la calidad es de 0%, del calculador se obtiene: $T_{19} = 121.28°C$; $h_{19} = 509.22$ kJ/kg ; $s_{19} = 1.5416 \text{kJ/kg/K}$; $v_{19} = 0.00106 m^3/kg$

Punto 20:

Se tiene $P_{20} = 103.4 kPa(15\ psi)$, además, debido a que la válvula es isoentálpica, se tiene que $h_{20} = 509.22$ kJ/kg

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{20} = 100.55°C$; $s_{20} = 1.5482 \text{kJ/kg/K}$; $v_{20} = 0.0649 m^3/kg$ y una calidad de 3.894%.

Punto 21:

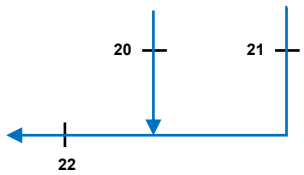
La salida de los Procesos es a una temperatura de saturación con una presión de $P_{21} = 103.4 kPa(15\ psi)$.

$\Rightarrow$Como la calidad es de 0%, del calculador se obtiene: $T_{21} = 100.55°C$; $h_{21} = 421.42$ kJ/kg ; $s_{21} = 1.3132 \text{kJ/kg/K}$; $v_{21} = 0.00104 m^3/kg$.

Punto 22:

Se tiene que $P_{22} = 103.4\,kPa\,(15\,psi)$ debido a que está en la misma línea que el punto 20 y el punto 21, sin embargo, debido a que los flujos no poseen la misma entalpia, es necesario realizar un balance de energía para determinar la entalpia de la mezcla.

$$\dot{m}_{22} \times h_{22} = \dot{m}_{20} \times h_{20} + \dot{m}_{21} \times h_{21}$$



Remplazando los valores:

$$h_{22} = \frac{\left(16.667\frac{kg}{s}\right)\times\left(509.22\frac{kJ}{kg}\right)+\left(15.694\frac{kg}{s}\right)\times\left(421.42\frac{kJ}{kg}\right)}{\left(16.667\frac{kg}{s}+15.694\frac{kg}{s}\right)}$$

$$h_{22} = 466.64 \text{ kJ/kg}$$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{18} = 100.55°C$; $s_{22} = 1.4342$ kJ/kg/K ; $v_{22} = 0.0339\,m^3/kg$ y una calidad de 2.0055 %.

Punto 23:

A la salida del acumulador de agua el fluido esta como liquido saturado a una presión de $P_{23} = 103.4\,kPa\,(15\,psi)$. Por lo tanto, como la calidad es de 0%:

$\Rightarrow$Del calculador se obtiene: $T_{23} = 100.55°C$; $h_{23} = 421.42$ kJ/kg ; $s_{23} = 1.3132$ kJ/kg/K ; $v_{23} = 0.00104\,m^3/kg$.

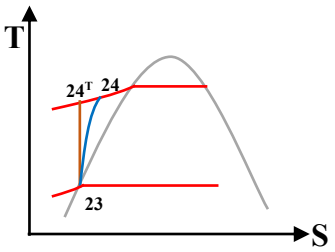
El punto 1 tiene los mismos parámetros que el punto 23.

Punto 24:

Se tiene $P_{24} = 2413.2\,kPa\left(350\,psi\right)$

Para un proceso isentrópico de compresión $s_{24} = s_{23}$. Bajo estas condiciones, del calculador se obtiene la entalpia teórica $\mathrm{h}_{24}^{T} = 423.81$ kJ/kg.

Asumiendo que la eficiencia de la bomba es $\eta_B = 0.85$. La entalpia real será:



$$\eta_B = \frac{h_{24}^{T} - h_{23}}{h_{24} - h_{23}} \quad \Rightarrow \quad h_{24} = h_{23} + \frac{h_{24}^{T} - h_{23}}{\eta_B}$$

Reemplazando los valores:

$$h_{24} = 421.42\frac{kJ}{kg} + \frac{423.81\frac{kJ}{kg} - 421.42\frac{kJ}{kg}}{0.85}$$

$$h_{24} = 424.232 \text{ kJ/kg}$$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{24} = 100.81°C$; $s_{24} = 1.3143\,\text{kJ/kg/K}$; $v_2 = 0.00104\,m^3/kg$

Punto 25:

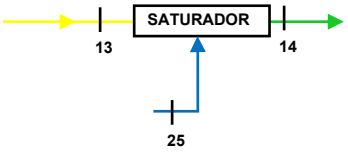
Se tiene que $P_{25} = 206.8\,kPa\left(30\,psi\right)$, además, debido a que la válvula es isoentálpica, se tiene que $\mathrm{h}_{25} = 424.232$ kJ/kg

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{25} = 101.2°C$; $s_{25} = 1.3205\,\text{kJ/kg/K}$; $v_{25} = 0.00104\,m^3/kg$

Punto 14:

Se tiene $P_{14} = 206.8\,kPa\left(30\,psi\right)$ debido a que está en la misma línea que el punto 13 y el punto 25, sin embargo, debido a que los flujos no están a la misma temperatura, es necesario realizar un balance de energía en el saturador para determinar la entalpia de la mezcla.

$$\dot{m}_{14} \times h_{14} = \dot{m}_{13} \times h_{13} + \dot{m}_{25} \times h_{25}$$



Remplazando los valores:

$$h_{14} = \frac{\left(2.222\frac{kg}{s} + 18.611\frac{kg}{s} + 3.333\frac{kg}{s}\right) \times \left(2791.93\frac{kJ}{kg}\right) + \left(0.972\frac{kg}{s}\right) \times \left(424.232\frac{kJ}{kg}\right)}{\left(2.222\frac{kg}{s} + 18.611\frac{kg}{s} + 3.333\frac{kg}{s} + 0.972\frac{kg}{s}\right)}$$

$$h_{14} = 2700.38 \text{ kJ/kg}$$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{14} = 121.28°C$; $s_{14} = 7.0969 \text{ kJ/kg/K}$; $v_{14} = 0.855\, m^3/kg$ y una calidad de 99.663%.

Los puntos 15 y 17 tienen los mismos parámetros que el punto 14.

Punto 16:

se tiene $P_{16} = 103.4\, kPa(15\, psi)$, además, debido a que la válvula es isoentálpica, se tiene que

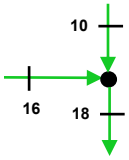
$h_{16} = 2700.38 \text{ kJ/kg}$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{16} = 112.18°C$; $s_{16} = 7.4106 \text{ kJ/kg/K}$; $v_{16} = 1.6966\, m^3/kg$

Punto 18:

Se tiene $P_{18} = 103.4\, kPa(15\, psi)$ debido a que está en la misma línea que el punto 10 y el punto 16, sin embargo, debido a que los flujos no están a la misma temperatura, es necesario realizar un balance de energía para determinar la entalpia de la mezcla.

$$\dot{m}_{18} \times h_{18} = \dot{m}_{10} \times h_{10} + \dot{m}_{16} \times h_{16}$$



Remplazando los valores:

$$h_{18} = \frac{\left(7.222\frac{kg}{s}\right)\times\left(2736.4\frac{kJ}{kg}\right)+\left(8.472\frac{kg}{s}\right)\times\left(2700.38\frac{kJ}{kg}\right)}{\left(7.222\frac{kg}{s}+8.472\frac{kg}{s}\right)}$$

$$\mathrm{h_{18}} = 2716.96\ \mathrm{kJ/kg}$$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{18} = 120.35°C$; $s_{14} = 7.4532\,\mathrm{kJ/kg/K}$; $v_{18} = 1.7348\,m^3/kg$

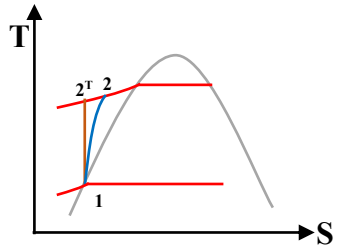
Punto 2:

Se tiene $P_2 = 2068.4\,kPa\,(300\,psi)$

Para un proceso isentrópico de compresión $s_2 = s_1$. Bajo estas condiciones, del calculador se obtiene la entalpia teórica $\mathrm{h_2^T} = 423.48\ \mathrm{kJ/kg}$.

Asumiendo que la eficiencia de la bomba es $\eta_B = 0.85$. La entalpia real será:

$$\eta_B = \frac{h_2^T - h_1}{h_2 - h_1} \quad \Rightarrow \quad h_2 = h_1 + \frac{h_2^T - h_1}{\eta_B}$$



Reemplazando los valores:

$$h_2 = 421.42\frac{kJ}{kg} + \frac{423.48\frac{kJ}{kg} - 421.42\frac{kJ}{kg}}{0.85}$$

$$h_2 = 423.84\ \mathrm{kJ/kg}$$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_2 = 100.77°C$; $s_2 = 1.3142\,\mathrm{kJ/kg/K}$; $v_2 = 0.00104\,m^3/kg$

Ordenando en una tabla los valores obtenidos de los parámetros termodinámicos en los puntos característicos se obtiene la tabla 7:

Tabla 7: *Parámetros termodinámicos en los puntos característicos del sistema*

Fuente: *Elaboración propia*

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	v (m^3/kg)
1	103.4	100.55	421.42	1.3132	0.00104
2	2068.4	100.77	423.84	1.3142	0.00104
2^T	2068.4	-	423.48	1.3132	-
3	2068.4	300	3022.3	6.7504	0.121
4	2068.4	300	3022.3	6.7504	0.121
5	2068.4	300	3022.3	6.7504	0.121
6	206.8	150	2768.6	7.2644	0.928
6^T	206.8	-	2563.73	6.7504	-
7	2068.4	300	3022.3	6.7504	0.121
8	206.8	150	2768.6	7.2644	0.928
8^T	206.8	-	2563.73	6.7504	-
9	2068.4	300	3022.3	6.7504	0.121
10	103.4	130	2736.4	7.502	1.7797
10^T	103.4	-	2453.29	6.7504	-
11	206.8	275.45	3022.3	7.7898	1.2168
12	206.8	163.15	2795.66	7.3275	0.959
13	206.8	161.33	2791.93	7.3189	0.954
14	206.8	121.28	2700.38	7.0969	0.855
15	206.8	121.28	2700.38	7.0969	0.855
16	103.4	112.18	2700.38	7.4106	1.6966
17	206.8	121.28	2700.38	7.0969	0.855
18	103.4	120.35	2716.96	7.4532	1.7348
19	206.8	121.28	509.22	1.5416	0.00106
20	103.4	100.55	509.22	1.5482	0.0649
21	103.4	100.55	421.42	1.3132	0.00104
22	103.4	100.55	466.64	1.4342	0.0339
23	103.4	100.55	421.42	1.3132	0.00104
24	2413.2	100.81	424.232	1.3143	0.00104
24^T	2413.2	-	423.81	1.3132	-
25	206.8	101.2	424.232	1.3205	0.00104

5.1.4 Cálculo del PCI del bagazo

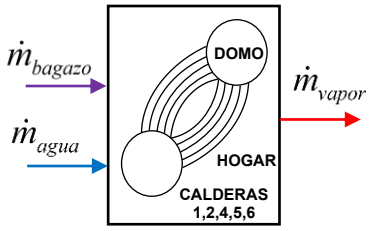
Haciendo uso de la fórmula 23 y considerando una humedad del $\omega = 50\%$ y $s = 2\%$ de solidos solubles (principalmente sacarosa) para el bagazo, se tiene:

$$PCI_{bagazo} = \left(17790 - 50.23 \times 2 - 203 \times 50\right) \frac{kJ}{kg}$$

$$PCI_{bagazo} = 7641.04 \frac{kJ}{kg}$$

5.1.5 Cálculo del flujo másico de bagazo en la caldera

Para el cálculo del flujo másico de bagazo en la caldera se hace uso del balance energético en la caldera:



Se tiene que:

$$\dot{m}_{agua} \times h_{agua} + PCI_{bagazo} \times \dot{m}_{bagazo} \times \eta_{caldera} = \dot{m}_{vapor} \times h_{vapor}$$

Considerando que él $\dot{m}_{agua} = \dot{m}_{vapor}$ y despejando él $\dot{m}_{bagazo}$ se tiene:

$$\dot{m}_{bagazo} = \frac{\dot{m}_{vapor} \times \left(h_{vapor} - h_{agua}\right)}{PCI_{bagazo} \times \eta_{caldera}}$$

Reemplazando los valores y asumiendo que la caldera tiene una eficiencia energética de $\eta_{caldera} = 56.2\%$ se tiene:

$$\dot{m}_{bagazo} = \frac{31.389\frac{kg}{s}\times\left(3022.3-423.84\right)\frac{kJ}{kg}}{7641.04\frac{kJ}{kg}\times 0.562}$$

$$\dot{m}_{bagazo} = 18.993\frac{kg}{s}$$

5.1.6 Cálculo del bagazo producido y la cantidad de petróleo requerido

Para el cálculo de la cantidad de bagazo producido se sabe que la cantidad de caña que entra a los molinos es de 227.27 ton/hr, por lo tanto, se tiene:

$$\dot{m}_{bagazo} = 227.27\frac{ton}{hr}\times\frac{1000\,kg}{ton}\times\frac{1\,hr}{3600\,s}\times\frac{25}{100}$$

$$\dot{m}_{bagazo} = 15.783\frac{kg}{s}$$

Reemplazando este valor en el balance de energía en la caldera se obtiene el flujo másico de vapor obtenido:

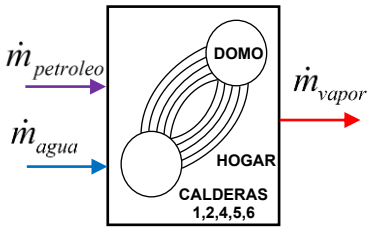
$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{m}_{bagazo}\times PCI_{bagazo}\times\eta_{caldera}}{\left(h_{vapor}-h_{agua}\right)} = \frac{15.783\frac{kg}{s}\times 7641.04\frac{kJ}{kg}\times 0.562}{\left(3022.3-423.84\right)\frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{vapor} = 26.083\frac{kg}{s}$$

Como se necesita un flujo másico de vapor de 31.389 kg/s y con el bagazo que se produce solo se obtiene 26.083 kg/s de vapor, es necesario usar petróleo para poder generar los 5.306 kg/s de vapor faltantes.

Considerando un PCI de 44768.8 kJ/kg para el petróleo y reemplazando en el balance de energía en la caldera se obtiene:

$$\dot{m}_{petroleo} = \frac{\dot{m}_{vapor} \times \left(h_{vapor} - h_{agua}\right)}{PCI_{petroleo} \times \eta_{caldera}}$$



$$\dot{m}_{petroleo} = \frac{5.306\frac{kg}{s} \times \left(3022.3 - 423.84\right)\frac{kJ}{kg}}{44\,768.8\frac{kJ}{kg} \times 0.562}$$

$$\dot{m}_{petroleo} = 0.5480\frac{kg}{s}$$

Ordenando los valores obtenidos de los flujos másicos de bagazo y petróleo se tiene:

Tabla 8: *flujo másico de los combustibles y vapor generado*

Fuente: *Elaboración propia*

Combustible	Flujo másico (kg/s)	PCI (kJ/kg)	Vapor generado (kg/s)
Bagazo producido	15.783	7641.04	26.083
Petróleo necesario	0.5480	44768.8	5.306

5.1.7 Ruta de transporte del vapor

El vapor es producido en las calderas y llevado a un colector en donde tiene una presión de 300psi y una temperatura de 300 °C, desde este colector el vapor es distribuido a la línea directa y a los 3 grupos de turbinas. El vapor de la línea directa pasa por una válvula para disminuir su presión a de 300 a 30psi. Por otro lado, el vapor de escape de los turbogeneradores y las turbinas auxiliares sale a una presión de 30psi y una temperatura de 150 °C, este vapor es mezclado con el vapor de la línea directa y llevado a un saturador, en la cual se mezcla con el agua de saturación. A la salida del saturador, una parte de este vapor es llevado hacia los pre-evaporadores y el resto pasa por una válvula para disminuir su presión de 30 a 15psi para luego mezclarlo con el vapor de escape de las turbinas de trapiche el cual está a una presión de 15psi y una temperatura de 130 °C. Finalmente esta mezcla es llevada hacia los procesos (ver figura 11).

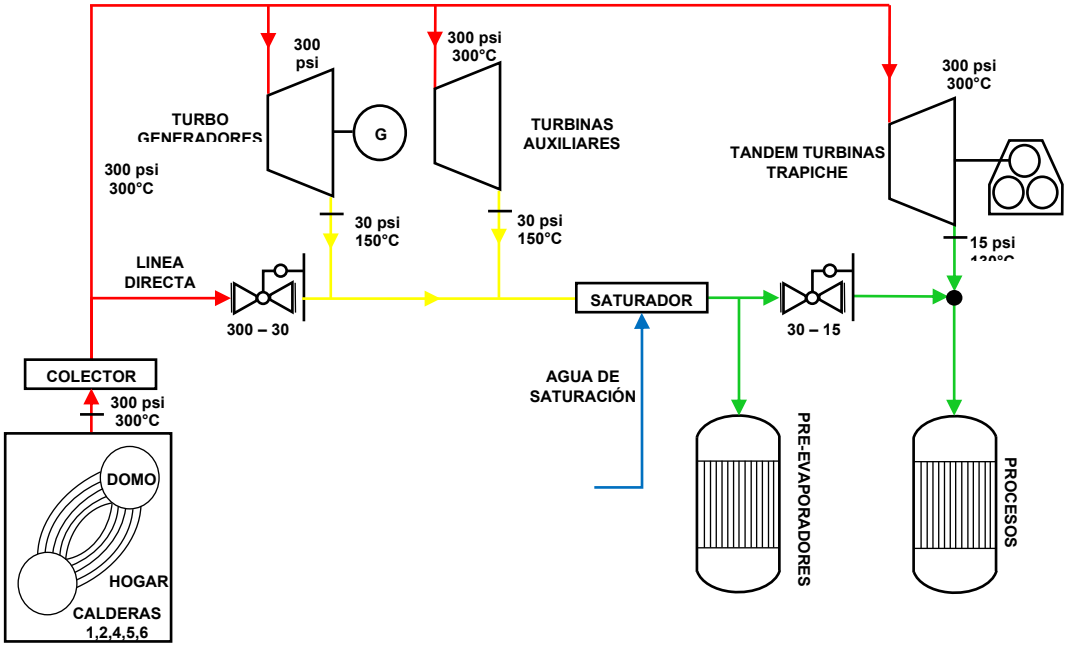


Figura 11: *Ruta del vapor de la Planta Azucarera Tumán*

Fuente: *Oficina Técnica E.A.I Tumán*

5.1.8 Consumo de vapor

El ritmo de Molienda es aproximadamente de 5000 toneladas de caña por día, lo que equivale a 227.27 toneladas de caña por hora (debido a que se considera que la molienda se lleva a cabo durante 22 horas al día). Para poder abastecer este ritmo de molienda la planta azucarera necesita aproximadamente 116,500.00 kg de vapor por hora, el cual está distribuido como se indica en la tabla 9:

Tabla 9: *Flujo de vapor requerido en las distintas áreas*

Fuente: *E.A.I Tumán*

Área	Vapor requerido (kg/hr)
Pre-calentadores	7,099.00
Evaporadores	63,104.00
Cocimientos	28,303.00
Refinería	11,070.00
Alambique y Servicios Auxiliares	6,320.00
Secador	602.00

Por otro lado, el vapor necesario para mover las turbinas es de aproximadamente 105,000 kg de vapor por hora, el cual está distribuido tal como se muestra en la tabla 10.

Tabla 10: *Distribución de flujo de vapor en las turbinas*

Fuente: *E.A.I Tumán*

Grupo de Turbinas	Turbina	Vapor requerido (kg/hr)
Turbogeneradores	Turbo #1	17,547.00
	Turbo #2	17,547.00
	Turbo #3	31,904.00
Turbinas Trapiche	Molino 1 y 2	10,590.00
	Molino 3 y 4	10,590.00
	Molino 5	4,845.00
Turbinas Auxiliares	Turbo bomba 1	2,110.00
	Turbo bomba 2	2,312.00
	Turbo bomba 3	3,204.00
	Turbo Ti Caldero 6	4,390.00

Y por la línea de vapor directa que sale del colector pasa aproximadamente 8000 kg de vapor por hora.

5.2 Eficiencia del ciclo termodinámico de la Azucarera Tumán.

Para poder calcular la eficiencia energética del ciclo de cogeneración de la planta azucarera es necesario conocer la potencia generada por las turbinas, la potencia consumida por las bombas, el calor producido en las calderas y el calor cogenerado.

5.2.1 Cálculo de la potencia útil cogenerada

Primero se calcula la eficiencia energética de las turbinas, las cuales son:

Eficiencia de los turbogeneradores:

$$\eta_{TG} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_6^T} = \frac{3022.3\frac{kJ}{s} - 2768.6\frac{kJ}{s}}{3022.3\frac{kJ}{s} - 2563.73\frac{kJ}{s}} \quad \Rightarrow \quad \eta_{TG} = 0.5532$$

Eficiencia de las turbinas auxiliares:

$$\eta_{TA} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_8^T} = \frac{3022.3\frac{kJ}{s} - 2768.6\frac{kJ}{s}}{3022.3\frac{kJ}{s} - 2563.73\frac{kJ}{s}} \qquad \Rightarrow \qquad \eta_{TA} = 0.5532$$

Eficiencia de las turbinas trapiche:

$$\eta_{TT} = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{10}^T} = \frac{3022.3\frac{kJ}{s} - 2736.4\frac{kJ}{s}}{3022.3\frac{kJ}{s} - 2453.29\frac{kJ}{s}} \qquad \Rightarrow \qquad \eta_{TT} = 0.50245$$

Para el hallar la potencia útil es necesario conocer la potencia generada por las turbinas y restarle la potencia consumida por las bombas. Estas potencias son las siguientes:

Potencia generada por los turbogeneradores:

$$W_{TG} = \dot{m}_{TG} \times \left(h_5 - h_6\right) = 18.611\frac{kg}{s} \times \left(3022.3 - 2768.6\right)\frac{kJ}{kg}$$

$$W_{TG} = 4721.61\frac{kJ}{s}$$

Potencia generada por las turbinas auxiliares:

$$W_{TA} = \dot{m}_{TA} \times \left(h_7 - h_8\right) = 3.333\frac{kg}{s} \times \left(3022.3 - 2768.6\right)\frac{kJ}{kg}$$

$$W_{TA} = 845.58\frac{kJ}{s}$$

Potencia generada por las turbinas trapiche:

$$W_{TT} = \dot{m}_{TT} \times \left(h_9 - h_{10}\right) = 7.222\frac{kg}{s} \times \left(3022.3 - 2736.4\right)\frac{kJ}{kg}$$

$$W_{TT} = 2064.77 \frac{kJ}{s}$$

Potencia consumida por la bomba de alimentación:

$$W_{BA} = \dot{m}_{BA} \times (h_2 - h_1) = 31.389 \frac{kg}{s} \times (423.84 - 421.42) \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{BA} = 75.96 \frac{kJ}{s}$$

Potencia consumida por la bomba de saturación:

$$W_{BS} = \dot{m}_{BS} \times (h_{24} - h_{23}) = 0.972 \frac{kg}{s} \times (424.232 - 421.42) \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{BS} = 2.733 \frac{kJ}{s}$$

La potencia útil cogenerada por el sistema viene a ser la siguiente:

$$W_{cg} = (W_{TG} + W_{TA} + W_{TT}) - (W_{BA} + W_{BS})$$

$$W_{cg} = (4721.61 + 845.66 + 2064.77) \frac{kJ}{s} - (78.38 + 2.733) \frac{kJ}{s}$$

$$W_{cg} = 7553.268 \frac{kJ}{s}$$

5.2.2 Cálculo de la energía entregada al sistema y el calor cogenerado

La energía que se entrega al sistema viene a ser el calor generado producto de la quema del combustible, el cual viene a ser el siguiente:

$$F_{cf} = \dot{m}_{bagazo} \times PCI_{bagazo} + \dot{m}_{petroleo} \times PCI_{petroleo}$$

$$F_{cf} = 15.783 \frac{kg}{s} \times 7641.04 \frac{kJ}{kg} + 0.5480 \frac{kg}{s} \times 44\,768.8 \frac{kJ}{kg}$$

$$F_{cf} = 145130.00 \frac{kJ}{s}$$

El calor cogenerado viene a ser el calor aprovechado por la planta azucarera, por lo tanto, este calor viene a ser la suma del calor aprovechado en los pre-evaporadores y el calor aprovechado en los procesos, que son los siguientes:

Calor cogenerado en los pre-evaporadores:

$$\dot{Q}_{p-e} = \dot{m}_{p-e} \times \left(h_{17} - h_{19}\right) = 16.667 \frac{kg}{s} \times \left(2700.38 - 509.22\right) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{p-e} = 36520.06 \frac{kJ}{s}$$

Calor cogenerado en los procesos:

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{m}_{pr} \times \left(h_{18} - h_{21}\right) = 15.694 \frac{kg}{s} \times \left(2716.96 - 421.42\right) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{pr} = 36026.20 \frac{kJ}{s}$$

Calor total cogenerado por el sistema:

$$\dot{Q}_{cg} = \dot{Q}_{p-e} + \dot{Q}_{pr} = 36520.06 \frac{kJ}{s} + 36026.21 \frac{kJ}{s}$$

$$\dot{Q}_{cg} = 72546.27 \frac{kJ}{s}$$

La eficiencia energética del ciclo de cogeneración es calculada haciendo uso de la fórmula 10, con lo que se obtiene lo siguiente:

$$\eta_{cg} = \frac{W_{cg} + Q_{cg}}{F_{cf}} = \frac{7553.268 \frac{kJ}{s} + 72546.27 \frac{kJ}{s}}{145129.13 \frac{kJ}{s}}$$

$$\eta_{cg} = 0.5519$$

Lo que equivale a una eficiencia del 55.19%.

Ordenando los resultados en una tabla, se tiene:

Tabla 11: *Potencia, Calor y eficiencia en los equipos del sistema*

Fuente: *Elaboración propia*

Equipo	W (kJ/s)	Q (kJ/s)	Eficiencia (%)
Calderas	-	81563.06	56.2
Turbogeneradores	4721.61	-	55.32
Turbinas Auxiliares	845.58	-	55.32
Turbinas Trapiche	2064.77	-	50.25
Pre-evaporadores	-	36520.06	-
Procesos	-	36026.20	-
Acumulador de agua	-	1463.36	-
Bomba de alimentación	75.96	-	85
Bomba de saturación	2.733	-	85

5.3 Aspen Hysys como herramienta de cálculo

Aspen Hysys es un software para la simulación de procesos de modelado para instalaciones de procesamiento de gas y criogénicas, procesos de refinación y químicos. En la industria el software es usado para la investigación, desarrollo y diseño, esto debido a que se permite realizar simulaciones tanto en estado estacionario como en transitorio. (Abd Hamid, 2007)

En la industria azucarera puede ser usado tanto para simular el proceso de la elaboración de azúcar y etanol, así como para simular el ciclo termodinámico del sistema de cogeneración. En este estudio, se hace uso de este software para simular el sistema de cogeneración de la planta azucarera Tumán, cuyo esquema de simulación se muestra en la figura 12.

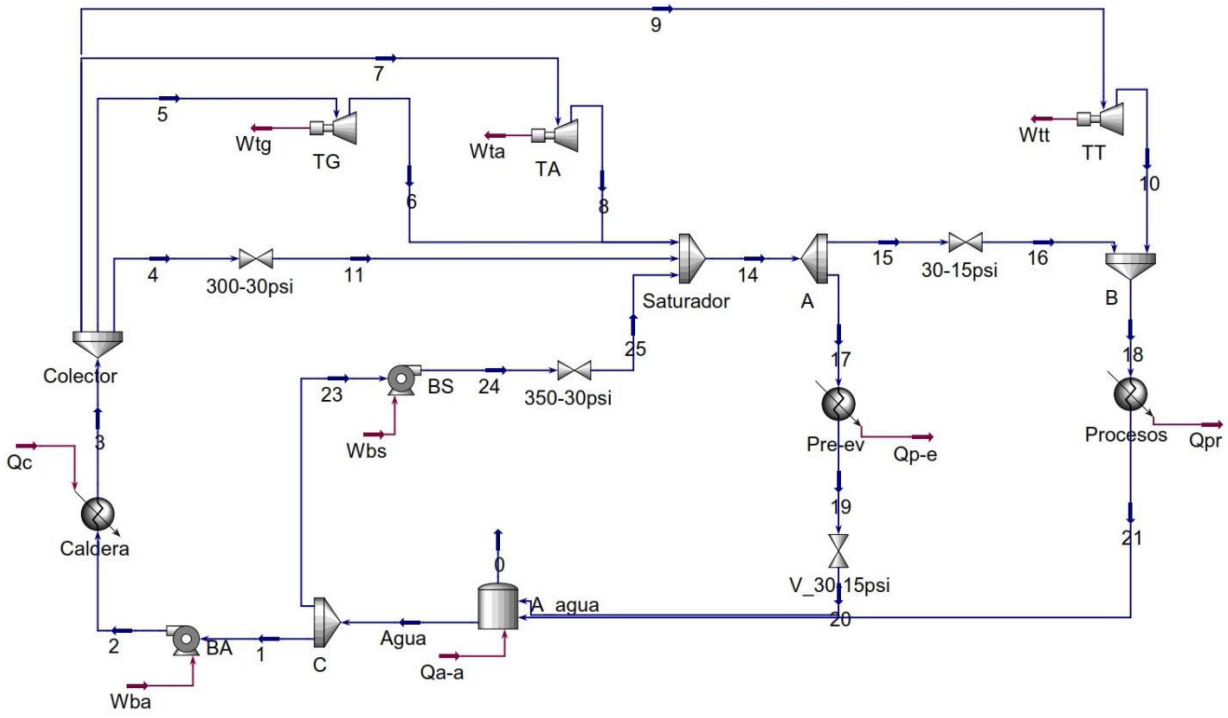


Figura 12: *Esquema termodinámico para la simulación en Aspen Hysys*

Fuente: *Elaboración propia*

En la simulación se ha simplificado algunos componentes como los procesos, los pre-evaporadores y la caldera. Los dos primeros son considerados como “Cooler” y la caldera es considerado como “Heater”, esto debido a que solo se calcula el calor transferido.

Los resultados obtenidos en la simulación se muestran en la tabla 12:

Tabla 12: *Resultados obtenidos con Aspen Hysys*

Fuente: *Elaboración propia*

Equipo	W (kJ/s)	Q (kJ/s)	Eficiencia (%)
Calderas	-	81605.5	56.2
Turbogeneradores	4750.0	-	55.6
Turbinas Auxiliares	850.6	-	55.6
Turbinas Trapiche	2073.0	-	50.4
Pre-evaporadores	-	36520.0	-
Procesos	-	36030.0	-
Acumulador de agua	-	1463.0	-
Bomba de alimentación	75.79	-	85.0
Bomba de saturación	2.759	-	85.0

Una vez determinado el calor que debe de producir en la caldera (81605.5 kJ/s), se realiza la simulación de la combustión de bagazo en dicho equipo, cuyo esquema de simulación se muestra en la figura 13.

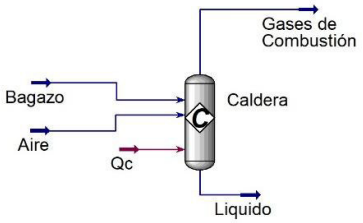


Figura 13: *Esquema de simulación de combustión en la caldera*

Fuente: *Elaboración propia*

Y como resultado de la simulación se obtuvo un flujo másico de bagazo de 18.86 kg/s.

En la tabla 13, se realiza una comparación entre los resultados obtenidos mediante el cálculo analítico, los cuales fueron realizados haciendo uso de las formulas clásicas de la termodinámica (presentadas en el capítulo 2) y los resultados obtenidos mediante la simulación con el Software Aspen Hysys. También se muestra la variación (en %) que existe entre ambos resultados.

Tabla 13: *Comparación de resultados analíticos y de Aspen Hysys*

Fuente: *Elaboración propia*

Variable		Unidad	Resultado Analítico	Aspen Hysys	Variación (%)
Calderas	Bagazo	**kg/s**	18.997	18.86	0.723
	Calor	**kJ/s**	81563.06	81605.5	-0.052
	Eficiencia	**%**	56.2	56.2	0.000
Turbogeneradores	Potencia	**kJ/s**	4721.61	4750	-0.601
	Eficiencia	**%**	55.32	55.6	-0.499
Turbinas Auxiliares	Potencia	**kJ/s**	845.58	850.6	-0.593
	Eficiencia	**%**	55.32	55.6	-0.499

Variable		Unidad	Resultado Analítico	Aspen Hysys	Variación (%)
Turbinas Trapiche	Potencia	**kJ/s**	2064.77	2073	-0.399
	Eficiencia	**%**	50.25	50.4	-0.308
Pre-evaporadores	Calor	**kJ/s**	36520.06	36520	0.000
Procesos	Calor	**kJ/s**	36026.20	36030	-0.011
Acumulador de agua	Calor	**kJ/s**	1463.36	1463	0.025
Bomba de alimentación	Potencia	**kJ/s**	75.96	75.79	0.226
	Eficiencia	**%**	85	85	0.000
Bomba de saturación	Potencia	**kJ/s**	2.733	2.759	-0.942
	Eficiencia	**%**	85	85	0.000

5.4 Análisis energético del ciclo de cogeneración

El análisis energético del sistema termodinámico de cogeneración de la planta azucarera permitirá identificar la cantidad de energía que se pierde en cada componente del sistema. Se considera que los procesos son adiabáticos y que este sistema opera en un régimen permanente, por lo que se toma como referencia un segundo de combustible quemado.

Antes de realizar dicho análisis es necesario calcular la energía del combustible, así como la energía del flujo en los puntos característicos del sistema.

Energía generada por la quema del combustible:

$$E_{cf} = m_{bagazo} \times PCI_{bagazo} + m_{petroleo} \times PCI_{petroleo}$$

$$E_{cf} = 15.783kg \times 7641.04\frac{kJ}{kg} + 0.5480kg \times 44\,768.8\frac{kJ}{kg}$$

$$E_{cf} = 145130.00kJ$$

Para el cálculo de la energía del flujo en los puntos característicos se hace uso de la ecuación 4 en combinación con la ecuación 1, cuyo resultado viene a ser la siguiente ecuación:

$$E_i = m_i \times h_i$$

Donde:

E_i : es la energía del flujo en el punto i $\left(kJ\right)$.

Aplicando esta ecuación en cada punto característico del sistema y ordenando los resultados en una tabla se tiene:

Tabla 14: *Energía del flujo en los puntos característicos del sistema*

Fuente: *Elaboración propia*

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	m (kg)	E (kJ)
1	103.4	100.55	421.42	1.3132	31.389	13227.95
2	2068.4	100.77	423.84	1.3142	31.389	13303.91
3	2068.4	300	3022.3	6.7504	31.389	94866.97
4	2068.4	300	3022.3	6.7504	2.222	6715.55
5	2068.4	300	3022.3	6.7504	18.611	56248.03
6	206.8	150	2768.6	7.2644	18.611	51526.41
7	2068.4	300	3022.3	6.7504	3.333	10073.33
8	206.8	150	2768.6	7.2644	3.333	9227.74
9	2068.4	300	3022.3	6.7504	7.222	21827.05
10	103.4	130	2736.4	7.502	7.222	19762.28
11	206.8	275.45	3022.3	7.7898	2.222	6715.55
12	206.8	163.15	2795.66	7.3275	20.833	58241.98
13	206.8	161.33	2791.93	7.3189	24.166	67469.78
14	206.8	121.28	2700.38	7.0969	25.138	67882.15
15	206.8	121.28	2700.38	7.0969	8.472	22877.62

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	m (kg)	E (kJ)
16	103.4	112.18	2700.38	7.4106	8.472	22877.62
17	206.8	121.28	2700.38	7.0969	16.667	45007.23
18	103.4	120.35	2716.96	7.4532	15.694	42639.97
19	206.8	121.28	509.22	1.5416	16.667	8487.17
20	103.4	100.55	509.22	1.5482	16.667	8487.17
21	103.4	100.55	421.42	1.3132	15.694	6613.77
22	103.4	100.55	466.64	1.4342	32.361	15100.94
23	103.4	100.55	421.42	1.3132	0.972	409.62
24	2413.2	100.81	424.232	1.3143	0.972	412.35
25	206.8	101.2	424.232	1.3205	0.972	412.35

Haciendo uso de los resultados obtenidos en la tabla 14 se realiza el análisis energético en cada uno de los componentes del sistema.

Análisis de las calderas:

Energía del flujo a la salida de las calderas (punto 3):

Teórico: $E_{3^T} = E_2 + E_{cf} = 13303.91\,kJ + 145130.00\,kJ$

$$E_{3^T} = 158433.92\,kJ$$

Real: $E_3 = E_2 + E_{cf} \times \eta_C = 94866.97\,kJ$

Energía perdida en las calderas:

$$\Delta E_C = E_{3^T} - E_3 = 158433.92\,kJ - 94866.48\,kJ$$

$$\Delta E_C = 63566.94\,kJ$$

Análisis de los turbogeneradores:

Energía en los turbogeneradores:

Teórico: $E_{TG^T} = E_5 - E_{6^T} = 56248.03\,kJ - 47713.58\,kJ$

$$E_{TG^T} = 8534.45\,kJ$$

Real: $E_{TG} = E_5 - E_6 = 56248.03\,kJ - 51526.41\,kJ$

$$E_{TG} = 4721.61\,kJ$$

Energía perdida en los turbogeneradores:

$$\Delta E_{TG} = E_{TG^T} - E_{TG} = 8534.45\,kJ - 4721.61\,kJ$$

$$\Delta E_{TG} = 3812.84\,kJ$$

Análisis de las turbinas auxiliares:

Energía en las turbinas auxiliares:

Teórico: $E_{TA^T} = E_7 - E_{8^T} = 10073.33\,kJ - 8544.91\,kJ$

$$E_{TA^T} = 1528.41\,kJ$$

Real: $E_{TA} = E_7 - E_8 = 10073.33\,kJ - 9227.74\,kJ$

$$E_{TA} = 845.58\,kJ$$

Energía perdida en las turbinas auxiliares:

$$\Delta E_{TA} = E_{TA^T} - E_{TA} = 1528.41\,kJ - 845.58\,kJ$$

$$\Delta E_{TG} = 682.83\,kJ$$

Análisis de las turbinas trapiche:

Energía en las turbinas trapiche:

Teórico: $E_{TT^T} = E_9 - E_{10^T} = 21827.05\,kJ - 19762.28\,kJ$

$$E_{TT^T} = 4109.39\,kJ$$

Real: $E_{TT} = E_9 - E_{10} = 21827.05\,kJ - 17717.66\,kJ$

$$E_{TA} = 2064.77\,kJ$$

Energía perdida en las turbinas trapiche:

$$\Delta E_{TT} = E_{TT^T} - E_{TT} = 4109.39\,kJ - 2064.77\,kJ$$

$$\Delta E_{TT} = 2044.62\,kJ$$

Análisis del saturador:

Energía del flujo a la salida del saturador (punto 14):

$$E_{14} = E_{13} + E_{25} = 67469.78\,kJ + 412.35\ kJ$$

$$E_{14} = 67882.13\,kJ$$

Análisis de los pre-evaporadores:

Energía aprovechada en los pre-evaporadores:

$$E_{p-e} = E_{17} - E_{19} = 45\,007.23\,kJ - 8\,487.17\,kJ$$

$$E_{p-e} = 36\,520.06\,kJ$$

Análisis de los procesos:

Energía aprovechada en los procesos:

$$E_{pr} = E_{18} - E_{21} = 42\,639.97\,kJ - 6\,613.77\,kJ$$

$$E_{pr} = 36\,026.20\,kJ$$

Análisis del acumulador de agua:

Energía del flujo a la salida del acumulador de agua (punto 1 + punto 23):

Teórico: $E_{ac^T} = E_{22} = 15100.94\,kJ$

Real: $E_{ac} = E_1 + E_{23} = 13\,227.95\,kJ + 409.62\,kJ$

$$E_{ac} = 13\,637.57\,kJ$$

Energía perdida en el acumulador de agua:

$$\Delta E_{ac} = E_{ac^T} - E_{ac} = 15100.94\,kJ - 13\,637.57\,kJ$$

$$\Delta E_{ac} = 1463.36\,kJ$$

Análisis de la bomba de alimentación:

Energía en la bomba de alimentación:

Teórico: $E_{BA^T} = E_{2^T} - E_1 = 13\,292.61\,kJ - 13\,227.95\,kJ$

$$E_{BA^T} = 64.66\,kJ$$

Real: $E_{BC} = E_2 - E_1 = 13303.91\,kJ - 13227.95\,kJ$

$$E_{BA} = 75.79\,kJ$$

Energía perdida en la bomba de alimentación:

$$\Delta E_{BA} = E_{BA^T} - E_{BA} = 64.66\,kJ - 75.79\,kJ$$

$$\Delta E_{BA} = 11.13\,kJ$$

Análisis de la bomba de saturación:

Energía en la bomba de saturación:

Teórico: $E_{BS^T} = E_{24^T} - E_{23} = 411.94\,kJ + 409.62\,kJ$

$$E_{BS^T} = 2.323\,kJ$$

Real: $E_{BS} = E_{24} - E_{23} = 412.35\,kJ - 409.62\,kJ$

$$E_{BS} = 2.759\,kJ$$

Energía perdida en la bomba de saturación:

$$\Delta E_{BS} = E_{BS^T} - E_{BS} = 2.323\,kJ - 2.759\,kJ$$

$$\Delta E_{BS} = 0.43592\,kJ$$

Ordenando los valores obtenidos en el análisis energético en una tabla se tiene:

Tabla 15: *Índices energéticos del sistema de cogeneración*

Variable	$E_{teórico}$ (kJ)	E_{real} (kJ)	Perdida ΔE_{real} (kJ)	%
Entrada de agua a calderas	-	13303.91	-	-
Combustible	-	145130.00	-	-
Calderas	158433.92	94866.97	63566.94	40.12
Turbogeneradores	8534.45	4721.61	3812.84	44.68
Turbinas Auxiliares	1528.41	845.58	682.83	44.68
Turbinas Trapiche	4109.39	2064.77	2044.62	49.75
Línea directa	-	6715.55	-	-
Saturador	-	67882.13	-	-
Pre-evaporadores	-	36520.06	-	-
Procesos	-	36026.20	-	-
Acumulador de agua	15100.94	13637.57	1463.36	9.69
Bomba de alimentación	64.66	75.79	-11.13	-17.21
Bomba de saturación	2.323	2.759	-0.43592	-18.76

Una forma de poder visualizar la transferencia de energía es mediante el diagrama de Sankey, debido a que utiliza flechas construidas a escala (se considera 100% a la energía del combustible) para poder representar las transferencias de energía.

La figura 14 muestra el diagrama de Sankey para el sistema de cogeneración de la planta azucarera analizada.

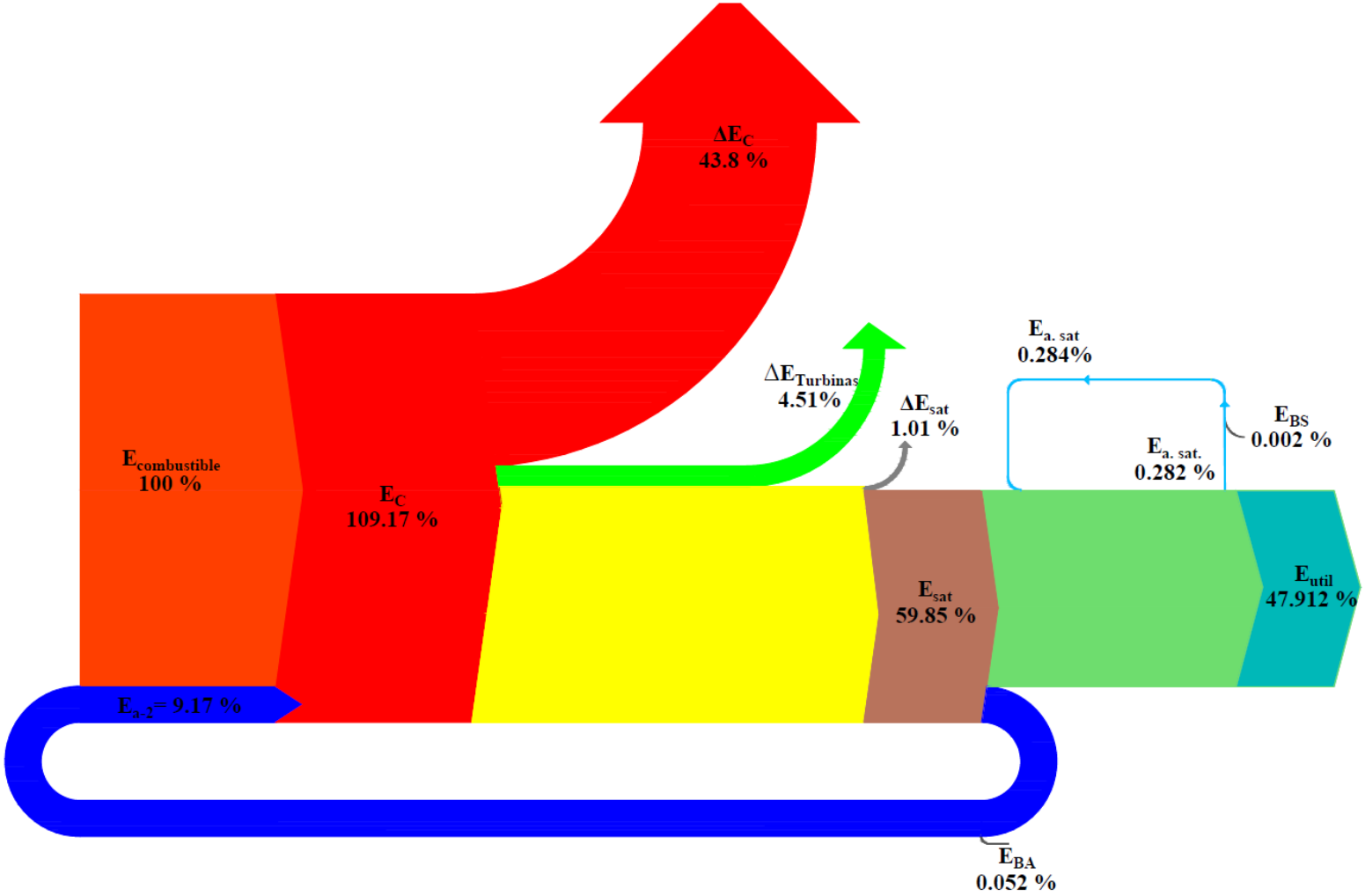


Figura 14: *Diagrama de Sankey para el ciclo de cogeneración*

Fuente: *Elaboración propia*

5.5 Análisis exergético del ciclo de cogeneración

El análisis exergético nos permitirá identificar los lugares donde la exergía se destruye o se pierde y los ordenará según su importancia, es por ello que este análisis es útil para identificar los equipos que ofrecen mayores oportunidades de mejorar el rendimiento de la planta mediante la aplicación de medidas técnicas prácticas.

Antes de realizar dicho análisis es necesario calcular la exergía del flujo en los puntos característicos del sistema. Para ello se hace uso de la ecuación 7, además, como condiciones de ambiente se toma una presión de 101.3 kPa y una temperatura de 25°C, y del calculador se obtiene que la $h_0 = 104.93\,kJ/kg$ y $s_0 = 0.367\,kJ/kg/K$.

Los resultados que se obtienen se muestran en la tabla 16:

Tabla 16: *Exergía del flujo en los puntos característicos del sistema*

Fuente: *Elaboración propia*

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	b (kJ/kg)	m (kg/s)	B (kW)
1	103.4	100.55	421.42	1.3132	34.38	31.389	1079.17
2	2068.4	100.77	423.84	1.3142	36.50	31.389	1145.77
3	2068.4	300	3022.3	6.7504	1014.16	31.389	31833.45
4	2068.4	300	3022.3	6.7504	1014.16	2.222	2253.46
5	2068.4	300	3022.3	6.7504	1014.16	18.611	18874.52
6	206.8	150	2768.6	7.2644	607.21	18.611	11300.79
7	2068.4	300	3022.3	6.7504	1014.16	3.333	3380.19
8	206.8	150	2768.6	7.2644	607.21	3.333	2023.83
9	2068.4	300	3022.3	6.7504	1014.16	7.222	7324.26
10	103.4	130	2736.4	7.502	504.17	7.222	3641.11
11	206.8	275.45	3022.3	7.7898	704.26	2.222	1564.87
12	206.8	163.15	2795.66	7.3275	615.46	20.833	12821.81

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	b (kJ/kg)	m (kg/s)	B (kW)
13	206.8	161.33	2791.93	7.3189	614.29	24.166	14844.96
14	206.8	121.28	2700.38	7.0969	588.93	25.138	14804.53
15	206.8	121.28	2700.38	7.0969	588.93	8.472	4989.42
16	103.4	112.18	2700.38	7.4106	495.40	8.472	4197.03
17	206.8	121.28	2700.38	7.0969	588.93	16.667	9815.70
18	103.4	120.35	2716.96	7.4532	499.28	15.694	7835.69
19	206.8	121.28	509.22	1.5416	54.08	16.667	901.40
20	103.4	100.55	509.22	1.5482	52.12	16.667	868.60
21	103.4	100.55	421.42	1.3132	34.38	15.694	539.57
22	103.4	100.55	466.64	1.4342	43.52	32.361	1408.49
23	103.4	100.55	421.42	1.3132	34.38	0.972	33.42
24	2413.2	100.81	424.232	1.3143	36.86	0.972	35.83
25	206.8	101.2	424.232	1.3205	35.02	0.972	34.04

Para poder determinar la exergía que se destruye en los distintos componentes del ciclo de cogeneración, es necesario realizar un balance exergético en cada uno de estos componentes.

Análisis de las calderas:

Cálculo de la exergía destruida en la Caldera:

$$B_{d_C} = B_{combustible} - B_3 - B_2 = \left(\dot{m}_{bagazo} \times PCI_{bagazo} + \dot{m}_{petroleo} \times PCI_{petroleo}\right) - B_3 - B_2$$

$$B_{d_C} = \left(15.783\frac{kg}{s} \times 7641.04\frac{kJ}{kg} + 0.5480\frac{kg}{s} \times 44768.8\frac{kJ}{kg}\right) - 31833.45\,kW - 1145.77\,kW$$

$$B_{d_C} = 114\,442.32\ kW$$

Calculo la eficiencia exergética de la caldera:

$$\eta_{ex_C} = \frac{B_3 - B_2}{B_{combustible}} = \frac{31833.45\,kW - 1145.77\,kW}{145130\,kW}$$

$$\eta_{ex_C} = 21.14\%$$

Análisis del turbogenerador:

Cálculo de la exergía destruida en el turbogenerador:

$$B_{d_{TG}} = B_5 - B_6 - W_{TG} = 18874.52\,kW - 11300.79\,kW - 4721.64\,kW$$

$$B_{d_{TG}} = 2852.12\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética del Turbogenerador:

$$\eta_{ex_{TG}} = \frac{W_{TG}}{B_5 - B_6} = \frac{4721.64\,kW}{18874.52\,kW - 11300.79\,kW}$$

$$\eta_{ex_{TG}} = 62.34\%$$

Análisis de las turbinas auxiliares:

Cálculo de la exergía destruida en las turbinas auxiliares:

$$B_{d_{TA}} = B_7 - B_8 - W_{TA} = 3380.19\,kW - 2023.83\,kW - 845.67kW$$

$$B_{d_{TA}} = 510.78kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética de las turbinas auxiliares:

$$\eta_{ex_{TA}} = \frac{W_{TA}}{B_7 - B_8} = \frac{845.67\,kW}{3380.193\,kW - 2023.832\,kW}$$

$$\eta_{ex_{TA}} = 62.34\%$$

Análisis de las turbinas trapiche:

Cálculo de la exergía destruida en las turbinas trapiche:

$$B_{d_{TT}} = B_9 - B_{10} - W_{TT} = 7324.26\,kW - 3641.11kW - 2064.83\,kW$$

$$B_{d_{TT}} = 1618.38\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética de las turbinas trapiche:

$$\eta_{ex_{TT}} = \frac{W_{TT}}{B_9 - B_{10}} = \frac{2064.83\,kW}{7324.26\,kW - 3641.11\,kW}$$

$$\eta_{ex_{TT}} = 56.06\,\%$$

Análisis de la bomba de alimentación:

Cálculo de la exergía destruida en la bomba de alimentación a las calderas:

$$B_{\mathrm{d}_{BA}} = W_{BA} - \left(B_2 - B_1\right) = 75.96\,kW - \left(1145.77 - 1079.17\right)kW$$

$$B_{\mathrm{d}_{BA}} = 9.36\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética de la bomba de alimentación a las calderas:

$$\eta_{ex_{BA}} = \frac{B_2 - B_1}{W_{BA}} = \frac{1145.77\,kW - 1079.17\,kW}{75.96\,kW}$$

$$\eta_{ex_{BA}} = 87.68\,\%$$

Análisis de la bomba de saturación:

Cálculo de la exergía destruida en la bomba de saturación:

$$B_{\mathrm{d}_{BS}} = W_{BS} - \left(B_{24} - B_{23}\right) = 2.733\,kW - \left(35.83 - 33.42\right)kW$$

$$B_{\mathrm{d}_{BS}} = 0.323\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética de la bomba de saturación:

$$\eta_{ex_{BS}} = \frac{B_{24} - B_{23}}{W_{BS}} = \frac{35.83\,kW - 33.42\,kW}{2.733\,kW}$$

$$\eta_{ex_{BS}} = 88.17\%$$

Análisis de los pre-evaporadores:

Cálculo de la exergía destruida en los pre-evaporadores:

$$B_{\mathrm{d}_{p-e}} = B_{17} - B_{Q_{p-e}} - B_{19} = B_{17} - \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q_{p-e} - B_{19}$$

$$B_{d_{p-e}} = 9815.70\,kW - \left(1 - \frac{273.15+25}{273.15+121.28}\right) \times 36520.06 \frac{kJ}{s} - 901.40\,kW$$

$$B_{d_{BS}} = 0.54\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética en los pre-evaporadores:

$$\eta_{ex_{p-e}} = \frac{B_{Q_{p-e}} + B_{19}}{B_{17}} = \frac{\left(1 - \frac{273.15+25}{273.15+121.28}\right) \times 36520.06 \frac{kJ}{s} + 901.40\,kW}{9815.70\,kW}$$

$$\eta_{ex_{p-e}} = 99.99\,\%$$

Análisis de los procesos:

Cálculo de la exergía destruida en los procesos:

$$B_{d_{pr}} = B_{18} - B_{Q_{pr}} - B_{21} = B_{18} - \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q_{pr} - B_{21}$$

$$B_{d_{pr}} = 7835.69\,kW - \left(1 - \frac{273.15+25}{273.15+100.55}\right) \times 36026.21 \frac{kJ}{s} - 539.57\,kW$$

$$B_{d_{pr}} = 12.79\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética en los procesos:

$$\eta_{ex_{pr}} = \frac{B_{Q_{pr}} + B_{21}}{B_{18}} = \frac{\left(1 - \frac{273.15+25}{273.15+100.55}\right) \times 36026.21 \frac{kJ}{s} + 539.57\,kW}{7835.69\,kW}$$

$$\eta_{ex_{pr}} = 99.84\,\%$$

Análisis en el acumulador de agua:

Cálculo de la exergía destruida en el acumulador de agua:

$$B_{d_{ac}} = B_{22} - B_1 - B_{23} = 1408.49\,kW - 1079.17\,kW - 33.42\,kW$$

$$B_{d_{ac}} = 295.90\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética en el acumulador de agua:

$$\eta_{ex_{ac}} = \frac{B_1 + B_{23}}{B_{22}} = \frac{1079.17\,kW + 33.42\,kW}{1408.49\,kW}$$

$$\eta_{ex_{ac}} = 78.99\,\%$$

Análisis de la válvula de 300-30psi (entre los puntos 4 y 11):

Cálculo de la exergía destruida en la válvula de 300-30psi:

$$B_{d_{V\,300-30}} = B_4 - B_{11} = 2\,253.66\,kW - 1565.87\,kW$$

$$B_{d_{V\,300-30}} = 688.59\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética en la válvula 300-30psi

$$\eta_{ex_{V\,300-30}} = \frac{B_{11}}{B_4} = \frac{1565.87\,kW}{2\,253.46\,kW}$$

$$\eta_{ex_{V\,300-30}} = 69.44\,\%$$

Análisis de la válvula de 30-15psi (entre los puntos 15 y 16):

Cálculo de la exergía destruida en la válvula de 30-15psi:

$$B_{d_{V\,30-15}} = B_{15} - B_{16} = 4\,989.42\,kW - 4197.03\,kW$$

$$B_{d_{V\,30-15}} = 792.39\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética en la válvula 30-15psi

$$\eta_{ex_{V\,30-15}} = \frac{B_{16}}{B_{15}} = \frac{4197.03\,kW}{4989.42\,kW}$$

$$\eta_{ex_{V\,30-15}} = 84.12\,\%$$

Análisis de la válvula de 350-30psi (entre los puntos 24 y 25):

Cálculo de la exergía destruida en la válvula de 350-30psi:

$$B_{d_{V350-30}} = B_{24} - B_{25} = 35.83\,kW - 34.04\,kW$$

$$B_{d_{V350-30}} = 1.79\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética en la válvula 350-30psi

$$\eta_{ex_{V350-30}} = \frac{B_{25}}{B_{24}} = \frac{34.04\,kW}{35.83\,kW}$$

$$\eta_{ex_{V350-30}} = 95.0\,\%$$

Análisis de la válvula de 30-15psi (entre los puntos 19 y 20):

Cálculo de la exergía destruida en la válvula de 30-15psi:

$$B_{d_{V30-15}} = B_{19} - B_{20} = 901.40\,kW - 868.60\,kW$$

$$B_{d_{V30-15}} = 32.80\,kW$$

Cálculo de la eficiencia exergética en la válvula 30-15psi:

$$\eta_{ex_{V30-15}} = \frac{B_{20}}{B_{19}} = \frac{901.40\,kW}{868.60\,kW}$$

$$\eta_{ex_{V30-15}} = 96.36\,\%$$

Ordenando los valores obtenidos en el análisis exergético en una tabla se tiene:

Tabla 17: *Resultados del análisis exergético del ciclo de cogeneración*

Fuente: *Elaboración propia*

Componente	B (kW)	B_d (kW)	η_{ex} (%)
Calderas	146275.77	114442.32	21.14
Turbogeneradores	4721.61	2852.12	62.34
Turbinas Auxiliares	845.58	510.78	62.34

Componente	B (kW)	B_d (kW)	η_{ex} (%)
Turbinas Trapiche	2064.77	1618.38	56.06
Bomba de alimentación	75.96	9.36	87.68
Bomba de saturación	2.73	0.32	88.17
Pre-evaporadores	8914.51	0.54	99.99
Procesos	7283.33	12.79	99.84
Acumulador de agua	1408.49	295.90	78.99
Válvula de 300 -30psi	2253.46	688.59	69.44
Válvula de 30 -15psi (15-16)	4989.42	792.39	84.12
Válvula de 350 -30psi	35.83	1.79	95.00
Válvula de 30 -15psi (19-20)	901.40	32.80	96.36

Se observa que hay destrucción de exergía en los distintos componentes del sistema de cogeneración, siendo las calderas, los equipos en donde se produce una mayor cantidad de exergía destruida.

Una manera práctica de representar los valores obtenidos mediante el balance de exergía es mediante el diagrama de Grassmann, el cual muestra la distribución de la exergía mediante flechas a escala (se considera 100% a la exergía del combustible). En la figura 15 se presenta dicho diagrama:

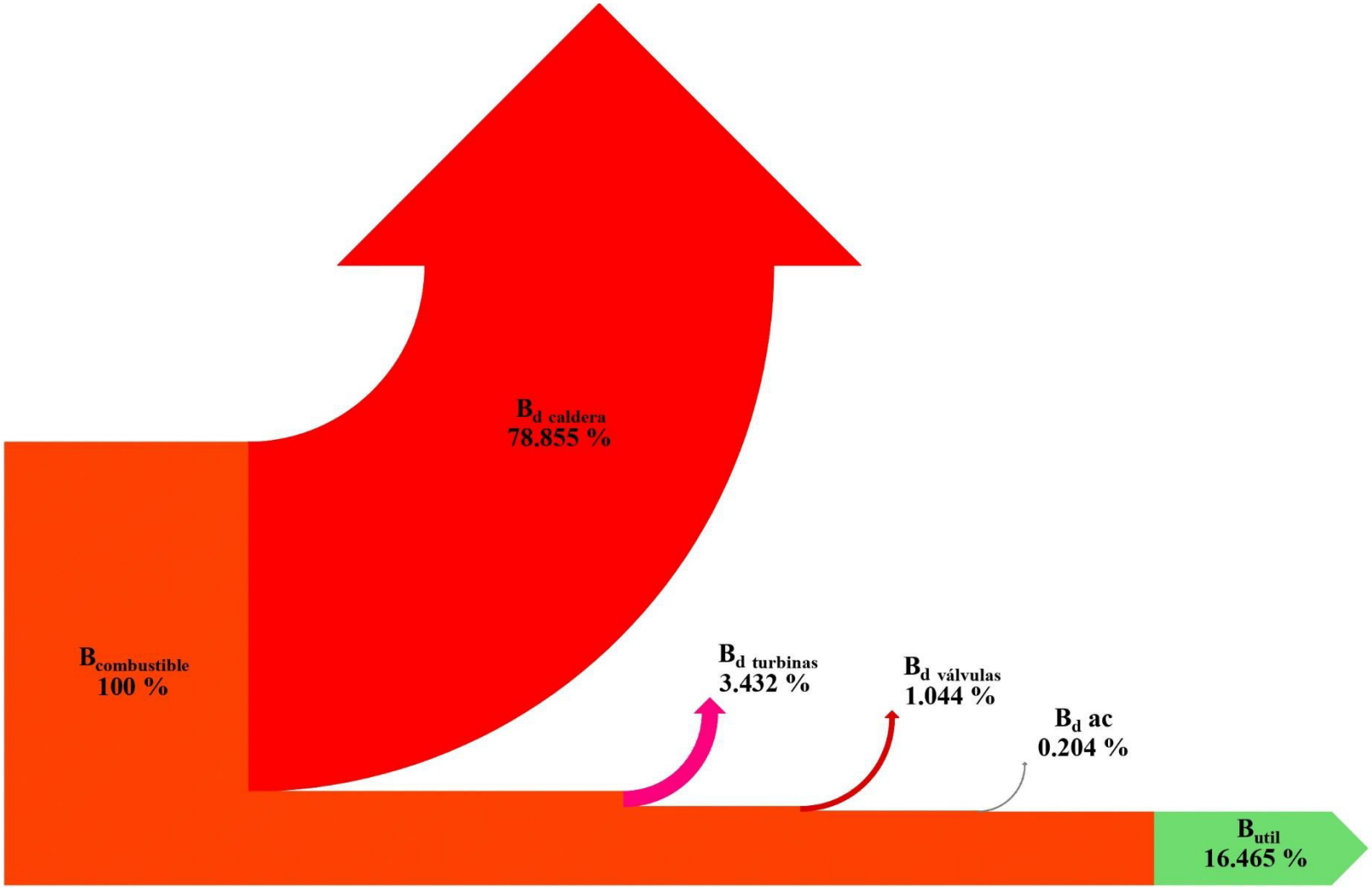


Figura 15: *Diagrama de Grassmann para el ciclo de cogeneración*

Fuente: *Elaboración propia*

5.6 Propuesta para mejorar el rendimiento energético del ciclo termodinámico

Debido a que la mayor pérdida de energía y destrucción de exergía se produce en las calderas, se propone reemplazarlas por unas calderas modernas, debido que, a diferencia de las calderas convencionales, las calderas modernas poseen intercambiadores de calor para precalentar el aire de combustión, lo que mejora el rendimiento energético del sistema (Golato, Aso, Paz, & Cárdenas, 2005). Además, poseen un economizador para la recuperación de calor, el cual sirve incrementar la temperatura del agua que llega al domo y mejorar aún más el rendimiento energético del sistema, alcanzando valores cercanos al 85% (FranckColombres, Golato, Morales, Cruz, & Paz, 2011).

Debido a que el consumo de vapor de la planta azucarera Tumán es cerca de 116 500 kg/hr es posible implementar una caldera multicombustible de la serie VS-500 (ver figura 15), cuya capacidad para generar vapor es de 30 000 kg/hr a 500 000 kg/hr a una presión de hasta 160 kg-f/cm^2 (2275 psi) y una temperatura de hasta 540°C.

Para cuestiones de cálculo se considera una eficiencia energética promedio alcanzados por calderas similares. (FranckColombres, Golato, Morales, Cruz, & Paz, 2011) analizaron 3 calderas modernas acuotubulares similares a la presentada, las cuales estaban instaladas en la Planta azucarera de Tucumán – Argentina, y encontraron que la caldera N°1 trabaja a una eficiencia de 73.5%, la caldera N°2 a una eficiencia de 75.2% y la caldera N°3 a una eficiencia de 77.3%. Por lo tanto, los cálculos se llevarán a cabo considerando que la caldera operará a una eficiencia de 73.5%.

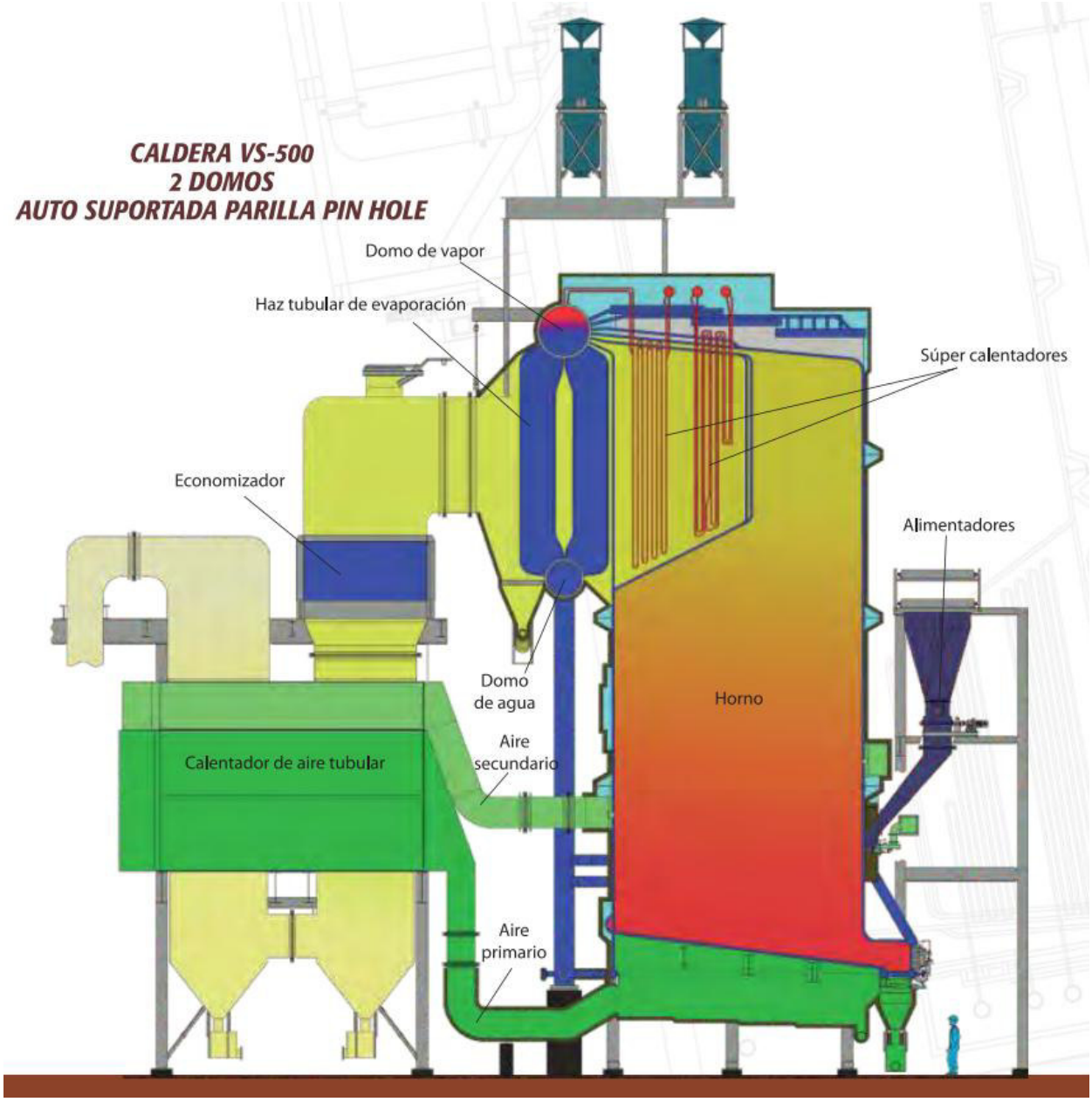


Figura 16: *Esquema de una caldera moderna de la serie VS-500*

Fuente: *Catálogo hpb simisa de generadores de vapor, año 2014*

Cálculo del flujo másico de bagazo requerido:

El flujo másico de bagazo requerido para producir la cantidad de vapor requerida por la planta azucarera es de:

$$\dot{m}_{bagazo_requerido} = \frac{\dot{m}_{vapor_requerido} \times \left(h_{vapor} - h_{agua}\right)}{PCI_{bagazo} \times \eta_{caldera}} = \frac{31.389 \frac{kg}{s} \times \left(3022.3 - 423.84\right) \frac{kJ}{kg}}{7641.04 \frac{kJ}{kg} \times 0.735}$$

$$\dot{m}_{bagazo_requerido} = 14.523 \frac{kg}{s}$$

Cálculo del flujo másico de bagazo excedente:

$$\dot{m}_{bagazo_exce} = \dot{m}_{bagazo_producido} - \dot{m}_{bagazo_requerido} = 15.783 \frac{kg}{s} - 14.523 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{bagazo_exce} = 1.260 \frac{kg}{s}$$

Cálculo del flujo másico de vapor excedente:

El flujo másico de vapor producido con el bagazo excedente es:

$$\dot{m}_{vapor_ex} = \frac{\dot{m}_{bagazo} \times PCI_{bagazo} \times \eta_{caldera}}{\left(h_{vapor} - h_{agua}\right)} = \frac{1.260 \frac{kg}{s} \times 7641.04 \frac{kJ}{kg} \times 0.735}{\left(3022.3 - 423.84\right) \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{vapor_ex} = 2.723 \frac{kg}{s}$$

Debido a que con la implemetación de una nueva caldera se puede producir 2.723 kg/s de vapor al quemar todo el bagazo producido, se puede eliminar la línea directa de vapor e implementar una línea para el exceso de vapor, por lo que el esquema del ciclo termodinámico quedaría de la siguiente manera:

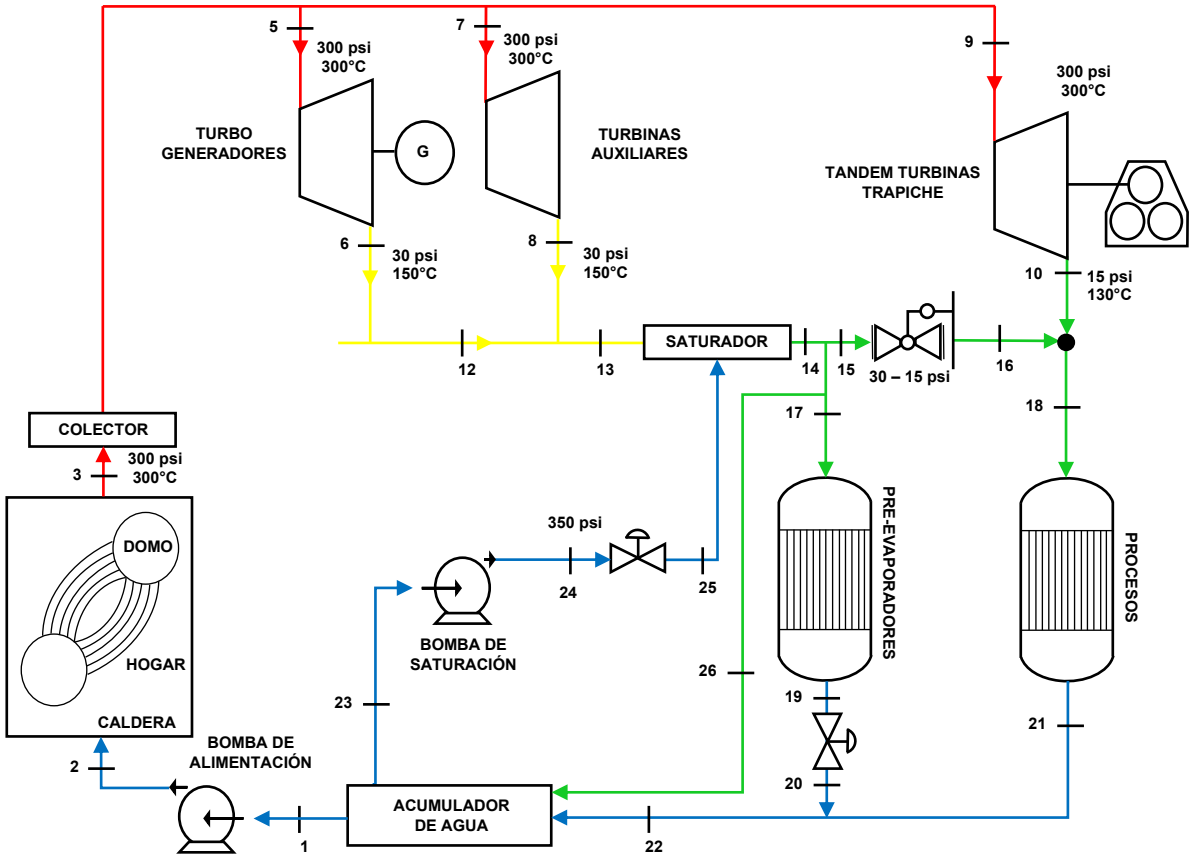


Figura 17: *Esquema termodinámico modificado*

Fuente: *Adaptado por el autor*

Los parámetros termodinámicos en los puntos característicos del sistema modificado son los mismos que en el sistema inicial, a excepción de los puntos 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 y 26. Esto debido a que en caso de los puntos 12 y 13 tienen los mismos parámetros que los puntos 6 y 8,

mientras que los puntos 14, 15, 16, 17, 18 y 26 se calculan teniendo en cuenta que el fluido en el punto 14 se encuentra en vapor saturado.

Punto 14:

Para una presión de $P_{14} = 30\,psi$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{14} = 121.28°C$; $s_{14} = 7.1156\,\text{kJ/kg/K}$; $v_{14} = 0.858\,m^3/kg$ y $h_{14} = 2707.8\,\text{kJ/kg}$.

Los puntos 15, 17 y 26 tienen los mismos parámetros.

Punto 16:

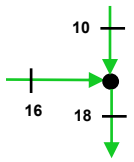
se tiene $P_{16} = 15\,psi$, además, debido a que la válvula es isoentálpica, se tiene que $h_{16} = 2707.8\,\text{kJ/kg}$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{16} = 115.82°C$; $s_{16} = 7.41297\,\text{kJ/kg/K}$; $v_{16} = 1.7136\,m^3/kg$

Punto 18:

Se tiene $P_{18} = 15\,psi$ debido a que está en la misma línea que el punto 10 y el punto 16, sin embargo, debido a que los flujos no están a la misma temperatura, es necesario realizar un balance de energía para determinar la entalpia de la mezcla.

$$\dot{m}_{18} \times h_{18} = \dot{m}_{10} \times h_{10} + \dot{m}_{16} \times h_{16}$$



Remplazando los valores:

$$h_{18} = \frac{\left(7.222\frac{kg}{s}\right)\times\left(2736.4\frac{kJ}{kg}\right)+\left(8.472\frac{kg}{s}\right)\times\left(2707.8\frac{kJ}{kg}\right)}{\left(7.222\frac{kg}{s}+8.472\frac{kg}{s}\right)}$$

$$h_{18} = 2720.96\ \text{kJ/kg}$$

$\Rightarrow$ Del calculador se obtiene: $T_{18} = 122.33°C$; $s_{14} = 7.4633\,\text{kJ/kg/K}$; $v_{18} = 1.7441\,m^3/kg$

5.6.1 Cálculo del flujo másico en los principales equipos del sistema modificado

Los equipos donde se produce un aumento de flujo másico de fluido son: las bombas, la caldera y los turbogeneradores.

Cálculo del flujo másico vapor en los turbogeneradores

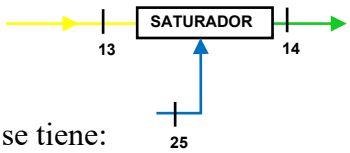
$$\dot{m}_{TG} = 18.611\frac{kg}{s} + 2.222\frac{kg}{s} + 2.723\frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{TG} = 23.556\frac{kg}{s}$$

Cálculo del flujo másico de agua en la bomba de saturación:

Para calcular este flujo másico es necesario hacer un balance de energía en el saturador.

$$\dot{m}_{14} \times h_{14} = \dot{m}_{13} \times h_{13} + \dot{m}_{25} \times h_{25}$$



Combinando con el balance de masa y remplazando los valores se tiene:

$$\dot{m}_{25} = \frac{\dot{m}_{13} \times (h_{13} - h_{14})}{h_{14} - h_{25}} = \frac{(23.556 + 3.333)\frac{kg}{s} \times (2768.6 - 2707.8)\frac{kJ}{kg}}{(2707.8 + 424.232)\frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{25} = 0.716\frac{kg}{s}$$

Cálculo del flujo másico de agua en la bomba de alimentación:

Del balance másico en el acumulador de agua se tiene:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{22} + \dot{m}_{26} - \dot{m}_{23} = 32.361\frac{kg}{s} + 2.466\frac{kg}{s} - 0.716\frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_1 = 34.111\frac{kg}{s}$$

Ordenando en una tabla los valores obtenidos se tienen:

Tabla 18: *Flujo másico de fluido en los principales equipos del sistema modificado*

Fuente: *Elaboración propia*

Equipo	Fluido requerido (kg/s)
Turbogeneradores	23.556
Turbinas Auxiliares	3.333
Turbinas Trapiche	7.222
Válvula 30-15psi	8.472
Pre-evaporadores	16.667
Procesos	15.694
Bomba de saturación	0.716
Bomba de alimentación	34.111

5.6.2 Cálculo de la eficiencia del ciclo termodinámico modificado

Cálculo del calor generado por el bagazo:

Es el calor que se genera producto de la quema del bagazo producido.

$$F_{cf} = \dot{m}_{bagazo} \times PCI_{bagazo} = 15.783\frac{kg}{s} \times 7641.04\frac{kJ}{kg}$$

$$F_{cf} = 120595.775 \frac{kJ}{s}$$

Cálculo de la potencia útil cogenerada:

La potencia generada por las turbinas auxiliares y las turbinas trapiche es la misma, por lo que solo se debe calcular la potencia producida por los turbogeneradores y la consumida por las bombas.

Potencia generada por los turbogeneradores:

$$W_{TG} = \dot{m}_{TG} \times \left(h_5 - h_6\right) = 23.556 \frac{kg}{s} \times \left(3022.3 - 2768.6\right) \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{TG} = 5976.082 \frac{kJ}{s}$$

Potencia consumida por las bombas de alimentación:

$$W_{BC} = \dot{m}_{BC} \times \left(h_2 - h_1\right) = 34.111 \frac{kg}{s} \times \left(423.84 - 421.42\right) \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{BC} = 82.548 \frac{kJ}{s}$$

Potencia consumida por la bomba de saturación:

$$W_{BS} = \dot{m}_{BS} \times \left(h_{24} - h_{23}\right) = 0.716 \frac{kg}{s} \times \left(424.232 - 421.42\right) \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{BS} = 2.013 \frac{kJ}{s}$$

La potencia útil cogenerada por el sistema modificado viene a ser:

$$W_{cg} = \left(W_{TG} + W_{TA} + W_{TT}\right) - \left(W_{BC} + W_{BS}\right)$$

$$W_{cg} = \left(5976.082 + 845.66 + 2064.77\right)\frac{kJ}{s} - \left(82.548 + 2.013\right)\frac{kJ}{s}$$

$$W_{cg} = 8801.873\frac{kJ}{s}$$

Cálculo del calor cogenerado:

El calor cogenerado tiene un leve incremento debido a que las entalpias en los puntos de entrada a los pre-evaporadores y los procesos tienen un leve incremento.

Calor cogenerado en los pre-evaporadores:

$$\dot{Q}_{p-e} = \dot{m}_{p-e} \times \left(h_{17} - h_{19}\right) = 16.667\frac{kg}{s} \times \left(2707.8 - 509.22\right)\frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{p-e} = 36643.733\frac{kJ}{s}$$

Calor cogenerado en los procesos:

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{m}_{pr} \times \left(h_{18} - h_{21}\right) = 15.694\frac{kg}{s} \times \left(2720.96 - 421.42\right)\frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{pr} = 36088.981\frac{kJ}{s}$$

Calor total cogenerado por el sistema:

$$\dot{Q}_{cg} = \dot{Q}_{p-e} + \dot{Q}_{pr} = 36643.733\frac{kJ}{s} + 36088.981\frac{kJ}{s}$$

$$\dot{Q}_{cg} = 72732.714\frac{kJ}{s}$$

Por lo que la eficiencia del ciclo de cogeneración con el cambio propuesto es:

$$\eta_{cg} = \frac{W_{cg} + Q_{cg}}{F_{cf}} = \frac{8800.089\frac{kJ}{s} + 72720.159\frac{kJ}{s}}{120595.775\frac{kJ}{s}}$$

$$\eta_{cg} = 67.61\%$$

Comparando estos valores obtenidos en el análisis de la planta azucarera sin la modificación y con la modificación propuesta se tiene:

Tabla 19: *Valores obtenidos en el análisis del sistema termodinámico inicial y con la caldera propuesta*

Componente	Unidad	Sistema termodinámico inicial	Sistema termodinámico con la modificación propuesta	Variación
Bagazo producido	kg/s	15.783	15.783	0.000
Bagazo usado	kg/s	15.783	15.783	0.000
Petróleo usado	kg/s	0.5480	0	-0.5480
Vapor generado	kg/s	31.389	34.112	2.723
Potencia Cogenerada	kJ/s	7553.268	8801.873	1248.605
Calor Cogenerado	kJ/s	72546.27	72732.71	186.445
Eficiencia energética	%	55.19	67.61	12.42

5.6.3 Análisis energético del sistema de cogeneración modificado

Debido a que el sistema modificado tiene los mismos equipos que el sistema inicial, debido a que solo se eliminó la línea directa y se agregó una línea para el vapor excedente (línea 26), el análisis energético para este sistema se realiza de la misma manera, obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 20: *Índices energéticos del sistema de cogeneración modificado*

Variable	$E_{teórico}$ (kJ)	E_{real} (kJ)	Perdida ΔE_{real} (kJ)	%
Entrada de agua a calderas		14457.48		
Combustible		120595.78		
Calderas	135053.26	103092.78	31960.48	23.67
Turbogeneradores	10801.94	5976.08	4825.86	44.68
Turbinas Auxiliares	1528.41	845.58	682.83	44.68
Turbinas Trapiche	4109.39	2064.77	2044.62	49.75
Saturador		74747.77		
Pre-evaporadores		36643.73		
Procesos		36088.98		
Acumulador de agua	21777.33	14676.63	7100.70	32.61
Bomba de alimentación	70.27	82.548	-12.28	-17.48
Bomba de saturación	1.711	2.013	-0.302	-17.66

Además, para poder visualizar mejor la distribución de energía en el sistema, en la figura se muestra el diagrama de Sankey.

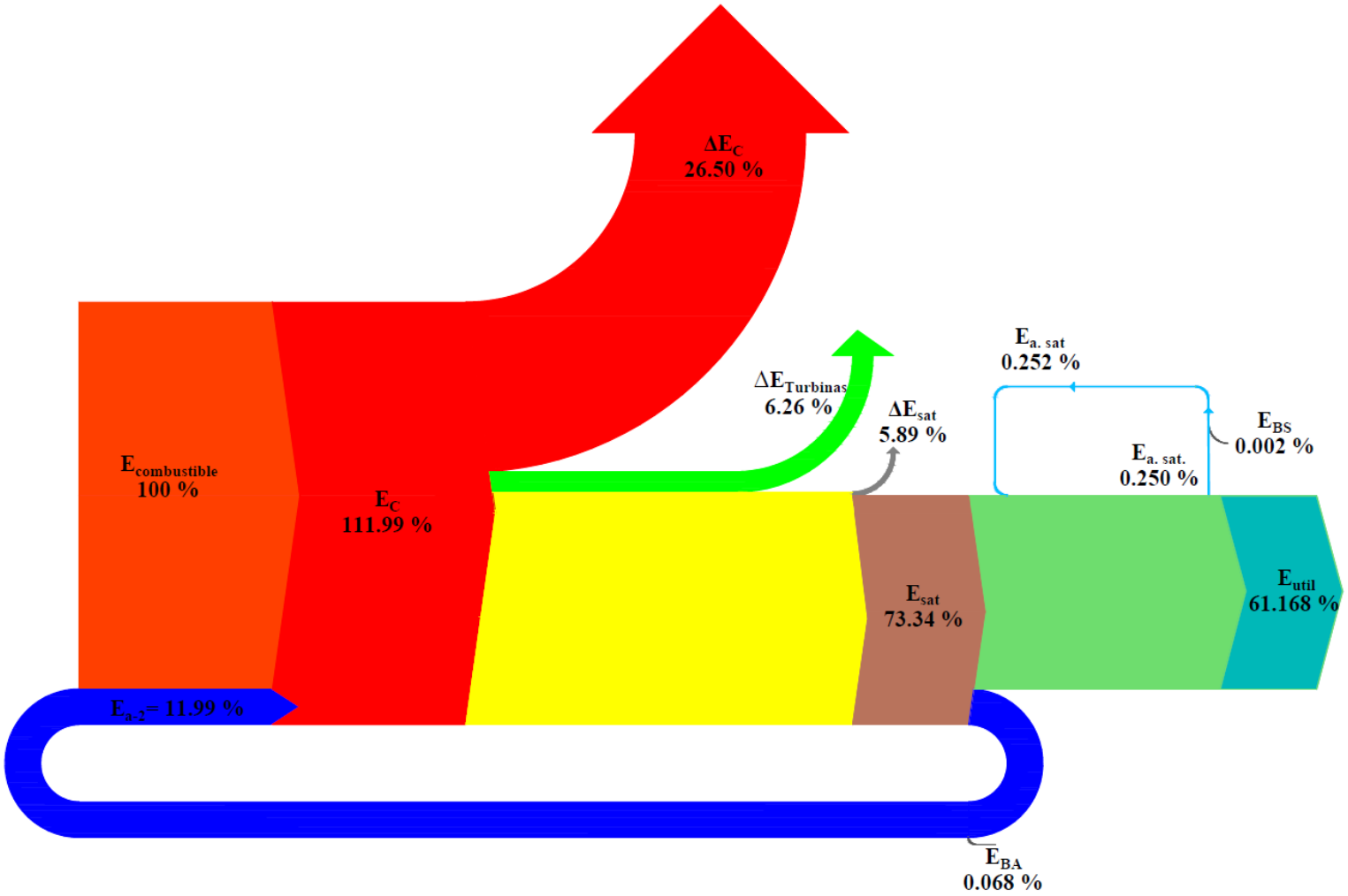


Figura 18: *Diagrama de Sankey para el ciclo de cogeneración modificado*

Fuente: *Elaboración propia*

5.6.4 Análisis exergético del sistema de cogeneración modificado

El análisis exergético para este sistema se realiza de la misma manera que para el sistema de cogeneración inicial, y se obtiene los valores que se muestra en la tabla 21.

Tabla 21: *Resultados del análisis exergético del ciclo de cogeneración modificado*

Componente	B (kW)	B_d (kW)	η_{ex} (%)
Calderas	120595.78	87247.21	27.65
Turbogeneradores	5976.08	3609.89	62.34
Turbinas Auxiliares	845.58	510.78	62.34
Turbinas Trapiche	2064.77	1618.38	56.06
Bomba de alimentación	82.55	10.17	87.68
Bomba de saturación	2.01	0.235	88.34
Pre-evaporadores	8944.70	0.34	100.00
Procesos	7296.02	15.62	99.80
Acumulador de agua	2865.11	1667.76	85.01
Válvula de 30 -15psi (15-16)	5005.05	751.13	84.99
Válvula de 350 -30psi	26.39	1.32	94.99
Válvula de 30 -15psi (19-20)	901.40	32.80	96.36

Además, para poder visualizar mejor la distribución de exergía en el sistema, en la figura se muestra el diagrama de Grassmann.

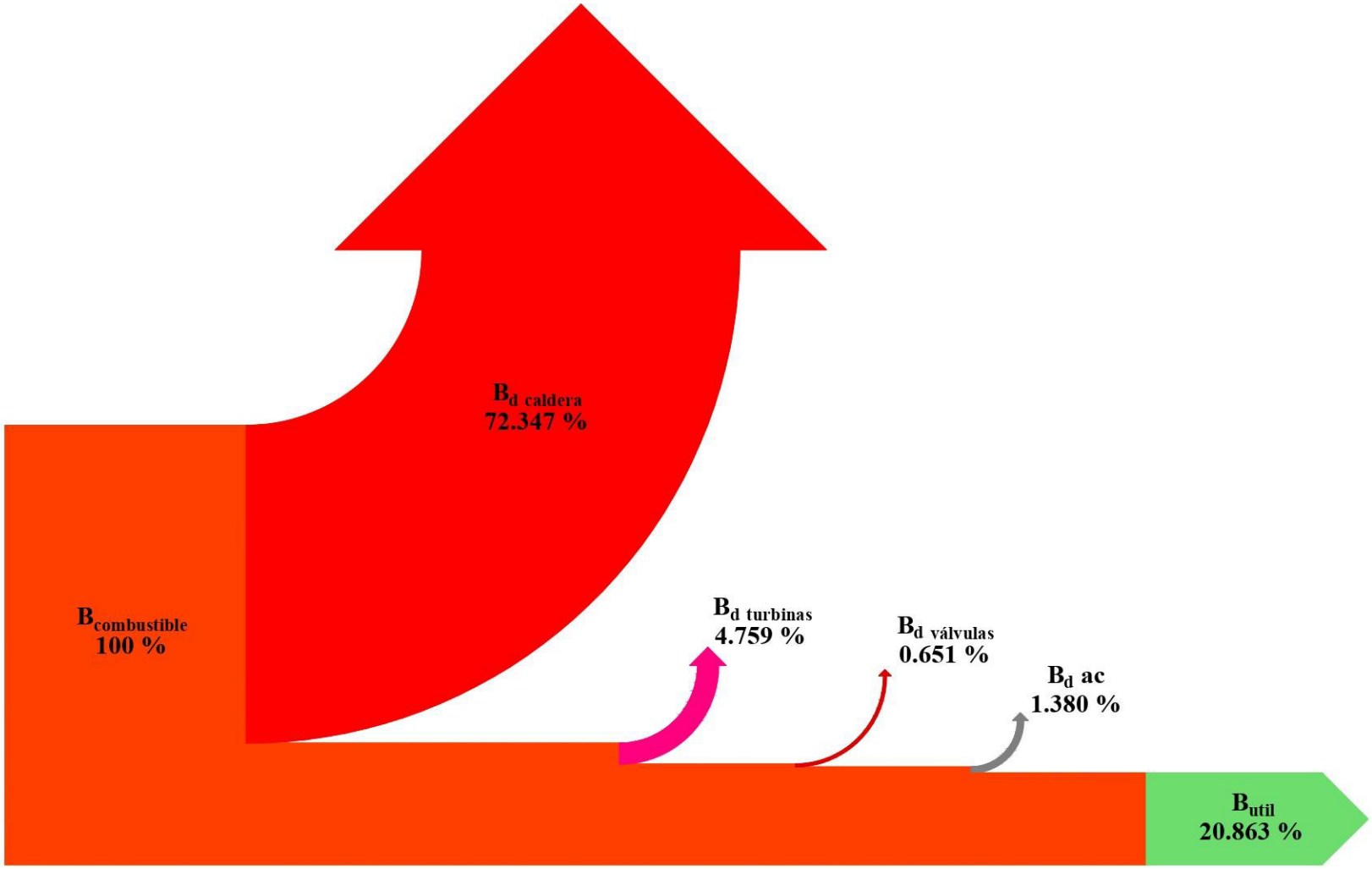


Figura 19: *Diagrama de Grassmann para el ciclo de cogeneración modificado*

Fuente: *Elaboración propia*

6. DISCUSIÓN

Luego de haber realizado el análisis energético y exergético del sistema termodinámico de la planta azucarera Tumán, se encontró que el equipo donde se destruye la mayor cantidad de exergía es la caldera (78.855 %), esto debido a que en los procesos de combustión se generan grandes pérdidas de exergía producto de las irreversibilidades.

En complemento a lo mencionado en el párrafo anterior, se encontró que debido a la alta perdida de exergía, el bagazo producido por la planta, no es suficiente para poder generar la cantidad de vapor requerida (solo se genera 26.083 kg/s de los 31.389 kg/s de vapor que se requiere) por lo que se necesita usar petróleo (0.548 kg/s) para poder generar el vapor restante (5.306 kg/s).

Al usar una caldera de mayor eficiencia (73.5 %), se reduce drásticamente la exergía destruida (72.347%). Esto hace que la demanda de vapor se pueda abastecer solo con 14.523 kg/s de bagazo, es decir, se tiene un excedente de 1.260 kg/s de bagazo.

Con la caldera actual solo se logra obtener una eficiencia de 55.19% para el ciclo de cogeneración, mientras que al reemplazar la caldera por la propuesta (de 73.5% de eficiencia) se obtiene una eficiencia de 67.61 %, es decir, se obtiene un incremento de 12.42 %.

Al usar una caldera de mayor eficiencia (una de 73.5 %) se logra obtener una planta energéticamente independiente, esto debido a que ya no es necesario usar petróleo porque el bagazo que se produce es suficiente para poder abastecer la demanda energética de la planta, es más, se puede producir 2.723 kg/s de vapor adicionales, lo cual lleva a que se pueda generar 1248.605 kJ/s de energía que puede ser vendida a la red.

7. CONCLUSIONES.

Para un ritmo de molienda analizado, la fábrica azucarera Tumán es capaz de producir un flujo másico de bagazo de 15.783 kg/s aproximadamente, el cual tiene un PCI de 7641.04 kJ/kg por lo que la cantidad de energía que se puede obtener con esta cantidad de combustible es de 120 598.534 kJ/s.

El diagrama termodinámico construido está compuesto por: una bomba para alimentar de agua a la caldera, un grupo de calderas que producen un flujo másico de vapor de 31.389 kg/s a una temperatura de 300 °C y una presión de 300 psi, un grupo de turbinas para mover lo generadores eléctricos los cuales generan una potencia de 4 721.61 kW , un grupo de turbinas auxiliares para accionar las bombas y ventiladores los cuales generan una potencia de 845.58 kW , un grupo de turbinas trapiche para mover los molinos los cuales generan una potencia de 2 064.77 kW, un saturador para obtener el vapor con las condiciones requeridas para los pre-evaporadores y los procesos, una bomba para alimentar de agua al saturador y un tanque de agua desde donde se distribuye el agua para el saturador y las calderas.

El análisis energético muestra que tanto los turbogeneradores como las turbinas auxiliares trabajan con una eficiencia de 55.32 %, mientras que las turbinas trapiche trabajan con una eficiencia del 50.25%. Por otro lado, el diagrama de Sankey (ver figura 13) muestra que solo se aprovecha el 55.24 % de la energía suministrada por el combustible (5.26% en los tres grupos de turbinas, 24.82% en los procesos y 25.16 % en los pre-evaporadores), por lo que el resto se pierde, siendo en la caldera donde se produce la mayor pérdida (43.8 %).

El análisis exergético muestra que: la eficiencia exergética de las calderas es de 21.14%, la eficiencia exergética de los turbogeneradores y turbinas auxiliares es de 62.34% y que la eficiencia

exergética de las turbinas trapiche es de 56.06 %. Además, también muestra que la exergía suministrada por el combustible es de 145 130.00 kW, de los cuales, solo se aprovecha 30 687.67 kW y 114 442.33 kW se destruye. El diagrama de Grassmann (ver figura 14) muestra que la exergía que se aprovecha representa el 21.14% de la exergía suministrada por el combustible (3.432% en los tres grupos de turbinas, 6.142% en los pre-evaporadores y 5.018% en los procesos) y que la mayor destrucción de exergía se da en las calderas (78.855% de la exergía suministrada por el combustible).

Debido a que tanto el análisis energético como el exergético muestran que el equipo donde se pierde la mayor cantidad de energía, una de las propuestas de esta investigación es cambiar las calderas por unas modernas, las cuales pueden trabajar con una eficiencia de hasta 80%. Con este cambio, es posible volver completamente independiente a la plana azucarera, desde el punto de vista energético, debido a que con el bagazo producido producto de la molienda se puede generar 34.112 kg/s de vapor, es decir 2.723 kg/s más de lo que se requiere para mantener operativa la planta.

Con el cambio de la caldera y la anulación de la línea directa, la planta azucarera puede tener la capacidad para producir 1248.605 kJ/s de potencia adicional, con lo cual su eficiencia energética llegaría al 67.62% (12.42% más de lo actual).

BIBLIOGRAFÍA

Abd Hamid, M. K. (2007). *HYSYS®: An Introduction to Chemical Engineering Simulation.* Universiti Teknologi Malaysia.

Çengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica* (8va ed.). McGraw-Hill.

Coronado, J., & Meléndez, V. (2009). Análisis exergético del sistema de vapor en un central azucarero. *Tesis de Pregrado.* Universidad de Carabobo, Naguanagua.

Cruzado, R. (2019). Implementación de equipos adecuados en la cogeneración de la fábrica Azucarera Tumán - Chiclayo. *Tesis de Pregrado.* Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, Lambayeque.

Dincer, I., & Rosen, M. (2013). *Exergy: Energy, Environment And Sustainable Development* (Second ed.). Great Britain: Elsevier.

FranckColombres, F., Golato, M., Morales, W., Cruz, C., & Paz, D. (2011). Rendimiento térmico de calderas bagaceras modernas. *Revista Industrial y Agrícola de Tucumán, Volumen 88 (2)*.

Golato, M., Aso, G., Paz, D., & Cárdenas, G. (2005). Inyección de aire secundario caliente en calderas de vapor bagaceras y su influencia en el rendimiento térmico. *Revista Industrial y Agrícola de Tucumán, Volumen 82 (1-2)*, 17-25.

Hugot, E. (1960). *Handbook of Cane Sugar Engineering.* New York: Elsevier.

Kamate, S., & Gangavati, P. (2009). Cogeneration in Sugar Industries: Technology Options and Performance Parameters—A Review. *Cogeneration & Distributed Generation Journal, 24*(4), 6-33.

Kamate, S., & Gangavati, P. (2009). Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries. *Applied Thermal Engineering*, 1187-1194.

Kotas, T. (1985). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis.* Londres: Butterworths.

Larson, E., Williams, R., & Leal, M. (2001). A review of biomass integrated-gasifier/gas turbine combined cycle technology and its application in sugarcane industries, with an analysis for Cuba. *Energy for Sustainable Development, Vol. 5*, 54-76.

Lemons, D. (2013). *A Student's Guide to Entropy.* United Kingdom: Cambridge University Press.

Morales, Y., Kafarov, V., Ruiz, F., & Castillo, E. (2010). Modelamiento de los procesos de producción de bioetanol de primera y segunda generación a partir de caña de azucar. etapas; preparación, molienda y clarificación. *Umbral Cientifico*, 47-59.

Quispe, C. (2010). Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera. *Tesis de Pregrado.* Universidad de Piura, Piura.

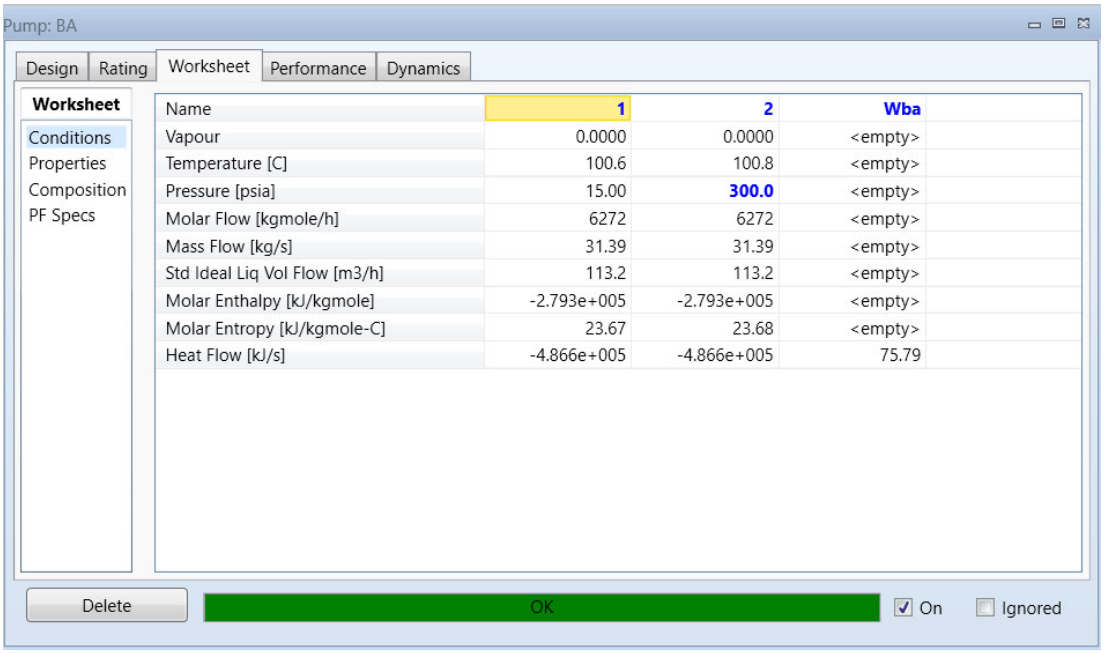
Rastogi, P., Sharma, N., & Gupta, B. (2018). Energy and Exergy Analysis of Boile in Bagasse Based 20 MW Steam Power Plants. *International Journal of Engineering and Techniques, Volume 4*, 444-449.

Silvio de Oliveira, J. (2013). *Exergy: Productión, Cost and Renewability.* London: Springer.

Turn, S. (1999). Biomass integrated gasifier combined cycle technology: Application in the cane sugar industry,. *International Sugar Journal, Vol. 101*.

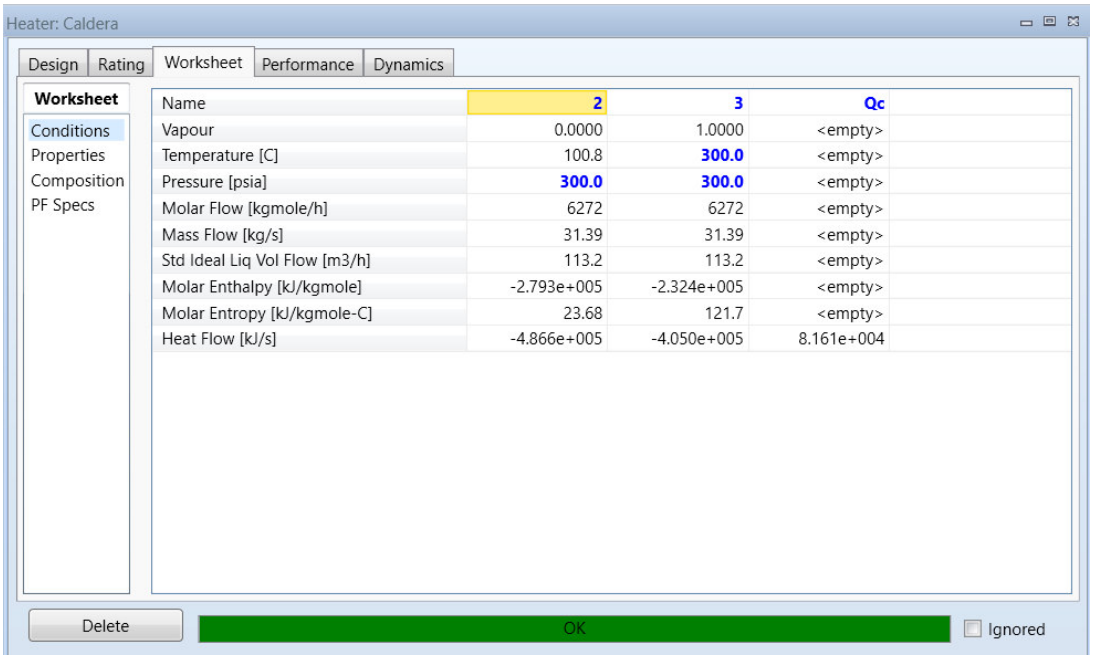
ANEXOS

ANEXO A. Resultados del análisis termodinámico del ciclo de cogeneración utilizando el software Aspen HYSYS



Name	1	2	Wba
Vapour	0.0000	0.0000	<empty>
Temperature [C]	100.6	100.8	<empty>
Pressure [psia]	15.00	300.0	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	6272	6272	<empty>
Mass Flow [kg/s]	31.39	31.39	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	113.2	113.2	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.793e+005	-2.793e+005	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	23.67	23.68	<empty>
Heat Flow [kJ/s]	-4.866e+005	-4.866e+005	75.79

Figura A - 1: *Propiedades termodinámicas del flujo en la bomba de alimentación*



Name	2	3	Qc
Vapour	0.0000	1.0000	<empty>
Temperature [C]	100.8	300.0	<empty>
Pressure [psia]	300.0	300.0	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	6272	6272	<empty>
Mass Flow [kg/s]	31.39	31.39	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	113.2	113.2	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.793e+005	-2.324e+005	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	23.68	121.7	<empty>
Heat Flow [kJ/s]	-4.866e+005	-4.050e+005	8.161e+004

Figura A - 2: *Propiedades termodinámicas del flujo en la caldera*

ANEXOS

Tee: Colector

Design | Rating | Worksheet | Dynamics

Worksheet
- Conditions
- Properties
- Composition
- PF Specs

Name	3	9	7	5	4
Vapour	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Temperature [C]	**300.0**	300.0	300.0	300.0	300.0
Pressure [psia]	**300.0**	300.0	300.0	300.0	300.0
Molar Flow [kgmole/h]	6272	1443	666.0	3719	444.0
Mass Flow [kg/s]	31.39	**7.222**	**3.333**	**18.61**	**2.222**
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	113.2	26.05	12.02	67.13	8.015
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.324e+005	-2.324e+005	-2.324e+005	-2.324e+005	-2.324e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	121.7	121.7	121.7	121.7	121.7
Heat Flow [kJ/s]	-4.050e+005	-9.318e+004	-4.300e+004	-2.401e+005	-2.867e+004

Delete | OK | Ignored

Figura A - 3: *Propiedades termodinámicas del flujo en el colector*

Expander: TG

Design | Rating | Worksheet | Performance | Dynamics

Worksheet
- Conditions
- Properties
- Composition
- PF Specs

Name	5	6	Wtg
Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
Temperature [C]	300.0	150.0	<empty>
Pressure [psia]	300.0	**30.00**	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	3719	3719	<empty>
Mass Flow [kg/s]	**18.61**	18.61	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	67.13	67.13	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.324e+005	-2.370e+005	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	121.7	130.9	<empty>
Heat Flow [kJ/s]	-2.401e+005	-2.449e+005	4750

Delete | OK | Ignored

Figura A - 4: *Propiedades termodinámicas del flujo en los Turbogeneradores*

ANEXOS

Expander: TA

Design | Rating | Worksheet | Performance | Dynamics

Worksheet

Conditions
Properties
Composition
PF Specs

Name	7	8	Wta
Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
Temperature [C]	300.0	150.0	<empty>
Pressure [psia]	300.0	**30.00**	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	666.0	666.0	<empty>
Mass Flow [kg/s]	**3.333**	3.333	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	12.02	12.02	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.324e+005	-2.370e+005	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	121.7	130.9	<empty>
Heat Flow [kJ/s]	-4.300e+004	-4.385e+004	850.6

Delete | OK | Ignored

Figura A - 5: *Propiedades termodinámicas del flujo en las Turbinas Auxiliares*

Expander: TT

Design | Rating | Worksheet | Performance | Dynamics

Worksheet

Conditions
Properties
Composition
PF Specs

Name	9	10	Wtt
Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
Temperature [C]	300.0	130.0	<empty>
Pressure [psia]	300.0	**15.00**	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	1443	1443	<empty>
Mass Flow [kg/s]	**7.222**	7.222	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	26.05	26.05	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.324e+005	-2.376e+005	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	121.7	135.2	<empty>
Heat Flow [kJ/s]	-9.318e+004	-9.525e+004	2073

Delete | OK | Ignored

Figura A - 6: *Propiedades termodinámicas del flujo en las Turbinas Trapiche*

ANEXOS

Valve: 300-30psi

Design | Rating | Worksheet | Dynamics

Worksheet

- Conditions
- Properties
- Composition
- PF Specs

Name	4	11
Vapour	1.0000	1.0000
Temperature [C]	300.0	275.8
Pressure [psia]	300.0	**30.00**
Molar Flow [kgmole/h]	444.0	444.0
Mass Flow [kg/s]	**2.222**	2.222
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	8.015	8.015
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.324e+005	-2.324e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	121.7	140.4
Heat Flow [kJ/s]	-2.867e+004	-2.867e+004

Delete | OK | Ignored

Figura A - 7: *Propiedades termodinámicas del flujo en la Válvula de 300-30psi*

Mixer: Saturador

Design | Rating | Worksheet | Dynamics

Worksheet

- Conditions
- Properties
- Composition
- PF Specs

Name	8	6	11	25	14
Vapour	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	0.9964
Temperature [C]	150.0	150.0	275.8	101.2	121.3
Pressure [psia]	**30.00**	**30.00**	**30.00**	**30.00**	30.00
Molar Flow [kgmole/h]	666.0	3719	444.0	194.2	5023
Mass Flow [kg/s]	3.333	18.61	2.222	0.9720	25.14
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	12.02	67.13	8.015	3.506	90.68
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.370e+005	-2.370e+005	-2.324e+005	-2.793e+005	-2.383e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	130.9	130.9	140.4	23.80	127.9
Heat Flow [kJ/s]	-4.385e+004	-2.449e+005	-2.867e+004	-1.507e+004	-3.325e+005

Delete | OK | Ignored

Figura A - 8: *Propiedades termodinámicas del flujo en el Saturador*

ANEXOS

Valve: 30-15psi

Design | Rating | Worksheet | Dynamics

Worksheet

Conditions
Properties
Composition
PF Specs

Name	15	16
Vapour	0.9964	1.0000
Temperature [C]	121.3	111.9
Pressure [psia]	30.00	**15.00**
Molar Flow [kgmole/h]	1693	1693
Mass Flow [kg/s]	**8.472**	8.472
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	30.56	30.56
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.383e+005	-2.383e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	127.9	133.5
Heat Flow [kJ/s]	-1.120e+005	-1.120e+005

Delete | OK | Ignored

Figura A - 9: *Propiedades termodinámicas del flujo en la Válvula de 30-15psi (15-16)*

Cooler: Pre-ev

Design | Rating | Worksheet | Performance | Dynamics

Worksheet

Conditions
Properties
Composition
PF Specs

Name	17	19	Qp-e
Vapour	0.9964	**0.0000**	<empty>
Temperature [C]	121.3	121.3	<empty>
Pressure [psia]	30.00	**30.00**	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	3330	3330	<empty>
Mass Flow [kg/s]	16.67	16.67	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	60.12	60.12	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.383e+005	-2.777e+005	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	127.9	27.78	<empty>
Heat Flow [kJ/s]	-2.204e+005	-2.569e+005	3.652e+004

Delete | OK | Ignored

Figura A - 10: *Propiedades termodinámicas del flujo en los pre-evaporadores*

ANEXOS

Cooler: Procesos

Design | Rating | Worksheet | Performance | Dynamics

Worksheet

Conditions
Properties
Composition
PF Specs

Name	18	21	Qpr
Vapour	1.0000	**0.0000**	<empty>
Temperature [C]	120.2	100.6	<empty>
Pressure [psia]	15.00	**15.00**	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	3136	3136	<empty>
Mass Flow [kg/s]	15.69	15.69	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	56.61	56.61	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.379e+005	-2.793e+005	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	134.3	23.67	<empty>
Heat Flow [kJ/s]	-2.073e+005	-2.433e+005	3.603e+004

Delete | OK | Ignored

Figura A - 11: *Propiedades termodinámicas del flujo en los procesos*

Valve: V_30-15psi

Design | Rating | Worksheet | Dynamics

Worksheet

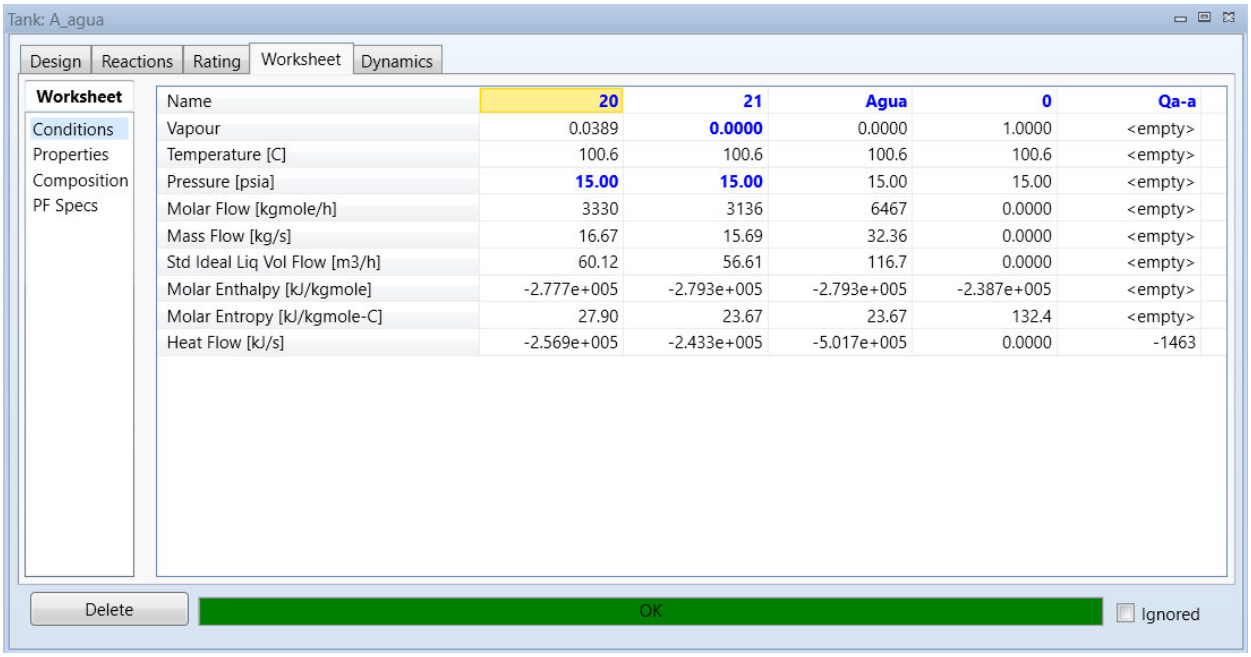
Conditions
Properties
Composition
PF Specs

Name	19	20
Vapour	**0.0000**	0.0389
Temperature [C]	121.3	100.6
Pressure [psia]	**30.00**	**15.00**
Molar Flow [kgmole/h]	3330	3330
Mass Flow [kg/s]	16.67	16.67
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	60.12	60.12
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.777e+005	-2.777e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	27.78	27.90
Heat Flow [kJ/s]	-2.569e+005	-2.569e+005

Delete | OK | Ignored

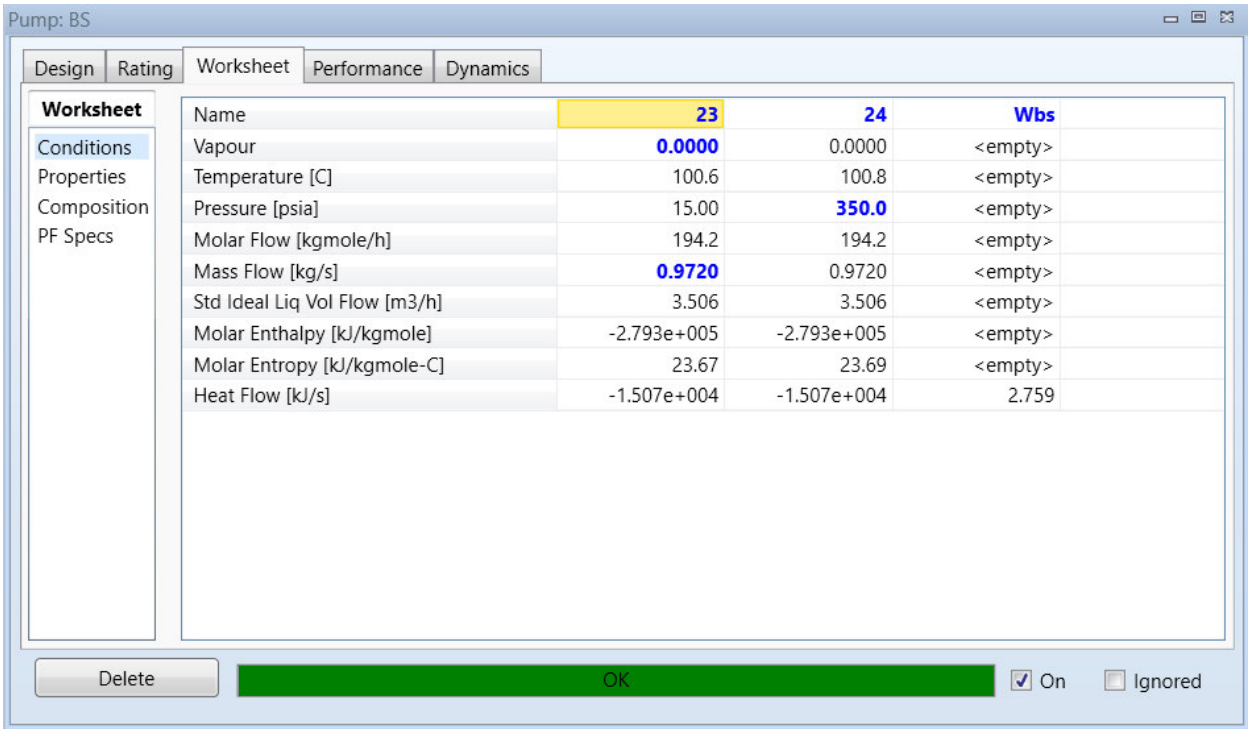
Figura A - 12: *Propiedades termodinámicas del flujo en la Válvula de 30-15psi (19-20)*

ANEXOS



Name	20	21	Agua	0	Qa-a
Vapour	0.0389	0.0000	0.0000	1.0000	<empty>
Temperature [C]	100.6	100.6	100.6	100.6	<empty>
Pressure [psia]	15.00	15.00	15.00	15.00	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	3330	3136	6467	0.0000	<empty>
Mass Flow [kg/s]	16.67	15.69	32.36	0.0000	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	60.12	56.61	116.7	0.0000	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.777e+005	-2.793e+005	-2.793e+005	-2.387e+005	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	27.90	23.67	23.67	132.4	<empty>
Heat Flow [kJ/s]	-2.569e+005	-2.433e+005	-5.017e+005	0.0000	-1463

Figura A - 13: *Propiedades termodinámicas del flujo en el acumulador de agua*



Name	23	24	Wbs
Vapour	0.0000	0.0000	<empty>
Temperature [C]	100.6	100.8	<empty>
Pressure [psia]	15.00	350.0	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	194.2	194.2	<empty>
Mass Flow [kg/s]	0.9720	0.9720	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	3.506	3.506	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.793e+005	-2.793e+005	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	23.67	23.69	<empty>
Heat Flow [kJ/s]	-1.507e+004	-1.507e+004	2.759

Figura A - 14: *Propiedades termodinámicas del flujo en la bomba de alimentación al Saturador*

ANEXOS

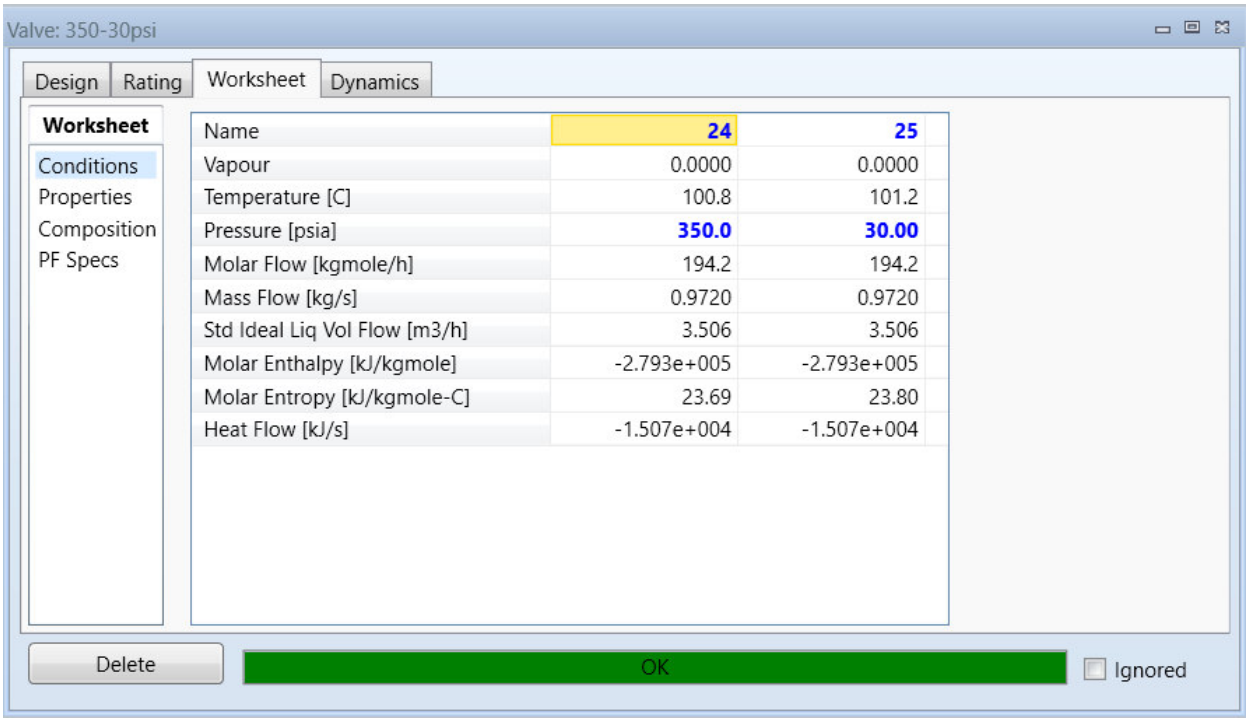


Figura A - 15: *Propiedades termodinámicas del flujo en la Válvula de 350-30psi*

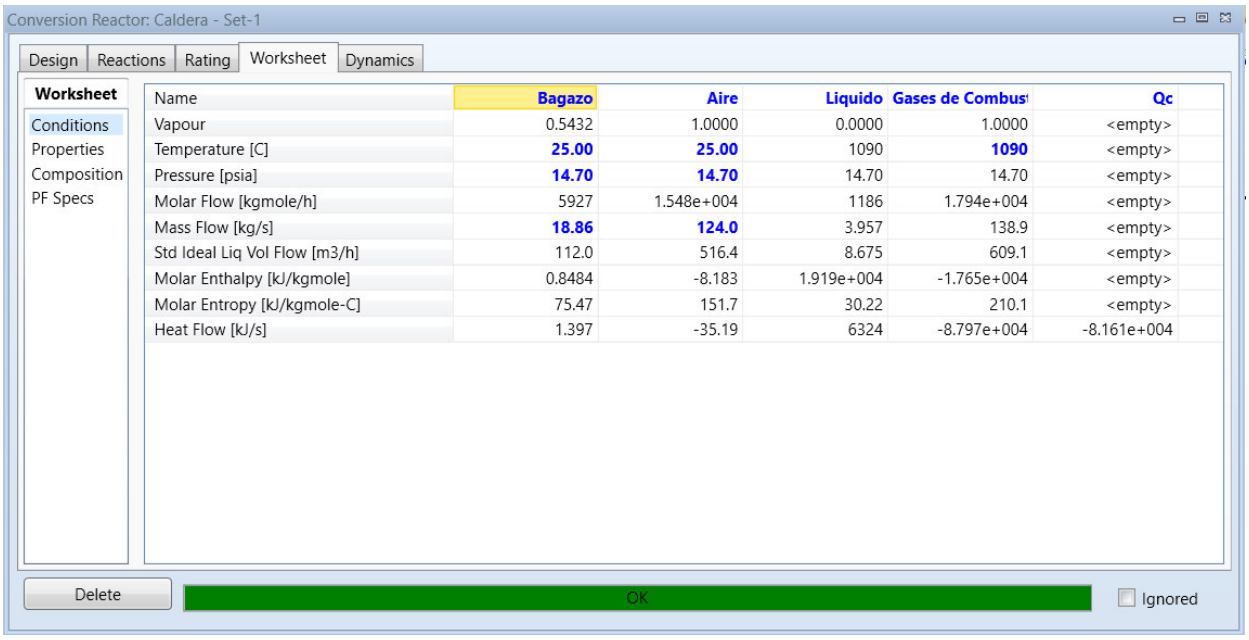


Figura A - 16: *Resultados de la simulación de combustión en la caldera*