



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE
INGENIERIA EN ENERGIA



EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS PARA SU
OPTIMIZACIÓN EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA DEL
INGENIO SAN JACINTO S.A.

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGIA

AUTORES :

BACHILLER: Eder Darwin Sánchez Villafana

BACHILLER: Nilton Deyvis Quesquén Salazar

ASESOR :

Mg. Robert Fabian Guevara Chinchayan

NUEVO CHIMBOTE - PERÚ

ENERO 2015

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE
INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS PARA SU
OPTIMIZACIÓN EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA DEL
INGENIO SAN JACINTO S.A**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTORES:

BACHILLER: Eder Darwin Sánchez Villafana

BACHILLER: Nilton Deyvis Quesquén Salazar

ASESOR:

Mg. Robert Fabian Guevara Chinchayan

NUEVO CHIMBOTE - PERÚ

ENERO 2015



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL EN ENERGIA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la universidad nacional del santa (R: D: N° 471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA**

**Título: “EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS PARA SU
OPTIMIZACIÓN EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA DEL INGENIO SAN
JACINTO S.A”**

TESISTAS: Bachiller: Eder Darwin Sánchez Villafana

Bachiller: Nilton Deyvis Quesquén Salazar

Mg. Robert Fabian Guevara Chinchayan

ASESOR



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL EN ENERGIA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

Damos la conformidad del presente Informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.Nº 471-2002-CU-R-UNS); intitulado:

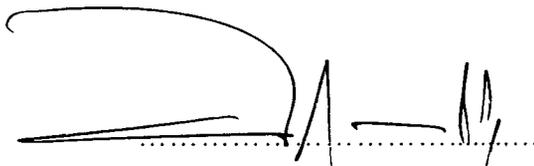
**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA**

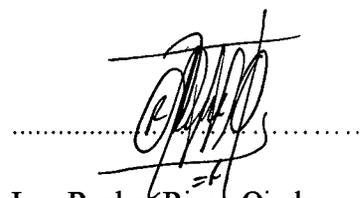
Título: “EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS PARA SU OPTIMIZACIÓN EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA DEL INGENIO SAN JACINTO S.A”

TESISTAS: Bachiller: Eder Darwin Sánchez Villafana

Bachiller: Nilton Deyvis Quesquén Salazar

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:


.....
Mg. Joel Herrada Villanueva
Presidente


.....
Ing. Rusber Risco Ojeda
Secretario


.....
Mg. Robert Guevara Chinchayán
Integrante

DEDICATORIA

A Dios por darme sabiduría, por iluminar cada parte de mi camino y por darme la fuerza necesaria para emprender cada reto en la vida.

A mis padres Pascual y Ninfa por sus sabios consejos, su apoyo incondicional y por formarme con valores y enseñanzas para enfrentar los obstáculos presentes en el trayecto de lograr cada objetivo.

A mis hermanos Rosi, Ivan y Rogger y a toda mi familia por sus consejos y buenos deseos en mi desempeño profesional y en lo personal.

A Yessenia por estar siempre a mi lado; por su comprensión, paciencia y amor, dándome ánimos de fuerza y entusiasmo para seguir a delante.

Eder Sánchez Villafana

Dedicatoria

***A Jehová Dios, por regalarme la vida
Por guiar mis pasos y perdonar mis errores
Por haberme dado la oportunidad de conocerlo***

***A mis padres, mi motivo de vivir...
Por sus sabios consejos en mi corta vida y
Haberme formado en el camino del bien
Por ser mis mejores amigos y apoyo constante
Ningún hijo pudiera haber tenido mejores padres
Mario & Josefina***

***A Jorge, mi hermano y amigo, y a mis demás hermanos,
Fueron una fuente de apoyo constante e incondicional
En mis duros años de carrera profesional***

***... algunos sueñan, otros lo consiguen
Nilton D. Quesquén Salazar***

AGRADECIMIENTO

A nuestra prestigiosa Alma Mater, Universidad Nacional del Santa, por habernos acogido durante estos años de estudio en nuestra formación personal y profesional, en donde quedan recuerdos de una etapa maravillosa en nuestra vida profesional, donde pusimos nuestros deseos de superación y abnegación para el logro de nuestros objetivos y recompensa en cada uno de los esfuerzos, realizándonos como profesionales de ingeniería en energía.

A los docentes de la Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía por la calidad de educación recibida durante los años de formación profesional, por los sabios consejos y apoyo incondicional.

Un especial agradecimiento a nuestro Asesor Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán, por sus aportes valiosos, apoyo y tiempo incondicional, que fueron esenciales para el inicio, desarrollo y culminación del presente trabajo de investigación.

Sus conocimientos, orientaciones y su motivación que han sido fundamentales para nuestra formación como investigadores. A su manera, ha sido capaz de ganarse nuestra lealtad y admiración...

RESUMEN

El presente estudio para optar el título profesional de ingeniería en energía presenta la evaluación de los procesos energéticos para su optimización en la ampliación de molienda del ingenio San Jacinto ubicado en la provincia del Santa.

Mediante la evaluación de los procesos energéticos actuales con una molienda de 3000 toneladas de caña por día se calcularon los indicadores energéticos de operación los cuales tienen los siguientes valores 1.85 tnv/tnb para el índice de generación térmica, 0.481tnv/tc para el índice de consumo térmico y 70.7 kw/tc para el índice de consumo eléctrico.

Mediante la evaluación de los procesos energéticos proyectados en la ampliación de molienda a 4500 toneladas de caña por día, se determinó el modelo más eficiente de operación, el cual consiste en la sustitución de turbinas por motores eléctricos en el área de trapiche y calderas, instalación de una caldera nueva de 130 tnv/hr, puesta en marcha del turbogenerador TGM de 21.71 instalado, puesta en marcha del calentador de jugo clarificado instalado, integración de un ciclo combinado con gasificación de bagazo excedente.

El modelo más eficiente de operación proporciono un excedente de energía de 28645.90 kw y la mejora en los indicadores energéticos de operación, llegando alcanzar valores de 2.16 tnv/tnb para el índice de generación térmica, 0.41 tnv/tc para el índice de consumo térmico y 35.72 kw/tc para el índice de consumo eléctrico.

Mediante el análisis económico realizado a la inversión que implica la integración de procesos para el modelo más eficiente de operación se determinó un ingreso económico de 7,463,988.54 \$/año, un VAN de \$15,652,699.95, un TIR de 25.16 % y un PAY BACK de 3.55 años

ABSTRACT

The present study to choose the professional degree in energy engineering presents the evaluation of the energetic processes for optimization in expanding grinding mill located in San Jacinto Santa province.

By assessing current energy milling processes 3,000 tons of cane per day energy operation indicators which have the following values $tnv\ 1.85 / tnb$ for the rate of heat generation $0.481tnv / tc$ for the index were calculated heat consumption and $70.7\ kw / tc$ for the index of electricity consumption.

By evaluating projected energy processes in expanding milling 4500 tonnes of cane per day, more efficient operating model, which consists in replacing turbines for electric motors in the area of mill and boiler installation was determined a new boiler $tnv\ 130 / hr$, starting the turbogenerator TGM 21.71 installed, commissioning clarified juice heater installed, integrated gasification combined cycle surplus bagasse.

The most efficient operating model provided a surplus 28645.90 kw energy and improving energy operation indicators, reaching reach values of $2.16\ tnv / tnb$ for the rate of heat generation $0.41tnv / tc$ for consumption and heat index $35.72\ kw / tc$ for the index of electricity consumption.

Through economic analysis to investment which involves the integration of processes for more efficient operating model an income of \$ 7,463,988.54 / year, an NPV of \$ 15,652,699.95 an IRR of 25.16% and 3.55 years PAY BACK determined

ÍNDICE

CAPITULO I: PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	1
1.1 IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA.....	2
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.3 REALIDAD DEL PROBLEMA.....	4
1.4 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	5
1.5 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	6
1.6 IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO.....	6
1.7 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION.....	6
CAPITULO II: MARCO TEÓRICO	8
2.1 FUNDAMENTOS TEORICOS DE LA INVESTIGACION.....	9
2.2 MARCO CONCEPTUAL.....	31
CAPITULO III MATERIAL Y METODO	67
3.1 HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN.....	68
3.2 VARIABLES E INDICADORES DE LA INVESTIGACIÓN.....	68
3.3 MÉTODOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	68
3.4 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	69
3.5 POBLACIÓN Y MUESTRA.....	102
3.6 ACTIVIDADES DEL PROCESO INVESTIGATIVO.....	116
3.7 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE INVESTIGACIÓN.....	117
3.8 PROCEDIMIENTO PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS.....	129
3.9 TÉCNICAS DE PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE LOS DATOS.....	130
CAPITULO IV RESULTADOS Y DISCUSIÓN	131
4.1. BALANCE DE ENERGÍA ACTUAL DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS DEL INGENIO.....	132
4.2. INDICADORES DE OPERACIÓN ACTUAL DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN LAS DIVERSAS ÁREAS DEL INGENIO.....	138
4.3. BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA DEL INGENIO.....	140

4.4. INDICADORES DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS PROYECTADOS EN LA AMPLIACION DE MOLIENDA DEL INGENIO.....	148
4.5. VARIACIÓN DE LOS INDICADORES DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN LAS DIVERSAS ÁREAS DEL INGENIO.	149
4.6. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN ECONÓMICA.	151
4.7. DISCUSIÓN.	154
CONCLUSIONES Y ECOMENDACIONES	157
CONCLUSIONES	158
RECOMENDACIONES.....	160
BIBLIOGRAFÍA	161

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA N° 01 Composición De Combustible Gaseoso Producido Con Bagazo.....	48
TABLA N° 02 Datos de planta –sistema de evaporación.....	71
TABLA N° 03 Equipos consumidores de vapor en el área de trapiche.....	73
TABLA N° 04 Equipos consumidores de vapor – área de calderas.....	78
TABLA N° 05 Descripción de los puntos característicos de la generación con gasificación y ciclo combinado.....	85
LA N° 06 Datos de diseño y operación de las calderas Foster Wheeler.....	111
TABLA N° 07 Turbinas de extracción condensación.....	113
TABLA N° 08 Características del generador eléctrico de la empresa San Jacinto.....	114
TABLA N° 09 Datos de operación – área de elaboración.....	118
TABLA N° 10 Datos de operación – área de destilería.....	119
TABLA N° 11 Datos de operación – área de trapiche.....	119
TABLA N° 12 Datos de operación – área de calderas.....	120
TABLA N° 13 Datos de operación – área de Planta de fuerza.....	122
TABLA N° 14 Datos de operación proyectada en la ampliación de molienda – área de elaboración.....	123
TABLA N° 15 Datos de operación proyectada en la ampliación de molienda – área de destilería.....	124
TABLA N° 16 Datos de operación proyectada en la ampliación de molienda – área de trapiche.....	124
TABLA N° 17 Datos para el cálculo de la masa de aire.....	126
TABLA N° 18 Datos para la electrificación de la turbo bomba.....	126
TABLA N° 19 Datos para el balance energético en el turbogenerador TGM de 21.71MW.....	127
TABLA N° 20 Datos para el dimensionamiento del sistema de gasificación y la turbina de gas.....	127
TABLA N° 21 Datos para el dimensionamiento de la caldera recuperadora de calor.....	128
TABLA N° 22 Datos para el dimensionamiento de la turbina de vapor.....	129
TABLA N° 23 Resultados del balance de energía en el área de elaboración.....	132
TABLA N° 24 Consumo de vapor en destilería.....	133
TABLA N° 25 Resultados del balance de energía en el primer juego de machetes.....	133
TABLA N° 26 Resultados del balance de energía en el segundo juego de machetes.....	134

TABLA N° 27 Resultados del balance de energía en el desfibrador.....	134
TABLA N° 28 Resultados del balance de energía en los molinos del área de trapiche....	135
TABLA N° 29 Resultados del balance de energía en los ventiladores de tiro inducido...136	
TABLA N° 30 Resultados del balance de energía en las bombas de agua.....	136
TABLA N° 31 Resultados del balance de energía en el proceso de generación de vapor136	
TABLA N° 32 Resultados del balance de energía en el turbo turbogenerador General Electric de 3MW.....	137
TABLA N° 33 Indicadores de operación actual de los procesos energéticos del ingenio.138	
TABLA N° 34 Resultados del balance energético proyectado en la ampliación de molienda en el área de elaboración.....	140
TABLA N° 35 Resultados del balance energético proyectado en la ampliación de molienda en el área de trapiche.....	141
TABLA N° 36 Resultados del balance de energía en los equipos accionados por turbinas.....	142
TABLA N° 37 Resultados del balance de energía con la calera nueva acuotubular.....	142
TABLA N° 38 Resultados del balance de energía en el ventilador de tiro inducido de la caldera nueva acuotubular.....	143
TABLA N° 39 Resultados del balance de energía en e turbogenerador y distribución de energía eléctrica en el ingenio.....	144
TABLA N° 40 Resultados del balance de energía en el secador.....	144
TABLA N° 41 Resultados del balance de energía en el compresor I y II.....	145
TABLA N° 42 Resultados del balance de energía en el Gasificador.....	145
TABLA N° 43 Resultados del balance de energía en la cámara de combustión.....	146
TABLA N° 44 Resultados del balance de energía en la turbina de gas.....	147
TABLA N° 45 Resultados del HRSG.....	148
TABLA N° 46 Resultados en la turbina de vapor.....	148
TABLA N° 47 Resultados en el ciclo combinado.....	148
TABLA N° 48 Indicadores de operación proyectados en la ampliación de molienda del ingenio.....	148
TABLA N° 49 Variación de los parámetros de operación al proyectarlo en la ampliación de molienda del ingenio.....	149

TABLA N° 50 Costo de los equipos para la implementación del modelo más eficiente de operación y determinación del costo de la inversión.....151

TABLA N° 51 Parámetros característico para el cálculo del ingreso neto anual por venta de excedentes.....152

TABLA N° 52 Cálculo del valor actual neto.....153

TABLA N° 53 Calculo de la tasa interna de retorno (TIR).....154

TABLA N° 54 Calculo de la rentabilidad del proyecto (Pay Back).....154

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N°01 Caldera Acuotubular Foster Wheeler n°01.....	10
Figura N° 02 Escalonamientos de reacción y pérdidas correspondientes.....	17
Figura N° 03 Diagramas de un escalonamiento de la turbina de acción.....	18
Figura N° 04 Turbina de condensación.....	19
Figura N° 05 Turbina de contrapresión.....	19
Figura N° 06 Torre de enfriamiento.....	23
Figura N° 07 Diagrama típico de un ingenio azucarero – tradicional.....	31
Figura N° 08 Diagrama típico de un ingenio azucarero – Optimizado.....	32
Figura N° 09 Diagrama típico de un ingenio azucarero – Actual.....	33
Figura N° 10 Esquema del proceso de cogeneración.....	34
Figura N° 11 Sistema de cogeneración con turbinas de vapor a contrapresión.....	35
Figura N° 12 Sistema de cogeneración con turbinas de vapor a condensación.....	36
Figura N° 13 Sistema de cogeneración con Ciclo Combinado.....	37
Figura N° 14 Diagrama Energético – Ingenio San Jacinto.....	38
Figura N° 15 Diagrama de Cogeneración – Ingenio San Jacinto.....	39
Figura N° 16 Secuencia del proceso de gasificación.....	40
Figura N° 17 Zonas del proceso de gasificación.....	41
Figura N° 18 Eficiencia de gasificación versus índice de exceso de aire.....	43
Figura N° 19 Clasificación de los Gasificadores.....	46
Figura N° 20 Diagrama de bloques de sistema de cogeneración con ciclo combinado.....	48
Figura N° 21 Repotenciación con precalentamiento de agua de alimentación.....	51
Figura N° 22 Repotenciación con cogeneración de vapor de baja presión.....	52
Figura N° 23 Esquema de un ciclo combinado Gas-Vapor con un nivel de presión, potencia bruta 404.5Mw. Rendimiento bruto (PCI) 58.1%.....	53
Figura N° 24 Esquema de un ciclo combinado Gas-Vapor con un nivel de presión, potencia bruta 404.5Mw. Rendimiento bruto (PCI) 58.1%.....	54
Figura N° 25 Diagrama de flujo de energía de un ciclo combinado gas-Vapor con un nivel de presión.....	55
Figura N° 26 Ciclo combinado Gas-Vapor con un nivel de presión. Relación entre la carga de la turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperación y la variación del contenido de humedad del vapor en la última rueda para diferentes presiones de vapor.....	57

Figura N° 27 Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua – vapor de la caldera de recuperación en un ciclo combinado gas – vapor de un solo nivel de presión.....	58
Figura N° 28 Ciclo combinado Gas-Vapor con un nivel de presión. Relación entre la carga de la turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperación y la variación del contenido de humedad del vapor en la última rueda para diferentes temperaturas de vapor.....	59
Figura N° 29 Ciclo con un nivel de presión. Relacionan existencia entre pinch point, potencia de la turbina de vapor y la superficie de la caldera de recuperación de calor.....	60
Figura N° 30 Diagramas de ciclo Joule Brayton: P-v T-S.....	63
Figura N° 31 Diagramas de Ciclo Rankine: T-S.....	63
Figura N° 32 Diagrama para el balance de energía en el pre evaporador.....	70
Figura N° 33 Diagrama de consumo y transmisión de energía mecánica en el área de trapiche.....	73
Figura N° 34 Esquema de generación y transmisión de energía en el área de calderas.....	78
Figura N° 35 Puntos característicos del sistema de gasificación.....	84
Figura N° 36 Secador.....	87
Figura N° 37 Diagrama de ciclo combinado Gas- vapor con un nivel de presión.....	99
Figura N° 38 Diagrama de la turbina de vapor de condensación.....	100
Figura N° 39 Proceso productivo de la caña de azúcar.....	103
Figura N° 40 Paso de la caña por los 5 molinos y su transformación en jugo mezclado y bagazo.....	105
Figura N° 41 Jugo mezclado extraído.....	106
Figura N° 42 Bagazo procedente del proceso de extracción.....	106
Figura N° 43 Proceso de elaboración de azúcar a partir de la caña.....	108
Figura N° 44 Modelos de operación actual del Ingenio San Jacinto.....	139
Figura N° 45 Variación de los indicadores de operación de los procesos energéticos.....	145
Figura N° 46 Modelo de operación del ingenio San Jacinto con proyección en la ampliación a 4500TCD.....	150
Figura N° 47 Flujo de caja de la inversión.....	153

CAPITULO I: PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA

1.1.1 DENOMINACIÓN

Razón Social : AGROINDUSTRIAS SAN JACINTO S.A.A.

1.1.2 UBICACIÓN GEOGRÁFICA

Su centro de operaciones es la localidad de San Jacinto, su Complejo Agroindustrial se encuentra ubicado en la Av. Santa s/n a 420 Km. al Norte de Lima, situada en el Distrito de Nepeña, Provincia del Santa, Departamento de Ancash. Comprende las tierras ubicadas en: San Jacinto, Huacatambo, Capellanía, cerro Blanco, San José, La Capilla y Motocachy.

Geográficamente San Jacinto se ubica en las coordenadas 9° y 30° de latitud Sur y 78° 18 de longitud oeste, a unos 45Km de la ciudad de Chimbote y a 405 Km de la ciudad de Lima.

1.1.3 ACTIVIDAD ECONÓMICA

La actividad agroindustrial en la zona, data desde la Época Virreinal con la entrega al Capitán Carrillo de la parte del valle que corresponde a Motocachy. Desde 1581 a 1767 la corona española entregó a la orden de los Jesuitas las tierras comprendidas entre la parte alta de Motocachy hasta La Capilla en el litoral, constituyéndose en los hacendados más importantes del valle.

En 1872 ésta hacienda es vendida a don Enrique Swayne, quien era propietario de la hacienda San Jacinto. El Sr. Swayne de nacionalidad escocesa, que había adquirido San Jacinto en 1860, fue quien sentó las bases de la industria azucarera en el valle, ya que por primera vez adquirió un Vacuum Pan para la elaboración como complemento del trapiche, traído desde Inglaterra. Al fallecer don Enrique Swayne, quedó como administrador de sus bienes don Augusto B. Leguía, su yerno, hasta el año 1908 en que fue elegido Presidente del Perú. Luego en 1968; esta empresa fue adquirida por el Consorcio Cubano-Estadounidense.

En 1969, se produce la intervención del Estado haciendo que se forme como Cooperativa.

En 1992 se produce el cambio de modelo empresarial, pasando de Cooperativa a Sociedad Anónima con el nombre de Agroindustrias San Jacinto S.A.A y el ingreso al accionariado y a la administración, del grupo financiero Corporación Agroindustrial Progreso S.A. en Julio de 1996.

Y para setiembre del 2009 al mismo estilo del mundialmente famoso juego 'monopolio' los grupos Gloria y Picasso Candamo decidieron intercambiar negocios, el primero para incrementar su participación en el sector azucarero y el segundo para fortalecer su división farmacéutica. Esta estratégica movida involucra, la transferencia del íntegro de las acciones de Farmacéutica del Pacífico S.A. - Farpasa (de propiedad de la familia Rodríguez Banda) a favor de los accionistas de Agroindustrias San Jacinto S.A.A. (es decir el conglomerado Picasso Candamo) en calidad de pago por el 72.57% de las acciones del ingenio.

Producción:

La empresa agroindustrial San Jacinto se dedica a la producción de azúcar comercial doméstica a partir del procesamiento de la planta de la caña de azúcar como materia prima. Los productos que elabora son: azúcar rubia doméstica, azúcar blanca doméstica y la azúcar para exportación (Azúcar sin terminar de procesar). Además obtiene como subproducto el alcohol etílico rectificado fino.

En la fábrica se muelen más de 750000 toneladas de caña anualmente en aproximadamente 310 días de zafra (Día efectivo de molienda). En el ingenio actualmente se muelen entre 2800 y 3200 toneladas por día de caña, aproximadamente, siendo su producción de aproximadamente 5500 bolsas de azúcar rubia o blanca de 50 Kilos. El tipo de azúcar que se produce depende de cómo esté el precio en el mercado de cada uno de estos productos.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La energía juega un papel importante como insumo en las actividades de producción y consumo, los elevados costos de operación ha derivado en la búsqueda de la integración y optimización de los proceso energéticos con la finalidad de mejorar los indicadores de producción y consumo.

El ingenio azucarero San Jacinto S.A. ubicada en la provincia del santa y perteneciente al grupo económico Gloria, tiene como principal actividad económica

cultivar y procesar la caña, produciendo azúcar y derivados de primera calidad de acorde con las normas establecidas en la certificación ISO 9001:2000.

Dentro de su proceso productivo cuenta con turbinas de vapor de acción para el accionamiento de equipos tales como machete N°01, machete N°02, desfibrador y molinos en el área de trapiche, así como ventiladores de tiro inducido y bombas de agua en el área de calderas. La generación de energía térmica total se realiza mediante 02 calderos acutubulares de marca Foster Wheeler de 50 ton/hora de capacidad, esto es vapor sobrecalentado de 600 PSI y 400 °C el cual es utilizado en las turbinas de accionamiento y el turbogenerador General Electric de 3MW. La autogeneración de energía eléctrica alcanza un valor de 2200 kw eléctricos, lo cual representa una fracción de la demanda eléctrica total del ingenio que alcanza un valor de 2700 a 3000, el déficit de energía es abastecida por la empresa Hidrandina como cliente regulado (500-700 kw).

Los procesos de elaboración de azúcar y alcohol son abastecidos de energía térmica procedente del vapor de escape del turbogenerador y turbinas de accionamiento.

La ampliación de molienda del ingenio implica mejorar los indicadores de los procesos energéticos, para lo cual surge con premura realizar una evaluación actual y proyectado de los procesos energéticos.

1.3 REALIDAD DEL PROBLEMA

En el Perú solo se han hecho investigaciones sobre la cogeneración, no hay mucha referencia para evaluar el mejor arreglo termodinámico eficiente, como lo son las plantas de cogeneración de ciclo combinado para el sector azucarero, ni mucho menos se ha determinado si el principal producto final, el azúcar, es el más económicamente rentable. Así entonces hay pocos proyectos de este tipo, mientras que en otros países como España, Cuba, Brasil, etc. ya tienen muchos avances teóricos con este tipo de tecnología.

Por lo tanto nuestras referencias bibliográficas y datos a consultar son en su mayoría fuera del país.

Localmente no hay estudios realizados acerca de estos eficientes diseños térmicos.

1.4 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

- ❖ Según Lozano y Mariño, (2008) sobre “Integración térmica de procesos, Aplicación en Ingenios Azucareros” - Universidad de Zaragoza, en una cátedra de “Nuevas Tecnologías Energéticas”. Establece que el conjunto de equipos que colaborando funcionalmente satisfarán de modo eficiente las demandas de servicios energéticos. Así en equipos convencionales (calderas, intercambiadores de calor, turbinas, bombas, etc) se estará aprovechando al máximo el potencial energético de los recursos consumidos.
- ❖ Según Quispe, (2010) sobre “Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera”, en su tesis, demostró que aumentaba la generación eléctrica un 50%. El combustible gaseoso emanado del bagazo a partir de un gasificador presentaba una mejora en el poder calorífico; esta energía hace económicamente rentable al venderla.
- ❖ Según Rodríguez, (2004) sobre “Incremento De Beneficios En Un Ingenio Azucarero Mediante el Mejoramiento del uso del Bagazo de Caña de Azúcar”, en su tesis, demostró que el bagazo desperdiciado en un ingenio convencional (alrededor de 30 000 Ton/Año) se puede utilizar mediante la optimización de las condiciones de operación de los equipos de procesos, así con la implantación de un sistema de generación de energía para venta a la red, el proceso térmico puede aumentar su eficiencia de generación térmica – eléctrica en un 60%.
- ❖ Según Diez Torres y Garrido (2008) sobre “Bagazo de caña de azúcar: ¿energía o etanol carburante? Dos casos de estudio”, estudio realizado en el Instituto Cubano de Investigaciones de los Derivados de la Caña de Azúcar (ICIDCA), La Habana – Cuba, mencionan: como resultado se ha obtenido que el bagazo siempre debe tener un valor de uso mucho mayor como combustible directo en la generación de energía eléctrica y térmica y el jugo de caña como materia prima para la producción de etanol mediante su hidrólisis. Con ello se logra vender excedentes de electricidad a la red nacional, a partir de esquemas eficientes de producción de azúcar que aportan el bagazo sobrante necesario, y de eficientes esquemas de cogeneración que deberán concluir con la gasificación del bagazo y la generación en ciclos combinados.

Además, se podrán obtener ganancias por la venta de créditos de carbono por la reducción en la emisión de gases contaminantes y de efecto invernadero.

1.5 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿La evaluación de los procesos energéticos en la ampliación de molienda del ingenio San Jacinto S.A., en qué medida permitirá optimizarlos?

1.6 IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

Garantizar la estabilidad económica del ingenio San Jacinto S.A. mediante la creación de un modelo energético óptimo, siendo la materia prima la producción de etanol y electricidad; ya que los modelos de generación convencionales son afectados por la variabilidad del precio del azúcar por la reforma del mercado peruano con los tratados de libre comercio que se han llevado a cabo (estos hacen que el precio del azúcar baje durante un buen periodo del año, afectando a los ingenios azucareros y haciéndolos deficientes y más aún cuando la tecnología usada es muy antigua).

Mantener la demanda de energía en relación al crecimiento industrial presente y futuro en la ciudad de Chimbote, mediante la creación de una Planta de Cogeneración de Ciclo Combinado usando la gasificación del bagazo como combustible, la cual indirectamente reducirá la emisión de gases contaminantes y de efecto invernadero.

1.7 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION.

1.7.1 OBJETIVOS GENERALES:

Evaluar los procesos energéticos, para su optimización en la ampliación de molienda del Ingenio San Jacinto S.A.

1.7.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- ❖ Realizar un balance energético actual del ingenio San Jacinto S.A.
- ❖ Realizar balances de energía proyectados de los procesos energéticos según la ampliación de molienda (parcialmente electrificado, electrificación total, con caldera y turbogenerador nuevo, de cogeneración con ciclo combinado) en el ingenio San Jacinto S.A.

- ❖ Determinar el modelo más eficiente de operación para la ampliación de molienda del ingenio San Jacinto S.A.
- ❖ Determinar el modelo más eficiente de producción para la ampliación de molienda del ingenio San Jacinto S.A.
- ❖ Dimensionar la capacidad de los equipos para un mejor aprovechamiento de la energía en las diversas áreas de consumo del ingenio San Jacinto S.A.
- ❖ Calcular el ahorro económico al optimizar los procesos energéticos en la ampliación de molienda del ingenio San Jacinto S.A.

CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

2.1 FUNDAMENTOS TEORICOS DE LA INVESTIGACION.

2.1.1 PRODUCCION DE VAPOR.

En todo ingenio azucarero es importante la producción de vapor debido a que se lo utiliza en la generación eléctrica y en la producción de azúcar. Por lo que es indispensable el uso de calderas que proporcione un flujo de vapor a presión y temperatura constante.

A nivel de ingenios azucareros se manejan distintas presiones de vapor de operación para calderas, describiremos para nuestro caso calderos que operan a 600 PSI.

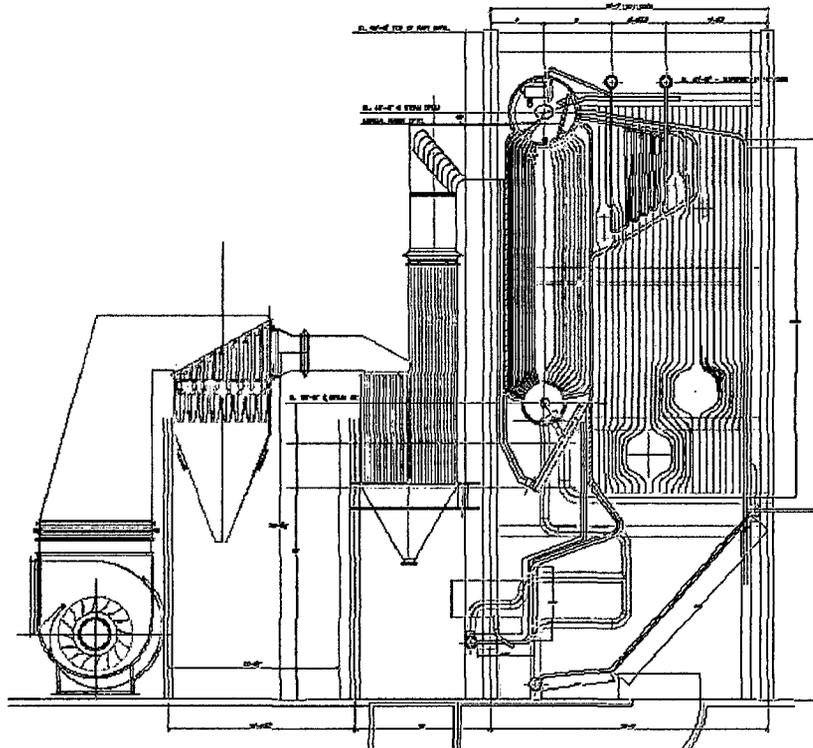
a. CALDERA.

El término caldera se aplica a un dispositivo para generar vapor para procesos industriales, calefacción, para uso general o para generación de energía eléctrica. Para facilitar la comprensión a la caldera se le considera un generador de vapor en términos generales.

Las calderas para producción de vapor, por el contenido de los tubos, se clasifican en calderas pirotubulares en ellas el fuego o los gases de combustión pasan por el interior de los tubos y el agua está en el exterior.

En las calderas acuotubulares el agua pasa por el interior de los tubos y los gases calientes, producto de la combustión, pasan por el exterior a fin de transferir el calor necesario para elevar la temperatura y llevar a su punto de ebullición dicho líquido, ver la figura 2 siguiente donde se hace un esquema donde se visualizan las partes más importantes de una caldera acuotubular de dos domos, caso típico de la planta termoeléctrica en mención.

FIGURA N° 01. Caldera acuotubular Foster wheeler N°01



Fuente: departamento de ingeniería – agroindustrias san jacinto

a.1 ACCESORIOS DE LA CALDERA.

Los accesorios utilizados en la caldera son: medidores de presión, medidores de temperatura, nivel de agua, regulador del agua de alimentación, válvulas de seguridad, válvulas de purga, sopladores de hollín, indicadores de tiro y aparatos de control.

❖ SOBRECALENTADORES.

Cada presión de vapor saturado tiene su temperatura correspondiente, el calor añadido al vapor seco a presión constante se conoce como sobrecalentamiento y da como resultado una mayor temperatura que la indicada en la curva para la presión correspondiente, el sobrecalentamiento se da cuando el vapor saturado sale del domo superior de la caldera y es conducido a un banco de tuberías en donde el vapor absorbe mayor cantidad de energía por radiación y convección.

Las ventajas del vapor sobrecalentado son: 1) El trabajo puede realizarse a través de sobrecalentamiento antes de que tenga lugar la condensación, 2) Este periodo de trabajo realizado con vapor seco elimina los efectos corrosivos y agresivos del

condensado, además se incrementa la eficiencia de caldera, una temperatura constante del vapor sobrecalentado se requiere ya que la turbina de vapor está diseñada para trabajar a 900°F de vapor a la cual trabaja con mayor eficiencia.

❖ **ECONOMIZADOR.**

En la caldera, el economizador constituye una porción aislada de superficie de intercambio de calor, que tiene como objetivo recuperar parte del calor excedente de los gases de combustión para transferirlo como calor sensible al agua de alimentación de la caldera, antes de que se mezcle con el agua que circula dentro de ésta. Este calor añadido mejora la economía del generador de vapor. En sí, el economizador no es más que un intercambiador de calor, diseñado para transferir el calor excedente de los gases a un fluido, generalmente agua de alimentación para la caldera, un economizador típico consiste en un arreglo de tubos dentro de los cuales circula el agua de alimentación para la caldera antes de entrar a ella; los gases de combustión pasan por fuera, a través del arreglo de tubos, cediendo parte de su calor al agua contenida en ellos.

❖ **PRECALENTADOR DE AIRE.**

El pre calentador tiene como finalidad calentar el aire de admisión de la combustión; el calor que se recupera de los gases recicla al hogar junto con el aire de combustión y cuando se agrega a la energía térmica liberada por el combustible, se convierte en energía disponible.

El uso de aire precalentado para la combustión acelera la ignición y fomenta una combustión rápida y completa del combustible. Las ventajas que se obtienen con precalentar el aire de combustión:

- Incremento en la producción de vapor de la caldera.
Aprovechamiento del calor que de otra forma se perdería, lo que significa aumento del rendimiento de la unidad generadora de vapor o economía del combustible.

❖ **COMBUSTIÓN DEL BAGAZO.**

El proceso básico de combustión es una forma especial de oxidación en el que el oxígeno del aire se combina con elementos combustibles, que generalmente son carbono, hidrógeno y en menor escala azufre. Se necesita una mezcla adecuada de

combustible y aire, así como una temperatura de ignición para que el proceso de combustión continúe, las reacciones químicas deben satisfacer tres condiciones para que tenga lugar el proceso de combustión:

- Es necesaria una adecuada proporción entre combustible y oxígeno con los elementos combustibles, como demuestran las ecuaciones químicas.
- La mezcla de combustible y aire debe de llevarse a cabo, de modo que una mezcla uniforme esté presente en la zona de combustión y así cada partícula de combustible tenga aire alrededor para ayudar a la combustión.
- La temperatura de ignición se establecerá y será monitorizada de forma que el combustible continúe su ignición sin calor externo cuando la combustión arranque.
- Los elementos fundamentales que producen calor en los combustibles son el carbono, el hidrógeno y sus compuestos; el azufre cuando se oxida rápidamente, es también fuente de alguna energía térmica, pero su presencia en los combustibles presenta efectos nocivos.

❖ **AIRE.**

El oxígeno para la combustión generalmente proviene del aire, donde se encuentra en una proporción de un 21% del volumen total, la mayor parte del 79% remanente es nitrógeno. El nitrógeno es de menor importancia en la producción de calor puesto que solo un porcentaje muy pequeño forma parte de las reacciones químicas de la combustión. Sin embargo tiene un efecto significativo en la eficiencia de la caldera ya que parte del calor liberado por la reacción de la combustión tiene que ser utilizado para calentar el nitrógeno a la misma temperatura de la llama más baja que si se usara oxígeno puro. Como el oxígeno del aire se conoce puede calcularse la cantidad de aire necesario para la combustión, se denomina aire teórico a la cantidad de aire necesaria para una combustión perfecta.

❖ **MANEJO DEL AIRE.**

La diferencia de presión, conocida comúnmente como tiro se suele expresar en milímetros o pulgadas de agua; su medición se hace por encima o por debajo de la presión atmosférica. El tiro es necesario para el buen funcionamiento del hogar de la caldera, con el fin de poderle suministrar el aire necesario para la combustión y arrastrar los gases quemados hacia el exterior a través de la chimenea. El tiro puede

ser natural o mecánico, el primero se produce térmicamente; el segundo mediante ventiladores.

Para el suministro del aire necesario para la combustión la caldera cuenta con dos ventiladores centrífugos de tiro forzado impulsados por motores eléctricos de velocidad variable que succionan aire a la presión y temperatura ambiente, parte del flujo total de aire es dirigido hacia la parte inferior de la parrilla y es utilizado para la combustión del bagazo que se quema en el hogar, el aire es suministrado en proporción con la cantidad de combustible quemado en el hogar de la caldera a fin de mantener una mezcla de aire y combustible.

Además cuenta con ventiladores de petróleo que succionan aire caliente del tiro forzado a una temperatura de 400°F y 3.5 pulgadas de agua de presión y lo envían a la cámara de combustión del petróleo a fin de proveer el aire primario necesario para la combustión. Los ventiladores *over fire* extraen cierta cantidad de aire del tiro forzado y lo envían mediante ductos a un grupo de toberas que están localizadas en el hogar de la caldera a fin de suministrar aire a presión para distribuir uniformemente el bagazo en la parrilla, esto ayuda a mantener una combustión eficiente y estable, también se utiliza para refrigerar los chifles que suministran el bagazo al hogar.

El tiro inducido, se consigue evacuando los gases de combustión con dos ventiladores centrífugos colocado entre la caldera y la chimenea. El efecto del tiro inducido es reducir la presión de los gases en la cámara de la caldera por debajo de la presión atmosférica y descargar los gases a la chimenea con una presión mayor que la presión atmosférica.

❖ **SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE BAGAZO.**

El bagazo es el subproducto o residuo de la molienda de la caña de azúcar, en él permanecen el jugo residual y la humedad provenientes del proceso de extracción. El bagazo producido, que equivale aproximadamente a una tercera parte de la caña molida, se utiliza como combustible para la generación de vapor y potencia eléctrica, el poder calorífico promedio es de 8350 Btu por libra de bagazo seco libre de ceniza, pero el bagazo nunca está libre de ceniza; en el caso de un bagazo con 52% de humedad y 15% de ceniza (sobre la base de materia seca) el valor calorífico es 3357

Btu por libra de bagazo húmedo, el poder calorífico real del bagazo quemado en la parrilla depende de la humedad presente.

❖ **CONDUCTORES DE BAGAZO.**

El bagazo se lleva directamente de la salida del sexto molino a las calderas por conductores de bagazo, aproximadamente la tercera parte del total de bagazo producido es desviado por transportadores de arrastre y utilizado en la caldera para la generación de energía eléctrica.

Para el transporte de bagazo, la planta térmica cuenta con 6 conductores de bagazo que son de dos tipos; son construidos básicamente de estructura metálica y se mueven por medio de motorreductores que les transmite movimiento a través de un mecanismo de *sprocket* y cadena, el cual mueve un eje motriz que da movimiento a la cadena de arrastre y tablillas que realizan el transporte de bagazo. El otro tipo de conductor es conocido como faja conductora de bagazo y consiste en una banda de hule que circula sobre rodillos y que obtiene su movimiento por medio de un motorreductor.

El bagazo transportado pasa entonces de los conductores a los alimentadores de bagazo por medio de ductos, estos equipos hidráulicos rotatorios constituidos por tambores movidos mecánicamente descargan el bagazo a través de un chifle en cuyo fondo un flujo de aire caliente empuja las partículas de bagazo hacia el hogar; las partículas más finas se secan y queman al caer y las más gruesas arden sobre la parrilla. Estos dispositivos automáticos regulan la cantidad de bagazo alimentado a la caldera, dependiendo de las condiciones de operación de la planta termoeléctrica. Estos transportadores de velocidad variable operan de forma conjunta con un equipo automático manteniendo una alimentación uniforme, una adecuada relación aire combustible y una buena eficiencia de la caldera. Parte del bagazo transportado por los conductores no es utilizado en la caldera ya que el porcentaje de bagazo quemado en el hogar depende de la razón de generación de energía eléctrica, la capacidad de molienda en el ingenio y el volumen almacenado, por lo que el excedente es almacenado en un área denominada bagacera.

❖ **CALENTADORES ABIERTOS DE AGUA DE ALIMENTACIÓN.**

Los calentadores de agua de alimentación abiertos son calentadores de contacto directo porque utilizan el calor del vapor para calentar el agua a medida que se mezclan. El desaireador o calentador es un calentador de contacto directo que se utiliza para precalentar el agua de alimentación a 320°F y reducir el oxígeno y otros gases disueltos en la planta de vapor ver figura anterior. El vapor usado en el desaireador aumenta la temperatura del agua de alimentación y esto rebaja la solubilidad del oxígeno en el agua, abandonando el oxígeno al agua y siendo venteadado como gas.

❖ **BOMBAS DE AGUA DE ALIMENTACIÓN.**

Todas las bombas centrífugas están diseñadas para operar con líquidos, siempre que se formen mezclas de líquido y vapor o aire, pueden esperarse daños para la vida de los elementos rotativos. Si el líquido está a una temperatura elevada o el vapor está presente en el agua de alimentación de la caldera, puede ocurrir una destrucción rápida de la carcasa o envoltente de la bomba. Para el suministro agua de alimentación la caldera utiliza una bomba centrífuga principal impulsada por un motor eléctrico de corriente trifásica, ésta bomba es la encargada de abastecer de agua a la caldera en operación normal, tiene una capacidad de operación de 600 galones de agua por minuto a una presión de descarga de 1500 psi y con una temperatura de 320°F, ésta tiene un sistema de regulación de presión para evitar elevadas presiones en la línea de descarga.

Además se dispone de una segunda bomba centrífuga esta tiene una capacidad de 600 galones por minuto de agua a una presión de descarga de 1200 psi y con una temperatura de 320°F. Esta bomba es utilizada como repuesto previendo cualquier falla mecánica o eléctrica de la bomba principal o mantenimiento de rutina; como cambios de aceite, inspección de cojinetes o simplemente trabajar la caldera a baja carga y presiones donde la demanda de agua es limitada. Como medida de protección para la caldera se cuenta con una bomba de emergencia cuya capacidad es de 100 galones por minuto de agua y una presión de descarga de 1000 psi a una temperatura de 90°F, ésta bomba es utilizada en los arranques y paradas de la caldera.

2.1.2 EQUIPOS PARA GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD

a. TURBOGENERADOR ELÉCTRICO.

El turbogenerador es una máquina utilizada para la transformación de la Energía térmica de un fluido, en energía eléctrica de corriente alterna, está Compuesto por una turbina de vapor acoplada a un generador eléctrico y Equipos secundarios, excitatriz, transformadores, sistemas de lubricación y enfriamiento.

a.1 TURBINA DE VAPOR.

Las turbinas de vapor son turbomáquinas en las que solo se efectúa el proceso de expansión. Sin bien existen turbinas a vapor del tipo radial, la inmensa mayoría son del tipo axial. El fluido de trabajo es comúnmente el vapor de agua, por obvias razones económicas y técnicas. En comparación con otras máquinas alternativas a vapor, de combustión interna ofrecen una mayor relación potencia/tamaño. Estas turbinas de vapor han establecido su gran utilidad como motores primarios, y se fabrican en muchas formas y distribuciones diferentes. Se emplean para accionar muchos diferentes tipos de aparatos, por ejemplo, generadores eléctricos, bombas, compresores, y para impulsar hélices de barcos, a través de mecanismos adecuados cuando se diseñan para operación con velocidad variable, una turbina puede trabajar dentro de un rango considerable de velocidades, lo que puede resultar ventajoso en muchas aplicaciones.

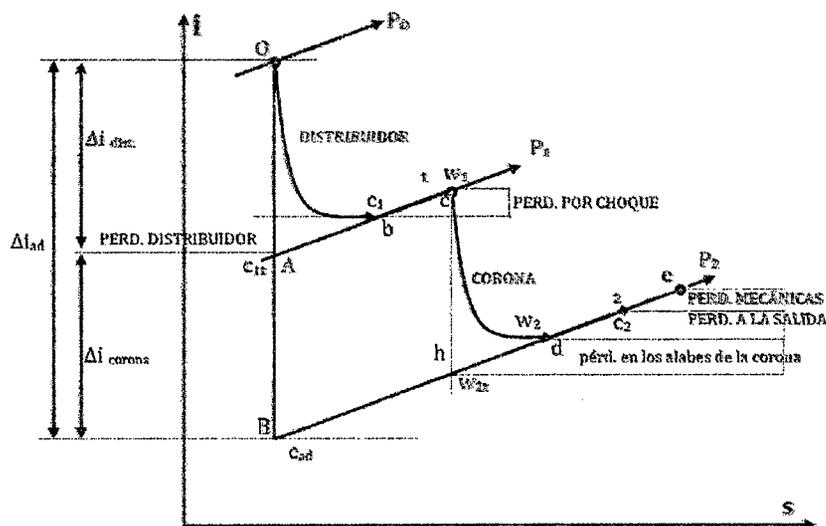
En una turbina de vapor, las toberas y diafragmas se diseñan para dirigir el flujo de vapor a chorros bien formados y a alta velocidad, a medida que ese vapor se expande desde la presión de admisión hasta la de escape. Estos chorros chocan contra filas en movimiento de alabes montados en el rotor. Los álabes convierten la energía cinética del vapor en energía de rotación de flechas.

Existen dos tipos principales de turbinas: de reacción y de acción. En una turbina de reacción, el vapor se expande a presiones menores tanto en los alabes fijos como en los móviles. Los álabes móviles se diseñan para utilizar la energía del chorro de vapor de los alabes estacionarios y para actuar también como toberas. Debido a que son toberas móviles, una fuerza de reacción \pm producida por la caída de presión a través

de ellas incrementa la fuerza del chorro de vapor de los álabes estacionarios. Estas fuerzas combinadas causan la rotación.

Para operar eficientemente, la turbina de reacción se debe diseñar para minimizar las fugas en torno a los álabes móviles. Esto se logra al hacer la mayor parte de los intersticios internos relativamente pequeños. La turbina de reacción también suele requerir un émbolo compensador (semejante a los usados en los grandes compresores centrífugos), debido a las grandes cargas de empuje que se generan.

FIGURA N° 02. Escalonamientos de reacción y pérdidas correspondientes.

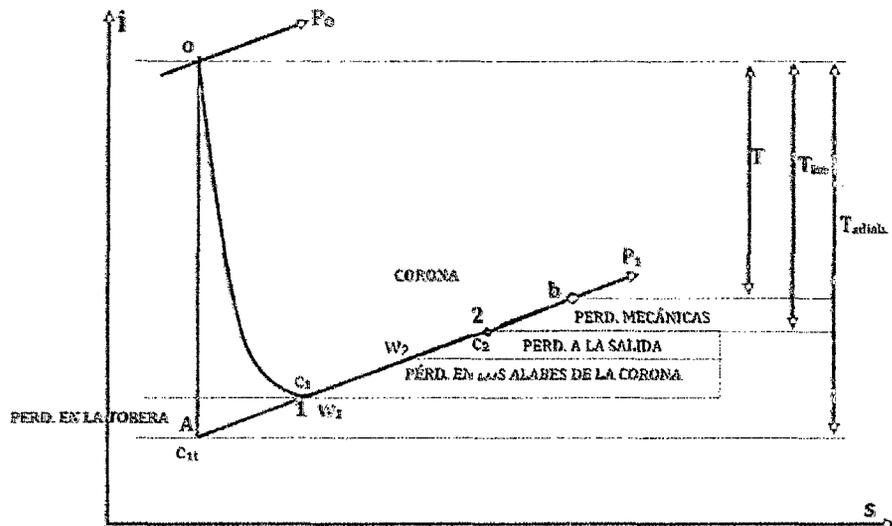


Fuente: Turbinas de reacción - Pedro Fernández Díez

La turbina de acción tiene poca caída de presión, o ninguna, a través de sus álabes móviles. En estas el vapor se expande a una presión menor en toberas estacionarias alcanzando gran velocidad, luego el vapor fluye en los álabes móviles sin mayor expansión. La energía del vapor se transfiere por completo al rotor por medio de los chorros de vapor que chocan contra los álabes móviles.

Ya que, teóricamente, no se tiene caída de presión a través de los álabes móviles (y, por tanto, no hay reacción), los intersticios internos son grandes y no se necesita émbolo compensador. Estas características hacen que la turbina de acción sea una máquina robusta y durable que puede soportar el servicio pesado de las aplicaciones de propulsión mecánica de hoy en día.

FIGURA N° 03. Diagrama de un escalonamiento de la turbina de acción



Fuente: Turbinas de acción - Pedro Fernández Díez

Según el principio operativo se distinguen las turbinas de Acción y de Reacción, tanto de una como de varias etapas. La diferencia fundamental es que en las turbinas de acción no hay cambios de presión en la rueda móvil, obteniéndose el intercambio de energía por el cambio de velocidad absoluta de fluido.

a.2 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS DE ACUERDO AL USO DEL VAPOR EN EL ESCAPE O VAPOR INTERMEDIO.

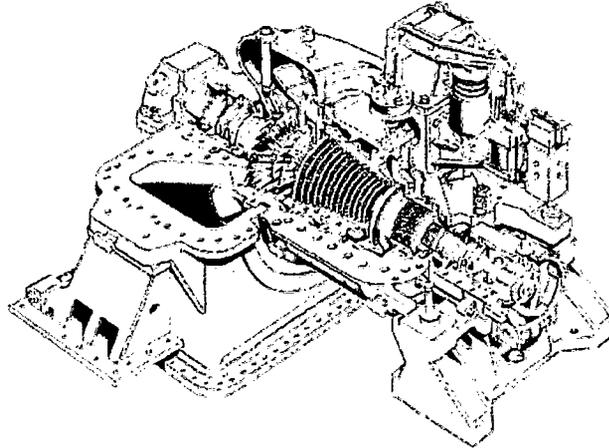
❖ TURBINAS DE DESCARGA ATMOSFÉRICA.

Son generalmente de baja potencia, antieconómicas si utiliza agua tratada. No utilizan condensador de salida.

❖ TURBINAS DE CONDENSACIÓN DIRECTA.

Son las de mayor tamaño, utilizadas en centrales térmicas. La presión de descarga puede ser inferior a la atmosférica debido a la condensación del vapor de salida.

FIGURA N° 04. Turbina de condensación.

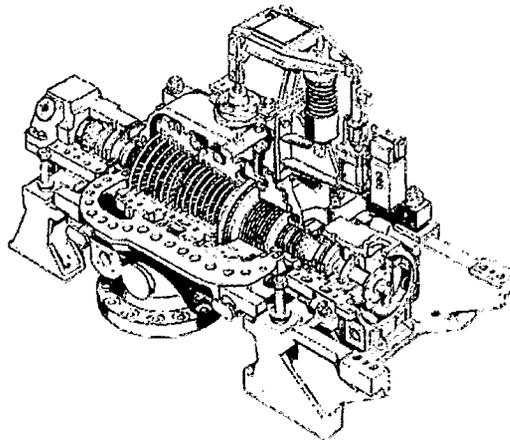


Fuente: Turbinas de vapor elementos constructivos - Pedro Fernández Díez

❖ **TURBINAS DE CONTRAPRESIÓN.**

Se utilizan como expansoras para reducir la presión del vapor generado al mismo tiempo energía. Descargan el vapor a una presión aún elevada, para ser utilizado en procesos industriales.

FIGURA N° 05. Turbina de contrapresión.



Fuente: Turbinas de vapor elementos constructivos - Pedro Fernández Díez

b. PARTES DE UN GENERADOR ELÉCTRICO.

El generador es el componente eléctrico utilizado para la transformación de la energía mecánica de rotación de la turbina en energía eléctrica, las partes más importantes se describen a continuación.

b.1 GENERADOR ELÉCTRICO.

Los generadores sincrónicos o alternadores son máquinas sincrónicas que se utilizan para convertir potencia mecánica en potencia eléctrica de corriente alterna a unos voltaje y frecuencia específicos, el término sincrónico se refiere al hecho de que la frecuencia eléctrica de ésta máquina está atada o sincronizada con la velocidad de rotación de su eje. El principio fundamental de operación de los generadores sincrónicos, es que el movimiento relativo entre un conductor y un campo magnético induce un voltaje en el conductor.

Una fuente externa de energía de corriente directa o excitador se aplica a través de unos anillos colectores en el rotor. La fuerza del flujo, y por lo tanto el voltaje inducido en la armadura se regulan mediante la corriente directa y el voltaje suministrado al campo. La corriente alterna se produce en la armadura debido a la inversión del campo magnético a medida que los polos norte y sur pasan por los conductores individuales.

b.2 EXCITATRIZ.

La función principal del sistema de excitación es suministrar energía en forma de voltaje y corriente directa al campo generador, creando el campo magnético. Asimismo, el sistema excitación comprende el equipo de control y protección, que regula la producción eléctrica del generador. La energía de excitación se toma del conmutador en el rotor del generador del rotor y se aplica al campo rotatorio del generador principal a través de los anillos colectores. El voltaje de salida del generador principal se controla mediante un regulador de voltaje que varía la excitación del estator del generador de corriente directa.

b.3 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL GENERADOR.

La capacidad del generador sincrónico para producir potencia eléctrica está limitada primordialmente por el calentamiento dentro de la máquina, ya que la resistencia eléctrica de los conductores de cobre se incrementa al subir la temperatura, con el consecuente daño de los devanados del generador y pérdidas de eficiencia. Por tanto es necesario evacuar el calor generado en el interior del generador manteniendo una temperatura de los devanados menor a 175°F, para esto se cuenta con un sistema de enfriamiento hermético utilizando gas Hidrógeno como elemento intercambiador de calor.

El hidrógeno a presión es suministrado hacia los conductos del generador, donde absorbe calor de los devanados y es forzado a pasar por unos enfriadores de Hidrógeno donde intercambia su temperatura al agua de enfriamiento, desalojando así el calor hacia el ambiente. El rango de temperaturas de operación del gas Hidrógeno recomendado por el fabricante, oscila entre 65°F a 85°F, con una presión máxima de 30 psi de Hidrógeno, para que esta condición se mantenga el agua de enfriamiento se debe de regular para satisfacer las condiciones requeridas.

b.4 TRANSFORMADORES.

La transformación permite adecuar las características de voltaje y corriente de la energía eléctrica que se produce en las plantas generadoras y que se transmite en altos voltajes por las líneas de transmisión a través de grandes distancias para entregar a los clientes la energía eléctrica requerida para sus procesos.

2.1.3 PROTECCION Y CONTROLES DEL TURBOGENERADOR.

Las protecciones y sistemas de control del grupo turbogenerador son asignados para evitar que el equipo opere fuera de los rangos establecidos por el fabricante, evitando así cualquier condición anormal que pueda dañar la maquinaria y seguridad de los operadores de los equipos.

En la mayoría de los casos la protección más adecuada es disparar mecánica o eléctricamente la maquinaria, cuando se tiene una condición anormal y peligrosa.

Además de los disparos electromecánicos, la planta cuenta con un sistema de control de alarmas de monitoreo continuo, estos pueden ser visuales o electrónicos, los cuales suministran información del comportamiento de la planta.

2.1.4 SISTEMA DE CONDENSACION Y REFRIGERACION

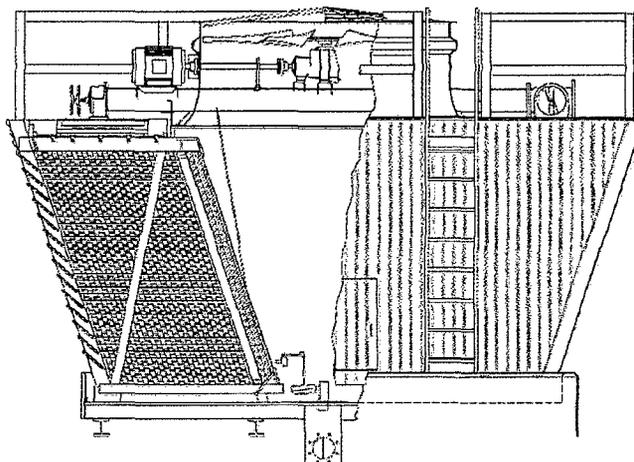
a. TORRE DE ENFRIAMIENTO.

La torre de enfriamiento es un sistema auxiliar cuya función es evacuar el calor generado en los procesos de la planta termoeléctrica, suministrando para ello un flujo continuo de agua de enfriamiento mediante bombas de recirculación hacia los puntos donde se requiere enfriamiento, es decir a los enfriadores de aceite, enfriadores de gas hidrógeno, condensador de vapor, chumaceras, alimentadores hidráulicos, etc.

El agua de enfriamiento absorbe entonces el calor generado en los equipos y retorna hacia la torre de enfriamiento por la parte superior, donde es separada en gotitas por separadores para que entren en contacto íntimo con un flujo de aire a contra corriente aspirado por dos ventiladores axiales, montados en la parte superior de la torre.

El aire al entrar en contacto con el agua de enfriamiento, absorbe cierta humedad y se satura, esto provoca cierta evaporación con el correspondiente descenso de la temperatura del agua de enfriamiento, el agua fría cae por gravedad al bacín o pila, reiniciando el ciclo. Para mantener continuo el suministro de agua de enfriamiento, se debe de adicionar cierta cantidad de agua, que fue eliminada en el proceso de evaporación o purgas al sistema, esta agua de reposición es suministrada por una bomba de pozo al bacín de la torre de enfriamiento.

FIGURA 06. Torre de enfriamiento



Fuente: Area de Planta de Fuerza – Torre de Enfriamiento Marley

b. CALIDAD DEL AGUA

La composición del agua de enfriamiento es de vital importancia para la operación de la torre de enfriamiento.

La capacidad de cambio de calor, la vida útil de la torre y su aprovechamiento dependen de ella. Asimismo, recomendamos de manera especial, efectuar un análisis del agua, durante el periodo de planeamiento y consultarnos.

Es posible solamente proveer información general de este tema dentro del alcance del Manual de Operación.

❖ **Datos referenciales de la calidad del agua**

Los siguientes valores referenciales no deben ser excedidos en el circuito de agua de Enfriamiento:

✓	Valor Ph	7 a 8
	(Con adición de metales ligeros)	7 a 7,5
✓	Dureza de carbonatos	7 a 9° dH
✓	Dureza de carbonatos con adición de Estabilizadores	8 a 20° dH
✓	Contenido de cloruro	300 mg / l
✓	Contenido de sulfatos	500 mg / l
✓	Contenido de hierro	0,3 mg / l
✓	Contenido total de minerales	3000 mg / l
✓	Sólidos	50 mg / l

❖ **Componentes de la torre de enfriamiento**

- ✓ Torres de Enfriamiento tipo SICREA – COOLPACK SR, Agroindustria San Jacinto SAA.
- ✓ Carcasa: Hecha de Poliester reforzado por fibra de vidrio.
- ✓ Eliminadores de Gotas: Consistente de elementos de PVC o PE.
- ✓ Sistema de distribución de Agua: Tubos con toberas especiales hechas en plástico.
- ✓ Material de Relleno: Folias hechas en PVC; PP; FVRP.
- ✓ Motores: Posición vertical VI; aislamiento IP55.
- ✓ Ventiladores: Alabes hechos en FVRP, con perfil aerodinámico, cubos acero zincado en caliente o acero inoxidable.
- ✓ Pernos: Acero inoxidable.
- ✓ Soportes de Ventiladores: Acero zincado en caliente o acero inoxidable.

2.1.5 SISTEMA DE EXTRACCION Y EVAPORACION DEL JUGO

a. EQUIPOS DE EXTRACCION DE JUGO DE CAÑA

La extracción del jugo se lleva a cabo en los molinos y consiste en la compresión de la fibra de caña entre cilindros de gran tamaño llamados mazas.

a.1 MACHETES Y DESFRIBRADOR

Son equipos que alrededor de su eje llevan instaladas cuchillas las cuales son usadas para cortar la caña, que va ingresando como materia prima, en tamaño y proporción adecuada antes de ingresar al desfibrador y luego a los molinos.

a.2 MOLINOS

Molinos: Son estructuras compuestas por Vírgenes (bases metálicas que brindan el soporte a los ejes que mueven las mazas). Cada molino posee 3 mazas. Los molinos se colocan de forma tal que la fibra que sale de un molino sea acarreada por un conductor intermedio y entra a un siguiente molino, de esta manera se logra extraer la mayor cantidad de sacarosa que contiene la fibra. Estos arreglos de molinos se conocen como Tánden de Molinos.

a.3 MAZAS

Son cilindros acanalados contruidos de hierro fundido y acero con un peso de aproximadamente 10 toneladas. La compresión de la caña se da por el propio peso de las masas y por la presión que ejerce un pistón sobre la masa superior, la cual varía de 1800 psi en el primer molino hasta 3200 psi en el quinto molino aproximadamente. La apertura entre las masas se regula de modo que la salida sea menor que la entrada. Las aperturas en los diferentes molinos se calculan a partir de diversas variables como lo son: cantidad de caña molida por hora, porcentaje de fibra de caña, cantidad de agua de imbibición, tamaño de molinos, entre otros. Este cálculo es conocido como "Seting de Molinos".

Las mazas son accionadas por turbinas a vapor de alta presión.

La caña esta prensada y el jugo es extraído por separado. Este jugo es concentrado y cocido hasta obtener la cristalización del azúcar. Como residuo, del trapiche sale un producto que se llama bagazo, el cual se puede usar como combustible en las mismas calderas o como venta de materia prima para la elaboración de papel.

El proceso continúa y posteriormente se logra moler 3.000 Tn/día como molienda promedio.

Para un mejor proceso de extracción del jugo y sacarosa se emplea agua de imbibición que es inyectado a presión directo a los molinos están trabajando. El jugo es recolectado en recipientes y luego es bombeado hacia el área de elaboración para que continúe el proceso.

b. EQUIPOS DE EVAPORACION

b.1 EVAPORACIÓN

El jugo clarificado contiene del 15 al 20% de sólidos, según la concentración del jugo original de la caña y el procedimiento de maceración empleado. Para conseguir la formación de cristales de azúcar el jugo debe ser concentrado hasta el estado de mieles. Para alcanzar tal condición es necesario eliminar la totalidad del agua presente.

En la Evaporación, por medio de intercambio de calor con vapor de baja presión (20 psi), el jugo se concentra en un jarabe de uso llamado Meladura (no saturado). El proceso se da en varias etapas. Es común el uso de 5 cuerpos de evaporación dispuestos en serie en los cuales el jugo fluye por diferencia de presión en los cuerpos.

b.2 EVAPORADORES

El evaporador consiste en un intercambiador de calor de gran tamaño dotado de espejos en su nivel medio e inferior y de tubos verticales que conforman el área de calefacción en que el jugo en la parte interna de los tubos recibe el calor proporcionado por vapor de baja presión que fluye externamente. Como se mencionó anteriormente, el flujo del jugo por los diferentes cuerpos se da por diferencia de presión.

b.3 TACHOS

Son evaporadores al vacío de efecto sencillo diseñados para la manipulación de materiales viscosos. Al igual que los evaporadores se componen de un cuerpo provisto internamente de tubos verticales soportados por espejos en sus extremos.

El tacho es un cristizador evaporativo en el que el grado de sobresaturación se controla y se mantiene por medio de la evaporación del disolvente, en tanto que el material disuelto cristaliza.

c. DESCRIPCIONES RELEVANTES

c.1 VAPOR DE ESCAPE

Es un vapor que ha cedido la mayor cantidad de energía térmica a la turbina y es usado para procesos de cocimiento por estar en el punto de saturación.

c.2 VAPOR VEGETAL

Vapor saturado que desprende el la jugo (sacarosa + agua) en el procesos de evaporación, es de menor presión que el vapor de escape.

c.3 CONDENSADO

Es vapor que cambio de estado al ceder calor por transferencia en los equipos evaporadores y tachos.

2.1.6 SISTEMA DE CICLO COMBINADO

Es un ciclo de potencia que se basa en el acoplamiento de dos ciclos diferentes de producción de energía, que consiste en un grupo Turbina de Gas Generador, una caldera de recuperación de calor y un grupo de Turbina a Vapor Generador, el calor no utilizado por uno de los ciclos se emplea como fuente de calor del otro. De esta forma los gases calientes de escape del ciclo de turbinas de gas entregan la energía necesaria para el funcionamiento del ciclo de vapor acoplado. Esta configuración permite un muy eficiente empleo del combustible.

La energía obtenida en estas instalaciones puede ser utilizada, además de la generación eléctrica, para calefacción a distancia y para la obtención de vapor de proceso.

Podríamos definir una central de ciclo combinado como una central térmica en la que los gases de combustión se utilizan dos veces, a lo largo del recorrido de dichos gases por la planta, para la obtención de energía eléctrica. En primer lugar, inmediatamente después de la combustión, los gases ceden parte de su entalpía expandiéndose a través de los álabes de la turbina de gas. Una vez que abandonan la turbina de gas, el calor que aún conservan es aprovechado en un ciclo clásico de vapor mediante una caldera, que en los ciclos combinados se denomina recuperador de calor, y una turbina de vapor.

a. FUNCIONAMIENTO DE UN CICLO COMBINADO

El proceso de generación de energía eléctrica en una planta de Ciclo Combinado comienza con la aspiración de aire desde el exterior siendo conducido al compresor de la Turbina de Gas a través de un filtro.

El aire es comprimido y combinado con el combustible (gas) en una cámara donde se realiza la combustión. El resultado es un flujo de gases calientes que al expandirse hacen girar la Turbina de Gas proporcionando trabajo. Un Generador acoplado a la Turbina de Gas transforma este trabajo en energía eléctrica.

Los gases de escape que salen de la Turbina de Gas pasan a la caldera de recuperación de Calor. En esta caldera se extrae la mayor parte del calor aún disponible en los gases de escape produciendo vapor de agua a presión para la turbina de vapor.

Finalmente los gases se devuelven a la atmósfera después de haber pasado por la chimenea.

El vapor que sale de la Turbina de Vapor, pasa a un condensador donde se transforma en agua. Este condensador es refrigerado mediante aire o agua, el aire circula por la superficie del condensador, lo que ocasiona la disipación del calor latente contenido en el vapor a la atmósfera.

Posteriormente el agua es bombeada a alta presión hasta la Caldera de Recuperación para iniciar nuevamente el ciclo.

b. ALGUNAS CONSIDERACIONES TERMODINÁMICAS

Desde el punto de vista termodinámico el ciclo combinado se puede analizar siguiendo los procedimientos establecidos para los ciclos de térmicos Rankine y Brayton, que son los correspondientes al ciclo de vapor y gas respectivamente.

La eficiencia termodinámica de un ciclo Rankine se puede incrementar con algunas de las siguientes acciones, entre otras:

- ✓ Disminución de la presión en el condensador. Esto está limitado por la temperatura del agua de refrigeración disponible y por el aumento del tamaño del condensador.
- ✓ Aumento de la presión de entrada a la caldera de recuperación. Esto tiene una limitación de orden práctico (técnico - económico) con valores de presión entre 250 y 350 bar.
- ✓ Aumento de la temperatura de sobrecalentamiento, en este caso la temperatura máxima viene limitada por la resistencia de los materiales de construcción con límites prácticos del orden de los 600°C.

En relación con el ciclo Brayton, éste es un ciclo abierto y su eficiencia se puede aumentar si se implementan entre otros:

- ✓ El ciclo regenerativo, en el cual se precalienta el aire que sale del compresor con los gases de escape de la turbina de gas aprovechando así una parte de su energía remanente.
- ✓ El enfriamiento intermedio en la compresión.

El acoplamiento de ambos ciclos trae como consecuencia el uso de algunas de estas acciones, con la correspondiente mejora de las eficiencias termodinámicas. Como se indicó anteriormente se logra fundamentalmente el aprovechamiento total, dentro de los límites prácticos, de la energía de los gases de escape de la turbina de gas

aplicando la misma a la generación del vapor y su sobrecalentamiento a niveles de temperatura óptimos para la eficiencia del ciclo.

La optimización termodinámica del ciclo combinado requiere minimizar la pérdida de exergía, es decir la energía transmisible a un dado nivel de temperatura, y aumentar al máximo la transmisión de energía en la recuperación.

Se puede obtener una recuperación adicional de exergía convirtiendo el ciclo combinado de una presión en un ciclo de dos presiones. Esto se logra agregando dos bancos de intercambiadores de calor en la caldera de recuperación, correspondientes a un economizador y un sobrecalentador que operan a presiones distintas de los del ciclo combinado de una presión.

Otra ventaja termodinámica del ciclo combinado es la menor cesión de energía en el condensador del ciclo de vapor respecto a la que correspondería a un ciclo de vapor de igual potencia que el ciclo combinado. Esto se explica porque la potencia del ciclo de vapor es del orden de un tercio de la potencia total del ciclo combinado.

c. COMPONENTES DE UN CICLO COMBINADO.

El equipamiento principal que incluyen las plantas de ciclo combinado es el siguiente:

Una o más Turbinas de Gas, que proporcionan $2/3$ de la potencia total de la planta.

Una o más Turbinas de Vapor, que proporcionan $1/3$ de la potencia total de la planta.

Una o más Calderas de Recuperación de calor. Este equipo genera vapor de agua aprovechando la energía disponible en los gases de escape de la Turbina de Gas, el cual se expansiona en la Turbina de Vapor. En este tipo de instalaciones se dispone de una caldera de Recuperación por cada Turbina de Gas.

Estación medidora y reductora de la presión del gas.

Sistema de control basado en microprocesadores para la central.

Sistema de refrigeración cuyo fin último es condensar el vapor expansionado en la Turbina de Vapor de forma que el agua condensada pueda ser alimentada de nuevo en la Caldera de Recuperación.

c.1 TURBINAS DE GAS

Una turbina de gas es un motor térmico rotativo de combustión interna, donde a partir de la energía aportada por un combustible se produce energía mecánica y se genera

una importante cantidad de calor en forma de gases calientes y con un alto porcentaje de oxígeno.

Los principales elementos de la turbina de gas son cinco: la admisión de aire, el compresor, la cámara de combustión, la turbina de expansión y el rotor.

c.2 EL COMPRESOR

El compresor es el primer elemento que forma parte de la turbina de gas propiamente dicha. Su función es aumentar la presión del aire de admisión que proporcione el oxígeno comburente para la cámara de combustión en relaciones de compresión que oscilan entre 1:15 y 1:30.

En el compresor se realiza la primera transición indicada por el ciclo Brayton: la compresión, idealmente isoentrópica. La presión y la temperatura aumentan, disminuye el volumen y la entropía se mantiene constante (en condiciones ideales):

c.3 CAMARA DE COMBUSTION

Es un equipo térmico en donde tiene lugar la combustión a presión constante del gas combustible junto con el aire. Esta combustión a presión obliga a que el combustible sea introducido a un nivel de presión adecuado, que oscila entre 7 y 50 bar.

Debido a las altas temperaturas que pueden alcanzarse en la combustión y para no reducir demasiado la vida útil de los elementos componentes de la cámara, se trabaja con un exceso de aire alto, utilizando del 250 al 400% del aire teórico necesario, con lo que se consigue por un lado reducir la temperatura de llama y por otro refrigerar las partes más calientes de la cámara. Parte del aire que procede del compresor, se dirige directamente hacia las paredes de la cámara de combustión para mantener su temperatura en valores convenientemente bajos. Otra parte se hace circular por el interior de los álabes de la turbina, saliendo por orificios en los bordes que crean una película sobre la superficie de los álabes.

c.4 CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR (HRSG)

La caldera de recuperación de calor o HRSG (Heat Recovery Steam Generator) en un ciclo combinado es el elemento encargado de aprovechar la energía de los gases de escape de la turbina de gas transformándola en vapor. Con posterioridad, ese vapor

puede transformarse en electricidad por una turbina de gas, ser utilizado en procesos industriales o en sistemas de calefacción centralizados.

Las calderas de recuperación de calor pueden clasificarse en calderas con o sin postcombustión y en calderas horizontales o verticales y también por el número de veces que el agua pasa a través de la caldera conocida como OTSG (One Time Steam Generator).

2.2 MARCO CONCEPTUAL.

2.2.1 PRINCIPALES ARREGLOS TERMODINÁMICOS EN LOS INGENIOS AZUCAREROS.

La industria del azúcar en el Perú Comúnmente se presenta de la siguiente manera:

Consumos Térmicos: Vapor saturado a baja temperatura para ser usado en proceso.

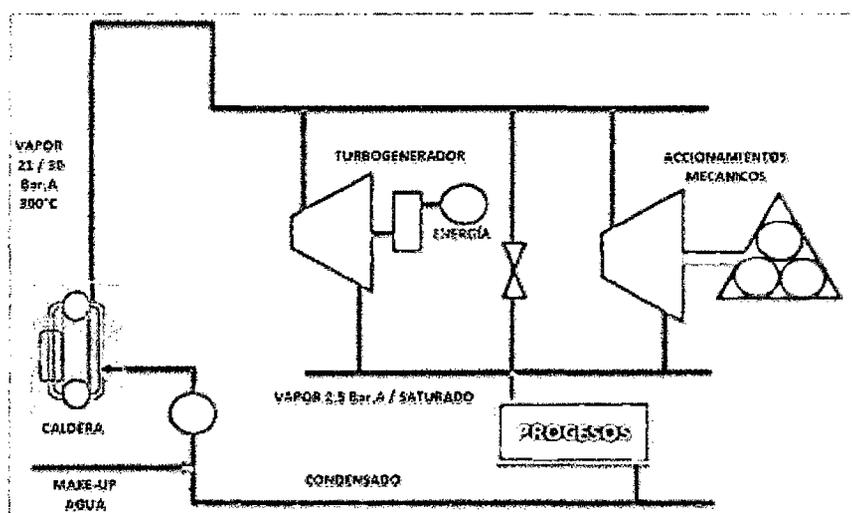
Consumos Eléctrico y Mecánico: Motores mecánicos y generación de energía

Generación local Térmica: Calderas de biomasa - bagazo principalmente

Generación local Eléctrica y Mecánica: Turbinas de vapor

Combustible Producida localmente: Biomasa, bagazo de caña con 50% de humedad Suficiente para atender la demanda total de combustible.

FIGURA N° 07. Diagrama típico de un ingenio azucarero - Tradicional.



Fuente: Seminario sobre Eficiencia Energética - Siemens Mesoamérica

Adoptado por muy pocos ingenios, aún en existencia, no enfocados a la generación de energía.

En este sistema de operación, se tienen las siguientes observaciones:

El bagazo aún es considerado como un problema ambiental (debe ser quemado).

Calderas de baja presión y temperatura / eficiencia pobre.

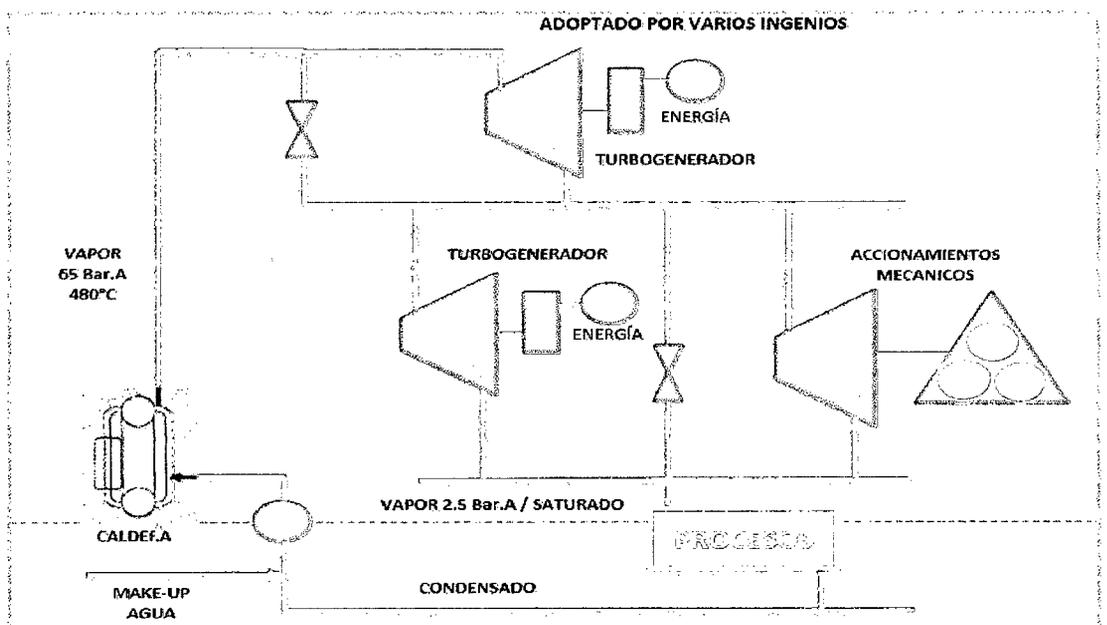
Unidades de cogeneración con muy baja eficiencia.

No suministran todas las necesidades del ingenio.

Demasiados accionadores mecánicos con pequeñas turbinas de vapor / eficiencia baja.

Comportamiento general de la planta de generación (vapor y energía) no considerado seriamente.

FIGURA N° 08. Diagrama típico de un ingenio azucarero- Optimizado



Fuente: Seminario sobre Eficiencia Energética - Siemens Mesoamérica

Adoptado por la mayoría de los de los ingenios.

En este sistema de operación, se tienen las siguientes observaciones:

Generación de energía más eficiente.

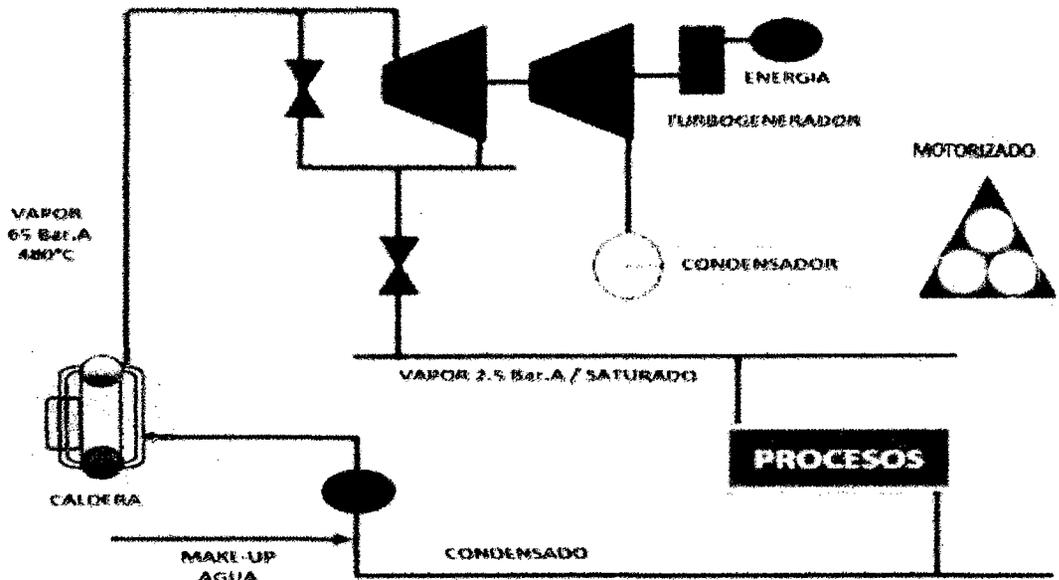
Mejor relación presión/temperatura, sin embargo aún no optimizada y por debajo de las posibilidades reales.

Calderas de nueva generación / Eficiencia mediana.

Demasiados accionadores mecánicos con turbinas pequeñas de vapor / eficiencia pobre.

Comportamiento general de la planta de generación (vapor y energía) sin un concepto de planta definido.

FIGURA N° 09 Diagrama típico de un ingenio azucarero – Actual



Fuente: Seminario sobre Eficiencia Energética - Siemens Mesoamerica

Concepto nuevo ya siendo adoptado.

En este sistema de operación, se tienen las siguientes observaciones:

La producción de energía es uno de los principales productos del ingenio.

Parámetros de alta presión (presión y temperatura) / Calderas de alta eficiencia.

Reemplazo de turbinas de vapor pequeñas por motores eléctricos con convertidor de frecuencia.

Incrementan la eficiencia global de la planta.

La eficiencia es un objetivo común en todo el ingenio

Uso de la paja y la punta de la caña / combustible.

Enfocado en equipos de alto comportamiento tecnológico.

Evaluación técnica de la gasificación de la paja de la caña y el bagazo.

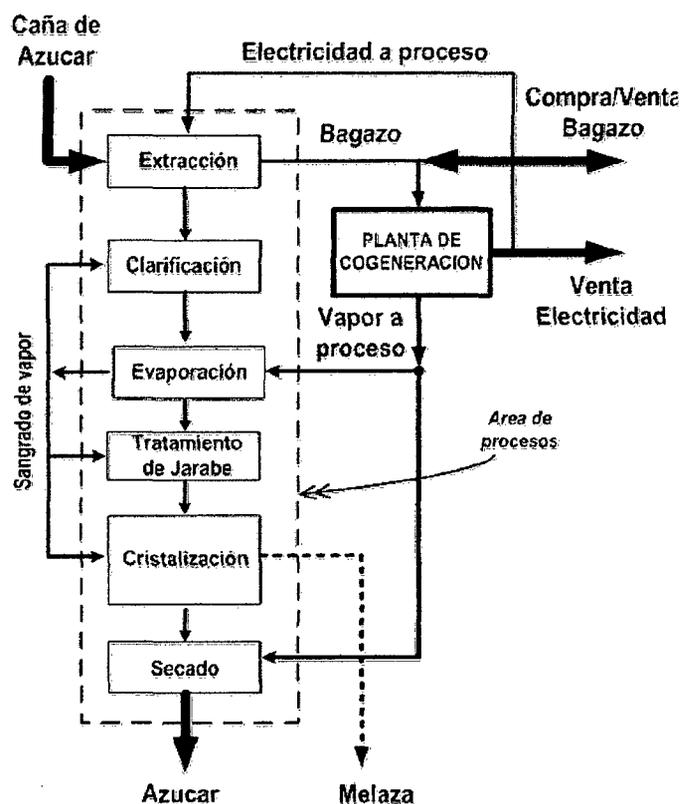
Migración a ciclo combinado.

PRINCIPALES SISTEMAS DE COGENERACIÓN EN LOS INGENIOS AZUCAREROS

Los sistemas de cogeneración vistos desde la producción de electricidad y calor, se pueden clasificar en 2 tipos:

- ❖ Ciclos de cabecera o “*Topping Systems*”, son aquellos en que los gases de combustión que se obtienen de la combustión del combustible son usados primero para producir electricidad, y luego la energía térmica para procesos a menor temperatura bajo forma de vapor.
- ❖ Ciclos de cola o “*Bottoming Systems*”, por el contrario, usan los productos de la combustión, primero para satisfacer necesidades térmicas y luego para la generación de electricidad.

FIGURA N° 10 Esquema del proceso de cogeneración.

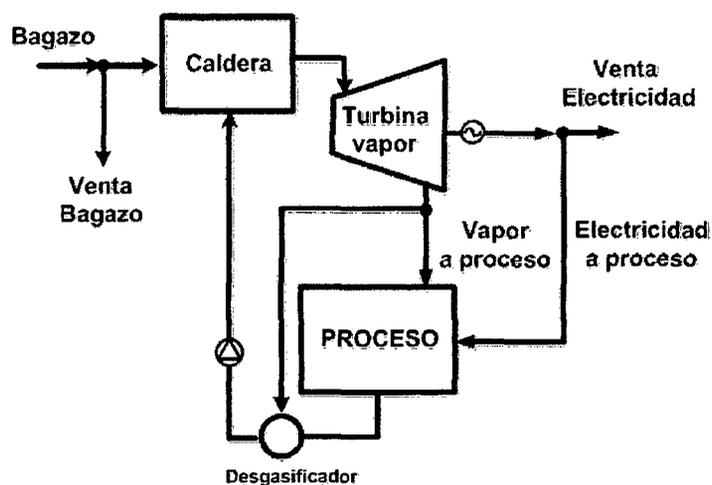


Fuente: Jornada de eficiencia energética –Miguel Ángel Lozano Serrano

a. **SISTEMA DE COGENERACIÓN CON TURBINAS DE VAPOR A CONTRAPRESIÓN.**

Es el sistema de cogeneración tradicional de un ingenio azucarero, este sistema de cogeneración tiene como principal característica la limitación de producción de energía eléctrica debido a que el vapor de extracción es regulado de acuerdo a la necesidad de energía térmica para proceso. Con este sistema es difícil que la potencia generada por la turbina sea igual a la potencia nominal.

FIGURA N° 11. Sistema de cogeneración con turbinas de vapor a contrapresión.



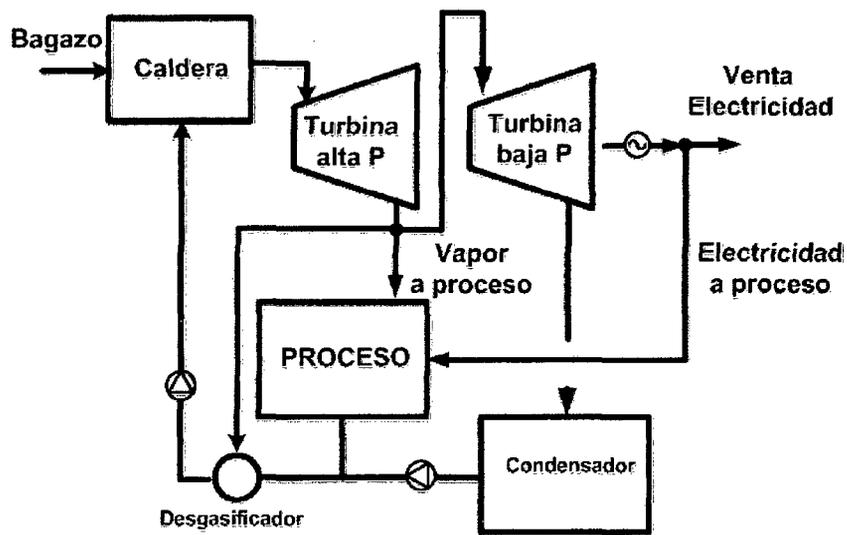
Fuente: Jornada de eficiencia energética –Miguel Ángel Lozano Serrano

b. **SISTEMA DE COGENERACIÓN CON TURBINAS DE VAPOR A CONDENSACIÓN.**

Este sistema de cogeneración el suministro de energía térmica para proceso se realiza a través de turbinas de extracción, con la cual se genera parte de la energía eléctrica. La generación de energía eléctrica para el abastecimiento total al ingenio y la venta de excedentes al sistema interconectado nacional se realizan mediante turbinas a condensación, con la que se logra obtener mayor aprovechamiento energético del vapor.

Es común ver en los ingenios azucareros el uso de turbinas de extracción condensación para cogenerar, con esta tecnología se logra regular la cantidad de vapor de extracción para proceso, de acuerdo a la necesidad de energía térmica.

FIGURA N° 12. Sistema de cogeneración con turbinas de vapor a condensación.



Fuente: Jornada de eficiencia energética –Miguel Ángel Lozano Serrano

2.2.2 SISTEMA DE COGENERACIÓN CON GASIFICACIÓN DE BAGAZO Y CICLO COMBINADO.

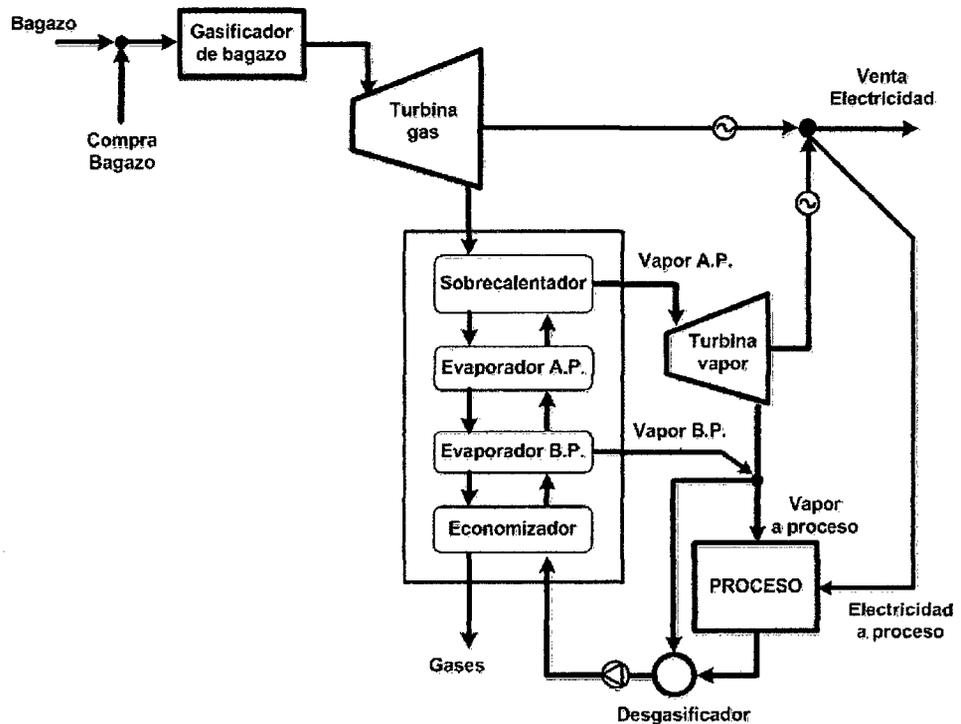
La gasificación de bagazo con Gas de Síntesis hace posible el aprovechamiento de nuevas tecnologías en el sector agroindustrial.

Un ciclo combinado hace referencia a un sistema que trabaja en conjunto con una turbina de gas y una de vapor.

Su modo de operación consiste en que el HRSG de la cogeneración con turbina de gas, cumpla al mismo tiempo la función de la caldera en un ciclo de vapor, es decir, que la salida de vapor de dicho intercambiador de calor ingresa a las turbinas de condensado y contrapresión.

La forma como se acoplan ambos sistemas está esquematizada en la figura 13, y como se puede apreciar la generación de energía eléctrica es mucho mayor, ya que cada turbina aporta una parte. También hay que indicar que este sistema combinado es posible, ya que los ciclos simples trabajan en distintos rangos de temperatura y permiten operar al generador de vapor.

FIGURA N° 13. Sistema de cogeneración con ciclo combinado.



Fuente: Jornada de eficiencia energética –Miguel Ángel Lozano Serrano

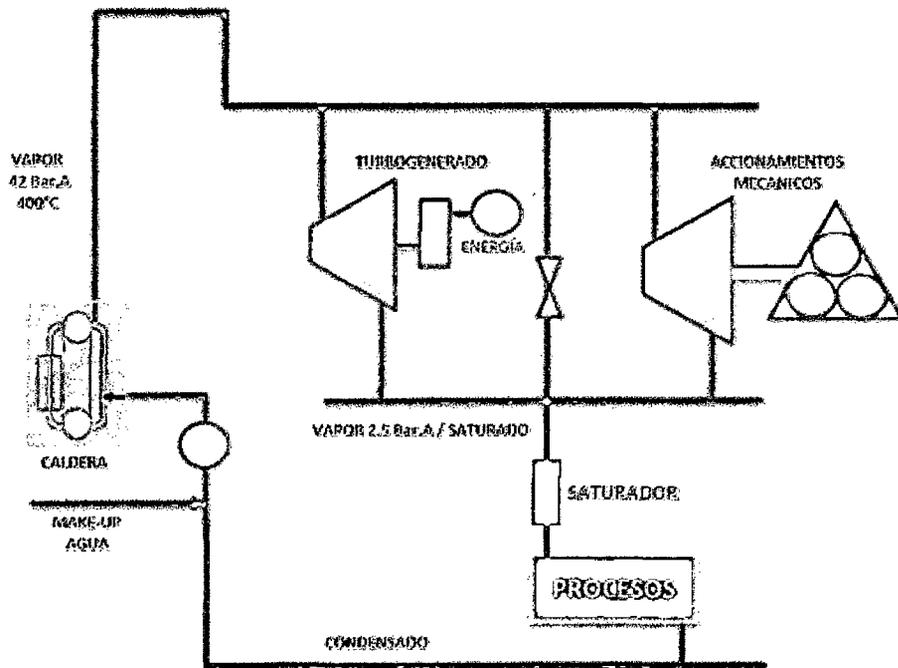
2.2.3 EL PROCESO DE COGENERACION EN AGROINDUSTRIAS SAN JACINTO

La Cogeneración es el proceso de producción en forma simultánea y combinada de energía eléctrica y energía térmica útil (vapor o agua caliente) vapor para procesos en forma simultánea para su autoconsumo. Pudiendo en muchos casos según la normativa de cada país comercializar sus excedentes de energía eléctrica a la red principal de suministro de energía o al mercado eléctrico.

Este proceso en A.I. San Jacinto es el siguiente, se aprovecha tanto el calor en una caldera para generar vapor del cual se convertirá en energía mecánica y eléctrica de un único proceso, con esto se ahorra en comprar toda la energía eléctrica al suministrador externo y se aprovecha el calor residual en los procesos, lo cual es muy importante porque se genera:

- ✓ Ahorro de Energía Primaria.
- ✓ Reducción de costos de energía.
- ✓ Reducción de emisiones gaseosas al medio ambiente.
- ✓ Autonomía en el abastecimiento de la energía eléctrica.
- ✓ Suministro de Energía de calidad.

FIGURA N° 14. Diagrama energético – Ingenio San Jacinto.



Fuente: Elaboración Propia.

2.2.4 PARÁMETROS DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN

a. RELACIÓN DE COGENERACIÓN:

Tomando como referencia la figura N°15, se denomina Relación de Cogeneración a la relación existente entre la Energía Eléctrica generada en bornes del generador eléctrico y el Calor útil aprovechado en los centros de consumo de la Planta Consumidora de Energía. (C = Relación de Cogeneración).

$$C = \frac{E}{V}$$

b. RENDIMIENTO ELÉCTRICO EFECTIVO:

Tomando como referencia la figura N°15, este parámetro nos permite relacionar la energía eléctrica producida en bornes del generador, la diferencia de calor suministrados, en este caso el calor suministrado total a la unidad de cogeneración y el calor suministrado para generar el calor útil por medio de un generador de vapor cuya eficiencia es la máxima posible, en este caso 90%.

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$$

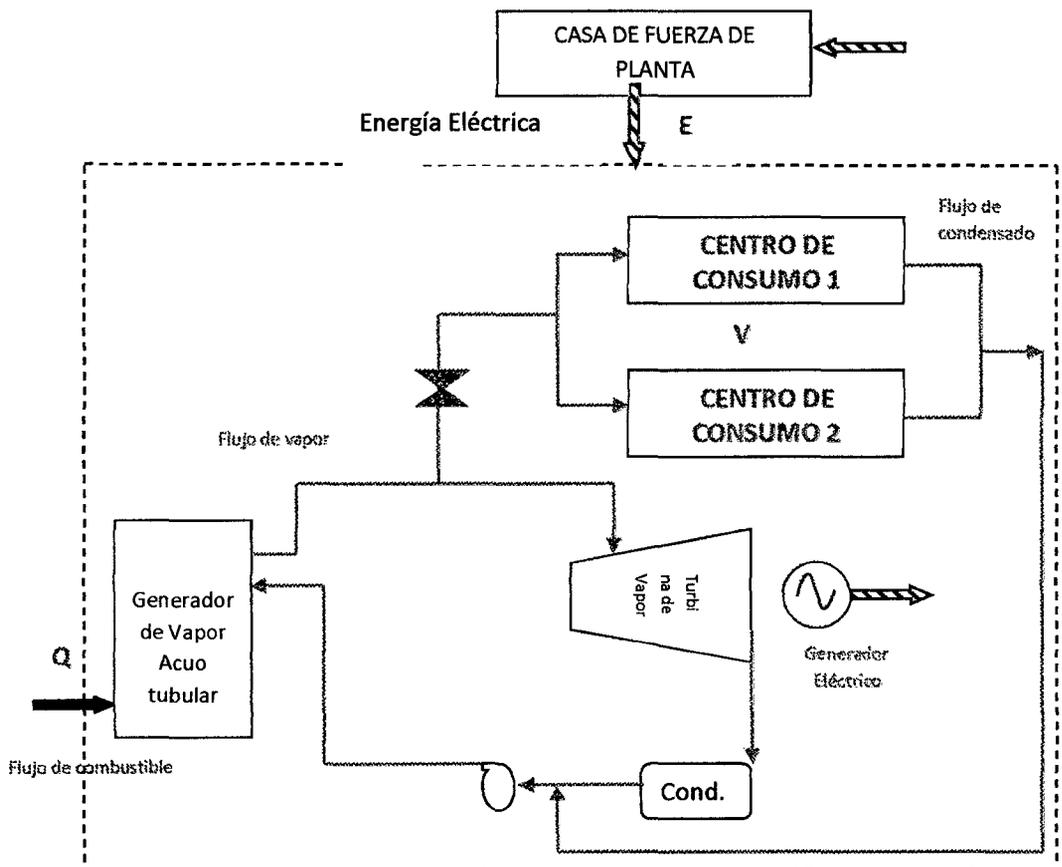
c. **AHORRO DE ENERGÍA PRIMARIA:**

El ahorro de energía primaria estaría dado por la cantidad de energía generada para producir el calor suministrado y la energía eléctrica externa (EP1) con la cual se abastece la planta consumidora de energía de manera convencional y la cantidad de energía primaria utilizada para generar el calor suministrado en la unidad de cogeneración (EP2).

Así tenemos:

$$\text{Ahorro de Energía Primaria} = \frac{EP1 - EP2}{EP1} * 100\%$$

FIGURA N° 15. Diagrama de Cogeneración – Ingenio San Jacinto.



Fuente: Análisis energético de una planta azucarera para su calificación como central de cogeneración en el Perú, caso agroindustrial San Jacinto

EN GENERAL:

Q = Calor suministrado por el combustible en los generadores de vapor

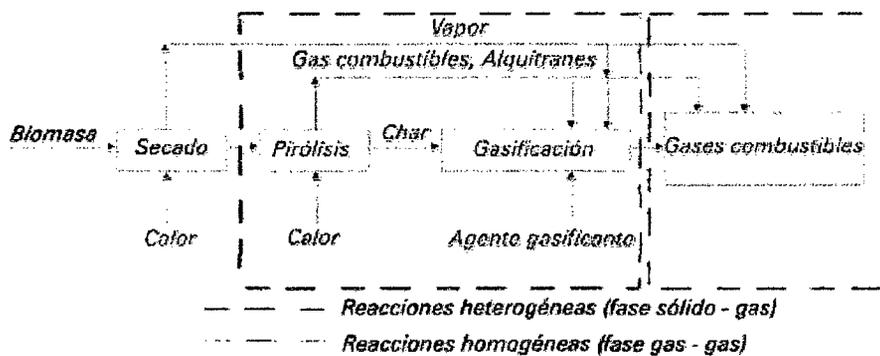
V = Es el calor útil proporcionado en este caso por el vapor en los centros de consumo.

E= Es la energía eléctrica suministrada por la red externa de energía a través de la casa de fuerza de la planta.

2.2.5 GASIFICACIÓN DE LA BIOMASA - BAGAJO Y HOJA DE LA CAÑA.

La gasificación se define como aquel proceso termoquímico a alta temperatura en el cual un combustible sólido reacciona con una limitada cantidad de aire u oxígeno (agente gasificante), para convertirse en combustible gaseoso. Los constituyentes en el combustible gaseoso incluyen CH₄, CO, H₂, y algunos hidrocarburos más altos; los constituyentes inertes son principalmente el N₂, CO₂ y vapor de agua. En dependencia del proceso utilizado, el valor calorífico del gas combustible generalmente está entre 3 y 7 MJ/Nm³ (100-200 Btu/scf) para los gasificadores directos, y entre 11 y 17 MJ/Nm³ (300-450 Btu/scf) para los gasificadores indirectos. Este gas posee una potencia calorífica promedio de 4-6 MJ/Nm³ con aire, y de 10-15 J/Nm³ cuando se utiliza oxígeno. Este proceso alcanza sus mejores resultados de 800-10 000 C cuando se utiliza aire como agente gasificante, y de 1 000-14 000 C cuando se utiliza oxígeno.

FIGURA N° 16. Secuencia del proceso de gasificación.



Fuente: elaboración propia

El gas es producido por la combustión parcial del combustible sólido a través de la reacción química entre este y el agente gasificante. Es un proceso endotérmico donde la mayor parte de la energía química del combustible sólido se le transfiere al combustible y por eso es necesario quemar parte del combustible sólido que proporcione la energía necesaria a las reacciones de gasificación (Figura N° 17).

El estado de la tecnología de gasificación se puede considerar dividiendo los sistemas en gasificadores de pequeña escala (potencia < 750 kWe) y gasificadores de escala

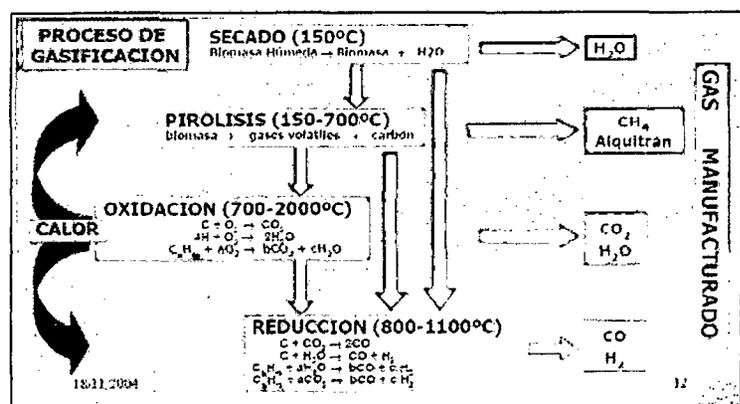
mayor. Todos los sistemas de mayor escala están basados en la tecnología de lecho fluidizado, han sido desarrollados y se encuentran en fase de demostración.

Debido a la crisis de venta de los excedentes de bagazo de caña, y a la oferta de hoja de caña a tener, producto de la cosecha mecanizada en ascenso, es necesario buscar nuevas alternativas de reutilización de esta biomasa, por lo cual surge un interés de estudiar una nueva alternativa de generación de energía, un sistema de cogeneración con gasificación en una planta azucarera como una forma de uso eficiente de los excedentes de biomasa.

La gasificación surge con el propósito de mejorar el uso de la energía almacenada en la biomasa, es decir, que el convertir previamente los combustibles sólidos en gaseosos para usarlos en turbinas a gas o motores de combustión interna, lo cual resulta más conveniente que quemar directamente la biomasa para utilizar su calor generado. Además, la gasificación mejora el poder calorífico del gas producto y este valor es controlable, ya que se puede manejar dependiendo del tipo de gasificador y del agente oxidante que se utilice. Generalmente el poder calorífico inferior del bagazo que ingresa a las calderas en un ciclo de vapor es de 7,517.15 kJ/kg, mientras que el combustible gaseoso a la salida del gasificador presenta una mejora en su poder calorífico alrededor de 10,321 KJ/kg, en el caso se utilice oxígeno industrial como agente oxidante.

Para el caso de la hoja su poder calorífico aumenta de 11,888 KJ/kg a 12,986.11 KJ/kg al pasar el combustible a su fase gaseosa.

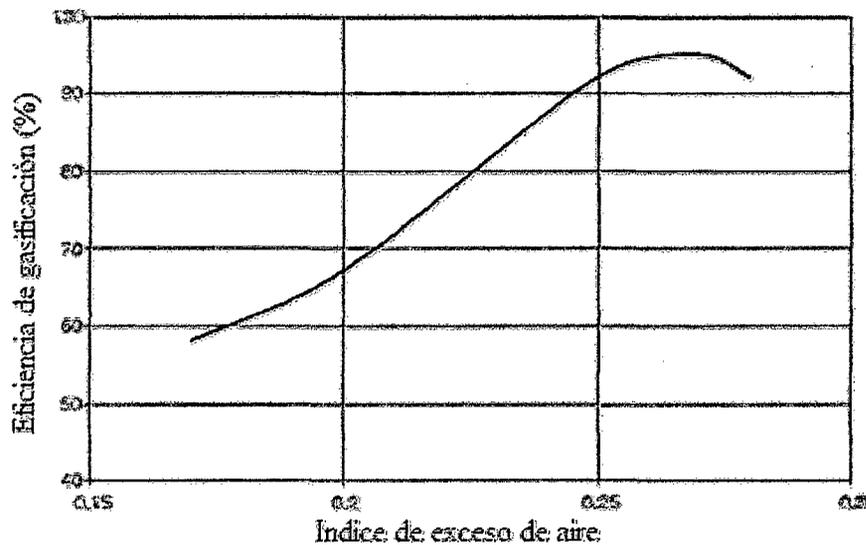
FIGURA N° 17. Zonas del Proceso de gasificación



Fuente: elaboración propia

entre 0.2 y 0.35. Un valor muy pequeño de λ provoca una gasificación incompleta, una excesiva formación de partículas sólidas y un bajo poder calorífico. En cambio, un valor excesivo del índice de exceso de aire provoca que se formen en mayor porcentaje productos de una combustión completa como CO_2 y H_2O en desmedro de CO , H_2 y CH_4 que son los deseados al final de la gasificación. En la figura N° 18 se muestra el comportamiento de la eficiencia de gasificación a partir del índice de exceso de aire.

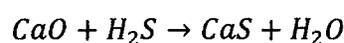
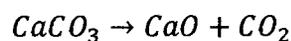
FIGURA N° 18. Eficiencia de gasificación versus índice de exceso de aire



Fuente: Prabir Basu

El gas a la salida del gasificador, además de estar compuesto de los productos requeridos, contiene cenizas, partículas sólidas y en ciertos casos ácido sulfhídrico H_2S si es que el combustible sólido contiene azufre. Por dicho motivo, el gas necesita ser limpiado o separado de los contaminantes, ya que de lo contrario se tendrían grandes dificultades para usar el combustible gaseoso en una aplicación posterior, por ejemplo un motor, o un sistema de turbina de gas.

Dentro del sistema de limpieza del gas, se tiene que para remover el H_2S se debe hacer ingresar caliza ($CaCO_3$), que dentro del gasificador produce cal (CaO), para luego convertirse en sulfuro de calcio (CaS), el cual puede desecharse. Las reacciones se muestran a continuación:



Para el caso de remover las partículas sólidas es un poco más complicado, por lo que se cuenta con métodos físicos y químicos, los primeros únicamente separan los residuos, mientras que los segundos los convierten en moléculas más pequeñas. Dentro de los métodos químicos se tiene al craqueo catalítico y craqueo térmico, y para el caso de métodos físicos existen los filtros, ciclones, precipitadores y/o depuradores. Los segundos son más factibles económicamente a comparación de los primeros.

Como última consideración y en forma de resumen para un gasificador, se debe mencionar que existen ciertos factores para mejorar la eficiencia de gasificación, tal es el caso de:

- ✓ Aumentar tiempo de residencia, es decir, que exista un mayor tiempo de contacto entre el combustible sólido y el agente oxidante.
- ✓ Aumentar la presión del gasificador, para que se produzca mayor cantidad de metano y tenga mejores aplicaciones posteriores el combustible gaseoso.
- ✓ El agente oxidante de preferencia debe ser oxígeno, es decir, que la gasificación se realice en ausencia de nitrógeno.
- ✓ Mejorar el sistema de limpieza del gas, es decir los filtros o ciclones respectivos.
- ✓ El contenido de humedad a la salida del secado y la relación de equivalencia debe encontrarse en los rangos establecidos anteriormente.

2.2.6 TIPOS DE GASIFICADORES.

Los gasificadores se pueden clasificar de diversas formas, por ejemplo, si se considera que el criterio de comparación es el agente oxidante, se tendrá gasificadores de aire, de oxígeno, de vapor, etc. También se puede encontrar gasificadores con contacto directo o indirecto entre el combustible y el agente oxidante, si es que se considera al modo de transferencia de calor entre las respectivas corriente como criterio de clasificación.

Sin embargo, en el presente trabajo se hará referencia al modo de operación de un gasificador, por lo que se clasifican en gasificadores de lecho fijo y de lecho fluidizado, según la zona de reacción del combustible.

a. Gasificadores de lecho fijo

Son aquellos gasificadores que suelen tener una rejilla para apoyar el combustible sólido y mantener una zona de reacción estacionaria, haciendo pasar el agente oxidante por la rejilla estática. Dependiendo del sentido del flujo de agente oxidante, se dividen en:

a.1 Gasificadores de corriente descendente

El combustible y el oxidante, que generalmente es aire, se mueven en la misma dirección, desde la cima hasta el fondo del gasificador. Este diseño fue desarrollado principalmente para aplicaciones en motores de combustión interna que requieren de gas con bajo contenido de alquitrán. Su principal obstáculo es que es difícil diseñarlos para cantidades mayores a 1 MW térmico, debido a la geometría de la garganta o sección de reacción, que se puede observar en la figura N° 19

a.2 Gasificadores de corriente ascendente

El combustible se alimenta desde la parte superior y el oxidante en dirección opuesta desde la parte inferior.

El combustible es quemado en una caldera de acoplamiento u horno, lo que supone un alto contenido de alquitrán en el gas de salida. Su límite de capacidad es mayor, ya que puede alcanzar 20 MW térmicos.

Como desventajas, se puede mencionar que los gasificadores de lecho fijo no tienen una distribución uniforme de temperatura, lo que conduce a posibilidades de puntos calientes con la fusión de cenizas; y que no son adecuados para sistemas de cogeneración de gran escala.

b. Gasificadores de lecho fluidizado

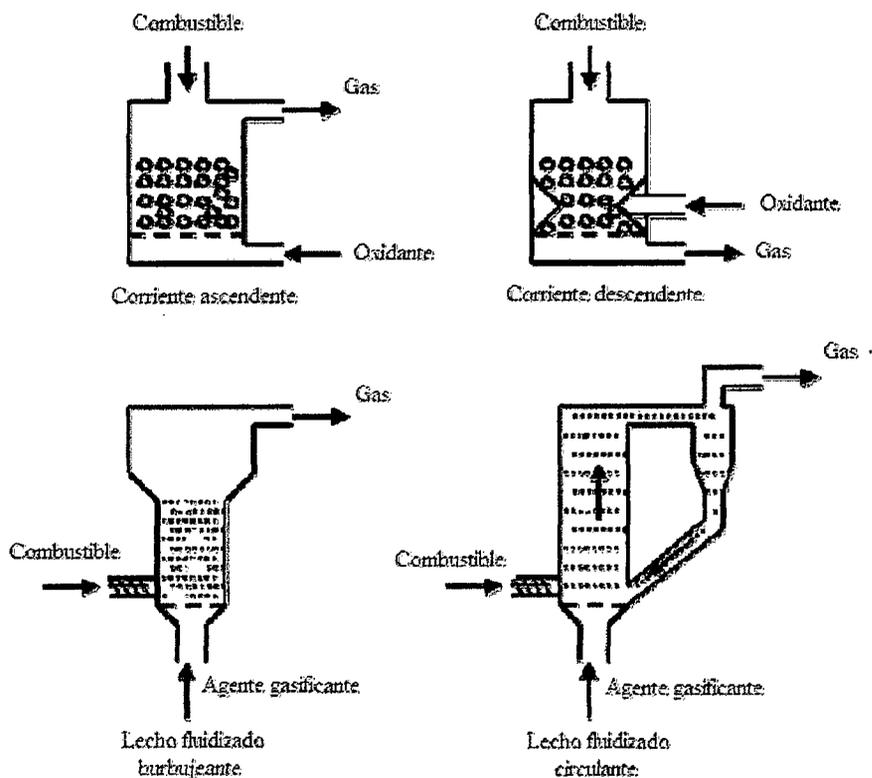
Son aquellos en que el combustible y el agente oxidante son mezclados en un lecho o cama caliente, compuesta de partículas finas de sólidos granulares como arena o alúmina. Las partículas inertes se calientan en el arranque, para luego servir como una fuente de ignición o portador de energía térmica en condiciones estables.

Debido a la mezcla intensa de gas – sólido, las diferentes zonas (secado, pirolisis, oxidación y reducción) no se pueden distinguir, por lo que la temperatura al interior del gasificador es uniforme en todo el lecho. Además, el gas producido contiene un menor contenido de residuos, respecto a los de lecho fijo, se pueden dividir de la siguiente manera:

b.1 Lecho fluidizado burbujeante

La corriente de fluido oxidante, que puede ser aire o vapor, pasa a través del lecho desde abajo; y cada vez se ve forzada a una velocidad mayor hasta que alcanza un punto en que la fuerza de rozamiento entre las partículas y el agente contrarresta el peso de las partículas. Este punto se le denomina de fluidización mínima. Este tipo de gasificadores supera ligeramente este punto, produciéndose burbujas en el interior. Un problema importante es la lenta difusión de oxígeno de las burbujas a la fase de emulsión, lo que crea condiciones de disminución de oxidación en el lecho del gasificador. Tiene un buen control de temperatura, y puede alcanzar grandes cantidades calor transferido. En la figura N° 19 se muestra un esquema de este tipo de gasificador.

FIGURA N° 19. Clasificación de gasificadores.



Fuente: Deshmukh, Ranjit

b.2 Lecho fluidizado circulante:

El flujo de agente oxidante se incrementa más allá de la velocidad de mínima fluidización, por lo que algunas partículas del lecho son arrastradas con el aire y flujo de vapor. Dada esta circunstancia se necesitan separar las sustancias, por lo que se usa un ciclón, para que las partículas regresen al lecho móvil. Este esquema se muestra en la figura N° 19. Dentro de sus ventajas sobre los Gasificadores anteriores se tiene:

- ✓ Mayor eficiencia de conversión y de transferencia de calor, debido al mayor tiempo de residencia.
- ✓ Menor cantidad de contaminantes en el gas producido, así como mayor poder calorífico del mismo.
- ✓ Genera un gas compacto, incluso a presión atmosférica.

Las temperaturas alcanzadas son mayores con referencia a los gasificadores burbujeantes, así como el precio de los materiales utilizados.

2.2.7 GASIFICACIÓN EN PLANTAS AZUCARERAS

A partir del análisis energético desarrollado en el capítulo anterior a una planta azucarera de cogeneración, se puede plantear la posibilidad de usar un sistema de gasificación para el bagazo en lugar de uno de combustión directa.

Dentro de las ventajas que se pueden encontrar a partir de la gasificación, sobre la combustión, se tiene:

- ✓ El gas presenta mejores propiedades de combustión respecto al sólido.
- ✓ Necesita menor cantidad de aire estequiométrico.
- ✓ Menor contaminación ambiental.
- ✓ El gas producido es fácil de almacenar y tiene un número mayor de aplicaciones.

Teniendo en cuenta las características mencionadas, se puede adaptar una planta azucarera a un sistema de gasificación. El tipo de gasificador más adecuado para convertir el bagazo en combustible gaseoso es uno de lecho fluidizado, ya sea burbujeante o circulante, teniendo en cuenta que usando el primero, la temperatura y presión no es tan alta, la inversión es menor, sin embargo se debe mejorar el sistema de limpieza. En la tabla N° 01 se muestra aproximadamente la composición del combustible gaseoso a partir de bagazo en un sistema de gasificación aplicado a una azucarera.

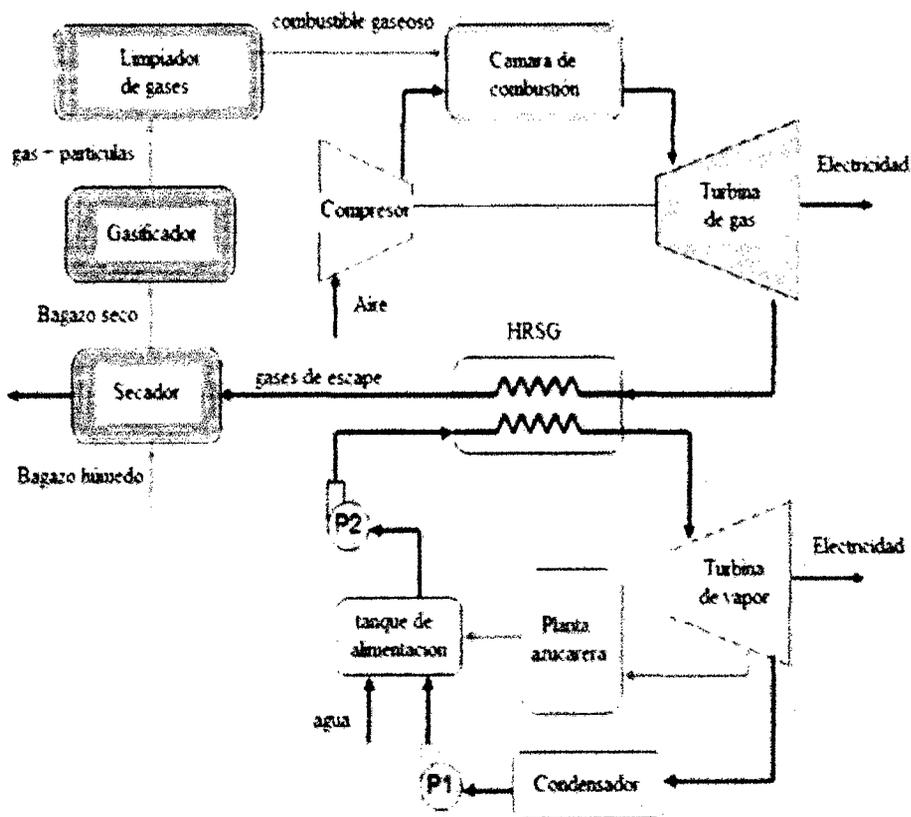
Al tener un combustible gaseoso a la salida del gasificador, y con la necesidad de mejorar los rendimientos de cogeneración de la planta azucarera, se utilizará un sistema de ciclo combinado, es decir se contará con una turbina de vapor y una de gas para la producción de energía eléctrica, mientras que las necesidades térmicas de la planta se mantendrán constantes. El diagrama de bloques completo de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para una planta azucarera se muestra en la figura N° 20

TABLA N° 01 Composición de combustible gaseoso producido con bagazo

Composición del gas	Porcentaje en volumen
Monóxido de carbono	15 – 20 %
Hidrógeno	15 – 20 %
Dióxido de carbono	8 – 12 %
Metano	1 – 5 %
Nitrógeno	45 – 50 %

Fuente: Deshmukh, Ranjit

FIGURA N° 20. Diagrama de bloques de sistema de cogeneración con ciclo combinado



Fuente: Deshmukh, Ranjit

El bagazo después de la molienda tiene aproximadamente 50% de contenido en humedad, el cual ingresa a un primer proceso de secado. A la salida del secador, se tiene bagazo con un rango de humedad entre 15 y 25% de humedad, el cual es idóneo para ingresar al gasificador.

Luego del proceso de gasificación, que consiste en el secado completo del bagazo, pirolisis, oxidación y reducción, se tiene un combustible gaseoso con cenizas y partículas sólidas, el cual necesita ingresar al sistema de limpieza de gas, para eliminar dichos contaminantes.

El combustible gaseoso ingresa a la cámara de combustión, donde se mezcla con aire atmosférico para ser quemado a una determinada presión. Los productos de combustión ingresan a una turbina de gas, para generar potencia eléctrica mientras se expanden hasta la presión de salida.

Es importante mencionar que la temperatura a la salida de la turbina, debe ser lo suficientemente alta, para que pase a través de un “generador de vapor por recuperación de calor” (HRSG), de modo que proporcione el calor suficiente a la corriente de agua que ingresa a este intercambiador de calor para ser evaporada, es decir, el calor proporcionado debe ser el equivalente al que brindaba la caldera en un sistema de cogeneración con turbina de vapor.

Los gases de escape a la salida del HRSG, a una menor temperatura pueden servir también para evaporar el contenido de humedad del bagazo al interior del secador y ser expulsados a la atmósfera con un impacto ambiental menor, ya que la temperatura es menor, reduciendo la contaminación térmica.

En cuanto a la parte inferior del sistema, que le corresponde al ciclo de vapor, el orden de los procesos y dispositivos es similar al de un ciclo rankine simple, con la diferencia que la caldera fue reemplazada por el HRSG, que se constituye en el dispositivo que une los sistemas de gas y vapor.

El sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación presenta grandes mejoras respecto a un sistema simple. A pesar de requerir una mayor inversión, la electricidad producida en total aumenta considerablemente, ya que la potencia producida por la turbina de gas puede desarrollar hasta el doble de potencia que la

turbina de vapor, debido a los rangos de temperatura en que trabaja cada una, por ejemplo, la primera opera a más de 1000°C, mientras que la segunda alrededor de los 450°C.

Con todo lo expuesto, se puede concluir que la alternativa descrita es muy factible, aunque no sea una tecnología muy aplicada, debido a la poca difusión de la gasificación, como a un elevado costo de inversión para los nuevos dispositivos. En el siguiente capítulo se desarrollará el análisis energético completo del sistema para comprobar cuantitativamente cuánto es la mejora respecto a un sistema convencional que usa normalmente una planta azucarera.

También se debe indicar que es mejor planificar desde el inicio de una planta un sistema de cogeneración con ciclo combinado, que modificar uno simple que trabaja previamente con turbina de vapor a uno combinado, ya que se tiene que dejar de lado la caldera, y muchas veces las dimensiones y características de los dispositivos del ciclo inferior varían, debido a que un sistema de gasificación requiere equipos menores que uno de combustión directa.

2.2.8 ALTERNATIVAS ADICIONALES PARA COGENERAR Y GASIFICAR

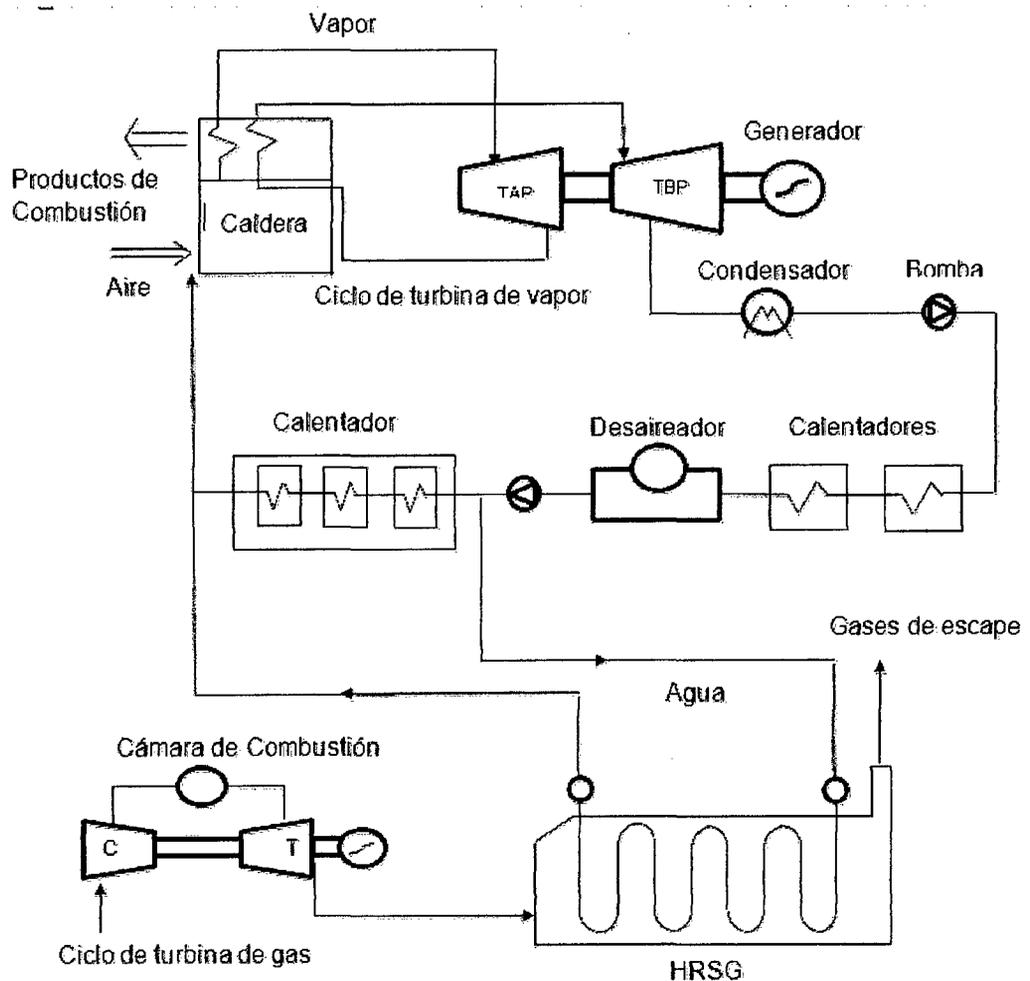
En la sección anterior se describió las ventajas que tiene un ciclo combinado con gasificación aplicado a una planta azucarera, así como los componentes básicos para su implementación. Sin embargo, estas ideas estaban orientadas al planeamiento o diseño de una planta que va a empezar a operar. Dada esta circunstancia y conociendo que la mayoría de azucareras, especialmente en nuestro país, operan con un ciclo de vapor; resultaría bastante complicado hacer el cambio a un sistema con ciclo combinado, debido a la cantidad y precio de los nuevos equipos, así como el dejar de lado la caldera para reemplazarla por un HRSG.

Esta posibilidad de cambio que se plantea, no es del todo convincente para los dueños o inversores de una planta, porque no se puede dejar de utilizar una caldera que ha tenido su propio costo, para instalar una serie de dispositivos que completen el ciclo combinado. Ante esta situación, se buscan alternativas que permitan contar con las ventajas de la gasificación y el ciclo combinado, sin necesidad de dejar de lado a la caldera inicial. A estas técnicas se les denomina sistemas de repotenciación, entre las cuales se tiene:

El precalentamiento de agua de alimentación, sistema que se muestra esquematizado en la figura N° 21, tiene la particularidad de usar un HRSG pequeño con la finalidad de elevar la temperatura del agua de alimentación antes del ingreso a la caldera, pudiendo llegar a reemplazar a los calentadores. En esta configuración la producción de bagazo se reparte entre lo que ingresa al gasificador y lo que ingresa a la caldera, la cual sigue siendo la principal fuente de calor y donde la repartición depende de las capacidades de los dispositivos.

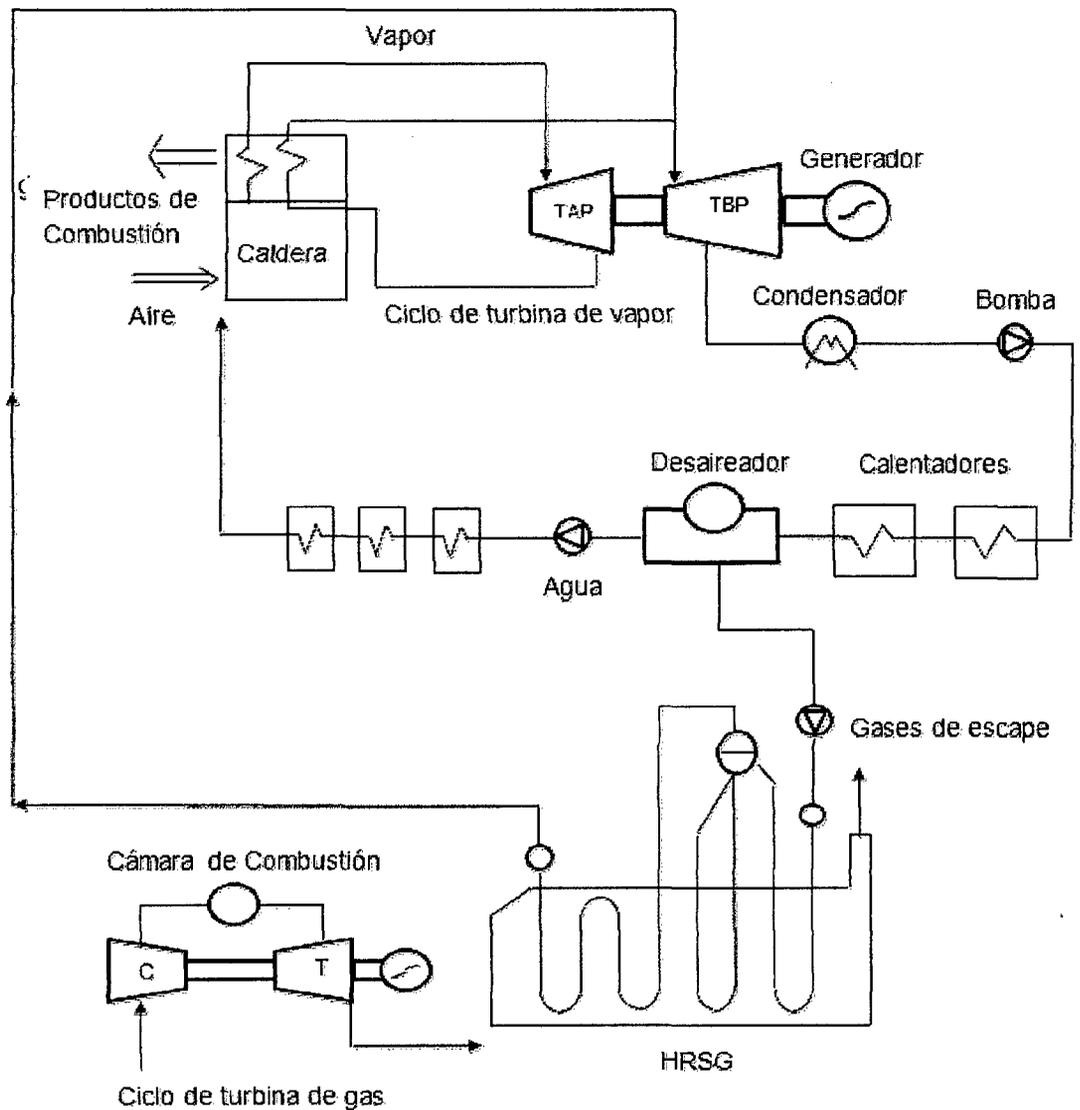
Un segundo caso se puede encontrar, usando un HRSG de mayor capacidad, que no sólo se dedique a calentar agua, sino a evaporarla y convertirla en vapor que puede ingresar a las turbinas, especialmente la de baja presión, compartiendo junto a la caldera la demanda de energía térmica de la planta. El esquema de esta configuración se aprecia en la figura N° 22.

FIGURA N° 21. Repotenciación con precalentamiento de agua de alimentación



Fuente: Giovanni Lozza

FIGURA N° 22. Repotenciación con generación de vapor de baja presión

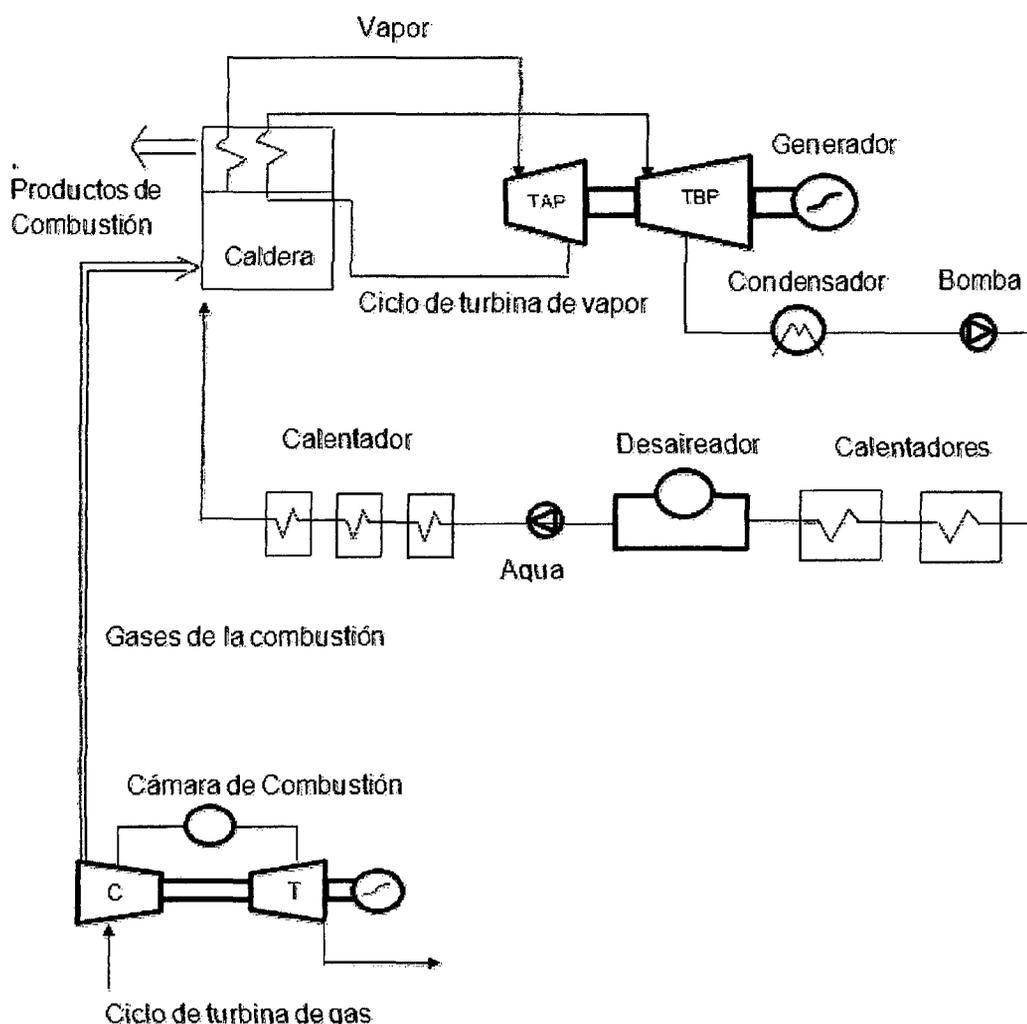


Fuente: Giovanni Lozza

En este último esquema, la producción de bagazo también se tiene que dividir entre lo que ingresa a la caldera y lo que ingresará al gasificador. Su ventaja y diferencia respecto al primero es que el gasificador cobra mayor importancia, al ser de mayor capacidad y condiciones, porque puede trabajar con un flujo másico mayor que implicaría un aumento del trabajo producido por la turbina de gas.

Un tercer caso o esquema se muestra en la figura N°23, que consiste en usar a la misma caldera como un HRSG, es decir los productos de combustión a la salida de la turbina de gas ingresan a la caldera como oxidante, en reemplazo de aire.

FIGURA N° 23. Repotenciación con doble combustión



Fuente: Giovanni Lozza

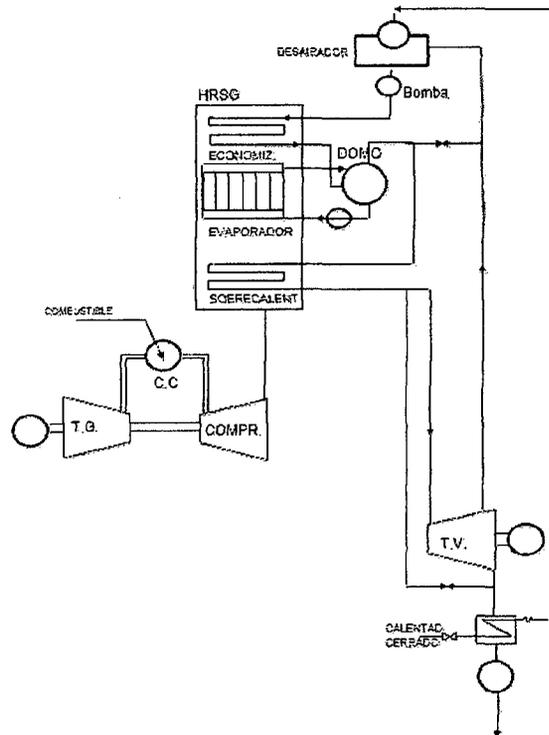
Es conveniente indicar que en esta configuración también se tiene que dividir el flujo de bagazo, tanto para la caldera como para el gasificador. A simple vista puede que parezca un ahorro el no tener que contar con un HRSG e implementar directamente la caldera, sin embargo esto crea inconvenientes como disminución de la eficiencia térmica como de cogeneración y un deterioro mayor de la caldera, que no estaba diseñada para esa forma de trabajo.

A partir de los esquemas discutidos, se puede concluir que el más adecuado para utilizarse es el segundo, porque cuenta con un sistema de gasificación mediano y produce un trabajo neto considerable en la turbina de gas. Es bueno indicarlo, porque en el siguiente capítulo también se mostrarán algunos resultados usando esta configuración.

2.2.9 CICLOS COMBINADOS GAS – VAPOR CON UN NIVEL DE PRESIÓN, PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS.

El ciclo combinado gas – vapor más sencillo es el de un solo nivel de presión, cuyo esquema se representa en la figura N° 24

FIGURA N° 24 Esquema de un ciclo combinado gas – vapor con un nivel de presión, potencia bruta 404.5 MW. Rendimiento bruto (PCI) 58.1%.



Fuente: Centrales térmicas de ciclo combinado - teoría y proyecto – Santiago Sabugal García y Florentino Gómez Moñux.

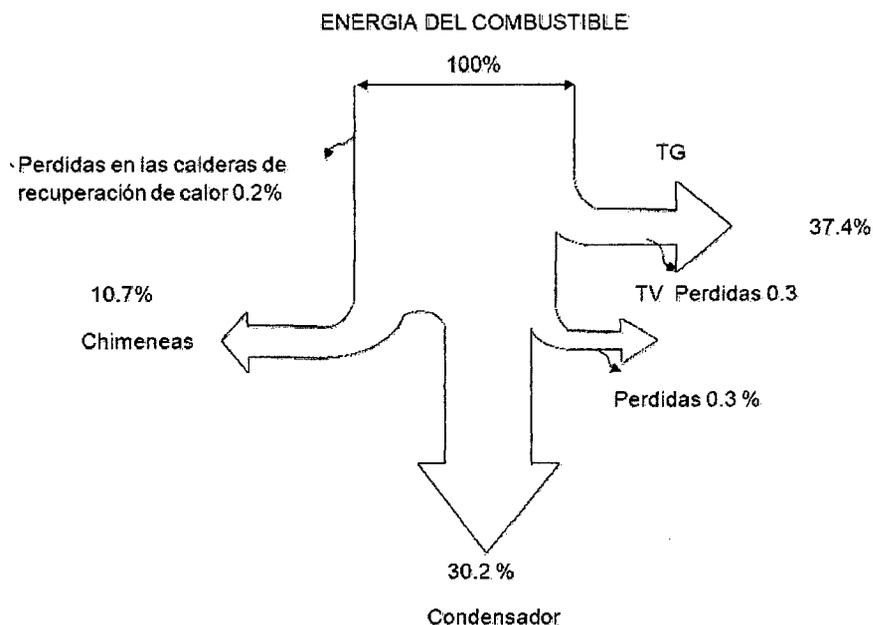
Presiones (P) en bar, temperatura (T) en °C y flujos (M) en kg/s.

LEYENDA: (1) compresor, (2) turbina de gas, (3) sobrecalentador, (4) evaporador, (5) economizador, (6) calderin, (7) turbina de vapor, (8) desgacificador, (9) condensador, (10) by – pass de vapor al condensador, (11) suministro de vapor al desgacificador en los arranques, (12) reposición de agua al ciclo.

En la figura N° 25 se muestra el diagrama de flujo de energía para este ciclo, en el cual se ven los aprovechamientos y pérdidas para una aportación dada de energía en el combustible.

Dado que las turbinas de gas utilizadas en los ciclos combinados gas – vapor están estandarizadas - con potencias y temperaturas de gases ya definidas -, quedan como grados de libertad para la optimización del ciclo, la presión, la temperatura y el caudal de vapor producido en la caldera de recuperación de calor. Estos han de ser seleccionados de forma que se obtenga el menor coste final del kwh producido en el conjunto caldera – turbina de vapor. A continuación se van a estudiar estos parámetros así como también otros que contribuyen a definir de forma más eficiente el ciclo agua – vapor.

FIGURA N° 25 Diagrama de flujo de energía de un ciclo combinado gas – vapor con un nivel de presión.



Fuente: Centrales térmicas de ciclo combinado - teoría y proyecto – Santiago Sabugal García y Florentino Gómez Moñux.

a. PERSSION DE VAPOR.

Con objeto de optimizar la potencia y el rendimiento de la turbina de vapor, se parte de la máxima temperatura posible para el vapor (el límite de esta es la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas menos 25 °C) y de la presión que permite obtener la máxima producción de energía en la turbina, teniendo en cuenta las limitaciones que imponen la presión en el condensador (alrededor de 0.04 bar) y el

contenido máximo admisible de humedad en la última rueda de la turbina de vapor por erosión de alabes (≤ 16 al 18%).

Conviene recordar que la potencia en el eje de la turbina de vapor depende de dos factores, flujo masico de vapor producido y salto entalpico disponible en la turbina de vapor.

La presión de vapor se seleccionara de forma que se obtenga un máximo en el producto flujo masico de vapor generado y salto entalpico disponible en la turbina de vapor, al momento de seleccionar la presión de trabajo se debe tener en cuenta el costo del resto de la instalacion.

Una presión elevada daría lugar a una menor generación de vapor al aumentar la temperatura de saturación a medida que lo hace la presión, lo que implicaría una menor recuperación de calor de los gases de escape de la turbina de gas y un menor rendimiento de la caldera de recuperación de calor.

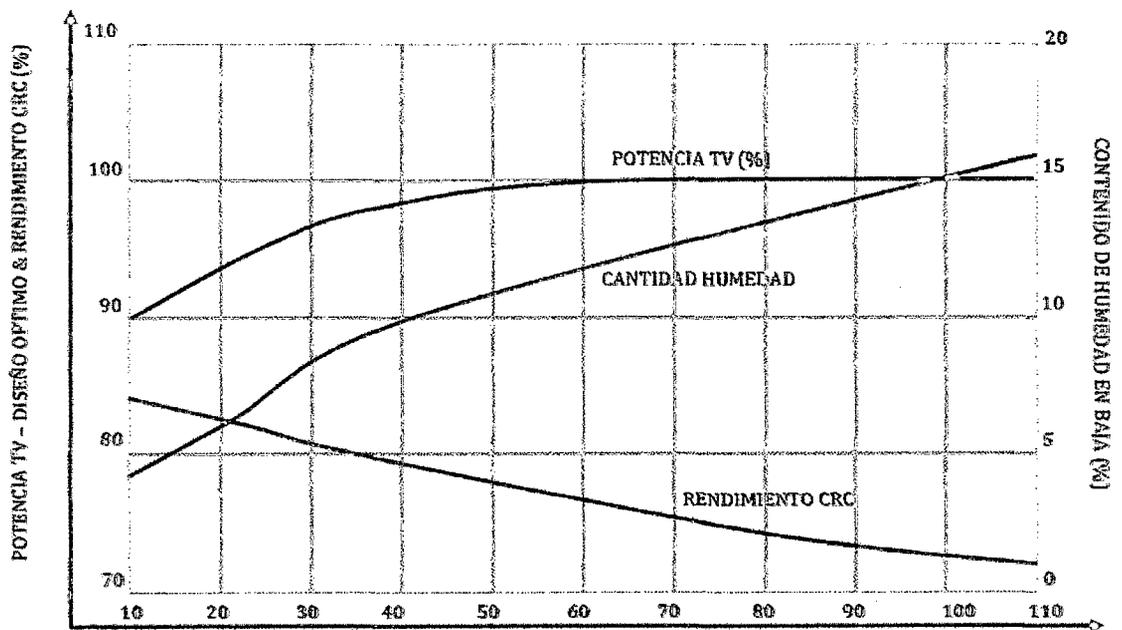
Por el contrario, con presiones de vapor pequeñas, habría una mayor producción de vapor, una mayor recuperación de calor de los gases, y un aumento del rendimiento de la caldera. Pero esta masa de vapor de menor densidad, origina mayores pérdidas internas en los equipos, siendo necesario un diseño mas caro de los sistemas principales – caldera, turbina, tubería, válvulas, condensador, sistema de agua de circulación etc. – y de toda la instalacion.

Desde una perspectiva termodinamica, y para aumentar el salto entalpico, el óptimo de presión de vapor para una temperatura de vapor determinada es aquella que, siendo la mas alta posible y compatible con la máxima recuperación de calor, no de lugar al final de la etapa de expansión a un contenido de humedad superior al máximo admisible en las últimas ruedas de la turbina de baja presión, minimizando así la erosión en los alabes.

Partiendo en el diagrama de mollier del punto dado por la presión en el condensador y la máxima humedad admisible, la línea isentropica hasta la temperatura que se desea obtener - $\leq (T_{\text{ESCAPE}} \text{ menos } 25^{\circ}\text{C})$ – nos daría la presión de vapor ideal. La presión de diseño es sin embargo mayor debido a que el salto real no es isentropico.

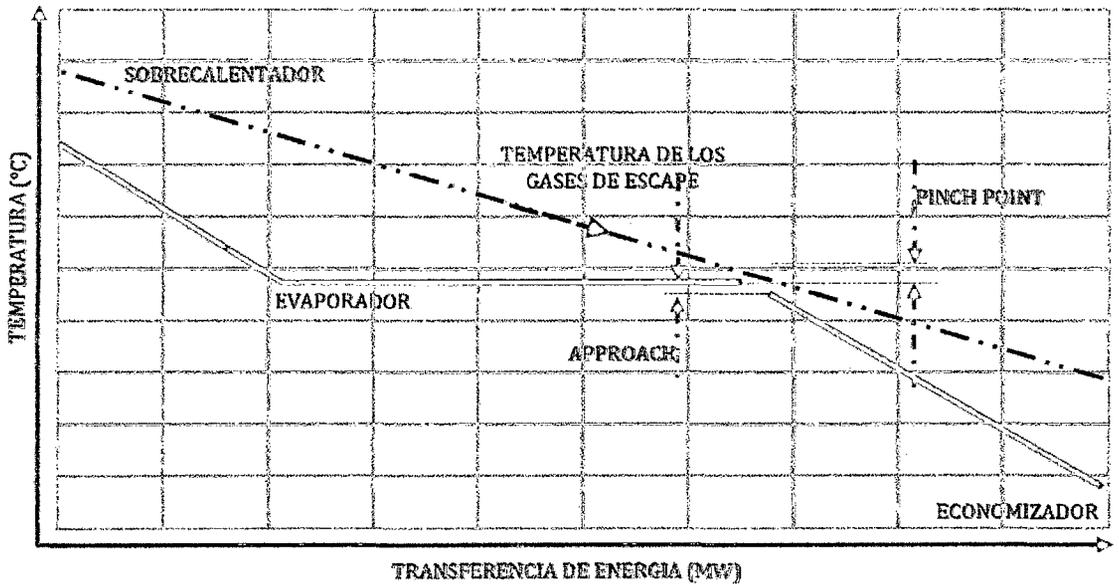
En la figura N° 26 se representa el grafico que relaciona la potencia dela turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperacion y la variacion del contenido de humedad del vapor en la ultima rueda para diferentes presiones. Se observa que alrededor de 100 bar se consigue la maxima potencia de la turbina de vapor, compatible con el maximo contenido de humedad admisible para la presion minima de trabajo en el condensador. La figura N° 27 muestra el diagrama de intercambio de energia entre los gases de escape y el agua – vapor de la caldera de recuperacion en un ciclo combinado gas – vapor de un solo nivel de presion.

FIGURA N° 26 Ciclo combinado gas – vapor con un nivel de presion. Relacion entre la carga de la turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperacion y la variacion del contenido de humedad del vapor en la ultima rueda para diferentes presiones de vapor.



Fuente: Centrales térmicas de ciclo combinado - teoría y proyecto – Santiago Sabugal García y Florentino Gómez Moñux.

FIGURA N° 27 Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua – vapor de la caldera de recuperacion en un ciclo combinado gas – vapor de un solo nivel de presion.



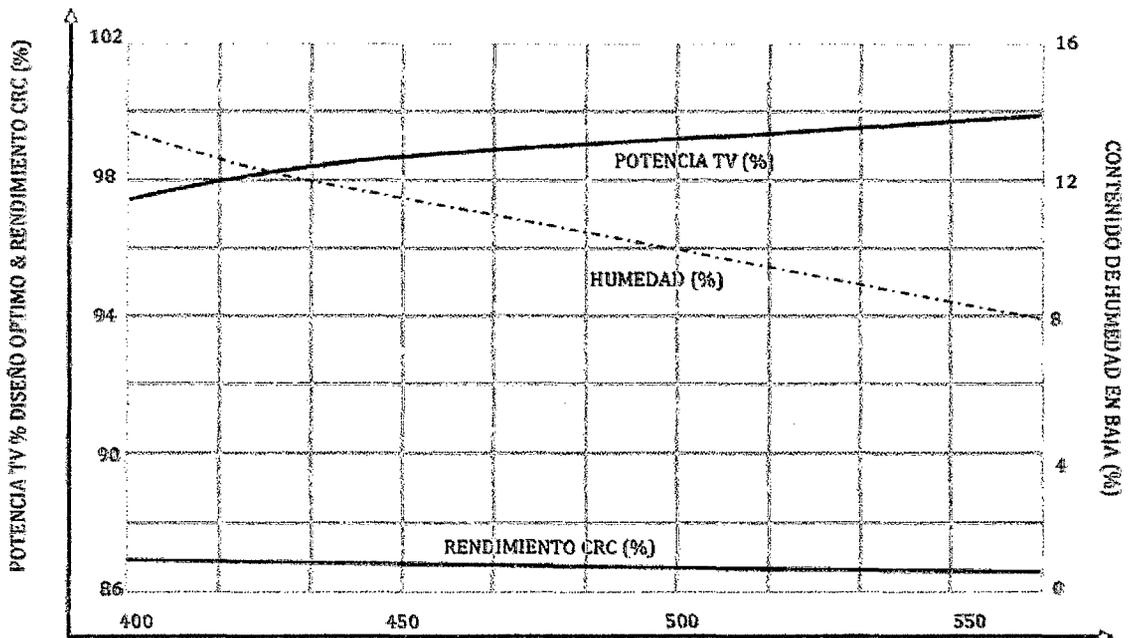
Fuente: Centrales térmicas de ciclo combinado - teoría y proyecto – Santiago Sabugal García y Florentino Gómez Moñux.

b. TEMPERATURA DE VAPOR.

La temperatura máxima del vapor se fija de manera que esta sea menor o igual a que la de los gases de escape de la turbina de gas menos 25 °C teniendo en cuenta que el salto entálpico de la turbina devapor mejora con la temperatura. No obstante la temperatura de vapor a la turbina se selecciona logrando un equilibrio entre la mejora del salto entálpico, la disminución del caudal de vapor que se produce al aumentar la temperatura del vapor y el mayor coste de los materiales a utilizar en el sobrecalentador y tuberías de vapor a la turbina.

Como puede verse en la figura N° 28, la potencia de la turbina de vapor mejora ligeramente con la temperatura, al prevalecer la mejora del salto entálpico frente al descenso en la producción de vapor que acontece al disminuir la energía de los gases disponible para la vaporización. Asimismo, la mayor temperatura del vapor contribuye a reducir el contenido de humedad en los alabes de las últimas ruedas, permitiendo aumentar el vacío en el condensador y, de este modo, incrementar aun más la potencia.

FIGURA N° 28 ciclo combinado gas – vapor con un nivel de presión. Relación entre la carga de la turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperación y la variación del contenido de humedad del vapor en la última rueda para diferentes temperaturas de vapor.

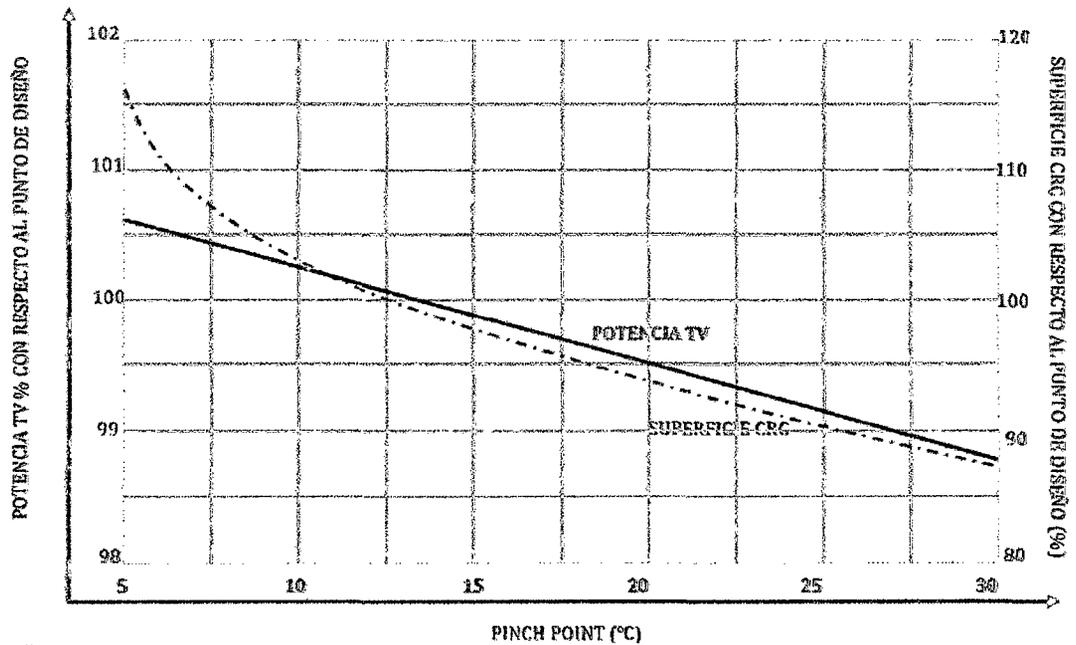


Fuente: Centrales térmicas de ciclo combinado - teoría y proyecto – Santiago Sabugal García y Florentino Gómez Moñux.

c. PINCH POINT

Se define como la diferencia entre la temperatura del vapor a la salida del evaporador y la temperatura de los gases en esa zona. Valores óptimos de pinch point estarían comprendidos entre 5 y 10 °C. Cuanto menor es el pinch point, mayor es la cantidad de vapor generado, mayor es la superficie total de intercambio de calor requerida tanto en el evaporador como en el sobrecalentador y mayor es, por tanto, el coste de la caldera. En la figura N° 29 se representan las curvas que relacionan este parámetro con la potencia de la turbina de vapor y la superficie de la caldera de recuperación.

FIGURA N° 29 Ciclo con un nivel de presión. Relación existente entre pinch point, potencia de la turbina de vapor y la superficie de la caldera de recuperación de calor.



Fuente: Centrales térmicas de ciclo combinado - teoría y proyecto – Santiago Sabugal García y Florentino Gómez Moñux.

d. APPROACH TEMPERATURA.

Se define como la diferencia entre la temperatura de saturación en el calderín y la del agua a la salida del economizador. Esta diferencia es necesaria para evitar la evaporación en los tubos del economizador en los arranques, subidas de carga y operación a cargas parciales, valores óptimos de este parámetro estarían comprendidos entre 5 y 10 °C.

un valor pequeño de este parámetro conlleva un mayor aprovechamiento del calor, pero también una mayor superficie de intercambio en el economizador y, tal vez, la necesidad de utilizar materiales aleados en su última etapa para resistir eventuales sobrecalentamientos del material en caso de producirse vaporizaciones. Especial cuidado se debe tener en la operación a cargas parciales con valores bajos de approach para evitar que las vaporizaciones bloqueen el paso del agua en las calderas horizontales de circulación natural.

La suma de estos dos parámetros – pinch point y approach de temperatura – determina la producción de vapor una vez fijadas la presión y temperatura del vapor. No obstante, la superficie de caldera necesaria no es la misma para una misma suma dada de ambos parámetros, y el óptimo de cada parámetro debe escogerse teniendo en

cuenta las condiciones de operación. Para un ciclo combinado gas – vapor trabajando en base a las probabilidades de evaporación en el economizador son pequeñas y el approach puede reducirse, lo que implicaría una mayor superficie del economizador.

e. CAIDA DE PRESION EN EL SOBRECALENTADOR.

Para una temperatura y presión final del vapor en la turbina, diseños de sobrecalentador con pérdidas de carga grande reducen la producción de vapor. Ello se debe a que, para mantener la presión del vapor a la entrada de la turbina, la presión y temperatura de saturación deben ser mayores y por tanto no se podría aprovechar en el proceso de evaporación la energía de los gases con temperaturas inferiores a la de saturación.

La geometría y el diámetro de los tubos juegan un papel esencial, teniendo una vez más que buscar el equilibrio entre coste y eficiencia. Valores de caídas de presión óptimos estarían comprendidos entre 5 y 8 bar.

f. CAIDA DE PRESION EN EL ECONOMIZADOR

La caída de presión en el economizador tiene una influencia directa en el consumo de bombas de agua de alimentación, por lo que la geometría y diámetro de los tubos se seleccionan buscando un equilibrio entre caída de presión y coste.

g. TEMPERATURA DEL AGUA DE ALIMENTACION

El rendimiento de la caldera de recuperación aumenta cuanto más baja es la temperatura del agua a la entrada del economizador, ya que es la vía para reducir la temperatura de salida de los gases hacia la chimenea. Esta es la razón por la cual no existen calentadores de agua en un ciclo combinado gas – vapor, y solo se calienta el agua de alimentación en el desgasificador o en el condensador con el fin de reducir la solubilidad de los gases en el agua y eliminar estos, bien en el desgasificador o a través del sistema de vacío del condensador. Esta baja temperatura del agua de alimentación es una característica diferencial de las centrales de ciclo combinado gas – vapor con respecto a las de caldera convencional, que consiguen mayores eficiencias calentando el agua de alimentación por medio de múltiples extracciones de vapor de la turbina.

El calentamiento del agua en el desgasificador tiene lugar en condiciones normales de operación a partir de una extracción de vapor de la turbina y en los arranques con vapor procedente del calderín. Por otro lado, el calentamiento del agua de reposición al ciclo en el condensador tiene por finalidad reducir la solubilidad de los gases no condensables (CO_2 , N_2 , O_2 , CO , etc.) en el agua y eliminarlos en su mayor parte a través del sistema de vacío en el condensador, reduciendo el aporte de productos químicos al ciclo – hidracina (N_2H_4) – y el consumo de vapor en los venteos del desgasificador. El calor para este calentamiento puede venir del agua caliente de la purga continua del calderín y de aporte de vapor auxiliar hasta conseguir una temperatura de 50 – 60 °C.

Calentadores de agua de reposición, y aportando esta al condensador de forma que haya una gran superficie de contacto entre el agua de aportación y la atmósfera de vacío que hay en el condensador, se pueden obtener niveles de O_2 en el agua del ciclo inferiores a 7ppb, lo que minimiza la inyección de hidracina en marcha normal e incluso permitiría eliminar el desgasificador y la bomba de condensado. En este caso, la bomba de condensado haría a la vez la función de bomba de agua de alimentación, para lo cual sería necesario aumentar la capacidad del pozo caliente del condensador.

Son posibles otras soluciones, como por ejemplo recircular agua caliente desde la salida del economizador para calentar el agua en el desgasificador, y de este modo evitar la extracción de vapor de la turbina incrementando su potencia. En ese caso se impone el equilibrio entre coste y eficiencia, y la solución óptima se adoptará en función al beneficio que aporte la mayor producción en la turbina de vapor frente al mayor coste derivado de aumentar la superficie del economizador.

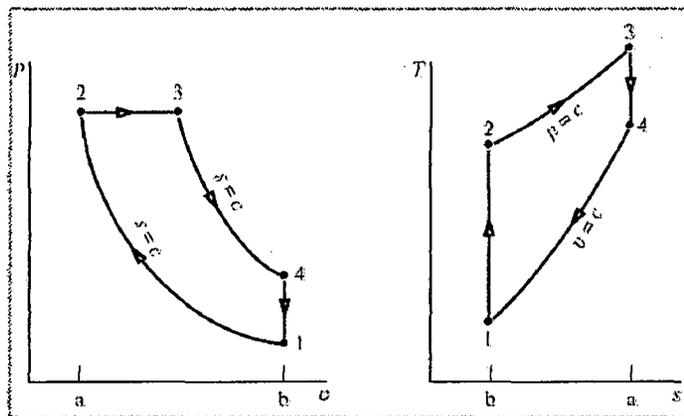
Un ciclo previsto para arranques y paradas frecuentes se optimiza para evitar las corrosiones internas, diseñándolo para desairar completamente el agua de aporte a la caldera, optimizando el condensador, la inyección de hidracina en la descarga de las bombas de condensado y vigilando los parámetros químicos del ciclo para asegurar la ausencia de gases corrosivos y contaminación por sales procedentes de posibles roturas en los tubos del condensador. Además, la temperatura en la superficie de los tubos más fríos del economizador debe mantenerse por encima de la temperatura del punto de rocío del vapor del agua para evitar condensaciones ácidas que darían lugar a corrosiones, lo que se consigue calentando el agua de alimentación –

inyectando vapor en el desgacificador -, ya que incluso una temperatura mas elevada de los gases que el punto de rocío no asegura la ausencia de condensaciones en los tubos del economizador.

h. ALGUNAS CONSIDERACIONES TERMODINÁMICAS

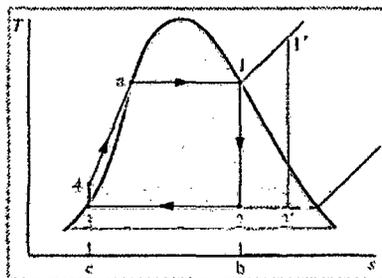
Desde el punto de vista termodinámico el ciclo combinado se puede analizar siguiendo los procedimientos establecidos para los ciclos de térmicos Rankine y Brayton, que son los correspondientes al ciclo de vapor y gas respectivamente.

FIGURA N° 30. Diagramas de Ciclo Joule Brayton: P-V T-S.



Fuente: Moran y Shapiro - Termodinámica

FIGURA N° 31. Diagramas de Ciclo Rankine: T-S



Fuente: Moran y Shapiro – Termodinámica

La eficiencia termodinámica de un ciclo Rankine se puede incrementar con algunas de las siguientes acciones, entre otras:

Disminución de la presión en el condensador. Esto está limitado por la temperatura del agua de refrigeración disponible y por el aumento del tamaño del condensador.

Aumento de la presión de entrada a la caldera de recuperación. Esto tiene una limitación de orden práctico (técnico - económico) con valores de presión entre 250 y 350 bar.

Aumento de la temperatura de sobrecalentamiento, en este caso la temperatura máxima viene limitada por la resistencia de los materiales de construcción con límites prácticos del orden de los 600°C.

En relación con el ciclo Brayton, éste es un ciclo abierto y su eficiencia se puede aumentar implementado entre otros:

El ciclo regenerativo, en el cual se precalienta el aire que sale del compresor con los gases de escape de la turbina de gas aprovechando así una parte de su energía remanente.

El acoplamiento de ambos ciclos trae como consecuencia el uso de algunas de estas acciones, con la correspondiente mejora de las eficiencias termodinámicas. Como se indicó anteriormente se logra fundamentalmente el aprovechamiento total, dentro de los límites prácticos, de la energía de los gases de escape de la turbina de gas aplicando la misma a la generación del vapor y su sobrecalentamiento a niveles de temperatura óptimos para la eficiencia del ciclo.

La optimización termodinámica del ciclo combinado requiere minimizar la pérdida de exergía, es decir la energía transmisible a un dado nivel de temperatura, y aumentar al máximo la transmisión de energía en la recuperación.

Se puede obtener una recuperación adicional de exergía convirtiendo el ciclo combinado de una presión en un ciclo de dos presiones. Esto se logra agregando dos bancos de intercambiadores de calor en la caldera de recuperación, correspondientes a un economizador y un sobrecalentador que operan a presiones distintas de los del ciclo combinado de una presión.

Otra ventaja termodinámica del ciclo combinado es la menor cesión de energía en el condensador del ciclo de vapor respecto a la que correspondería a un ciclo de vapor de igual potencia que el ciclo combinado. Esto se explica porque la potencia del ciclo de vapor es del orden de un tercio de la potencia total del ciclo combinado.

2.2.10 EVALUACION ECONOMICA

a. **IMPORTANCIA:**

Las inversiones están presente en pequeña o gran medida en las empresas para realizar proyectos ya sea de mejora de algún proceso o nuevo negocio.

La evaluación para analizar los proyectos de inversión se basan normalmente en el análisis de los ingresos y gastos relacionados con el proyecto, teniendo en cuenta cuando son efectivamente recibidos y entregados, es decir, en los flujos de caja (cash flow) que se obtienen en dicho proyecto con el fin de determinar si son suficientes para soportar el servicio de la deuda anual (principal más intereses) y de retribuir adecuadamente el capital aportado por los socios.

Para evaluar la viabilidad de un proyecto de inversión los indicadores más utilizados por los expertos son: Valor actual neto, tasa interna de retorno, coeficiente beneficio costo y periodo de recuperación.

b. **INDICADORES ECONÓMICOS:**

Estos indicadores de evaluación permiten dar una medida, más o menos ajustada, de la rentabilidad que podemos obtener con el proyecto de inversión, antes de ponerlo en marcha. También permiten compararlo con otros proyectos similares, y, en su caso, realizar los cambios en el proyecto que se consideren oportunos para hacerlo más rentable.

Por tanto este trabajo se basa en la evaluación desde el punto de vista empresarial utilizando los indicadores antes mencionados, para una mejor toma de decisión. Aunque es oportuno decir que para un mejor análisis se puede hacer también una evaluación social, un análisis de sensibilidad u otros.

❖ **VALOR ACTUAL NETO:**

Consiste en actualizar a valor presente los flujos de caja futuros que va a generar el proyecto, descontados a un cierto tipo de interés (la tasa de descuento), y compararlos con el importe inicial de la inversión. Como tasa de descuento se utiliza normalmente el costo de oportunidad del capital (COK) de la empresa que hace la inversión.

Si $VAN > 0$: El proyecto es rentable.

Si $VAN = 0$: El proyecto es postergado.

Si $VAN < 0$: El proyecto no es rentable.

A la hora de elegir entre dos proyectos, elegiremos aquel que tenga el mayor VAN.

El valor actual neto corresponde al valor actualizado de todos los flujos netos obtenidos en el futuro por sobre la inversión inicial a lo largo del periodo de evaluación del proyecto.

$$VAN = -I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{BN_t}{(1+i)^n} \quad (01)$$

Este criterio plantea que el proyecto deberá aceptarse si el VAN es igual o superior a cero.

❖ **TASA INTERNA DE RETORNO:**

El criterio de la tasa interna de retorno (TIR) evalúa el proyecto en fusión de una única tasa de rendimiento por periodo con la cual la totalidad de los beneficios actualizados son exactamente iguales a los desembolsos expresados en moneda actual. Este criterio es equivalente a igualar el $VAN = 0$ y determinar la correspondiente tasa que permite que el flujo actualizado sea cero. La tasa calculada se compara la tasa de descuento del proyecto.

Si la TIR es mayor o igual a la tasa de descuento el proyecto debe aceptarse, de lo contrario no debería llevarse a cabo. Su expresión matemática es la siguiente:

$$0 = -I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{BN_t}{(1+i)^n} \quad (02)$$

❖ **PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN O PAYBACK**

Es un indicador de retorno de la inversión que nos permite conocer el tiempo en el cual se recupera la inversión realizada en función a los ahorros obtenidos.

Es un indicador utilizado en los programas de uso eficiente y ahorro de energía para poder medir la rapidez del recupero de lo invertido sin tener en cuentas los parámetros de interés. Se expresa según la siguiente ecuación.

$$PAYBACK = \frac{I_0}{BN} \quad (03)$$

CAPITULO III MATERIAL Y METODO

3.1 HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN.

La evaluación de los procesos energéticos en la ampliación de molienda del Ingenio San Jacinto S.A., permitirá optimizar el actual modelo de generación térmico – eléctrico en un 25%.

3.2 VARIABLES E INDICADORES DE LA INVESTIGACIÓN.

a. VARIABLE INDEPENDIENTE.

- ❖ Evaluación de los procesos energéticos

b. VARIABLE DEPENDIENTE.

- ❖ Optimización de la ampliación de molienda.

c. INDICADORES DE LA VARIABLE INDEPENDIENTE.

- ❖ Caña total molida
- ❖ Generación de Vapor
- ❖ Bagazo consumido para la generación de vapor
- ❖ Generación Eléctrica
- ❖ Inversión en la optimización de los procesos energéticos en la ampliación de molienda.

d. INDICADORES DE LA VARIABLE DEPENDIENTE.

- ❖ Índice de generación térmica en $\frac{\text{Kg Vapor}}{\text{Kg. Combustible}}$
- ❖ Índice de consumo eléctrico en $\frac{\text{KW}}{\text{Tn Caña}}$
- ❖ Índice de consumo térmico $\frac{\text{Kg. Vapor}}{\text{Tn Caña Molida}}$
- ❖ Payback

3.3 MÉTODOS DE LA INVESTIGACIÓN.

3.3.1 SOLUCIONES PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA:

La optimización de los procesos energéticos en la ampliación de molienda del ingenio san Jacinto se realiza teniendo en cuenta el registro de datos y parámetros así como las evaluaciones de los procesos energéticos del ingenio y evaluación económica:

DATOS Y PARÁMETROS DE OPERACIÓN ACTUALES DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS DEL INGENIO SAN JACINTO S.A:

Registro de datos y parámetros actuales de los proceso energéticos del ingenio para su evaluación actual.

EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGETICOS ACTUAL DEL INGENIO:

Evaluación de los procesos energéticos relacionados con el consumo y generación de energía térmica y eléctrica en el ingenio.

DATOS Y PARÁMETROS DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS PROYECTADOS PARA LA AMPLIACION DE MOLIENDA DEL INGENIO:

Registro de datos y parámetros de los proceso energéticos proyectados para la ampliación de molienda del ingenio.

EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGETICOS PROYECTADOS, PARA SU OPTIMIZACION EN LA AMPLIACION DE MOLIENDA DEL INGENIO:

Evaluación de los procesos energéticos proyectados en la optimización para la ampliación de molienda del ingenio.

3.3.2 ANÁLISIS DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS DEL INGENIO SAN JACINTO.

Se tomara en cuenta lo siguiente:

- ❖ Molienda actual de 3000 TCD con proceso energéticos continuos
- ❖ Ampliación de molienda a 4500 TCD con procesos energéticos optimizados.

3.4 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.

3.4.1 EVALUACIÓN DEL BALANCE ENERGÉTICO ACTUAL DEL INGENIO

Para el balance energético actual de los procesos energéticos en el ingenio es necesario conocer la cantidad de energía térmica usada en los principales equipos consumidores de vapor de las diferentes áreas.

También, cuantificar la energía eléctrica total generada en planta del suministro interno por el turbogenerador instalado y externo por compra al distribuidor Hidrandina.

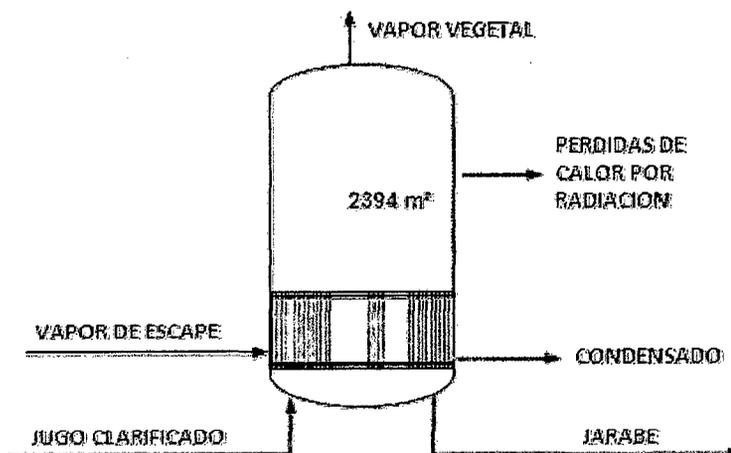
Las principales áreas de fábrica son: Trapiche, Calderas, Elaboración, Planta de Fuerza y Destilería.

Se ha de tener en cuenta que en el Anexo N° 01 al 04 se presentan una relación de equipos eléctricos por cada área, dentro del cual se aprecia el consumo real.

A. PARÁMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO ACTUAL EN EL ÁREA DE ELABORACIÓN

Actualmente el área cuenta con varios equipos consumidores de vapor de baja presión: Pre- evaporadores, evaporadores, tachos., de los cuales se están repotenciando algunos e instalando nuevos.

FIGURA N° 32. Diagrama para el balance de energía en el pre evaporador



Fuente: Elaboración propia

TABLA N° 02 Datos de planta – sistema de evaporación

EQUIPOS	# Tubos	Tubos	# Tubos Real	Øext. Tubos	Espesor tubos	Longitud Tubo	Espesor placas	Superf. Calent.
		Taponeados		(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)
Pre Evaporador Nuevos # 1	8128	0.00	8128.00	38.10	1.50	3048.00	19.05	2697.69
Pre Evaporador Nuevos # 2	8128	0.00	8128.00	38.10	1.50	3048.00	19.04	2697.71
Pre Evaporador # 1	2950	8.00	2942.00	50.80	1.50	2133.60	25.40	920.17
Pre Evaporador # 2	3320	19.00	3301.00	50.80	1.50	2133.60	25.40	1032.45
Pre Evaporador # 3	3460	15.00	3445.00	50.80	1.50	2133.60	25.40	1077.49
Evaporador # 1	1365	6.00	1359.00	50.80	1.50	2133.60	25.40	425.05
Evaporador # 2	1365	8.00	1357.00	50.80	1.50	2133.60	25.40	424.43
Evaporador # 3	1365	6.00	1359.00	50.80	1.50	2133.60	25.40	425.05
Evaporador # 4	1365	8.00	1357.00	50.80	1.50	2133.60	25.40	424.43
Evaporador # 5	1365	3.00	1362.00	50.80	1.50	2133.60	25.40	425.99

Fuente: Departamento de Mantenimiento Mecánico – Agroindustrias San Jacinto

El cálculo necesario para evaluar los balances de energía y materia en los equipos consumidores se basan directamente con el área de transferencia de calor (superficie de calentamiento), para cada equipo directamente involucrado con el proceso de la elaboración de azúcar.

❖ **Flujo másico de jugo clarificado.**

$$m.jc = C * Pj) \quad (04)$$

❖ **Calor específico del jugo clarificado a la entrada del pre evaporador.**

$$Ce jc = 1 - 0.006 * Bxe \quad (05)$$

- ❖ **Calor específico del jugo clarificado a la salida del pre evaporador.**

$$C_{s\ jc} = 1 - 0.006 * B_{xs} \quad (06)$$

- ❖ **Flujo másico de vapor vegetal.**

$$m_{v.\ veg} = m_{.cj} * \left[1 - \frac{B_{xe}}{B_{xs}} \right] \quad (07)$$

- ❖ **Flujo másico de jugo clarificado a la salida del pre evaporador.**

$$m_{.js} = m_{.cj} - m_{v.v} \quad (08)$$

- ❖ **Flujo másico de condensado.**

$$m_c = m_{ve.sat} \quad (09)$$

- ❖ **Flujo másico del vapor de escape saturado consumido en pre evaporadores.**

$$m_{ve.sat} = \left[\frac{m_{v_1} * (h_{v_1} - C_s * T_s) + m_{.jc} * (C_s * T_s - (1 - \%P) * C_e * T_e)}{(1 - \%P) * h_{ve} - h_c} \right] \quad (10)$$

- ❖ **Flujo másico de vapor saturado total para consumo en procesos.**

$$m_{v.proc.} = m_{ve.sat} + m_{v.d} + m_{v.BP} \text{ otros usos mas perdidas} \quad (11)$$

- ❖ **Flujo másico de vapor sobrecalentado de extracción para procesos.**

$$m_{v.sob.} = m_{v.proc.} - m_{a.sat.} \quad (12)$$

B. PARÁMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO ACTUAL EN EL ÁREA DE DESTILERÍA.

El consumo de vapor en destilería para los procesos de refinamiento de alcohol viene dado por la siguiente ecuación, en la cual involucra el ratio de consumo de vapor por litro de alcohol y la cantidad de alcohol producido.

- ❖ **Flujo másico de vapor saturado consumido en la destilería de alcohol.**

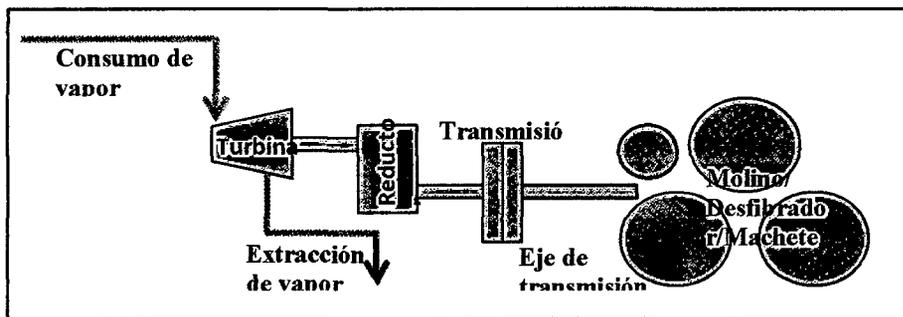
$$mv.d = R_d * Lt.A \quad (13)$$

C. PARÁMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO ACTUAL EN EL ÁREA DE TRAPICHE.

Actualmente el área cuenta con 06 turbinas para el accionamiento mecánico de 02 machetes, 01 desfibrador y 05 molinos. La parte electrificada se complementa con motores eléctricos en los cuales se realizara una evaluación de consumo, registrándola como potencia instalada y potencia consumida.

Los balances de energía correspondientes a los equipos de accionamiento se realizaron en base al siguiente esquema.

FIGURA N° 33. Diagrama de consumo y transmisión de energía mecánica en el área de trapiche.



Fuente: elaboración propia.

Se mencionan los equipos consumidores térmicos en el área de trapiche.

TABLA N°03 Equipos consumidores de vapor en el área de trapiche.

Turbina del primer juego de machetes
Turbina del segundo juego de machetes
Turbina del desfibrador
Turbina del primer y segundo molino
Turbina del tercer y cuarto molino
Turbina del quinto molino

Fuente: elaboración propia.

C.1 PRIMER Y SEGUNDO JUEGO DE MACHETES.

- ❖ **Altura del colchón de caña.**

$$h = \frac{1000 \cdot C}{60 \cdot v \cdot L \cdot d} \quad (14)$$

- ❖ **Porcentaje peso trabajado.**

$$i = \frac{r}{h} \times 100 \quad (15)$$

- ❖ **Proporción de cañas cortadas.**

$$k = \frac{100 - i}{100} \quad (16)$$

- ❖ **Potencia del primer y segundo juego de machetes.**

$$P = 0.0025 \frac{k \cdot C \cdot f \cdot n \cdot R}{p} \quad (17)$$

C.2 DESFIBRADORA.

- ❖ **Índice de preparación de caña.**

$$PI = 79.7 \cdot \left(\frac{P}{\frac{0}{mc}} \right)^{0.074} \quad (18)$$

C.3 MOLINOS O TRAPICHES.

- ❖ **Carga fibrosa.**

$$Cf = 60 \cdot \pi \cdot D \cdot n \cdot L \cdot q \quad (19)$$

- ❖ **Carga fibrosa específica.**

$$\tau = \frac{q}{D} \quad (20)$$

- ❖ **Densidad de la fibra a una determinada presión.**

$$\delta = 1.512 + 220 \cdot 10^{-6} \cdot p \quad (21)$$

- ❖ **Densidad del jugo a una determinada presión.**

$$\delta' = \delta'_0 \cdot (1 + 380 \times 10^{-6} \cdot p) \quad (22)$$

- ❖ **Densidad del bagazo comprimido.**

$$d = \frac{1}{\frac{F}{\delta} + \frac{1-F}{\delta'}} \quad (23)$$

- ❖ **Potencia consumida por los molinos.**

$$T = \frac{nD}{\ell} \left[P \left(0.5 \cdot \sqrt{\frac{\tau}{dF}} + 0.05 \right) + 4L \right] \quad (24)$$

- ❖ **Potencia en el eje de la turbina de accionamiento de los equipos de preparación y extracción de caña.**

$$P_e = \frac{P}{n_r} \quad (25)$$

- ❖ **Potencia térmica consumida por las turbinas de accionamiento de los equipos de preparación y extracción de caña.**

$$P_t = \frac{P_e}{n_{is}} \quad (26)$$

- ❖ **Consumo de vapor por la turbina de accionamiento de los equipos de preparación y extracción de caña.**

$$C = \frac{P_t \cdot w}{2205} \quad (27)$$

D. PARÁMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO ACTUAL EN EL ÁREA DE CALDERAS.

d.1 PROCESO DE GENERACIÓN DE VAPOR.

Para calcular la cantidad de bagazo consumido por las calderas es necesario realizar el balance energético del proceso de generación de vapor, con lo cual se pueden determinar además el índice de generación de vapor.

La cantidad de vapor generado está definido por el consumo que existe en el proceso de elaboración de azúcar y alcohol.

❖ Poder calorífico inferior del bagazo.

$$VCN = 4250 - 4850w \quad (28)$$

❖ Perdida de calor en los gases de combustión.

$$q = t(1-w)(1.4m + \frac{0.50}{1-w} - 0.12) \quad (29)$$

❖ Cantidad de calor recuperado de la combustión.

$$q' = (VCN - q) \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \eta \quad (30)$$

❖ Índice de generación térmica.

$$I.G = \frac{q'}{h_i - h_s} \quad (31)$$

❖ Flujo másico de vapor producido por las calderas.

$$mv.tot. = mv.sob. + mv.desaireador + mv.AP otros usos + m.cond. \quad (32)$$

❖ Flujo másico total de agua consumido por las calderas.

$$C.a = 1.03 * mv.tot. \quad (33)$$

- ❖ **Consumo de bagazo en las calderas.**

$$B.c = \frac{mv.tot.}{I.G} \quad (34)$$

- ❖ **Bagazo consumido por interrupciones.**

$$B.int. = \frac{V.int.}{I.G} \quad (35)$$

- ❖ **Bagazo total consumido en las calderas.**

$$BT.cons. = B.C * H + B.int. \quad (36)$$

- ❖ **Bagazo excedente.**

$$B.exc. = \frac{TB - BT.cons}{H} \quad (37)$$

- ❖ **Flujo másico de vapor por la válvula reductora.**

$$mv.r educ. = mv.sob - ((mvt.cald. - mv.desaireador) + mvt.trap. + (C.v - m.cond.)) \quad (38)$$

- ❖ **Peso total de los gases de combustión.**

$$P_g = 5.75 * (1 - w) * (1 + \%ex.aire) + 1 \quad (39)$$

- ❖ **Flujo másico de los gases de combustión.**

$$m_g^0 = \frac{P_g * BT}{3600} \quad (40)$$

- ❖ **Peso total del aire de combustión.**

$$P_a = P_g - 1 \quad (41)$$

- ❖ **Flujo másico de aire para combustión.**

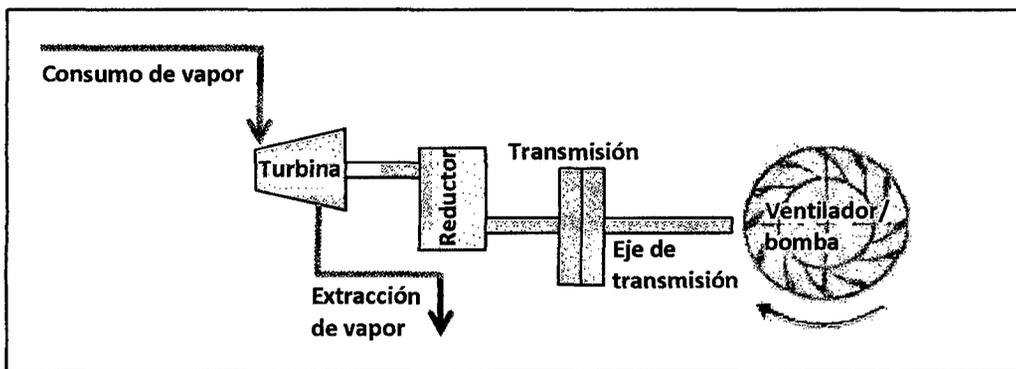
$$m_a^0 = \frac{P_a * BT}{3600} \quad (42)$$

d.2 EQUIPOS DE ACCIONAMIENTO.

Actualmente el área de calderas cuenta con 03 turbinas para el accionamiento mecánico de 01 bomba y 02 ventiladores industriales. La parte electrificada se complementa con motores de los cuales se registrara como potencia instalada y potencia consumida.

El balance energético de las turbinas de accionamiento se realizó en base al siguiente esquema:

FIGURA N° 34. Esquema de generación y transmisión de energía mecánica en el área de calderas.



Fuente: elaboración propia.

A continuación se mencionan los equipos consumidores de vapor en el área de trapiche.

TABLA N°04 Equipos consumidores de vapor – área de Calderas

Turbina del Ventilador de tiro Inducido FW01
Turbina del Ventilador de tiro Inducido FW03
Turbina de la Bomba Worthintong 600

Fuente: Dpto de Mantenimiento Mecánico del Área de Calderas.

❖ VENTILADORES DE TIRO INDUCIDO DE LAS CALDERAS

❖ Caudal de gases de combustión.

$$Q_g = \frac{m_g^0}{\rho_g} \quad (43)$$

- ❖ **Potencia consumida.**

$$P_{c.v} = \frac{Q_g * \Delta P}{\eta_v * \eta_t} \quad (44)$$

- ❖ **Consumo de vapor.**

$$C_{v.v} = \frac{P_c}{\Delta h * \eta_{is}} \quad (45)$$

❖ **TURBOBOMBA DE ALIMENTACIÓN DE AGUA A LAS CALDERAS**

- ❖ **Caudal de bombeo.**

$$Q_a = \frac{m_{agua}^0}{\rho_a} \quad (46)$$

- ❖ **Potencia consumida.**

$$P_{c.b} = \frac{\rho_a * 9.81 * H_b * Q_a}{\eta_b * \eta_t} \quad (47)$$

- ❖ **Consumo de vapor.**

$$C_{v.b} = \frac{P_c}{\Delta h * \eta_{is}} \quad (48)$$

E. PARÁMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO ACTUAL EN LA PLANTA DE FUERZA.

La planta de fuerza actualmente funciona con un turbogenerador General Electric de 3 Mw y un grupo electrógeno de emergencia de 600Kw. El adicional de consumo eléctrico se compra del distribuidor externo (Hidrandina S.A.).

- ❖ **Potencia generada por la turbina.**

$$C = \frac{P.G}{\eta_g * \eta_r} \quad (49)$$

- ❖ **Potencia generada por el vapor de condensación.**

$$P_{Cond} = \left[\frac{m_{cond}^0 \cdot 1000}{3600} \right] \cdot [h_{ext} - h_{exh}] \quad (50)$$

- ❖ **Potencia generada por el vapor de extracción.**

$$P_{ext} = P_T - P_{Cond} \quad (51)$$

- ❖ **Flujo másico de vapor de extracción.**

$$m_{ext}^0 = \frac{P_{Ext}}{h_{ad} - h_{ext}} \quad (52)$$

- ❖ **Flujo másico de vapor consumido por el turbogenerador General Electric de 3 Mw.**

$$CvG.E = m_{ext} + m_{Cond} \quad (53)$$

3.4.2 EVALUACIÓN DEL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA DEL INGENIO.

Para la ampliación de molienda a 4500 toneladas de caña día del ingenio San Jacinto es indispensable la sustitución de turbinas de accionamiento por motores eléctricos, la instalación de una caldera nueva, la integración del proceso de gasificación y ciclo combinado con bagazo excedente, la puesta en marcha del calentador de jugo clarificado y el turbogenerador de 21.71mw.

Las ecuaciones utilizadas en el balance energético proyectado son las ecuaciones presentadas en el apartado 3.4.1 y las mencionadas en el apartado 3.4.2 para cada caso.

A continuación se presenta el planteamiento para la evaluación energética en cada área.

A. PARÁMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE ELABORACIÓN.

Para el balance energético proyectado en el área de elaboración se consideró la puesta en marcha y el uso de los calentadores de jugo clarificado que permitirán elevar la temperatura de jugo al ingreso del pre evaporador.

El aumento de temperatura del jugo clarificado permite un ahorro de energía térmica lo que representa un menor consumo de vapor de escape, permitiendo así mejorar el índice de consumo de vapor.

B. PARÁMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE DESTILERÍA.

Para el balance energético proyectado en la destilería se consideró el aumento de la capacidad de producción de alcohol, el ratio de consumo de vapor por litro de alcohol permanece constante debido a que el área cuenta con instalaciones nuevas.

C. PARÁMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE TRAPICHE.

La evaluación del balance energético proyectado en el área de trapiche consistió en la sustitución de las turbinas de accionamiento de los equipos de preparación y extracción por motores eléctricos, con lo cual se logra aumentar la eficiencia en el proceso de accionamiento mecánico de dichos equipos.

c.1 SUSTITUCIÓN DE TURBINAS DE ACCIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS DE PREPARACIÓN Y EXTRACCIÓN POR MOTORES ELÉCTRICOS.

- ❖ **Consumo de potencia eléctrica por los equipos de preparación y extracción (primer juego de machetes, segundo juego de machetes, desfibrador y molinos).**

$$P = \frac{P_e}{\eta_m * \eta_{Red}} \quad (54)$$

D. PARÁMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE CALDERAS.

Para la ampliación de molienda, el área de calderas por ser el área responsable del suministro de energía térmica para proceso y generación de energía eléctrica, está en la obligación de sustituir las turbinas de accionamiento mecánico por motores eléctricos, para mejorar la eficiencia en el accionamiento.

Para mejorar el índice de generación térmica de las calderas es necesario instalar una caldera nueva de mayor presión y temperatura cuya eficiencia es mayor que las calderas antiguas existentes.

d.1 SUSTITUCIÓN DE TURBINA DE ACCIONAMIENTO DE LA BOMBA DE AGUA WORKINGTONG 600 POR MOTORE ELÉCTRICO.

La electrificación de los equipos accionados por turbinas tiene un impacto muy importante en el aumento de la eficiencia del proceso, esto se debe a que la eficiencia de una turbina de acción es menor que la eficiencia de un motor eléctrico. La potencia eléctrica consumida por el motor eléctrico al sustituir la turbina se determinó mediante siguiente ecuación.

$$P_{m.b} = \frac{P_{c.b}}{\eta_m} \quad (55)$$

d.2 INSTALACIÓN DE UNA NUEVA CALDERA ACUOTUBULAR.

La caldera nueva propuesta consta de las siguientes características:

Caldera bagacera FAIO/M&M modelo AV-130-GR – 130TVH – 68Kgf/cm² (g) y temperatura de vapor sobrecalentado de 510°C.

Esta dimensionada para abastecer al 100% la demanda máxima de vapor del turbogenerador de 21.71 mw y tiene un margen de seguridad de aproximadamente 45 tn vapor /hr disponibles para una posible ampliación de molienda arriba de los 4500 toneladas de caña día.

El índice de generación de vapor se calcula utilizando la ecuación N° 31

d.3 POTENCIA ELÉCTRICA FUTURA A CONSUMIR POR EL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DE LA CALDERA NUEVA.

Al instalar una caldera nueva se origina también una carga eléctrica nueva el cual viene a ser el ventilador de tiro inducido de la caldera. La potencia consumida por el motor eléctrico de la futura caldera viene determina por la siguiente ecuación:

$$P_{m.v} = \frac{P_{c.v}}{\eta_m} \quad (56)$$

E. PARAMETROS RELEVANTES PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE PLANTA DE FUERZA.

e.1 MONTAJE DE UN TURBOGENERADOR NUEVO TGM DE 21.71 MW.

Se está culminando la instalación electromecánica del nuevo turbogenerador de extracción TGM - WEG de 21.71Mw para abastecer de energía eléctrica a toda la planta, electrificando todas las áreas, además de vender sus excedentes de energía eléctrica a la red del sistema interconectado nacional (SEIN).

❖ Flujo másico de vapor consumido por el turbogenerador TGM de 21.71 mw.

$$CvTGM = mv.tot - mv.otros usos \quad (57)$$

❖ Potencia en los bornes del generador WEG.

$$PG.WEG = \frac{(Cv TGM).(1000)}{CeTGM} \quad (58)$$

e.2 GASIFICACIÓN DEL BAGAZO EXCEDENTE Y CICLO COMBINADO.

La integración de la gasificación y ciclo combinado convierte al ingenio motivo de estudio en un ingenio más eficiente para la producción de energía eléctrica.

e.2.1 SISTEMA DE COGENERACIÓN CON GASIFICACIÓN Y CICLO COMBINADO.

❖ Puntos característicos del sistema.

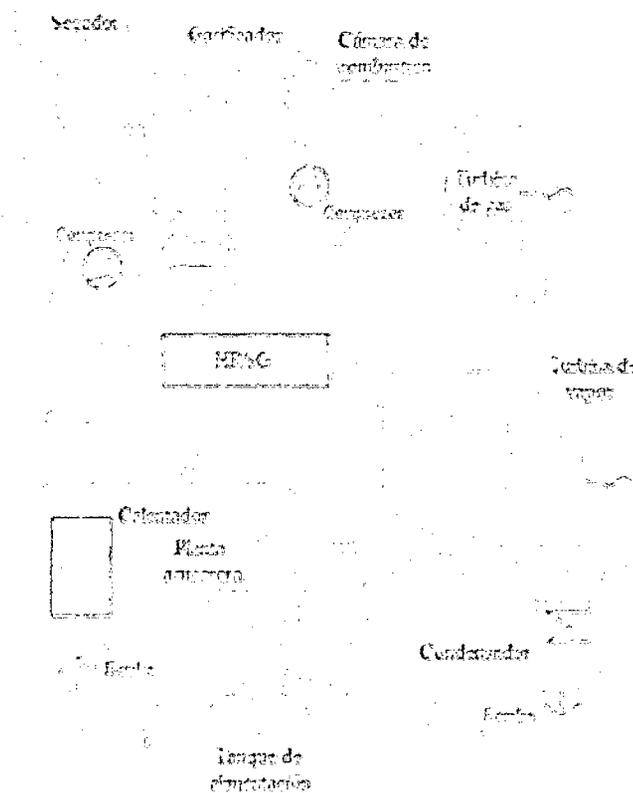
Para estudiar el sistema de gasificación del bagazo en un ciclo combinado, se requiere de componentes descritos a continuación.

- Por el punto 22, ingresa el bagazo molido y húmedo al secador para reducir su porcentaje de humedad y tener como salidas al punto 23 y 24, que corresponden al agua y bagazo, respectivamente.
- Entre los puntos 25 y 26, se tiene un compresor de aire, que incrementa la presión del aire atmosférico hasta la presión del gasificador.
- El bagazo ingresa al gasificador por el punto 24 y sale convertido en combustible gaseoso por el punto 27, luego de pasar por los procesos de pirolisis y reducción. En

el punto 27 se asume que el bagazo gaseoso ya no contiene restos de cenizas y residuos sólidos, ya que fueron eliminados dentro del gasificador, por un limpiador de gases.

- Entre los puntos 28 y 29, se tiene otro compresor de aire, que eleva la presión del aire atmosférico hasta la presión de la cámara de combustión de la turbina de gas.
- El punto 30 representa la salida de los productos de combustión de la cámara, luego que ha reaccionado el combustible gaseoso de la corriente 27 con el aire atmosférico de la corriente 29.
- Entre los puntos 30 y 31, se presenta la turbina de gas, que genera trabajo y/o energía eléctrica, disminuyendo la presión y temperatura de los productos de combustión.
- Hasta este momento, se tienen productos de combustión en el punto 31 a ciertos valores de presión y temperatura, los cuales deben ser lo suficiente como para ceder el calor que entregaba la caldera en un ciclo simple con turbina de vapor. En la figura N° 38 se puede apreciar ambos sistemas acoplados.

FIGURA N° 35. Puntos característicos del sistema de gasificación



Fuente: Elaboración propia

- Los gases en el punto 31 ingresan a un generador de vapor por recuperación de calor (HRSG) para entregar a la corriente 4-5 el calor necesario para que el agua proveniente del punto 4 se evapore y continúe el ciclo de vapor, a partir del punto 5. Dada estas circunstancias en el punto 32 se tendrán los mismos productos de combustión pero a una temperatura y presión menor.
- Los gases en el punto 32, antes de ser expulsados a la atmósfera, ingresan al secador descrito al inicio, con el propósito de evaporar el agua del bagazo húmedo.
- En el punto 33, los productos de combustión son expulsados a la atmósfera a una temperatura ligeramente mayor a la del trabajo del secador.

En la tabla N° 05 se presenta un resumen de los puntos característicos tanto del sistema de turbina de gas como el de vapor.

TABLA N°05 Descripción de los puntos característicos de la cogeneración con gasificación y ciclo combinado.

Punto	Descripción
1	Agua de ingreso a la bomba, extraída del alimentador
2	Agua a la salida de la bomba e ingreso al calentador
3	Agua de salida del calentador
4	Agua que ingresa al HRSG
5	Vapor a la salida del HRSG
6	Vapor de ingreso a la turbina mecánica
7	Vapor de salida a baja presión de la turbina mecánica
8	Vapor de ingreso a la turbina de generación
9	Vapor de salida a baja presión de la turbina de generación
10	Vapor de salida de turbina de generación para condensar
11	Agua condensada
12	Agua llevada por bomba al tanque de alimentación
13	Mezcla de vapor a baja presión
14	Corriente de agua extraída de la salida del calentador
15	Vapor requerido por la planta azucarera
18	Agua condensada en los procesos de azúcar y etanol
19	Pérdida de vapor y agua en la planta azucarera
20	Agua de reposición al tanque
22	Ingreso de bagazo molido y húmedo
23	Agua extraída del bagazo en el secador
24	Bagazo seco
25	Aire atmosférico a la entrada del compresor I
26	Aire a presión alta de ingreso al gasificador

27	Combustible gaseoso a la salida del gasificador
28	Aire atmosférico a la entrada del compresor II
29	Aire a presión alta de ingreso a la cámara de combustión
30	Productos de combustión que ingresan a la turbina de gas
31	Productos de combustión que ingresan al HRSG
32	Productos de combustión de ingreso al secador
33	Productos de combustión expulsados a la atmósfera

Fuente: Elaboración propia

e.2.2 ANÁLISIS ENERGÉTICO.

Para el análisis de los componentes de todo el sistema de cogeneración con gasificación, se utilizarán las ecuaciones 59, 60, y 61 que corresponden a las ecuaciones de la conservación de masa y energía.

✓ Ecuación de la conservación de la masa.

Se asumirá que el flujo es permanente y uniforme en cada sección donde el fluido cruza la frontera del sistema de control:

$$\sum m_{entradas}^0 = \sum m_{salidas}^0 \quad [\text{kg/s}] \quad (59)$$

✓ Ecuación de la conservación de la energía.

Se tendrá en cuenta las siguientes hipótesis:

- Flujo permanente.
- Flujo uniforme en cada sección.
- Cambio en energía cinética es despreciable.
- Cambio en energía potencial es despreciable.

Si se considera varias secciones de salida y entrada:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum m_{entradas}^0 h - \sum m_{salidas}^0 h \quad [\text{kw}] \quad (60)$$

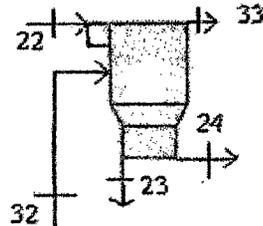
Si se considera una sola entrada y una sola salida:

$$q - w = h_{sal} - h_{ent} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (61)$$

Además se utilizarán fracciones de masa x_i y fracciones molares \bar{x}_i , según convenga en cada componente.

❖ **SECADOR**

FIGURA N° 36. Secador



Fuente: Elaboración propia

Aplicando el balance de masa para el esquema mostrado en la figura N° 39:

Para la corriente de gases:

$$m_{32}^0 = m_{33}^0 \quad (62)$$

Para la corriente de bagazo:

Bagazo seco:

$$m_{bs22}^0 = m_{bs24}^0 \quad (63)$$

Agua:

$$m_{a22}^0 = m_{a24}^0 + m_{23}^0 \quad (64)$$

Definiendo a w_b como el contenido de humedad en el bagazo y a m_{ab} como la masa de agua contenida en el bagazo, se tiene:

$$w_b = \frac{m_{ab}}{m_{total}} = \frac{m_{ab}}{m_{ab} + m_{bs}} \quad (65)$$

$$m_{ab} = \frac{m_{bs} \cdot w_b}{1 - w_b} \quad (66)$$

Reemplazando esta última equivalencia en el balance de masa, se pueden hallar los

flujos en los puntos 23 y 24, a partir de una humedad asignada para la salida del secador:

$$m_{a22}^0 = m_{a24}^0 + m_{a22}^0 \quad (67)$$

$$\frac{m_{bs22}^0 \cdot w_{b22}^0}{1 - w_{b22}^0} = \frac{m_{bs24}^0 \cdot w_{b24}^0}{1 - w_{b24}^0} + m_{23}^0 \quad (68)$$

$$m_{23}^0 = m_{bs22}^0 \left[\frac{w_{b22}^0}{1 - w_{b22}^0} - \frac{w_{b24}^0}{1 - w_{b24}^0} \right] \quad [\text{kg agua/s}] \quad (69)$$

$$m_{24}^0 = m_{a24}^0 + m_{bs24}^0 \quad [\text{kg bagazo/s}] \quad (70)$$

Para el balance de energía en el secador, se requiere conocer las propiedades y flujos másicos en el punto 32, sin embargo, por el momento no se cuenta con estos datos ya que primero se deben analizar el resto de componentes. Este problema hace que el sistema tenga un carácter iterativo, ya que a partir de datos del sistema se debe poder satisfacer la demanda de calor en el HRSG, así como la humedad de salida en el secador. Con esta aclaración, se planteará la conservación de la energía en el secador al final de todo el análisis.

❖ COMPRESOR DE AIRE I.

Por el punto 25, ingresa aire atmosférico, es decir, aire seco más vapor de agua, por lo que se considerará que tiene una humedad relativa. Además, se asume que el fluido de trabajo es una mezcla no reactiva de aire-vapor; y que la compresión es adiabática y tiene una eficiencia isentrópica η_{sI} .

$$P_s = 10^{\left[\frac{5.76 - 2147}{T + 273} \right]} \quad (71)$$

La presión de saturación en 25 se determina usando, con la que se halla la humedad específica:

$$w_{25} = \frac{0.622 \varphi_{25} \cdot P_{s25}}{P_{25} - \varphi_{25} \cdot P_{s25}} \left[\frac{\text{kg. agua}}{\text{kg. aire. seco}} \right] \quad (72)$$

Definiendo las fracciones de masa para el aire ingresado, considerando la sigla “as” en referencia al aire seco:

$$x_{as} = \frac{m_{as}^0}{m_{as}^0 + m_{H_2O}^0} = \frac{1}{1 + w_{25}} \quad (73)$$

$$x_{H_2O} = 1 - x_{as} = w_{25} \cdot x_{as} \quad (74)$$

Se hallan el calor específico a presión constante y la relación de calores específicos, considerando al aire como mezcla no reactiva:

$$\begin{aligned} c_{P25} &= x_{as} \cdot c_{Pas} + x_{H_2O} \cdot c_{PH_2O} \quad [KJ / KgK] \\ k_{25} &= x_{as} \cdot k_{as} + x_{H_2O} \cdot k_{H_2O} \end{aligned} \quad (75)$$

Considerando las presiones límites del compresor, así como la temperatura en el punto 25, se plantea:

$$T_{26s} = T_{25} \left[\frac{P_{26}}{P_{25}} \right]^{\frac{k_{25}-1}{k_{25}}} \quad [K] \quad (76)$$

$$T_{26} = T_{25} + \left[\frac{T_{26s} - T_{25}}{\eta_{sl}} \right]^{\frac{k_{25}-1}{k_{25}}} \quad [K] \quad (77)$$

Aproximando el trabajo del compresor, así como las entalpías en los puntos:

$$h_{25} = x_{as} \cdot h_{as}(T_{25}) + x_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{25}) \quad [KJ / Kg.aire] \quad (78)$$

$$h_{25} = x_{as} \cdot h_{as}(T_{25}) + x_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{25}) \quad [KJ / Kg.aire] \quad (79)$$

$$|w_{cl}^0| = c_{P25} \cdot (T_{26} - T_{25}) \quad [KJ / Kg.aire] \quad (80)$$

$$h_{26} = h_{25} + |w_{cl}^0| \quad [KJ / Kg.aire] \quad (81)$$

El aire comprimido en el punto 26, tiene las siguientes propiedades:

$$P_{s26} = 10^{\left[\frac{5.76 - 2147}{T_{26}[K]} \right]} \quad [bar] \quad (82)$$

$$w_{26} = w_{25} \quad [kg.vapor.de.agua./kg.aire.seco] \quad (83)$$

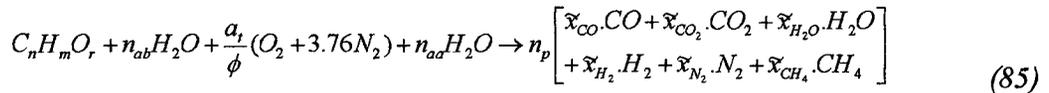
$$\phi_{26} = \frac{w_{26} \cdot P_{26}}{(0.622 + w_{26}) \cdot P_{s26}} \quad (84)$$

❖ GASIFICADOR.

Para el análisis del gasificador, se tomará en cuenta lo siguiente:

- $C_n H_m O_r$. Se asumirá que el bagazo seco tiene la siguiente composición para las reacciones químicas que se llevarán a cabo en el gasificador: donde n, m y r se hallan experimentalmente y toman los valores de 3.73, 6.3 y 2.98, respectivamente.
- Se realizará un análisis molar dentro del gasificador, ya que las propiedades de la entalpía y entropía que se usarán vienen dadas por unidad de mol para cada uno de los compuestos.

Se considerará que la composición del combustible gaseoso viene determinada por $[CO, CO_2, H_2O, H_2, N_2, CH_4]$ Planteando la reacción química del gasificador:



$$a_t = n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \quad (86)$$

$$n_{ab} = \frac{w_{24}}{(1 + w_{24})} \left[\frac{M_{bagazo}}{M_{H_2O}} \right] \left[\frac{Kmol.de.H_2O}{Kmol.de.bagazo.seco} \right] \quad (87)$$

$$n_{ab} = \left[\frac{0.622 \cdot \phi_{26} \cdot P_{s26}}{(P_{26} - \phi_{26} \cdot P_{s26})} \right] \left[4.76 \cdot \frac{a_t}{\phi} \right] \left[\frac{M_{bagazo}}{M_{H_2O}} \right] \left[\frac{Kmol.de.H_2O.en.el.aire}{Kmol.de.bagazo.seco} \right] \quad (88)$$

Hasta este punto, se cuenta con todos los datos para los reactivos, mientras que en el lado de los productos se tiene 7 incógnitas:

$$n_p, \tilde{x}_{CO}, \tilde{x}_{CO_2}, \tilde{x}_{H_2O}, \tilde{x}_{H_2}, \tilde{x}_{N_2}, \tilde{x}_{CH_4}$$

Aplicando balance de masa, para cada uno de los elementos, se tiene:

$$C: n = n_P \cdot (\tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} + \tilde{x}_{CH_4}) \quad (89)$$

$$H: m + 2n_{ab} + 2n_{aa} = n_P \cdot (2\tilde{x}_{H_2O} + 2\tilde{x}_{H_2} + 4\tilde{x}_{CH_4}) \quad (90)$$

$$O: r + n_{ab} + 2\frac{a_t}{\phi} + n_{aa} = n_P \cdot (\tilde{x}_{CO} + 2\tilde{x}_{CO_2} + \tilde{x}_{H_2O}) \quad (91)$$

$$N: 3.76 \cdot (2) \cdot \frac{a_t}{\phi} = n_P \cdot (2\tilde{x}_{N_2}) \quad (92)$$

Las fracciones molares en los productos cumplen:

$$\tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} + \tilde{x}_{H_2O} + \tilde{x}_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} + \tilde{x}_{CH_4} = 1 \quad (93)$$

Con las ecuaciones anteriores es insuficiente determinar la composición de los productos, por lo que se necesita encontrar 2 ecuaciones adicionales que resultan del equilibrio químico de las reacciones indicadas en el capítulo anterior.

Reacción de equilibrio I:



Reacción de equilibrio II:



Para plantear las ecuaciones de equilibrio, cada una de las constantes de equilibrio

K_P Se determina usando el cambio en la energía de Gibbs $\Delta\tilde{G} \sum_{prod}$

$$K_P(T) = \sum_{prod} v_i \Delta\tilde{G}(T) - \sum_{react} v_i \Delta\tilde{G}(T)$$

Donde $\Delta\tilde{G}_i(T) = \tilde{h}_i(T) - T \cdot \tilde{s}_i(T)$

y v_i el coeficiente estequiométrico

Definiendo las ecuaciones de equilibrio:

$$K_{pl} = \frac{\tilde{x}_{CO} \cdot \tilde{x}_{H_2}}{\tilde{x}_{H_2O}} (p_{27})^{1+1-1-0} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{\tilde{R}T_{27}}}$$

$$\Delta \tilde{G} = \Delta \tilde{G}_{H_2}(T_{27}) + \Delta \tilde{G}_{CO}(T_{27}) + \Delta \tilde{G}_c(T_{27}) + \Delta \tilde{G}_{H_2O}(T_{27}) \quad (96)$$

$$K_{p2} = \frac{(\tilde{x}_{CO})^2}{\tilde{x}_{CO_2}} (p_{27})^{2-1-0} = e^{\frac{-\Delta \tilde{G}}{\bar{R}T_{27}}}$$

$$\Delta \tilde{G} = 2 \tilde{G}_{CO}(T_{27}) + \tilde{G}_c(T_{27}) + \tilde{G}_{CO_2}(T_{27}) \quad (97)$$

Observando las ecuaciones 96 y 97, se puede notar que las constantes de equilibrio dependen de la temperatura, por lo que será necesario determinar la temperatura de trabajo del gasificador, la cual se puede obtener a partir de la ecuación de la conservación de energía para un proceso reactivo, sin embargo esta ecuación también depende de las 7 variables iniciales, lo que da un carácter iterativo al análisis del gasificador.

$$\bar{q} = \sum n_p (h_f^0 + h(T) + h^0)_p - \sum n_r (h_f^0 + h(T) + h^0)_r$$

$$\begin{aligned} \bar{q} = n_p \left[\tilde{x}_{CO} (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_{CO_2} + \right. \\ \left. \tilde{x}_{H_2O} (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_{H_2O} + \tilde{x}_{H_2} (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} (h_f^0 + h(T_{27}) + \right. \\ \left. h^0)_{N_2} + \tilde{x}_{CH_4} (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_{CH_4} \right] - n_{ab} (h_f^0 + h(T_{24}) + h^0)_{H_2O} - \\ (h_f^0 + h(T_{24}) + h^0)_{CnHmOr} - \frac{a_t}{\phi} (h_f^0 + h(T_{26}) + h^0)_{O_2} - 3.76 \frac{a_t}{\phi} (h_f^0 + h(T_{26}) + \\ h^0)_{N_2} - \tilde{n}_{aa} (h_f^0 + h(T_{26}) + h^0)_{H_2O} \quad \left[\frac{kJ}{Kmol \text{ Bagazo seco}} \right] \end{aligned} \quad (98)$$

Idealmente, el calor rechazado en el gasificador debería ser cero, sin embargo para el análisis se asumirá una eficiencia del gasificador η_{gsf} para simplificar la expresión. Entalpías, en función de polinomios indicados en la tesis “Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera”.

$$h(T) - h^0 = h_i(298) = h_i \sqrt[298]{T} \quad \left[\frac{KJ}{Kmol} \right]$$

Dónde:

$$h_i = \bar{R}T \left(a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2} T + \frac{a_{i3}}{3} T^2 + \frac{a_{i4}}{4} T^3 + \frac{a_{i5}}{5} T^4 + \frac{a_{i6}}{6} \right)$$

También se debe tener cuenta que las entalpias de formación h_f^0 para elementos en su estado estable es cero, a la temperatura de 298 °K y presión iguala 1 atmosfera.

Con esto último, se puede escribir la ecuación 99 de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} (n_{gsf})n_p \left[\tilde{x}_{CO} \left(h_f^0 + h_{CO} \langle T_{27} \rangle_{298} \right) + \tilde{x}_{CO_2} \left(h_f^0 + h_{CO_2} \langle T_{27} \rangle_{298} \right) + \tilde{x}_{H_2O} \left(h_f^0 + h_{H_2O} \langle T_{27} \rangle_{298} \right) + \right. \\ \left. \tilde{x}_{H_2} \left(h_f^0 + h_{H_2} \langle T_{27} \rangle_{298} \right) + \tilde{x}_{N_2} \left(h_f^0 + h_{N_2} \langle T_{27} \rangle_{298} \right) + \tilde{x}_{CH_4} \left(h_f^0 + h_{CH_4} \langle T_{27} \rangle_{298} \right) \right] - n_{ab} \left(h_f^0 + \right. \\ \left. h_{H_2O} \langle T_{24} \rangle_{298} \right) - \left(h_f^0 + h_{C_nH_mO_r} \langle T_{24} \rangle_{298} \right) - \frac{a_t}{\Phi} \left(\tilde{h}_{O_2} \langle T_{26} \rangle_{298} \right) - 3.76 \frac{a_t}{\Phi} \left(\tilde{h}_{N_2} \langle T_{26} \rangle_{298} \right) - \tilde{n}_{ab} \left(h_f^0 + \right. \\ \left. \tilde{h}_{H_2O} \langle T_{26} \rangle_{298} \right)_{H_2O} = 0 \quad \left[\frac{kJ}{Kmol \text{ Bagazo seco}} \right] \quad (99) \end{aligned}$$

Para determinar todos los parámetros en el gasificador, el cual trabaja a una presión P27 que se supone conocida, se debe resolver las ecuaciones de 89 a 99 usando el método numérico de Newton – Raphson para sistemas y ecuaciones no lineales del siguiente modo:

- Se escoge un valor inicial de temperatura del gasificador $T_{27}^{(0)}$, la cual da un valor exacto a las constantes de equilibrio K_{p1} y K_{p2} de la ecuaciones 96 y 97, respectivamente.
- Con esta idea se resuelve el sistema de 7 ecuaciones no lineales 89 al 97 mediante Newton-Raphson
- Con los valores hallados, la ecuacion 99 se convierte en una ecuacion no lineal depende de T_{27} , por lo que puede resolverse por otro Newton-Raphson simple que estima un nuevo valor de temperatura $T_{27}^{(1)}$.
- Con la nueva temperatura, repito los 3 pasos anteriores hasta que converjan en conjunto los dos sistemas, es decir, hasta que $|T_{27}^{(i+1)} - T_{27}^{(i)}|$ sea menor al error establecido.

Para culminar con dicho componente, se debe especificar que todo este análisis es referido a 1 mol de bagazo seco que ingresa al gasificador, por lo que se requiere conocer cuántas moles de bagazo seco ingresan al gasificador para determinar los flujos másicos en los puntos 26 y 27.

$$n_{bag24}^0 = \frac{m_{24}^0}{M_{C_nH_mO_r}} \left[\frac{kmol \text{ bagazoseco}}{s} \right] \quad (100)$$

$$n_{aire26}^0 = 4.76 \frac{a_f^0}{\phi} n_{bag24}^0 \left[\frac{kmol.aire}{s} \right] \quad (101)$$

$$n_{H_2O26}^0 = n_{aa}^0 n_{bag24}^0 \left[\frac{kmol.H_2O}{s} \right] \quad (102)$$

$$m_{26}^0 = n_{aire26}^0 \cdot M_{aire} + n_{H_2O26}^0 \cdot M_{H_2O} \left[\frac{kg.aire}{s} \right] \quad (103)$$

$$m_{27}^0 = n_{bag24}^0 n_p^0 \left[\begin{aligned} &\tilde{x}_{CO} \cdot M_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + \tilde{x}_{H_2O} \cdot M_{H_2O} \\ &+ \tilde{x}_{H_2} \cdot M_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} \cdot M_{N_2} + \tilde{x}_{CH_4} \cdot M_{CH_4} \end{aligned} \right] \quad (104)$$

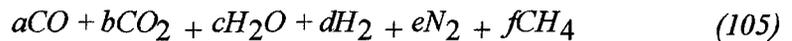
$$= m_{24}^0 + m_{26}^0 \left[\frac{kg.combustible}{s} \right]$$

❖ CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Para el análisis de la reacción química dentro de la cámara de combustión se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Se realizará un análisis molar dentro de la cámara, al igual que el gasificador.
- El combustible que será quemado es el resultado del gasificador en el punto 27, que reacciona con el aire que proporciona el compresor II.
- Se considera que la composición de los productos de combustión viene determinada por CO, CO₂, O₂, H₂O, H₂, N₂, NO y OH.

Para plantear la ecuación química que representa la reacción en la cámara, el combustible gaseoso a la salida del gasificador se escribirá como:



Dónde:

$$a = n_p \cdot \tilde{x}_{CO} \quad [\text{moles de CO} / \text{moles de bagazo seco}]$$

$$b = n_p \cdot \tilde{x}_{CO_2} \quad [\text{moles de CO}_2 / \text{moles de bagazo seco}]$$

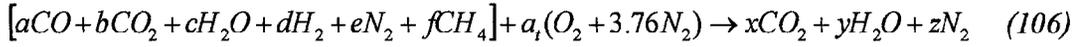
$$c = n_p \cdot \tilde{x}_{H_2O} \quad [\text{moles de H}_2\text{O} / \text{moles de bagazo seco}]$$

$$d = n_p \cdot \tilde{x}_{H_2} \quad [\text{moles de H}_2 / \text{moles de bagazo seco}]$$

$$e = n_p \cdot \tilde{x}_{N_2} \quad [\text{moles de N}_2 / \text{moles de bagazo seco}]$$

$$f = n_p \cdot \tilde{x}_{CH_4} \quad [\text{moles de CH}_4 / \text{moles de bagazo seco}]$$

También se debe conocer la cantidad de aire teórico para quemar completamente al combustible gaseoso, así como su poder calorífico:

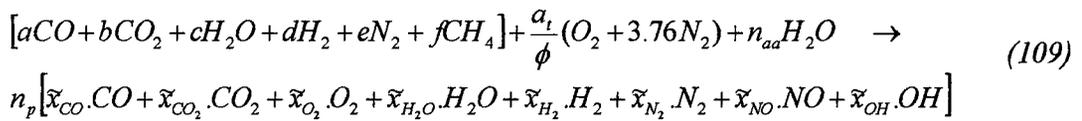


$$\begin{aligned} C : a + b + f &= x \\ H : 2c + 2d + 4f &= 2y \end{aligned} \quad (107)$$

$$O : a + 2b + c + 2a_i = 2x + y \rightarrow a_i = \frac{a + d + 4f}{2}$$

$$PCI = \sum n_p \left(\overset{0}{hf} \right)_p - \sum n_r \left(\overset{0}{hf} \right)_r \quad \left(\frac{kJ}{kmol \text{ bagazoseco}} \right) \quad (108)$$

Con estas aclaraciones, escribimos la ecuación química:



Los parámetros son similares al gasificador, por lo que las fórmulas para a_i , ϕ y n_{aa} son las mismas. Aplicando la ecuación de balance de masa para los elementos se tiene:

$$C : a + b + f = n_p \cdot (\tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2}) \quad (110)$$

$$H : 2c + 2d + 4f + 2n_{aa} = n_p \cdot (2\tilde{x}_{H_2O} + 2\tilde{x}_{H_2} + \tilde{x}_{OH}). \quad (111)$$

$$O : a + 2b + c + 2 \frac{a_i}{\phi} + n_{aa} = n_p \cdot (\tilde{x}_{CO} + 2\tilde{x}_{CO_2} + 2\tilde{x}_{O_2} + \tilde{x}_{H_2O} + \tilde{x}_{NO} + \tilde{x}_{OH}) \quad (112)$$

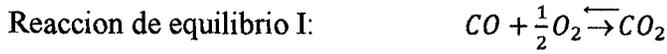
$$N : 2e + 3.76 \cdot (2) \cdot \frac{a_i}{\phi} = n_p \cdot (2\tilde{x}_{N_2} + \tilde{x}_{NO}) \quad (113)$$

Para las fracciones molares de los productos de combustión se cumple:

$$\tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} + \tilde{x}_{O_2} + \tilde{x}_{H_2O} + \tilde{x}_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} + \tilde{x}_{NO} + \tilde{x}_{OH} = 1 \quad (114)$$

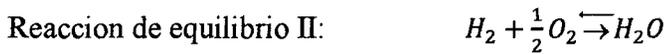
De forma similar al gasificador, no se cuenta con las expresiones suficientes como para conocer la composición de los productos de combustión, ya que se tiene 5 ecuaciones para 9 incógnitas \tilde{x}_{CO} , \tilde{x}_{CO_2} , \tilde{x}_{O_2} , \tilde{x}_{H_2O} , \tilde{x}_{H_2} , \tilde{x}_{N_2} , \tilde{x}_{NO} , \tilde{x}_{OH} y n_p por lo que se

tiene que establecer 4 condiciones de equilibrio, cada una con su respectiva constante calculada mediante el cambio de energía de Gibbs.



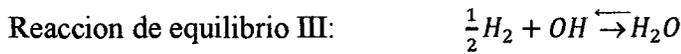
$$K_{p2} = \frac{(\tilde{x}_{CO})^2}{\tilde{x}_{CO} \cdot \tilde{x}_{O_2}^{1/2}} (p_{30})^{1-1-\frac{1}{2}} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{\tilde{R}T_{30}}}$$

$$\Delta\tilde{G} = \tilde{G}_{CO_2}(T_{30}) + \tilde{G}_{CO}(T_{30}) - \frac{1}{2}\tilde{G}_{CO_2}(T_{30}) \quad (115)$$



$$K_{p3} = \frac{\tilde{x}_{H_2O}}{\tilde{x}_{H_2} \cdot \tilde{x}_{O_2}^{1/2}} (p_{30})^{1-1-\frac{1}{2}} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{\tilde{R}T_{30}}}$$

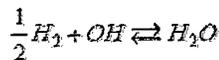
$$\Delta\tilde{G} = \tilde{G}_{H_2O}(T_{30}) + \tilde{G}_{H_2}(T_{30}) - \frac{1}{2}\tilde{G}_{CO_2}(T_{30}) \quad (116)$$



$$K_{p4} = \frac{\tilde{x}_{H_2O}}{\tilde{x}_{OH} \cdot \tilde{x}_{H_2}^{1/2}} (p_{30})^{1-1-\frac{1}{2}} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{\tilde{R}T_{30}}}$$

$$\Delta\tilde{G} = \tilde{G}_{H_2O}(T_{30}) + \tilde{G}_{OH}(T_{30}) - \frac{1}{2}\tilde{G}_{H_2}(T_{30}) \quad (117)$$

Reaccion de equilibrio IV:



$$K_{p4} = \frac{\tilde{x}_{H_2O}}{\tilde{x}_{OH} \cdot \tilde{x}_{H_2}^{1/2}} (p_{30})^{1-1-\frac{1}{2}} = e^{\frac{-\Delta\tilde{G}}{\tilde{R}T_{30}}}$$

$$\Delta\tilde{G} = \tilde{G}_{H_2O}(T_{30}) - \tilde{G}_{OH}(T_{30}) - \frac{1}{2}\tilde{G}_{H_2}(T_{30}) \quad (118)$$

Las cuatro últimas ecuaciones dependen de la temperatura de la cámara de combustión, por lo que se tendrá que plantear un balance de energía para la reacción química, aumentando una ecuación y una variable al sistema.

$$\begin{aligned}
\bar{q} &= \sum n_p (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_p - \sum n_r (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_p \\
\bar{q} &= n_p \left[\bar{x}_{CO} (h_f^0 + h(T_{30}) + h^0)_{CO} + \bar{x}_{CO_2} (h_f^0 + h(T_{30}) + h^0)_{CO_2} + \right. \\
&\bar{x}_{O_2} (h_f^0 + h(T_{30}) + h^0)_{O_2} + \bar{x}_{H_2O} (h_f^0 + h(T_{30}) + h^0)_{H_2O} + \\
&\bar{x}_{H_2} (h_f^0 + h(T_{30}) + h^0)_{H_2} + \bar{x}_{N_2} (h_f^0 + h(T_{30}) + h^0)_{N_2} + \bar{x}_{NO} (h_f^0 + \\
&h(T_{30}) + h^0)_{NO} + \bar{x}_{OH} (h_f^0 + h(T_{30}) + h^0)_{OH} \left. \right] - a (h_f^0 + h(T_{27}) + \\
&h^0)_{CO} - b (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_{CO_2} - c (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_{H_2O} - \\
&d (h_f^0 + h(T_{27}) + h^0)_{H_2} \\
&(119)
\end{aligned}$$

Asumiendo una eficiencia para la cámara de combustión η_{comb} , así como el uso de los polinomios para el cálculo de entalpías, la ecuación 147 se puede reducir, como se muestra más adelante.

La solución de las 10 ecuaciones tiene el mismo carácter iterativo que en el gasificador, por lo que sigue la metodología de Newton-Raphson, con las mismas consideraciones que se indicaron anteriormente.

Los moles en combustible y las fracciones molares en gases de combustión son obtenidas de la tesis “análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera.”

$$\begin{aligned}
(n_{comb})n_p &\left[\bar{x}_{CO} (h_f^0 + h_{CO} \langle \frac{T_{30}}{298} \rangle) + \bar{x}_{CO_2} (h_f^0 + h_{CO_2} \langle \frac{T_{30}}{298} \rangle) \right. \\
&+ \bar{x}_{O_2} (h_{O_2} \langle \frac{T_{30}}{298} \rangle) + \bar{x}_{H_2O} (h_f^0 + h_{H_2O} \langle \frac{T_{30}}{298} \rangle) + \bar{x}_{H_2} (h_{H_2} \langle \frac{T_{30}}{298} \rangle) \\
&+ \bar{x}_{NO} (h_f^0 + h_{NO} \langle \frac{T_{30}}{298} \rangle) + \bar{x}_{OH} (h_f^0 + h_{OH} \langle \frac{T_{30}}{298} \rangle) \left. \right] \\
&- a (h_f^0 + h_{CO} \langle \frac{T_{27}}{298} \rangle) - b (h_f^0 + h_{CO_2} \langle \frac{T_{27}}{298} \rangle) - c (h_f^0 + h_{H_2O} \langle \frac{T_{27}}{298} \rangle) - \\
&d (h_{H_2} \langle \frac{T_{27}}{298} \rangle) - e (h_{N_2} \langle \frac{T_{27}}{298} \rangle) - f (h_f^0 + h_{CH_4} \langle \frac{T_{27}}{298} \rangle) - \\
&\frac{a_t}{\Phi} (\bar{h}_{O_2} \langle \frac{T_{29}}{298} \rangle) - 3.76 \frac{a_t}{\Phi} (\bar{h}_{N_2} \langle \frac{T_{29}}{298} \rangle) - \bar{n}_{ab} (h_f^0 + \bar{h}_{H_2O} \langle \frac{T_{29}}{298} \rangle)_{H_2O} = 0 \\
&\left[\frac{kJ}{Kmol \text{ Bagazo seco}} \right] \tag{120}
\end{aligned}$$

Con la composición de los productos de combustión y sabiendo que el análisis ha sido referido a 1 Kmol de bagazo seco, se pueden determinar los flujos másicos en 29 y 30.

$$n_{aire29}^0 = 4.76 \alpha_i \phi \cdot n_{bag24}^0 \left[\frac{kmol. aire}{s} \right] \quad (121)$$

$$n_{H_2O29}^0 = n_{aa}^0 n_{bag24}^0 \left[\frac{kmol.H_2O}{s} \right] \quad (122)$$

$$m_{29}^0 = n_{aire29}^0 \cdot M_{aire} + n_{H_2O29}^0 \cdot M_{H_2O} \left[\frac{kg aire}{s} \right] \quad (123)$$

$$\begin{aligned} m_{30}^0 &= n_{bag24}^0 n_p^0 \left[\begin{aligned} &\tilde{x}_{CO} \cdot M_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + \tilde{x}_{O_2} \cdot M_{O_2} + \tilde{x}_{H_2O} \cdot M_{H_2O} \cdot \\ &+ \tilde{x}_{H_2} \cdot M_{H_2} + \tilde{x}_{N_2} \cdot M_{N_2} + \tilde{x}_{NO} \cdot M_{NO} + \tilde{x}_{OH} \cdot M_{OH} \end{aligned} \right] \\ &= m_{27}^0 + m_{29}^0 \left[\frac{kg combustible}{s} \right] \end{aligned} \quad (124)$$

❖ TURBINA DE GAS

La composición química de los productos de combustión no cambia, por lo tanto, con éstos y la temperatura en el punto 30 se puede determinar la entalpía y la relación de calores específicos con la que el fluido ingresa a la turbina, considerándolo como una mezcla y usando los polinomios para cada componente:

$$\begin{aligned} h_{30} &= \tilde{x}_{CO} \cdot h_{CO}(T_{30}) + \tilde{x}_{CO_2} \cdot h_{CO_2}(T_{30}) + \tilde{x}_{O_2} \cdot h_{O_2}(T_{30}) + \tilde{x}_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{30}) + \\ &\tilde{x}_{H_2} \cdot h_{H_2}(T_{30}) + \tilde{x}_{N_2} \cdot h_{N_2}(T_{30}) + \tilde{x}_{NO} \cdot h_{NO}(T_{30}) + \tilde{x}_{OH} \cdot h_{OH}(T_{30}) \left[\frac{KJ}{Kmol} \right] \end{aligned} \quad (125)$$

Conociendo las presiones con las que trabaja la turbina, considerando una expansión adiabática y asumiendo una eficiencia isentrópica η_s , se determina la entalpía de los productos de combustión en el punto 31.

$$\begin{aligned} h_{31} &= \tilde{x}_{CO} \cdot h_{CO}(T_{31}) + \tilde{x}_{CO_2} \cdot h_{CO_2}(T_{31}) + \tilde{x}_{O_2} \cdot h_{O_2}(T_{31}) + \tilde{x}_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{31}) + \\ &\tilde{x}_{H_2} \cdot h_{H_2}(T_{31}) + \tilde{x}_{N_2} \cdot h_{N_2}(T_{31}) + \tilde{x}_{NO} \cdot h_{NO}(T_{31}) + \tilde{x}_{OH} \cdot h_{OH}(T_{31}) \left[\frac{KJ}{Kmol} \right] \end{aligned} \quad (126)$$

Aplicando los balances de masa y energía, se determina el trabajo entregado por la turbina y el trabajo neto de la turbina de gas.

$$m_{31}^0 = m_{30}^0 \left[\frac{Kg}{s} \right] \quad (127)$$

$$\dot{w}_{TG} = h_{30} - h_{31} \left[\frac{KJ}{Kmol} \right] \quad (128)$$

$$w_{TG} = \frac{\dot{n}_p \cdot \dot{w}_{TG}}{M_{Gas}} \left[\frac{KJ}{Kg \text{ gas}} \right] \quad (129)$$

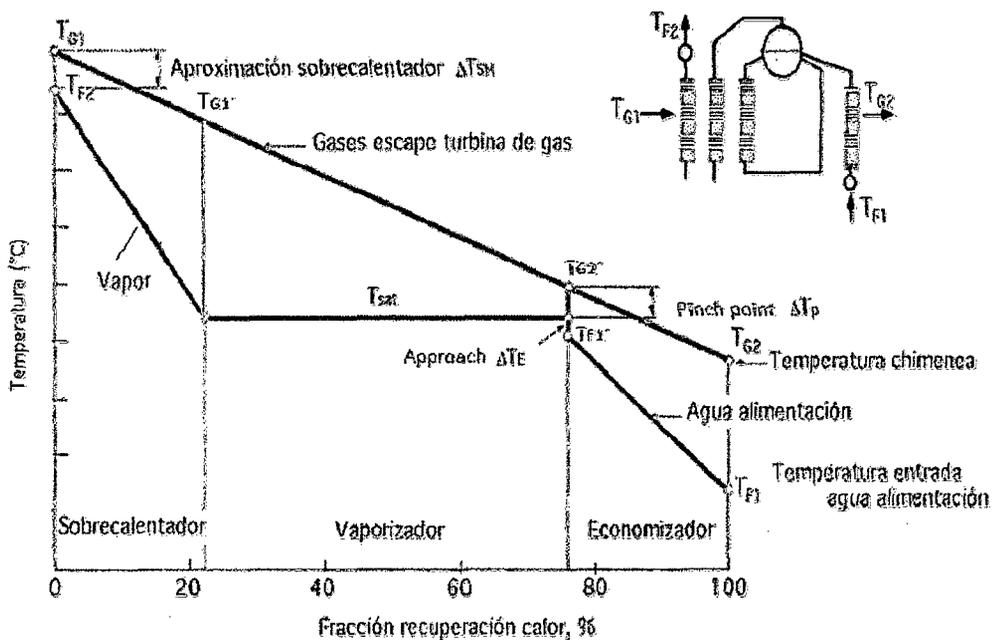
$$\dot{W}_{nTG} = \dot{W}_{TG} - \left| \dot{w}_{Cl} \right| - \left| \dot{w}_{Cl} \right| \left(\frac{KJ}{s} \right) \quad (130)$$

❖ **GENERADOR DE VAPOR POR RECUPERACIÓN DE CALOR (HRSG)**

El HRSG, se encarga de proporcionar al ciclo de vapor el calor suficiente para evaporar todo el flujo de agua, es decir reemplaza a la caldera, por lo que se necesita conocer la cantidad de calor a producir.

Dentro del análisis, se trabajará con los puntos 31 y 32, para los cuales, los productos de combustión deberán ceder el calor indicado disminuyendo su temperatura y considerando una eficiencia del HRSG (η_{HRSG}). Planteando un balance de energía a dicho fluido, se puede encontrar la entalpía que deberían tener los productos de combustión a la salida del HRSG en el punto 32.

FIGURA N° 37. Diagrama ciclo combinado gas – vapor con un nivel de presión.



Fuente: Elaboracion propia.

Con las siguientes ecuaciones se determinan la cantidad de vapor que puede ser generado.

$$m_{31}^0 \cdot C_{P\ G1-G1'} (T_{G1} - T_{G1'}) = m_{vapor}^0 \cdot (h_{(T_{F2})} - h_{(T_{sat})}) \quad (131)$$

$$m_{31}^0 \cdot C_{P\ G1'-G2'} (T_{G1'} - T_{G2'}) = m_{agua}^0 \cdot (hg_{(T_{sat})} - hg_{(T_{F1})}) \quad (132)$$

$$m_{31}^0 \cdot C_{P\ G2'-G2} (T_{G2'} - T_{G2}) = m_{agua}^0 \cdot (h_{(T_{F1})} - h_{(T_{F1'})}) \quad (133)$$

❖ POTENCIA DE LA TURBINA DE VAPOR.

Considerando para el ciclo de vapor una turbina de vapor de condensacion, como se muestra en la figura N° 41 la potencia de la turbina de vapor viene dada por la siguiente ecuacion.

FIGURA N° 38. Diagrama de la turbina de vapor de condensacion.



Fuente: Elaboracion propia.

$$\dot{W}_{TV} = m_{vapor}^0 \cdot (h_8 - h_{10}) \cdot \eta_{Is} \cdot \eta_{Red} \cdot \eta_{Gen} \quad (134)$$

❖ AJUSTES EN EL SECADOR

La función principal del secador es reducir el nivel de humedad en el bagazo de w_{22} a w_{24} , evaporando agua y disminuyendo la temperatura de los productos de combustión antes de ser expulsados al ambiente.

Del análisis del secador quedó pendiente el balance de energía, con el cual se podría estimar la temperatura de salida de los gases de combustión, partiendo de la

temperatura de salida del bagazo del secador $T_{23}=T_{24}$. Para eso se requerirá de las expresiones obtenidas en el balance de masa del secador.

$$0 = \sum_{salidas}^0 m_i \cdot h_i - \sum_{entradas}^0 m_i \cdot h_i \quad (135)$$

$$0 = m_{33}^0 \cdot h_{33} + m_{24}^0 \cdot h_{24} + m_{23}^0 \cdot h_{23} - m_{32}^0 \cdot h_{32} - m_{22}^0 \cdot h_{22} \quad (136)$$

$$0 = m_{32}^0 \cdot (h_{33} - h_{32}) + m_{bs22}^0 \cdot (h_{bs24} - h_{bs22}) + m_{a24}^0 \cdot (h_{a24} - h_{a22}) + m_{23}^0 \cdot (h_{a23} + h_{fg}(T_{23})) - m_{a22}^0 \cdot h_{a22} \quad (137)$$

Donde h_{fg} es el calor de vaporización y $h_{a22} = h_{23}$.

$$0 = n_{bag24}^0 \cdot \tilde{r}_p \cdot (\tilde{h}_{33} - \tilde{h}_{32}) + m_{bs22}^0 \cdot (h_{bs24} - h_{bs22}) + m_{a22}^0 \cdot (h_{H_2O}(T_{24}) - h_{H_2O}(T_{22})) + m_{23}^0 \cdot h_{fg}(T_{23}) \quad (138)$$

$$\tilde{h}_{33} = \tilde{h}_{32} - \frac{m_{23}^0 \cdot h_{fg}(T_{23}) + m_{bs22}^0 \cdot (h_{bs24} - h_{bs22}) + m_{a22}^0 \cdot (h_{H_2O}(T_{24}) - h_{H_2O}(T_{22}))}{n_{bag24}^0 \cdot \tilde{r}_p} \left[\frac{KJ}{Kmol \text{ gas}} \right] \quad (139)$$

Conociendo h_{33} , se debe resolver numéricamente la siguiente ecuación mediante Newton-Raphson, para determinar la temperatura en el punto 33.

$$h_{33} = \tilde{x}_{CO} \cdot h_{CO}(T_{33}) + \tilde{x}_{CO_2} \cdot h_{CO_2}(T_{33}) + \tilde{x}_{O_2} \cdot h_{O_2}(T_{33}) + \tilde{x}_{H_2O} \cdot h_{H_2O}(T_{33}) + \tilde{x}_{H_2} \cdot h_{H_2}(T_{33}) + \tilde{x}_{N_2} \cdot h_{N_2}(T_{33}) + \tilde{x}_{NO} \cdot h_{NO}(T_{33}) + \tilde{x}_{OH} \cdot h_{OH}(T_{33}) \quad (140)$$

Resolviendo todo el sistema de ecuaciones planteado, se puede evaluar el sistema de cogeneración, pero se debe tener en cuenta que es importante la selección de parámetros o datos para que se cumpla con todas las condiciones y la turbina de gas pueda entregar mayor potencia mecánica.

Con todos los resultados, se pueden determinar las potencias consumidas por los compresores y la potencia generada por la turbina de gas y de vapor, finalmente se logra determinar la potencia neta producida por el ciclo combinado.

Potencia neta del sistema:

$$\dot{W}_{n \text{ ciclo}}^0 = \dot{W}_{TV}^0 + \dot{W}_{nTG}^0 \quad (141)$$

3.5 POBLACIÓN Y MUESTRA.

a. REFERENTE A LA EMPRESA SAN JACINTO:

Agroindustria San Jacinto está ubicado en el valle de Nepeña, posee una propiedad de 10,422.59 hectáreas en dicho valle y 5,250.92 hectáreas adjudicadas en los terrenos del proyecto especial Chincas que reciben la denominación del fundo Macacona haciendo un total de propiedad de 15,673.50 Has.

Además cuenta con influencia agrícola en los valles de Santa y Casma para promover el cultivo de la caña de azúcar en sembradores particulares.

En el año 1996 la familia Picasso Candamo, representada por los hermanos Francisco y Martin adquieren la mayoría accionaria (55.3386%) y toman el manejo de la empresa, iniciándose una nueva etapa de San Jacinto que a pesar del corto periodo transcurrido ya se pudieron observar importantes resultados operativos, económicos y sociales.

Y para setiembre del 2009 los grupos gloria y Picasso Candamo decidieron intercambiar negocios, el primero para incrementar su participación en el sector azucarero y el segundo para fortalecer su división farmacéutica. Esta estrategia movida involucra, la transferencia del íntegro de las acciones de farmacéutica del pacifico S.A. – Farpasa (de propiedad de la familia Rodríguez banda) a favor de los accionistas de Agroindustrias San Jacinto S.A.A. (es decir el conglomerado Picasso Candamo) en calidad de pago por el 72.57% de las acciones del ingenio.

b. PROCESO PRODUCTIVO EN EL CAMPO:

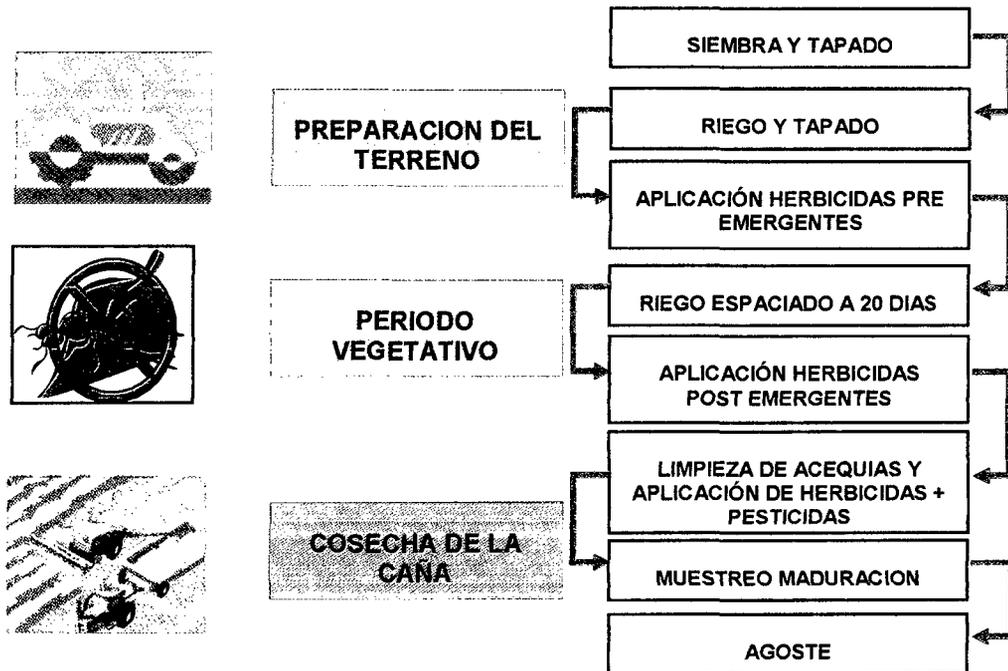
Las labores de campo las podemos dividir en tres etapas principales: preparación del terreno para la siembra, el período vegetativo de la caña y la cosecha.

En la Preparación del terreno se realizan una serie de actividades tendientes a alistar el campo para la siembra de caña mejorando las características del suelo, el período vegetativo de la caña comprende las operaciones de Siembra, Riego y retape, Aplicación de herbicidas pre emergentes, Riego, Crecimiento y aplicación de herbicidas post emergentes y pesticidas, Tareas: limpieza de acequias, doblado de caña, aplicación de herbicidas, Muestreo de maduración y Agoste.

La Cosecha, se realiza cuando la caña ha alcanzado su contenido óptimo de maduración (12 – 18meses) y por lo tanto una concentración de sacarosa que determine rendimientos de azúcar económicos. Comprende la Quema, el Corte y

carguío (el carguío es totalmente mecanizado mediante grúas de hilo y arrumadoras que alimentan de caña a la fábrica a camiones de 25 a 30 TM de capacidad)

FIGURA N° 39. Proceso productivo de la caña de azúcar.



Fuente: Elaboración propia

c. PROCESO PRODUCTIVO FABRIL:

La caña cosechada en el campo es transportada hacia la fábrica por medio de camiones, procediéndose a pesarlos y distribuirlos hacia el trapiche trapiches. El Ingenio San Jacinto posee un tándem de molinos con sus respectivas viradoras de caña.

Una vez recibida la caña en el trapiche, lo primero que se realiza es un lavado para retirarles la tierra y la suciedad que traen del campo. Luego la caña pasa por las picadoras, que tienen por objeto desmenuzar la caña. Mientras más desmenuzada esté la caña se logrará un mejor trabajo de extracción en los molinos y se mejorará el rendimiento.

Durante este proceso sólo se realiza una fragmentación de la caña pero sin extraerle el jugo, pues no hay acción de compresión.

La caña desmenuzada es transportada a través de un conductor hacia los molinos para proceder, por compresión, a extraer el jugo contenido en la caña. El jugo que se extrae es bombeado al proceso para su tratamiento de desinfección y clarificación.

Este jugo mezclado es un jugo sucio pues contiene tierra, arena, residuos de caña y otras impurezas por lo que debe ser clarificado para poder ser utilizado en el proceso.

c.1 RECEPCIÓN Y PESADO.

La primera etapa en el proceso es la recepción y pesado de la caña entrante, este se realiza mayormente en básculas de plataforma por cada unidad entrante al mismo y tiene por finalidad controlar la cantidad de caña que entra al proceso en un período de tiempo (horas, día, mes, año) y con ello estimar los rendimientos en peso de azúcar obtenido por peso de caña entrante. Al jefe de trapiche le permite conocer su molienda horaria y con ello modificar las variables de operación de los molinos optimizando sus resultados.

c.2 PREPARACIÓN DE LA CAÑA.

Las unidades en el patio de maniobras esperan su turno para ser descargadas por medio de una grúa de hilos o cables hacia un conductor de cadenas de descarga lateral donde se realiza un primer lavado de la caña con la finalidad de eliminar tierra y paja. La caña lavada debe ser preparada mecánicamente (reducción de tamaño) con la finalidad de lograr la máxima extracción de jugo por parte de los molinos y esto se logra por medio de juegos de cuchillas (macheteros) que reducen el tamaño de los tallos al 10% del original y máquinas desfibradoras que convierten la caña a hilos.

c.3 EXTRACCIÓN DEL JUGO DE LA CAÑA.

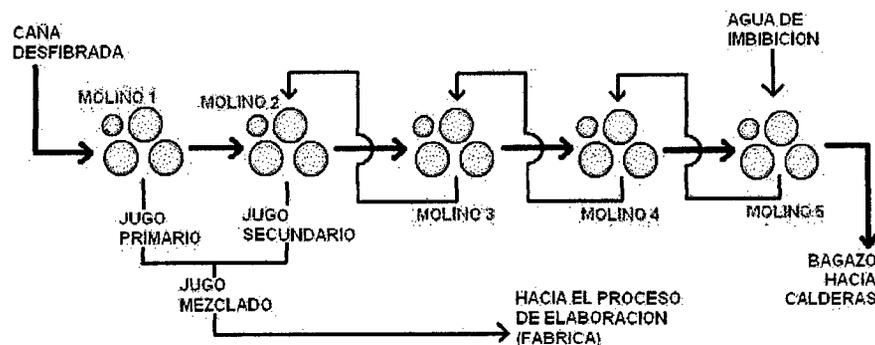
La caña preparada atraviesa el tren de molienda constituido por masas cilíndricas ranuradas dispuestas en forma triangular (molinos) que extraen el jugo cuando la atraviesa la caña. En esta operación se agrega agua (imbibición) a 75 °C a la salida del penúltimo molino con la finalidad de favorecer la disolución de la sacarosa en la fibra que la contiene. Se obtienen 2 subproductos principales: el jugo mezclado (imbibición más jugo de la caña) y un residuo leñoso de aproximadamente 50 % de humedad denominado bagazo.

En el trapiche la caña triturada pasa por cinco molinos de cuatro masas cada uno, los cuales extraen el jugo el cual contiene la sacarosa, principal elemento para la producción del azúcar.

Cada molino es alimentado por tolvas llamadas “Conductores Donelly”. El molino 1 se alimenta directamente con la carga de la desfibradora, mientras que los restantes con el bagazo que sale de cada molino anterior.

Para optimizar la extracción, la molienda cuenta con un sistema de imbibición compuesta, que consiste en aplicar agua a unos 70°C (agua de imbibición) a la salida del molino 4, y de los jugos de los molinos 3, 4 y 5 al bagazo de salida de los molinos 1, 2 y 3 respectivamente. La imbibición se hace para disminuir la cantidad de azúcar que se pueda perder en el bagazo que sale del último molino debido a que la sacarosa es altamente soluble con el agua. El bagazo del molino 5, materia resultante de la extracción del jugo, es transportado mediante un conductor a las calderas para la generación de vapor que requiere la fábrica y la operación del turbo generador. La cantidad de agua de imbibición que se aplica es controlada con un controlador electrónico, ya que una cantidad deficiente no cumpliría su cometido de recuperar suficiente sacarosa del bagazo, y una cantidad elevada puede producir que el bagazo final que va a las calderas quede muy húmedo y que el jugo mezclado tenga demasiada proporción de agua, dificultando posteriormente la tarea de elaboración. El contenido de azúcar en el jugo mezclado debe ser de unos 14%.

FIGURA N° 40 Paso de la caña por los 5 molinos y su transformación en jugo mezclado y bagazo



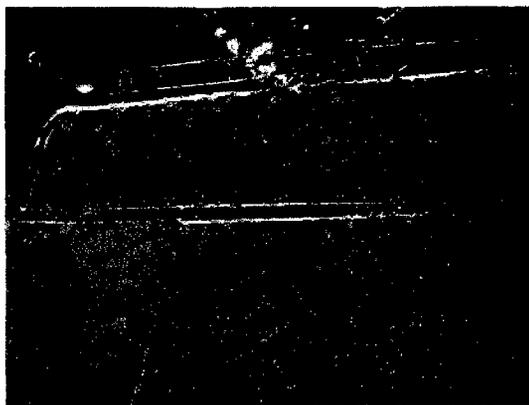
Fuente: Elaboración propia

c.4 COLADO.

Después el jugo mezclado se pasa por un filtro tamiz DMS de 0.5 mm, con la finalidad de reducir la cantidad de bagacillo contenido en el jugo, para finalmente ser enviado al área de elaboración. La figura 43 grafica el trabajo del proceso de molienda y el de imbibición, así como la obtención del jugo mezclado y del bagazo que pasarán a las áreas de elaboración y calderas respectivamente.

Respecto a la fuerza que acciona a los molinos, se obtienen de tres turbinas con reductores y sistemas de catalinas de transmisión, la primera turbina accionando los molinos 1 y 2, la segunda turbina accionando los molinos 3 y 4, y la tercera turbina accionando el molinos 5

FIGURA N° 41 Jugo Mezclado - extraído.



Fuente: Área de Planificación

FIGURA N° 42. Bagazo procedente del proceso de extracción



Fuente: Área de Planificación

c.5 PURIFICACIÓN Y CONCENTRACIÓN.

El jugo mezclado obtenido en la molienda pasa hacia unos tanques donde se le agrega cal en forma de suspensión.

La finalidad de agregar cal es manejar el pH de los jugos de forma que se evite su descomposición y al reaccionar con los fosfatos de la caña forme un floculo que elimine las impurezas.

Al líquido claro que ha sido separado de las impurezas en un decantador (clarificador) se le somete a evaporaciones sucesivas en un evaporador de múltiple efecto con la finalidad de eliminar agua y concentrar el jugo desde 15° hasta 65° brix a la salida de los evaporadores (jarabe).

c.6 LA CRISTALIZACIÓN

El jarabe así formado se utiliza en la instalación de cocción donde se evapora el agua restante en evaporadores al vacío de simple efecto para formar así la denominada masa cocida (mezcla de cristales de azúcar – sacarosa – y miel) que es descargada en tanques cristalizadores para su agotamiento máximo en sacarosa (cristalización por enfriamiento) y ser conducido a las centrifugas para separar los cristales formados de la miel que los rodea.

Las mieles se recirculan para nuevas cristalizaciones en el evaporador hasta que su contenido en sacarosa es económicamente no recuperable y se dispone como melaza.

El azúcar se traslada a una tolva desde donde se envasa en bolsas de 50 Kg. u otras presentaciones en función del mercado para su despacho en tráileres.

c.7 CENTRIFUGACIÓN Y ENVASADO.

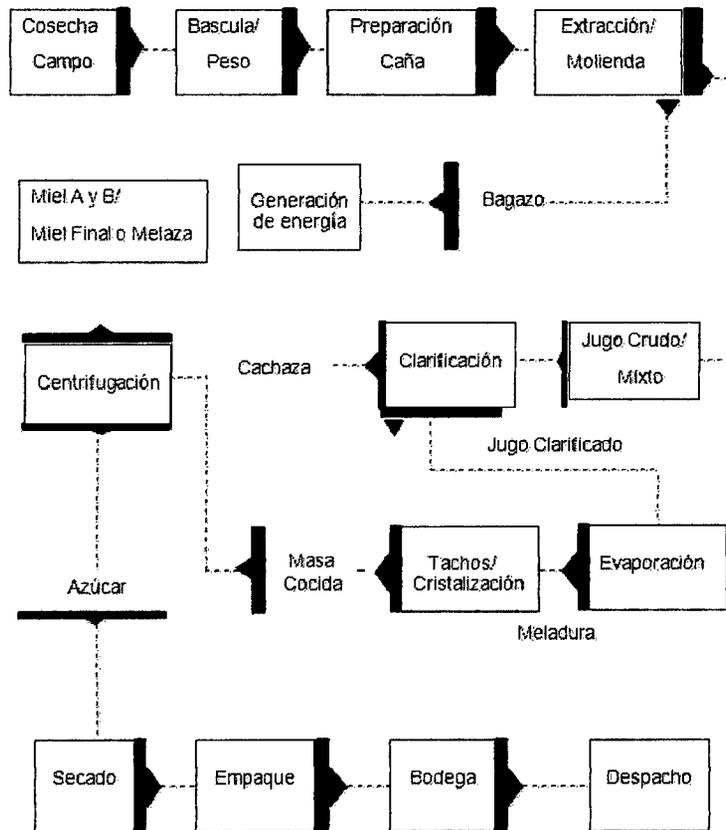
En el momento que se llena y sella cada bolsa de azúcar se controla el peso mediante una balanza en línea, por ser esta una operación manual en nuestro medio, cada cierto número de bolsas se toma una al azar y se la pesa para verificar la conformidad con una tolerancia de más menos 100 g.

c.8 EL BAGAZO.

El bagazo se conduce a las calderas para su combustión y generar el calor necesario para formar vapor sobrecalentado (600 Psig y 750°F) que se utiliza en la generación de energía eléctrica para el ingenio.

El vapor de escape (20 Psig y 410°F) proveniente de las turbinas del turbo generador) se utiliza para las necesidades de evaporación (vapor saturado) en el proceso fabril y sus condensados son recirculados permanentemente para alimentar a las calderas.

FIGURA N° 43 Proceso de elaboración de azúcar a partir de la caña.



Fuente: Área de planificación agroindustrias San Jacinto.

c.9 OBTENCIÓN DE ALCOHOL – DESTILERÍA

❖ Preparación de la melaza:

Después que la melaza es medida exactamente, fluye hacia el tanque para su disolución. Debido a su resistente concentración de azúcar, la melaza no soporta una fermentación directa, por lo tanto primero debe ser diluido a la concentración deseada. Este es llamado masa o templa, y presenta los carbohidratos listos para la inoculación o vacunación de los cultivos de semillas. Después que la melaza es diluida a la concentración deseada, una mezcladora automática ayudará a darle una concentración homogénea para el proceso de fermentación, antes de que sea bombeado a una serie de fermentadores de acero.

❖ **Estación de cultivo de granos:**

Incluye la selección de la inoculación de los granos de levadura, la adición de nutrientes, el ajuste del pH, el control de temperatura, y finalmente la limpieza y esterilización de la máquina de cultivo de levadura para la realización del siguiente lote.

❖ **Suministro de agua procesada:**

El agua utilizada en el proceso podría ser tratada como agua de calidad.

❖ **Estación de fermentación:**

Los fermentadores están conectados por tuberías para una operación de fermentación continua. Dado que el alcohol etílico es formado por levadura desde monosacárido, es necesario descomponer la sucrosa en d-glucosa y d-fructuosa. Las enzimas producidas por la levadura cambian los monosacáridos en alcohol y dióxido de carbono. Después que ha sucedido la reacción, el alcohol etílico presente en los fermentadores puede ser separado por destilación. El contenido de alcohol de la masa es de 7-12% de su volumen, es bombeada hasta la sección de destilación del alcohol.

❖ **Estación de destilación y rectificación:**

El caldo conteniendo alcohol etílico, agua, aldehído, ácido acético, etc. pasa a través de un intercambiador de temperatura hacia un condensador parcial para mantener el alcohol en la columna y para proporcionar un reflujo para las placas superiores. Los productos más volátiles, los cuales todavía pueden contener rastros de aldehídos y alcohol, son condensados completamente y transportados detrás de la parte superior del destilador de aldehído. Cerca de la parte superior de la columna, el 95-96% del alcohol es absorbido a través del condensador para su almacenamiento.

d. REFERENTE AL PROCESO DE GENERACIÓN DE VAPOR:

El proceso de generación de vapor ocurre en el área de energía – sección calderas, en el cual existe dos calderas acuotubulares las cuales se requieren para su funcionamiento agua cuyas características deben ser dureza 0 ppm, conductividad 60 us/cm, ph 7. Los cuales se obtiene del condensado de vapor de escape y condensados del vapor vegetal generado.

Las calderas cuentan con equipos auxiliares para su funcionamiento tales como:

Tanque presurizado, bombas de agua, válvulas de control automático, sensores (de nivel, presión y temperatura), ventiladores de tiro forzado (accionado por motores

eléctricos), ventiladores de tiro inducido (accionado por turbinas de vapor), lavadores de gas y chimeneas.

El proceso se inicia con el encendido del hogar y la alimentación de agua a 120 °C mediante las bombas hacia el domo superior, de donde baja hacia el domo inferior mediante tubos denominados el banco de convección (ganando temperatura de los gases de combustión de salida de la caldera). Seguidamente el agua se distribuye hacia los headers inferiores laterales, frontal y posterior, el proceso continua haciendo que el agua suba hacia los headers superiores, convirtiéndose en vapor saturado a la altura de 2/3 de la altura total del tubo. De los headers superiores el vapor se dirige hacia el domo superior nuevamente para posteriormente salir hacia el recalentador que posee dos pasos y se encuentra entre dos headers transversales. Finalmente el vapor es conducido hacia el cabezal de vapor de donde se realiza la distribución a los procesos energéticos del ingenio.

Los gases de combustión salen de la caldera por medio del ventilador de tiro inducido, donde su apertura es controlada por la presión del vapor y la velocidad de los alimentadores de bagazo de la caldera; estos a su vez pasan por ciclones (para precipitar los gases de combustión), luego a la chimenea (para lavar los gases).

El vapor generado por los dos calderos es conducido hacia el cabezal desde donde se distribuye hacia el turbogenerador, trapiche (para suministro a las turbinas de accionamiento del machete 1, machete 2, desfibrador, molino 1 y 2, molino 1 y 3, y molino 5), calderas (para suministro a las turbinas de accionamiento de la bomba wonkington 600, ventilador inducido de la caldera 1 y 3). El vapor de escape es conducido hacia el área de elaboración y destilería para ser utilizado en sus procesos respectivos

La generación de vapor actual se realiza utilizando como combustible bagazo, subproducto de la caña molida.

TABLA N° 06 Datos de diseño y operación de las calderas Foster Wheeler.

PARAMETROS	CALDERA FW N°01		CALDERA FW N°03		UNIDADES
	DISEÑO	OPERACIÓN	DISEÑO	OPERACIÓN	
DATOS DEL CALDERO					
Año de fabricación	1975	-	1968	-	años
Tipo de caldero	FW-21.6-21.1-11.6	-	FW-21.6-21.1-11.6	-	Foster W.
Presión de vapor de salida	690	600	698	600	Psig
Temperatura de vapor	371	403	371	400	°C
Flujo de vapor producido	50	38	50	38	Ton/h
Potencia	1691	-	1691	-	HP
Superficie de calefacción	13143	-	13,143	-	Pies2
Total steam generating surface	16909	-	16,909	-	Pies2
Superficie de agua caliente	3766	-	3,766	-	Pies3
Tipo de sobrecalentador	colgante	-	colgante	-	-
Calefacción del sobrecalentador	1,429	-	1,429	-	Pies2
Superheater tubes	-	-	2" OD. 9 GA.	-	
Volumen de agua	32.5	-	33	-	m3
Nivel del domo	-	48	-	47	%
Temperatura de combustión en la parrillas (horno)	993	981	993	865	°C
Temp. De combustión a la altura de los quemadores de petróleo.	-	891	-	785.5	°C
Combustible quemado	46,900	43869	46,900	43869	lb/hr.
Eficiencia de caldera	64.26	51.84	64.26	51.84	%
Perdidas de calor					
Gas seco	8.93	-	8.93	-	%
Hidrogeno y humedad en el combustible	22.9	-	22.9	-	%
Humedad del aire	0.22	-	0.22	-	%
Combustible sin quemar	1.73	-	1.73	-	%
Radiación	0.46	-	0.46	-	%
Indeterminados	1.5	-	1.5	-	%
Total	35.74	-	35.74	-	%
Presión del horno	-0.25	-0.18	-0.25	-0.11	inH2O
Perdida de gas a través de la caldera	-2.15	-	-2.15	-	inH2O
Perdida de gas a través súper heater	-0.15	-	-0.15	-	inH2O
Perdida de gas a través del calentador de aire	-1.8	-	-1.8	-	inH2O
perdida de gas en los conductores	-0.8	-	-0.8	-	inH2O
Perdida de gas en los colectores de polvos	-	-	-3	-	inH2O
Total	-5.15	-	-8.15	-	inH2O

Temperatura de gases caliente entrada al calentador	394	320	394	315	°C
Temperatura de gases caliente salida del calentador	-	177	-	190	°C
Temperatura de aire de ingreso al calentador	26.6	28	26.6	28	°C
Temperatura aire salida del calentador	277	243	277	229	°C
Entrada de gas húmedo al calentador	223.5	-	223.5	-	Mlb/hr
Entrada de aire al calentador	176.5	-	176.5	-	Mlb/hr
Perdida de aire a través del calentador	2.86	-	2.86	-	inH2O
Perdida de aire a través de los conductos	1.21	-	1.21	-	inH2O
Perdida de aire a través de la parrillas	4.15	-	4.15	-	inH2O
Total	8.22	-	8.22	-	inH2O
Exceso de aire	34	48	34	48	°C
Humedad del aire	22	-	22	-	°C
FLUJO DE AGUA					
Presión de agua	-	720	-	720	Psi
Temperatura de agua	96	120	96	120	°C
ALIMENTADORES DE BAGAZO					
Temperatura de bagazo entrada a la caldera.	-	43	-	41	°C
Humedad promedio de bagazo	48/49	48.5	48/49	48.5	%
Poder calorífico del bagazo (superior)	8300	4264.2	8300	4264.2	Btu/lb
TIRO FORZADO					
Presión de aire forzado (salida del ventilador)	-	3.65	-	-	"H2O
Abertura del dámper	-	57	-	60	%
Velocidad del motor eléctrico	1185	1185	1185	1185	RPM
Amperaje del motor eléctrico	176	105	176	95	A
Voltaje de trabajo motor eléctrico	460	460	460	474	V
Potencia del motor eléctrico	150	-	150	-	HP
Eficiencia del motor	95	-	95	-	%
Abertura del dámper	-	57	-	60	%
TIRO INDUCIDO TURBINA					
Velocidad del ventilador	1180	850	940	800	RPM
Presión de salida de los gases (antes del ventilador)	-	-8.00	-	-	"H2O
Abertura del dámper promedio	-	80	-	80	%
TIRO INDUCIDO MOTOR ELECTRICICO					
Motor eléctrico	275	-	275	-	HP
Velocidad de rotación motor eléctrico	880	880	880	880	RPM
Voltaje del motor electrico	440	460	440	460	V
Amperaje del motor eléctrico	340	320	340	320	A
% de abertura de dámper (en operación con el motor)	-	100	-	30	%

Fuente: elaboración propia

e. GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA:

La potencia total instalada en la casa de fuerza es de 3.6 MW. El turbogenerador es parte esencial en el área energética. La potencia nominal del turbogenerador es de 3 MW, desarrollando actualmente solo 2.1 MW.

Además se cuenta con 01 grupo electrógeno en caso de emergencia por corte de energía eléctrica de Hidrandina. El ingenio actualmente genera el 77% de la energía que consume, esto debido a una política energética acertada de cogenerar energía térmica y eléctrica en vez de comprar energía a la red de distribución de hidrandina como anteriormente se hacía (antes del año 1999).

La demanda mensual de energía del ingenio es cercana a los 2307774 kwh, mientras. Ahora el turbogenerador produce 1518000, por lo que se hace necesaria comprar la diferencia de energía que no cubre la generación.

f. EL TURBOGENERADOR:

Es el principal equipo de la planta de fuerza, está constituido por una turbina de extracción – condensación y un generador eléctrico de 3000 KW. Las características de este equipo se muestran en la siguiente tabla:

TABLA N° 07 Turbina de extracción – condensación.

Parámetro	Valor	Unidad
Marca	General Electric	-
Presión de vapor de admisión	600	psi
Presión de vapor extracción	24	psi
Presión de vapor de escape	28	In Hg
Temperatura de vapor de admisión	400	°C
Temperatura de vapor de extracción	200	°C
Temperatura de vapor de escape	70	°C
Presión de aceite de lubricación	100	Psi
Temperatura de aceite de ingreso a las chumaceras	38	°C
Temperatura de aceite de salida a las chumaceras	70	°C
Velocidad de rotación	6200	RPM
Lubricante	Regal 68	-

Fuente: elaboración propia.

TABLA N° 08 Características del generador eléctrico de la empresa San Jacinto.

Parámetro	Valor	Unidad
Serie	8300364	-
Potencia aparente	3750	KVA
velocidad de giro	1200	Rpm
Factor de potencia	0.8	-
Fases	3	-
Frecuencia	60	Hz
Tensión	4160	V
Corriente de armado	520	A
Corriente de campo	205	A
Tensión de excitación	125	V
Potencia efectiva	3000	KW

Fuente: elaboración propia.

g. PARÁMETROS RELEVANTES DE PRODUCCIÓN:

PRODUCCIÓN:

PRODUCCIÓN PROMEDIO DE AZÚCAR: 6750 bolsas de azúcar de 50 kg.

CAPACIDAD DE PROCESAMIENTO DE PLANTA: 2900 – 3200 tonelada de caña/día

PRODUCCIÓN DE ALCOHOL: 12000 – 14000 litros/día

CAPACIDAD DE PROCESAMIENTO PROYECTADA: 4500 toneladas de caña/día

CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN DE AZÚCAR PROYECTADA: 10125 bolsas de azúcar de 50 kg

CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN DE ALCOHOL PROYECTADA: 20000 litros/día

ENERGÍA:

VAPOR SOBRECALENTADO GENERADO: 42 bar a y 400 °C

POTENCIA GENERADA PROMEDIO: 2000 – 2500 KW

POTENCIA PROYECTADA A GENERAR: 9267.82 KW

MODELO DE OPERACIÓN PROYECTADO: integración del proceso de gasificación y ciclo combinado utilizando bagazo excedente.

h. EL BAGAZO:

El bagazo es el producto que queda de la caña después de ser molida en los trapiches que extraen su jugo para la elaboración del azúcar y se emplea fundamentalmente como combustible en las calderas generadoras del vapor necesario para el accionamiento de las máquinas térmicas y para los procesos de calentamiento, concentración, cocimiento, secado, destilación de alcohol y otros.

La cantidad de bagazo depende de su humedad, fibra de la caña y del tipo de cosecha y es aproximadamente el 30% de la caña molida.

El bagazo debe ser suficiente para que las calderas generen el vapor que necesita la fábrica y si queda un excedente se puede destinar a un proceso de gasificación, fabricación de papel, combustible para la cogeneración de energía eléctrica y otros usos. El poder calorífico inferior del bagazo húmedo es definido por la humedad y la composición elemental del bagazo, donde interviene el contenido de cenizas. Es obvio que cuanto más alto son estos elementos, menor resulta el poder calorífico inferior del bagazo.

La humedad del bagazo que normalmente se encuentra entre 45% a 50% depende de la cantidad de agua de imbibición empleada y de la eficiencia de los molinos del trapiche. La cantidad de cenizas depende de la variedad de caña y del tipo de cosecha empleado, que en el caso de ser mecanizada, aumenta considerablemente debido al mayor porcentaje de “trash”, consistente principalmente en tierra.

El Poder Calorífico Inferior (PCI) del bagazo húmedo, el cual tiene un valor aproximado entre 8610 a 8840 kJ/kg tiene una importancia definitoria cuando se pretende evaluar el rendimiento de un generador de vapor y establecer la cantidad de vapor que es posible generar con un kg de bagazo:

$$\text{Kg vapor} / \text{kg bagazo} = \text{Rendimiento caldera} \times \text{PCI} / (\text{Entalpía del vapor} - \text{Temp. Agua alim.})$$

En la combustión del bagazo con mayor contenido de humedad y cenizas, se incrementan las pérdidas y por consiguiente el rendimiento de la caldera resulta inferior.

3.6 ACTIVIDADES DEL PROCESO INVESTIGATIVO.

a. INDICADORES DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS DEL INGENIO SAN JACINTO S.A.

- ✓ Se realiza la evaluación de los procesos energéticos actuales del ingenio para determinar los parámetros de operación.
- ✓ Seguidamente se realiza la evaluación de los procesos energéticos proyectados en la ampliación de molienda para determinar el modelo más eficiente de operación, la capacidad de los equipos y los parámetros de operación.
- ✓ Los principales parámetros de operación de los procesos energéticos en un ingenio son determinantes para la generación y consumo de energía, en base a sus valores se puede deducir que tan eficiente es el ingenio, a continuación se presenta los principales parámetros, los cuales serán calculados del balance de energía.

❖ ÍNDICE DE GENERACIÓN TÉRMICA

Indica las toneladas de vapor que se genera por cada tonelada de bagazo utilizado como combustible, este índice también puede calcularse con la ecuación N° 31.

$$I.G = \frac{mv.tot.}{B.c} \quad (142)$$

❖ ÍNDICE DE CONSUMO TÉRMICO

Indica las toneladas de vapor consumidos por cada tonelada de caña molida.

$$I.C = \frac{mv.tot.}{C} \quad (143)$$

❖ ÍNDICE DE CONSUMO ELÉCTRICO

Indica la cantidad de energía eléctrica consumida por tonelada de caña molida.

$$I.E = \frac{E.T.}{C} \quad (144)$$

b. EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS.

Evaluar los parámetros de operación implica realizar la evaluación de los procesos energéticos actuales y proyectados del ingenio, dimensionamiento de equipos y determinación del modelo más eficiente de operación, para lo cual es necesario registrar los siguientes datos:

c. CONSIDERACIONES PARA EL RETORNO DE LA INVERSIÓN Y SU RENTABILIDAD.

Se procederá a realizar la evaluación económica para la solución más óptima

❖ Se considera como egresos:

Inversión por compra de motores eléctricos y variadores de velocidad

Inversión por compra de economizador y radiador calentador de aire

Inversión por compra de sistema de gasificación, turbina de gas y caldera recuperadora de calor

Costos de generación de vapor

Costos de generación de energía eléctrica

Costos de operación y mantenimiento

❖ Se considera como ingresos

Ingresos por venta de excedentes de energía y potencia al SEIN

Ingreso por reducción de costos de mantenimiento

3.7 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE INVESTIGACIÓN

Para evaluar los parámetros de operación se realiza primero una evaluación de los procesos energéticos actuales y proyectados del ingenio, dimensionamiento de equipos y determinación del modelo más eficiente de operación, para lo cual es necesario registrar los siguientes datos:

3.7.1 PRINCIPALES DATOS DE OPERACIÓN ACTUAL DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN LAS DIVERSAS ÁREAS DEL INGENIO.

Para realizar los cálculos correspondientes al balance de energía en las diversas áreas del ingenio, es indispensable realizar un registro de datos que intervienen en cada proceso energético, es por ello que se registró cuidadosamente los datos más importantes e intervinientes.

a. **PRINCIPALES DATOS DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN EL ÁREA DE ELABORACIÓN.**

TABLA N° 09 Datos de operación – área de elaboración.

Parámetro	Valor	Unidad
Datos para el consumo de vapor en el pre evaporador		
Toneladas de caña día (M)	3000.00	TCD
Horas de Molienda (H)	23.00	Hr
Toneladas de caña hora (C)	130.43	TCH
Peso del jugo claro (Pj)	0.95	TJ/TC
Brix del jugo de entrada (Bxe)	14.3	
Temperatura del jugo de entrada (Te)	95	°C
Brix del jugo de salida (Bxs)	26.5	
Temperatura del jugo de salida (Ts)	108	°C
Temperatura del vapor vegetal (Tv.v)	110.00	°C
Presión del vapor vegetal (Pv.v)	1.61	Bar a
Entalpia del vapor vegetal (hv.v)	644.17	kcal/kg
Porcentaje de pérdidas de calor (%P)	0.0125	%
Entalpia del condensado (hc)	122.9	kcal/kg
Presión del vapor de escape saturado (Pve sat)	2.15	bar a
Temperatura del vapor de escape saturado (Tve sat)	122.5	°C
Entalpia del vapor de escape saturado (hve sat)	647.3	kcal/kg
Flujo másico de vapor de baja presión para otros usos más pérdidas (mv. BP otros usos más pérdidas)	3.35	Tn/hr

Fuente: elaboración propia.

b. PRINCIPALES DATOS DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN EL ÁREA DE DESTILERÍA.

TABLA N° 10 Datos de operación – área de destilería.

Parámetro	Valor	Unidad
Datos de la destilería		
Producción de alcohol (Lt.A)	13600	Lt.a/Dia
Ratio de consumo de vapor (Rd)	5.12	Kg.v/Lt.a

Fuente: elaboración propia.

c. PRINCIPALES DATOS DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN EL ÁREA DE TRAPICHE.

TABLA N° 11 Datos de operación – área de trapiche

Parámetros	Valor	Unidad
Datos de molienda		
Días de zafra (Dia)	300.00	días
Molienda de caña anual (m.a)	900000.00	TM
Bagazo en caña (B%c)	30.00	%
Humedad del bagazo (H%)	50.00	%
Producción de bagazo por dia (TB)	900.00	Tn/Hr
Fibra en la caña (<i>f</i>)	15.00	%
Equipos de preparación		
Velocidad de rotación de las cuchillas - Machete N°01 (<i>n</i> ₁)	650.00	RPM
Velocidad de rotación de las cuchillas - Machete N°02 (<i>n</i> ₂)	630.00	RPM
Radio del circulo de rotación - Machete N°01 (<i>R</i> ₁)	75.00	cm
Radio del circulo de rotación - Machete N°02 (<i>R</i> ₂)	70.00	cm
Paso de las cuchillas - Machete N°01 (<i>p</i> ₁)	10.00	cm
Paso de las cuchillas - Machete N°01 (<i>p</i> ₂)	5.00	cm
Velocidad del conductor de cañas (<i>v</i>)	6.00	m/min
Ancho del conductor de caña (<i>L</i>)	1.50	m
Peso del m3 de cañas - Machete N°01 (<i>d</i> ₁)	130.00	kg/m3
Peso del m3 de cañas - Machete N°02 (<i>d</i> ₂)	250.00	kg/m3
Ajuste de las cuchillas - Machete N°01 (<i>r</i> ₁)	300.00	mm
Ajuste de las cuchillas - Machete N°02 (<i>r</i> ₂)	70.00	mm
Índice de preparación de caña (<i>PI</i>)	85.00	%

Eficiencia del reductor (nr)	96.00	%
Eficiencia isentrópica de las turbinas - equipos de preparación (nis)	40.00	%
Contenido energético del vapor (w)	13.04	lb/kwh
Equipos de extracción		
Fibra del bagazo en el molino N° 01 (F1)	36.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 02 (F2)	39.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 03 (F3)	42.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 04 (F4)	45.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 05 (F5)	49.00	%
Coefficiente relativo a los equipos de preparación (c)	1.230	-
Velocidad de rotación de los cilindros (n)	3.800	RPM
Longitud de los cilindros (L)	1.750	m
Diámetro de los cilindros (D)	0.876	m
Numero de cilindros de la batería (N)	20.00	-
Fibra por unidad de bagazo (F)	0.500	-
Diámetro del pistón (Dp)	10.00	pulg
Presión en placa (Pp)	3000.00	lb/pulg ²
Presión en placa (Pp)	210.09	kg/cm ²
Densidad del jugo a presión atmosférica ($\delta'0$)	1.512	g/cm ³
Rendimiento de la coronas (nc)	98.50	%
Rendimiento de los piñones (np)	98.00	%
Rendimiento de engranajes (ne)	98.00	%
Rendimiento de un reductor (nr)	98.50	%
Eficiencia isentrópica de las turbinas – equipos de extracción (n.is)	45.00	%
Contenido energético del vapor (w)	13.04	lb/kw

Fuente: elaboración propia.

d. PRINCIPALES DATOS DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN EL ÁREA DE CALDERAS.

TABLA N° 12 Datos de operación – área de Calderas.

Parámetros	Valor	Unidad
Datos del proceso de generación de vapor		
Toneladas de caña molida por día (M)	3000	TCD
Horas de molienda (H)	23	Hr
Temperatura del vapor generado (T)	400	°C

Presión de vapor generado (P)	42	Barg
Temperatura de los gases al ingreso de la chimenea (Tch)	190	°C
Exceso de aire para la combustión (m)	48	%
Humedad del bagazo (w)	50	%
Coefficiente de pérdidas por inquemados (α)	0.99	-
Coefficiente perdidas por radiación (β)	0.9	-
Coefficiente Perdidas combustión incompleta (Π)	0.87	-
Temperatura de ingreso del agua (Tai)	120	°C
Temperatura del vapor sobrecalentado (Tv)	400	°C
Entalpia de agua de ingreso a la caldera (hi)	121	Kcal/kg
Entalpia del vapor sobrecalentado (hs)	767	Kcal/kg
Datos de los ventiladores de tiro inducido de las calderas		
Densidad de los gases (ρ_g)	0.73	kg/m ³
Caída de presión en el recorrido (ΔP)	2840	pa
Eficiencia del ventilador (Π_v)	64	%
Eficiencia de transmisión (η_t)	84	%
Salto entalpico ideal del vapor (Δh)	608.06	kJ/kg
Eficiencia isoentropica de las turbinas – ventiladores inducidos (η_{is})	40	%
Datos de las bombas de agua de alimentación a las calderas		
Masa de agua a bombear (m.agua)	80	Tn/h
Densidad del agua (ρ_a)	943.4	kg/m ³
Altura de bombeo (H.b)	520	m
Eficiencia de la bomba (Π_b)	60	%
Eficiencia de transmisión (η_t)	98	%
Salto entalpico ideal del vapor (Δh)	608.06	kJ/kg
Eficiencia isoentropica de la turbina – turbobomba (η_{is})	40	%

Fuente: Elaboración propia.

e. **PRINCIPALES DATOS DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN EL ÁREA DE PLANTA DE FUERZA.**

TABLA N° 13 Datos de operación – área de Planta de fuerza.

Parámetros	Valor	Unidad
Datos de la planta de fuerza		
Temperatura del vapor de admisión (T.ad)	395	°C
Presión del vapor de admisión (P.ad)	42	Bar a
Temperatura del vapor de extracción (T.ext)	215	°C
Presión del vapor de extracción (P.ext)	2.36	Bar a
Temperatura del vapor exhausto (T.exh)	65	°C
Presión del vapor exhausto (P.exh)	0.11	Bar a
Entalpia de vapor de admisión (h.ad)	3200.4	Kj/kg
Entalpia del vapor de extracción (h.ext)	2899.2	Kj/kg
Entalpia del vapor exhausto (h.exh)	2619.9	Kj/kg
Potencia en los bornes del generador (P.G)	2200	KW
Eficiencia del generador (η_g)	95	%
Eficiencia del generador (η_g)	95	%
Flujo másico de condensado (m.cond)	3	Tn/hr
Voltaje de generación (V)	4160	V
Frecuencia (f)	60	Hz
Consumo de energía eléctrica actual en destilería	67	KW
Consumo de energía eléctrica actual en elaboración	1600	KW
Consumo de energía eléctrica actual en calderas	601.5	KW
Consumo de energía eléctrica actual en trapiche	503.8	KW
Energía eléctrica generada por el turbogenerador	2200	KW
Excedente de energía eléctrica comprada a Hidrandina	572.3	KW

Fuente: Elaboración propia.

3.7.2 DATOS PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA DEL INGENIO.

Para realizar el balance de energía en la proyección de molienda fue necesario registrar datos en las distintas áreas.

a. DATOS DE OPERACIÓN PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE ELABORACIÓN.

TABLA N° 14 Datos de operación proyectado en la ampliación de molienda – área de elaboración.

Parámetro	Valor	Unidad
Datos para el consumo de vapor en el pre evaporador		
Toneladas de caña día (M)	4500.00	TCD
Horas de Molienda (H)	23.00	Hr
Toneladas de caña hora (C)	195.65	TCH
Peso del jugo claro (Pj)	0.95	TJ/TC
Brix del jugo de entrada (Bxe)	15.95	
Temperatura del jugo de entrada (Te)	108	°C
Brix del jugo de salida (Bxs)	25.5	
Temperatura del jugo de salida (Ts)	115	°C
Temperatura del vapor vegetal (Tv.v)	110.00	°C
Presión del vapor vegetal (Pv.v)	1.61	Bar a
Entalpia del vapor vegetal (hv.v)	644.17	kcal/kg
Porcentaje de pérdidas de calor (%P)	0.0125	%
Entalpia del condensado (hc)	122.9	kcal/kg
Presión del vapor de escape saturado (Pve sat)	2.15	bar a
Temperatura del vapor de escape saturado (Tve sat)	122.5	°C
Entalpia del vapor de escape saturado (hve sat)	647.3	kcal/kg
Flujo másico de vapor de baja presión para otros usos más perdidas (mv. BP otros usos más perdidas)	4.05	Tn/hr

Fuente: Elaboración propia

b. DATOS DE OPERACIÓN PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE DESTILERÍA.

TABLA N° 15 Datos de operación proyectado en la ampliación de molienda – área de destilería.

Parámetro	Valor	Unidad
Producción de alcohol (Lt.A)	20000	Lt.a/Dia
Ratio de consumo de vapor (R _d)	5.3	Kg.v/Lt.a

Fuente: elaboración propia.

c. DATOS DE OPERACIÓN PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE TRAPICHE.

TABLA N° 16 Datos de operación proyectado en la ampliación de molienda – área de trapiche.

Parámetros	Valor	Unidad
Datos de molienda		
Días de zafra (Dz)	300.00	días
Molienda anual (M.A)	1350000.00	TM
Bagazo en caña (B%C)	30.00	%
Humedad del bagazo (H%)	50.00	%
Producción de bagazo por día (TB)	1350.00	Tn/d
Fibra en la caña (<i>f</i>)	14.50	%
Equipos de preparación		
Velocidad de rotación de las cuchillas - Machete N°01 (n1)	690.00	RPM
Velocidad de rotación de las cuchillas - Machete N°02 (n2)	650.00	RPM
Radio del circulo de rotación - Machete N°01 (R1)	75.00	cm
Radio del circulo de rotación - Machete N°02 (R2)	70.00	cm
Paso de las cuchillas - Machete N°01 (p1)	10.00	cm
Paso de las cuchillas - Machete N°01 (p2)	5.00	cm
Velocidad del conductor de cañas (<i>v</i>)	6.00	m/min
Ancho del conductor de caña (L)	1.50	m

Peso del m3 de cañas - Machete N°01 (d1)	130.00	kg/m3
Peso del m3 de cañas - Machete N°02 (d2)	250.00	kg/m3
Ajuste de las cuchillas - Machete N°01 (r1)	300.00	mm
Ajuste de las cuchillas - Machete N°02 (r2)	70.00	mm
Índice de preparación de caña (PI)	85.00	%
Eficiencia de transmisión (n.t)	98.00	%
Eficiencia mecánica del motor (n.m)	95.00	%
Contenido energético del vapor (w)	13.04	lb/kwh
Equipos de extracción		
Fibra del bagazo en el molino N° 01 (F1)	36.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 02 (F2)	39.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 03 (F3)	42.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 04 (F4)	45.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 05 (F5)	49.00	%
Coefficiente relativo a los equipos de preparación (c)	1.230	-
Velocidad de rotación de los cilindros (n)	4.200	RPM
Longitud de los cilindros (L)	1.750	m
Diámetro de los cilindros (D)	0.876	m
Numero de cilindros de la batería (N)	20.00	-
Fibra por unidad de bagazo (F)	0.500	-
Diámetro del pistón (Dp)	10.00	pulg
Presión en placa (Pp)	3000.00	lb/pulg2
Presión en placa (Pp)	210.09	kg/cm2
Densidad del jugo a presión atmosférica (δ^0)	1.512	g/cm3
Eficiencia de transmisión (n.t)	98.00	%
Eficiencia mecánica del motor (n.m)	95.00	%

Fuente: Elaboración propia

d. DATOS DE OPERACIÓN PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE CALDERAS.

❖ **CALDERA NUEVA.**

TABLA N° 17 Datos para para el cálculo de la masa de aire.

Parámetros	Valor	Unidad
Datos de la caldera nueva		
Flujo másico de vapor sobrecalentado (mT cald.)	130.00	Tn/Hr
Presión de vapor sobrecalentado (Pv sob.)	68.00	Kgf/cm2
Temperatura de vapor sobrecalentado (Tv sob.)	510.00	°C
Temperatura de ingreso del agua (Tai)	195.00	°C
Masa de bagazo consumido (mb cald.)	60.19	Tn/Hr
Eficiencia en base húmeda del combustible ($\eta_c H$)	68.18	%
Eficiencia en base seca del combustible ($\eta_c S$)	87.15	%
Exceso de aire para la combustión (m)	40.00	%
Humedad del bagazo (w)	49.00	%

Fuente: Elaboración propia

❖ **ELECTRIFICACIÓN DE EQUIPOS.**

TABLA N° 18 Datos para la electrificación de la turbo bomba.

Parámetros	Valor	Unidad
Masa de agua a bombear (m. agua)	80.00	Tn/h
Densidad del agua (ρ_a)	943.40	kg/m3
Altura de bombeo (H.b)	520.00	m
Eficiencia de la bomba (η_b)	60.00	%
Eficiencia mecánica del motor (n.m)	95.00	%
Eficiencia mecánica de transmisión (n.t)	99.00	%

Fuente: Elaboración propia

e. **DATOS DE OPERACIÓN PARA EL BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN EL ÁREA DE PLANTA DE FUERZA.**

❖ **TURBOGENERADOR DE 21.71 MW.**

TABLA N° 19 Datos para el balance energético en el turbogenerador TGM de 21.71 MW.

parámetros	valor	unidad
Temperatura del vapor de admisión (T.ad)	510.00	°C
Presión del vapor de admisión (P.ad)	66.00	Bar a
Temperatura del vapor de extracción (T.ext)	148.00	°C
Presión del vapor de extracción (P.ext)	2.50	Bar a
Consumo específico del turbogenerador TGM (Ce TGM)	5.30	kgv/kwh

Fuente: Elaboración propia

❖ **DATOS PARA LA GASIFICACIÓN DE BAGAZO Y CICLO COMBINADO.**

TABLA N° 20 Datos para el dimensionamiento del sistema de gasificación y la turbina de gas.

Parámetro	Valor	Unidad
Flujo másico de bagazo (m_{33})	5.00	kgbagazo/s
Contenido de humedad del bagazo a la entrada del secador (w_{b22})	0.50	kg agua/kgbagazo húmedo
Contenido de humedad del bagazo a la salida del secador (w_{b24})	0.20	kg agua/kg bagazo húmedo
Temperatura del bagazo a la entrada del secador (T_{22})	25.00	°C
Temperatura del bagazo a la salida del secador ($T_{23} = T_{24}$)	50.00	°C
Temperatura del aire a la entrada del compresor I (T_{25})	25.00	°C
Presión del aire a la entrada del compresor I (p_{25})	1.00	bar
Humedad relativa del aire a la entrada del compresor I (ϕ_{25})	60.00	%
Presión del aire a la salida del compresor I (p_{26})	6.00	bar
Rendimiento isentrópico del compresor I (η_{sI})	90.00	%
Relación de equivalencia en el gasificador (ϕ)	5.00	-
Presión del gasificador (p_{27})	6.00	bar

Rendimiento del gasificador (η_{gsf})	80.00	%
Temperatura del aire a la entrada del compresor II (T_{28})	25.00	°C
Presión del aire a la entrada del compresor II (p_{28})	1.00	bar
Humedad relativa del aire a la entrada del compresor II (ϕ_{28})	60.00	%
Presión del aire a la salida del compresor II (p_{29})	6.00	bar
Rendimiento isentrópico del compresor II (η_{sI})	90.00	%
Relación de equivalencia en la cámara de combustión (\square)	0.33	-
Presión de la cámara de combustión (p_{30})	6.00	bar
Rendimiento de la cámara de combustión (η_{comb})	95.00	%
Presión a la salida de la turbina (p_{31})	1.00	bar
Rendimiento isentrópico de la turbina (η_{st})	90.00	%

Fuente: Elaboración propia

TABLA N° 21 Datos para el dimensionamiento de la caldera recuperadora de calor.

Parámetro	Valor	Unidad
Recalentador		
Temperatura de los gases a la salida de la turbina de gas (T_{G1})	652	°C
Temperatura de los gases a la salida del recalentador ($T_{G1'}$)	540	°C
Masa de gases de combustión a la salida de la turbina (m_{31})	49.25	kg/s
Calor específico promedio de los gases ($C_{p_{G1-G1'}}$)	1.21	kJ/kg°C
Presión de vapor generado (P_{HSRG})	41.62	bar (a)
Temperatura de saturación del vapor (T_{SAT})	252.72	°C
Entalpia del vapor saturado (h_{TSAT})	2799.46	kJ/kg
Temperatura del vapor sobrecalentado (T_{F2})	540	°C
Entalpia del vapor sobrecalentado (h_{TF2})	3465.9	kJ/kg
Vaporizador		
Calor específico promedio de los gases ($C_{p_{G1'-G2'}}$)	1.15	kJ/kg°C
Temperatura del agua a la salida del economizador ($T_{F1'}$)	244.72	°C
Entalpia del agua a la salida del economizador ($h_{TF1'}$)	1060.81	kJ/kg
Economizador		
Temperatura de agua de alimentación (T_{F1})	120	°C
Entalpia del agua de alimentación (h_{TF1})	506.54	kJ/kg
Calor específico de los gases ($C_{p_{G2'-G2}}$)	1.1	kJ/kg°C

Fuente: Elaboración propia

TABLA N° 22 Datos para el dimensionamiento de la turbina de vapor.

Parámetro	Valor	Unidad
Presión de vapor en el condensador (P cond)	0.04	bar (a)
Temperatura de vapor en el condensador (T cond)	29.23	°C
Entalpia del vapor en el condensador (h cond)	2164.21	kJ/kg
Rendimiento de la turbina (η is)	89.00	%
Rendimiento del reductor (η Red)	98.00	%
Rendimiento del generador (η Gen)	95.00	%

Fuente: Elaboración propia

3.8 PROCEDIMIENTO PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS

En esta investigación se realizó la recolección de datos de la siguiente manera:

Se coordina con la empresa agroindustrial san Jacinto para hacer de su conocimiento el propósito de la presente investigación

Se realizó una toma de datos determinándose las características físicas de operación de la empresa, y las condiciones actuales de energía térmica generada, energía eléctrica generada, litros de alcohol producido, caña total procesada por día y la distribución energética en las diversas áreas de consumo.

Se coordinó con la biblioteca central y biblioteca especializada, así como referencia bibliográfica del tema de optimización energética, se diseñó la secuencia de cálculo a través de las ecuaciones establecidas en este capítulo.

Se procedió a tomar mediciones de los datos intervinientes en los procesos energéticos del ingenio.

En función a la evaluación de los procesos energéticos para su optimización en la ampliación de molienda se procedió a desarrollar la secuencia metodológica determinándose: los parámetros de operación actuales, los parámetros de operación proyectados en la ampliación de molienda, el modelo más eficiente de operación y el dimensionamiento de equipos.

Se buscó información referente al análisis económico para determinar la viabilidad y rentabilidad de la inversión.

3.9 TÉCNICAS DE PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE LOS DATOS

Procesada la información se determinan:

- Los indicadores de operación actuales
- Los indicadores de operación proyectados en la ampliación de molienda
- El modelo más eficiente de operación
- El análisis económico

CAPITULO IV RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. BALANCE DE ENERGÍA ACTUAL DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS DEL INGENIO.

El balance de energía actual de los procesos energéticos del ingenio se realizó utilizando las ecuaciones y figuras descritas en el apartado 3.4.1, así como los datos de operación descritos en el apartado 3.7.1.

4.1.1. ÁREA DE ELABORACIÓN.

TABLA N° 23 Resultados del balance de energía en el área de elaboración.

Parámetros	Valor	Unidad
Balance de energía en el pre evaporador		
Flujo másico de jugo clarificado (m.jc)	123.91	TJ/h
Calor específico del jugo clarificado a la entrada del pre evaporador (Ce jc)	0.9142	Kcal/kg °C
Calor específico del jugo clarificado a la salida del pre evaporador (Cs jc)	0.841	Kcal/kg °C
Flujo másico de vapor vegetal (mv.veg)	57.05	TV/h
Flujo másico de jugo clarificado a la salida del pre evaporador (m.js)	66.87	TJ/h
Flujo másico de condensado (mc)	62.35	tn/h
Flujo másico del vapor de escape saturado consumido en pre evaporadores (mve. sat)	62.35	Tv/h
Flujo másico de vapor saturado total para consumo en procesos. (mv.proc.)	68.61	Tn/Hr
Flujo másico de agua de saturación (ma.sat.)	3.96	Tn/Hr
Flujo másico de vapor sobrecalentado de extracción para procesos (mv.sob.)	64.64	Tn/Hr

Fuente: Elaboración propia.

4.1.2. ÁREA DE DESTILERÍA.

TABLA N° 24 Consumo de vapor en destilería.

Parámetro	Valor	Unidad
Flujo másico de vapor saturado consumido en la destilería de alcohol. (mv.d)	2.90	Tn/Hr

Fuente: Elaboración propia

4.1.3. ÁREA DE TRAPICHE.

a. Primer juego de machetes

TABLA N° 25 Resultados del balance de energía en el primer juego de machetes.

Parámetros	Valor	Unidad
Primer juego de machetes		
Altura del colchón de caña (<i>h</i>)	1858.045	mm
Peso de cañas no cortadas (<i>i</i>)	16.146	%
Proporción de cañas cortadas (<i>k</i>)	0.839	-
Potencia consumida por el primer juego de cuchillas (<i>P</i>)	149.163	KW
Potencia en el eje de la turbina del primer juego de machetes (<i>Pe</i>)	155.38	KW
Potencia térmica - turbina primer juego de machetes (<i>Pt</i>)	388.45	KW
Consumo de vapor - turbina primer juego de machetes (<i>C.v</i>)	2.30	Ton/h

Fuente: Elaboración propia

b. Segundo juego de machetes

TABLA N° 26 Resultados del balance de energía en el segundo juego de machetes.

Parámetros	Valor	Unidad
Segundo juego de machetes		
Altura del colchón de caña (<i>h</i>)	966.184	mm
Peso de cañas no cortadas (<i>i</i>)	7.245	%
Proporción de cañas cortadas (<i>k</i>)	0.928	-
Potencia consumida por el segundo juego de cuchillas (<i>P</i>)	298.517	KW
Potencia en el eje de la turbina del segundo juego de machetes (<i>Pe</i>)	310.96	KW
Potencia térmica - turbina segundo juego de machetes (<i>Pt</i>)	777.39	KW
Consumo de vapor - turbina segundo juego de machetes (<i>C.v</i>)	4.60	Ton/h

Fuente: Elaboración propia

c. Desfibradora

TABLA N° 27 Resultados del balance de energía en el desfibrador.

Parámetros	Valor	Unidad
Desfibradora		
Consumo de potencia por ritmo de molienda (<i>P/mc</i>)	2.387	kw.h/tc
Potencia consumida por la desfibradora (<i>P</i>)	311.343	kw
Potencia en el eje de la turbina del desfibrador (<i>Pe</i>)	324.32	KW
Potencia térmica - turbina del desfibrador (<i>Pt</i>)	810.79	KW
Consumo de vapor - turbina desfibrador (<i>C.v</i>)	4.79	Ton/h

Fuente: Elaboración propia

d. Molinos

TABLA N° 28 resultados del balance de energía en los molinos del área de trapiche.

Parámetros	Valor	Unidad
Molinos de extracción		
Área de la sección transversal del cilindro (A)	78.54	pulg 2
Presión total (P)	235620	lb
Presión hidráulica en los cilindros (P)	213.71	ton
Carga fibrosa (q1)	17.82	kg/m2
Carga fibrosa específica (T)	20.34	kg/m2/m
Densidad de la fibra a una presión p (δ)	1.56	g/cm3
Densidad del jugo a una presión p (δ')	1.63	g/cm3
Densidad del bagazo comprimido (d)	1.59	kg/m3
Densidad del bagazo comprimido (d)	1594.6	g/cm3
Rendimiento total de transmisión (nt)	0.95	-
Potencia en el eje del molino N°01 (T)	229.87	KW
Potencia en el eje del molino N°02 (T)	241.72	KW
Potencia en el eje del molino N°03 (T)	253.58	KW
Potencia en el eje del molino N°04 (T)	265.43	KW
Potencia en el eje del molino N°05 (T)	281.24	KW
Potencia en el eje de las turbinas		
Potencia en el eje de la turbina N°01 (molinos 1 y 2)	498.51	KW
Potencia en el eje de la turbina N°02 (molinos 3 y 4)	548.64	KW
Potencia en el eje de la turbina N°03 (molino 5)	297.29	KW
Potencia térmica consumida por las turbinas de accionamiento		
Potencia térmica consumida por la turbina N°01 (molinos 1 y 2)	1107.81	KW
Potencia térmica consumida por la turbina N°02 (molinos 3 y 4)	1219.2	KW
Potencia térmica consumida por la turbina N°03 (molino 5)	660.65	KW
Consumo de vapor por las turbinas de accionamiento		
Consumo de vapor por la turbina N°01 (molinos 1 y 2)	6.55	Tn/h
Consumo de vapor por la turbina N°02 (molinos 3 y 4)	7.21	Tn/h
Consumo de vapor por la turbina N°03 (molino 5)	3.91	Tn/h
Consumo de vapor por los equipos de extracción	17.66	Tn/h
Consumo total en trapiche (mv.t.trap.)	29.35	Tn/h

Fuente: Elaboración propia

4.1.4. ÁREA DE CALDERAS.

TABLA N° 29 Resultados del balance de energía en los ventiladores de tiro inducido.

Parámetros	Valor	Unidad
Calculo del consumo de vapor - ventiladores de tiro inducido		
Caudal de gases de combustión (Qg)	38.00	m3/s
Potencia consumida (Pc)	200.72	KW
Consumo de vapor (C.v)	2.97	Tn/Hr

Fuente: Elaboración propia

TABLA N° 30 Resultados del balance de energía en las bombas de agua.

parámetros	valor	unidad
Calculo del consumo de vapor - bombas de agua		
Caudal de bombeo (Qa)	0.02356	m3/s
Potencia consumida (Pc)	192.79	kw
Consumo de vapor (C.v)	2.85	Tn/Hr

Fuente: Elaboración propia

a. Balance energético en el proceso de generación de vapor.

TABLA N° 31 Resultados del balance de energía en el proceso de generación de vapor.

Parámetros	Valor	Unidad
Poder calorífico del bagazo (VCN)	1825.00	Kcal/kg
Perdida de calor en los gases (q)	280.440	Kcal/kg
Cantidad de calor recuperado(q')	1197.30	Kcal/kg
Índice de generación de vapor (IG)	1.85	Kgv/kgb
Cantidad de vapor producido (VT)	35217.39	kgv/h
Bagazo consumido (BT)	19001.50	kg.b
Peso total de los gases de combustión (Pg)	5.26	Kg gas/kg. bagazo
Flujo másico de los gases	99852.90	Kg gas/h
Flujo másico de los gases (mg)	27.74	kg gas/s

Peso total del aire de combustión (Pa)	4.26	Kg aire/kg bagazo
Flujo másico del aire de combustión (ma)	80851.40	Kg aire/h
Flujo másico del aire de combustión (ma)	22.46	kg aire/s
Consumo de vapor total en calderas (mvt.cald.)	8.80	Tn/Hr
Flujo másico de vapor al desaireador (mv.desaireador)	1.90	Tn/Hr
Flujo másico de vapor de alta presión para otros usos más perdidas (mv. AP Otros usos más perdidas)	0.80	Tn/Hr
Flujo másico de vapor por la válvula reductora (mv.reduc.)	3.08	Tn/hr
Vapor total generado por las calderas (mv.tot.)	70.34	Tn/hr
Flujo másico total de agua consumido por las calderas. (C.a)	72.45	Tn/hr
Bagazo consumido en las calderas (B.c)	37.95	Tn/hr
Vapor generado por interrupciones (V.int.)	40.00	Tn/hr
Bagazo consumido por interrupciones (B.int.)	21.58	Tn/hr
Bagazo total consumido por día (BT.cons.)	894.51	Tn/Dia
Bagazo excedente por día (B.exc)	0.24	Tn/hr

Fuente: Elaboración propia

4.1.5. ÁREA DE PLANTA DE FUERZA.

a. TURBOGENERADOR DE 3 MW.

TABLA N° 32 Resultados del balance de energía en el turbogenerador General Electric de 3 mw.

Parámetros	Valor	Unidad
Potencia generada por la turbina (P.T)	2351.06	kw
Potencia generada por el vapor de condensación (P.cond)	232.75	kw
Potencia generada por el vapor de extracción (P.ext)	2118.31	kw
Flujo másico de vapor de extracción (m.ext)	25.32	Tn/hr
Flujo másico de vapor consumido por el turbogenerador General Electric de 3 mw (Cv G.E)	28.32	Tn/hr

Fuente: Elaboración propia

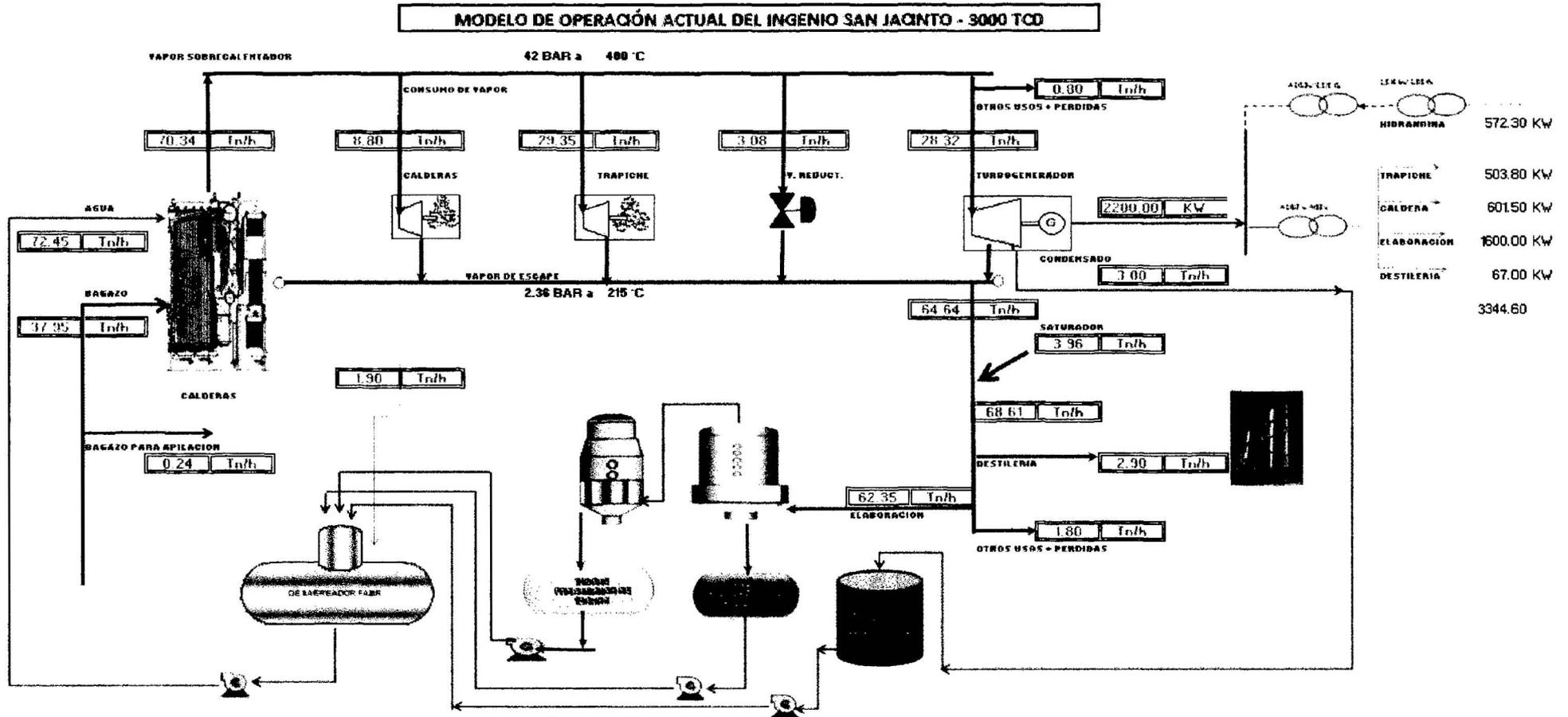
4.2. INDICADORES DE OPERACIÓN ACTUAL DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN LAS DIVERSAS ÁREAS DEL INGENIO.

TABLA N° 33 Indicadores de operación actual de los procesos energéticos del ingenio.

Parámetros	Valor	Unidad
Índice de generación de vapor (I.G)	1.85	Tnv/Tnb
Índice de consumo de vapor (I.C)	0.496	Tnv/TCH
Índice de consumo de energía eléctrica (I.E)	70.70	Kw/TCH

Fuente: Elaboración propia

Figura N° 44: Modelo de operación actual del ingenio San Jacinto.



Fuente: Elaboracion propia

4.3. BALANCE ENERGÉTICO PROYECTADO EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA DEL INGENIO.

El balance energético proyectado en la ampliación de molienda se realizó utilizando las ecuaciones y figuras descritas en el apartado 3.4.1 y 3.4.2, así como los datos de operación proyectada en la ampliación de molienda descrita en el apartado 3.7.2

4.3.1 ÁREA DE ELABORACIÓN.

TABLA N° 34 Resultados del balance energético proyectado en la ampliación de molienda en el área de elaboración.

Parámetros	Valor	Unidad
Flujo másico de jugo clarificado (m.jc)	185.87	TJ/h
Calor específico del jugo clarificado a la entrada del pre evaporador (Ce jc)	0.90	Kcal/kg °C
Calor específico del jugo clarificado a la salida del pre evaporador (Cs jc)	0.85	Kcal/kg °C
Flujo másico de vapor vegetal (mv.veg)	69.61	TV/h
Flujo másico de jugo clarificado a la salida del pre evaporador (m.js)	116.26	TJ/h
Flujo másico de condensado (mc)	74.06	tn/h
Flujo másico del vapor de escape saturado consumido en pre evaporadores (mve. sat)	74.06	Tv/h
Flujo másico de vapor saturado total para consumo en procesos. (mv.proc.)	82.53	Tn/Hr
Flujo másico de agua de saturación (ma.sat.)	1.51	Tn/Hr
Flujo másico de vapor sobrecalentado de extracción para procesos (mv.sob.)	81.02	Tn/Hr

Fuente: Elaboración propia

4.3.2 ÁREA DE TRAPICHE.

TABLA N° 35 Resultados del balance energético proyectado en la ampliación de molienda en el área de trapiche.

Parámetros	Valor	Unidad
Primer juego de machetes		
Altura del colchón de caña (h)	2787.07	mm
Peso de cañas no cortadas (i)	10.76	%
Proporción de cañas cortadas (k)	0.892	-
Potencia consumida por el primer juego de cuchillas (P)	244.33	KW
Potencia consumida por el motor	262.44	KW
Segundo juego de machetes		
Altura del colchón de caña (h)	1449.28	mm
Peso de cañas no cortadas (i)	4.83	%
Proporción de cañas cortadas (k)	0.952	-
Potencia consumida por el segundo juego de cuchillas (P)	458.22	KW
Potencia consumida por el motor	492.18	KW
Desfibradora		
Consumo de potencia por ritmo de molienda (P/mc)	2.39	kw.h/tc
Potencia consumida por la desfibradora (P)	467.02	kw
Potencia consumida por el motor	501.63	KW
Molinos de extracción		
Área de la sección transversal del cilindro (A)	78.54	pulg 2
Presión total (P)	235620	lb
Presión hidráulica en los cilindros (P)	213.71	ton
Carga fibrosa (q_1)	23.38	kg/m ²
Carga fibrosa específica (T)	26.68	kg/m ² /m
Densidad de la fibra a una presión p (δ)	1.56	g/cm ³
Densidad del jugo a una presión p (δ')	1.63	g/cm ³
Densidad del bagazo comprimido (d)	1.59	kg/m ³
Densidad del bagazo comprimido (d)	1594.6	g/cm ³
Potencia en el eje del molino N°01 (T)	312.37	KW
Potencia en el eje del molino N°02 (T)	329.89	KW

Potencia en el eje del molino N°03 (T)	347.4	KW
Potencia en el eje del molino N°04 (T)	364.92	KW
Potencia en el eje del molino N°05 (T)	388.27	KW
Potencia consumida por el motor - Molino N° 01	335.53	KW
Potencia consumida por el motor - Molino N° 02	354.34	KW
Potencia consumida por el motor - Molino N° 03	373.15	KW
Potencia consumida por el motor - Molino N° 04	391.96	KW
Potencia consumida por el motor - Molino N° 05	417.05	KW
Consumo de energía eléctrica por electrificación de equipos de preparación y extracción	3128.28	KW

Fuente: Elaboración propia

4.3.3 ÁREA DE CALDERAS.

a. SUSTITUCIÓN DE TURBINA DE ACCIONAMIENTO DE LA BOMBA DE AGUA WORKINGTONG 600 POR MOTORE ELÉCTRICO.

TABLA N° 36 Resultados del balance de energía en los equipos accionados por turbinas.

Parámetros	Valor	Unidad
Caudal de bombeo (Qa)	0.02356	m3/s
Potencia consumida (Pc.b)	190.84	KW
Potencia consumida por el motor (pm.b)	200.89	KW

Fuente: Elaboración propia

b. INSTALACIÓN DE UNA NUEVA CALDERA ACUOTUBULAR.

TABLA N° 37 Resultados del balance de energía con la caldera nueva acuotubular.

Parámetros	Valor	Unidad
Índice de generación térmica (IG)	2.16	Kgv/kgb
Vapor total generado por la caldera (mv.tot.)	84.99	Tn/hr
	84986.21	kg.v/h
Bagazo consumido (BT)	39345.47	kg.b/h

Peso total de los gases de combustión (Pg)	5.11	Kg gas/kg.bagazo
Flujo másico de los gases (mg)	200878.29	Kg gas/h
	55.8	kg gas/s
Peso total del aire de combustión (Pa)	4.11	Kg aire/kg.bagazo
Flujo másico del aire de combustión (ma)	161532.82	Kg aire/h
	44.87	kg aire/s
Flujo másico de vapor al desaireador (mv. desaireador)	2.37	Tn/Hr
Flujo másico de vapor de alta presión para otros usos más perdidas (mv. AP Otros usos más perdidas)	1.6	Tn/Hr
Flujo másico de vapor por la válvula reductora (mv. reduc.)	0	Tn/hr
Flujo másico total de agua consumido por las calderas. C.a)	87.54	Tn/hr
Bagazo consumido en las calderas (B.c)	39.35	Tn/hr
Vapor generado por interrupciones (V.int.)	45	Tn/hr
Bagazo consumido por interrupciones (B.int.)	20.83	Tn/hr
Bagazo total consumido por día (BT.cons.)	925.78	Tn/Dia
Bagazo excedente por día (B.exc)	18.44	Tn/hr

Fuente: Elaboración propia

c. POTENCIA ELÉCTRICA FUTURA A CONSUMIR POR EL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DE LA CALDERA NUEVA.

TABLA N° 38 Resultados del balance de energía en el ventilador de tiro inducido la caldera nueva acuotubular.

Parámetros	Valor	Unidad
Caudal de gases de combustión (Qg)	76.44	m ³ /s
Potencia consumida (Pc.v)	349.86	KW
Potencia consumida por el motor (pm.v)	368.27	KW

Fuente: Elaboración propia

Con la electrificación de la bomba workington 600 y el ventilador de la caldera nueva a instar el consumo de energía eléctrica en el área de calderas aumenta en 569.16 kw.

4.3.4 ÁREA DE PLANTA DE FUERZA.

a. TURBOGENERADOR TGM DE 21.71 MW.

TABLA N° 39 Resultados del balance de energía en el turbogenerador y distribución de energía eléctrica en el ingenio.

Parámetros	Valor	Unidad
Flujo másico de vapor consumido por el turbogenerador TGM de 21.71 mw (Cv TGM)	83.39	Tn/hr
Potencia en los bornes del generador WEG (P G.WEG)	15733.25	kw
Consumo de energía eléctrica proyectado en destilería	80	KW
Consumo de energía eléctrica proyectado en elaboración	1950	KW
Consumo de energía eléctrica proyectado en calderas	1326	KW
Consumo de energía eléctrica proyectado en trapiche	3632	KW

Fuente: Elaboración propia

b. GASIFICACIÓN DE BAGAZO EXCEDENTE Y CICLO COMBINADO.

TABLA N° 40 resultados del balance de energía en el secador

Parámetro	Valor	Unidad
Flujo másico de bagazo seco en el secador (mbs 22 = mbs 24)	2.5	kg bagazo seco/s
Flujo másico de agua a la entrada del secador (ma 22)	2.5	kg agua/s
Flujo másico de agua evaporada en el secador (m23)	1.88	kg agua/s
Flujo másico de agua a la salida del secador (ma 24)	0.63	kg agua/s
flujo masico de bagazo seco (m24)	3.13	kg bagazo/s
Entalpía de los productos de combustión (h33)	-45841.49	kJ/kmol
Temperatura de los gases a la salida del secador (T33)	290	K

Fuente: Elaboración propia

Los resultados de ambos compresores son los mismos, según los datos asumidos, por lo que se muestran en una misma tabla.

TABLA N° 41 Resultados del balance de energía en el compresor I y II.

Parámetro	Valor	Unidad
Presión de saturación a la entrada del compresor (ps 25 = ps 28)	0.035917	bar
Humedad específica a la entrada del compresor (w25 = w28)	0.013700	kg agua/kg aire seco
Fracción en masa del aire seco a la entrada (xas)	0.986486	-
Fracción en masa de vapor de agua a la entrada (xH2O)	0.013514	-
Calor específico a presión constante a la entrada (cp 25 = cp 28)	1.016717	kJ/kg K
Relación de calores específicos a la entrada (k25 = k28)	1.399027	-
Entalpía del aire a la entrada del compresor (h25 = h28)	298.000	kJ/kg
Temperatura ideal a la salida del compresor (T26s = T29s)	496.774	K
Temperatura real a la salida del compresor (T26 = T29)	518.860	K
Trabajo por unidad de masa del compresor (wcI = wcII)	224.552	kJ/kg
Entalpía del aire a la salida del compresor (h26 = h29)	521.560	kJ/kg
Presión de saturación a la salida del compresor (ps 26 = ps 29)	41.887	bar
Humedad específica a la salida del compresor (w26 = w29)	0.013700	kg agua/kg aire seco
Humedad relativa a la salida del compresor (j26 = j29)	0.308692	%
Trabajo del compresor (Wc)	223.56	kJ/kg
potencia del compresor I (WC1)	508.02	Kw
potencia del compresor II (WC2)	9384.54	Kw

Fuente: Elaboración propia

TABLA N° 42 Resultados del balance de energía del gasificador

Parámetro	Valor	Unidad
Aire teórico (at)	3.815000	kmol aire/kmol bs
Moles de agua en el bagazo a la entrada (nab)	1.371389	kmol vap/kmol bs
Moles de agua en el aire a la entrada (naa)	0.080078	kmol vap/kmol bs
Moles de combustible gaseoso (n p)	8.484900	kmol/kmol bs
Fracción molar de CO en combustible gaseoso xCO	0.020600	-
Fracción molar de CO2 en combustible gaseoso xCO2	0.258400	-
Fracción molar de H2O en combustible gaseoso xH O2	0.165900	-

Fracción molar de H ₂ en combustible gaseoso xH ₂	0.056300	-
Fracción molar de N ₂ en combustible gaseoso xN ₂	0.338100	-
Fracción molar de CH ₄ en combustible gaseoso xCH ₄	0.160600	-
Flujo molar de bagazo seco a la entrada (n _{bag 24})	0.031649	kmol bs/s
Flujo molar de aire seco a la entrada (n _{aire26})	0.114945	kmol aire/s
Flujo molar de vapor de agua a la entrada (n _{H₂O 26})	0.002534	kmol vapor/s
Flujo másico de aire a la entrada (m ₂₆)	2.272403	kg/s
Flujo másico a la salida del gasificador (m₂₇)	7.272	kg/s
Temperatura del gasificador (T ₂₇)	1207.000	K
Poder calorífico del combustible gaseoso (PCI)	12745.000	kJ/kg gas

Fuente: Elaboración propia.

Las fracciones molares fueron tomadas de la tesis “Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera”. Quispe, C. (2010).

TABLA N° 43 Resultados del balance de energía en la cámara de combustión

Parámetro	Valor	Unidad
Moles de CO en combustible gaseoso (a)	0.174789	kmol CO/kmol bs
Moles de CO ₂ en combustible gaseoso (b)	2.192498	kmol CO ₂ /kmol bs
Moles de H ₂ O en combustible gaseoso (c)	1.407645	kmol H ₂ O/kmol bs
Moles de H ₂ en combustible gaseoso (d)	0.4777	kmol H ₂ /kmol bs
Moles de N ₂ en combustible gaseoso (e)	2.868745	kmol N ₂ /kmol bs
Moles de CH ₄ en combustible gaseoso (f)	1.362675	kmol CH ₄ /kmol bs
Moles de agua en el aire a la entrada (n _{aa})	0.970512	kmol vap/kmol bs
Aire teórico (at)	3.051594	.
Fracción molar de CO en productos de combustión (xCO)	0.000374	.
Fracción molar de CO ₂ en productos de combustión (X _{co2})	0.0712	.

Fracción molar de O ₂ en productos de combustión (xO ₂)	0.1138	.
Fracción molar de H ₂ O en productos de combustión (xH O ₂)	0.0873	.
Fracción molar de H ₂ en productos de combustión (xH 2)	0.000374	.
Fracción molar de N ₂ en productos de combustión (xN ₂)	0.7145	.
Fracción molar de NO en productos de combustión (xNO)	0.0022	.
Fracción molar de OH en productos de combustión (xOH)	0.0103	.
Moles de productos de combustión (n p)	52.597017	kmol/kmol bs
Flujo molar de aire seco a la entrada (naire ₂₉)	1.287092	kmol aire seco/s
Flujo molar de vapor de agua a la entrada (nH ₂ O 29)	0.260593	kmol vapor/s
Flujo másico de aire a la entrada (m ₂₉)	41.98	kg/s
Flujo másico a la salida de la cámara de combustión (m₃₀)	49.25	kg/s
Temperatura de la cámara de combustión (T ₃₀)	1335	K

Fuente: Elaboración propia

Las fracciones molares fueron tomadas de la tesis “Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera”. Quispe, C. (2010).

TABLA N° 44 Resultados del balance de energía en la turbina de gas.

Parámetro	Valor	Unidad
Entalpía de los productos de combustión a la entrada (h ₃₀)	43290.04	kJ/kmol
Relación de calores específicos promedio (k ₃₁)	1.30	-
Temperatura ideal a la salida (T _{31s})	879.45	K
Temperatura ideal a la salida (T ₃₁)	925.00	K
Entalpía real de los productos de combustión a la salida (h ₃₁)	30289.63	kJ/kmol
Flujo másico a la salida (m ₃₁)	49.25	kg/s
Trabajo de la turbina por unidad de masa (wt)	13000.41	kJ/kmol
Potencia producida por de la turbina de gas (Wt)	19.73	MW

Fuente: Elaboración propia

TABLA N° 45 Resultados del HRSG

Parámetro	Valor	Unidad
Recalentador		
Flujo másico del vapor (m vapor)	9.33	kg/s
Evaporador		
Temperatura de los gases a la salida del vaporizador. (TG2')	261.82	°C
Approach temperatura (ΔTE)	8.00	°C
Economizador		
Temperatura de los gases a la salida del economizador. (TG2)	166.28	°C
Pinch point (ΔTp)	9.00	°C

Fuente: Elaboración propia

TABLA N° 46 Resultados en la turbina de vapor.

Parámetro	Valor	Unidad
Potencia producida por la turbina de vapor (W TV)	10.06	Mw

Fuente: Elaboración propia

TABLA N° 47 Resultados en el ciclo combinado.

Parámetro	Valor	Unidad
Potencia neta producida por la turbina de gas (WTG)	9.84	Mw
Potencia producida por la turbina de vapor (W TV)	10.06	Mw
Potencia neta del sistema (W n ciclo)	19.90	Mw

Fuente: Elaboración propia

4.4. INDICADORES DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS PROYECTADOS EN LA AMPLIACION DE MOLIENDA DEL INGENIO.

TABLA N° 48 Indicadores de operación proyectados en la ampliación de molienda del ingenio.

Parámetros	Valor	Unidad
Índice de generación térmica (I.G)	2.16	Tnv/Tnb
Índice de consumo térmico (I.C)	0.41	Tnv/TC
Índice de consumo de consumo eléctrico (I.E)	35.72	Kw/TC

Fuente: Elaboración propia

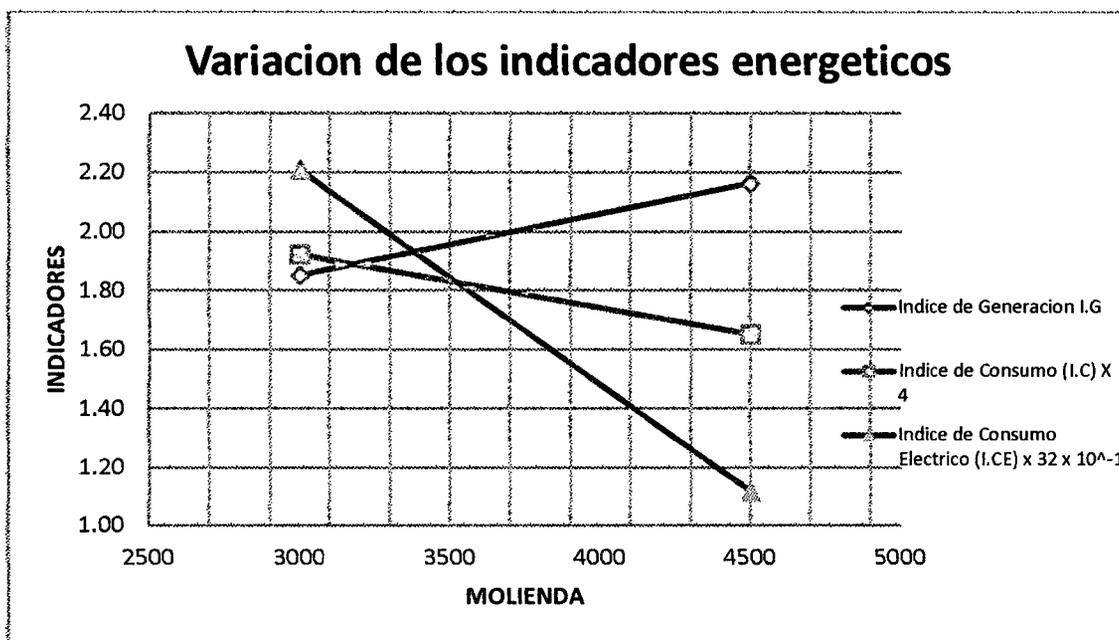
4.5. VARIACIÓN DE LOS INDICADORES DE OPERACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICOS EN LAS DIVERSAS ÁREAS DEL INGENIO.

TABLA N° 49 Variación de los parámetros de operación al proyectarlo en la ampliación de molienda del ingenio.

Parámetros	Valor	Unidad
Índice de generación térmica (I.G)	16.77	%
Índice de consumo térmico (I.C)	-14.1	%
Índice de consumo de consumo eléctrico (I.E)	-49.48	%

Fuente: Elaboración propia

Figura N° 45: Variación de los indicadores de operación de los procesos energéticos.



Fuente: elaboración propia.

4.6. RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN ECONÓMICA.

4.6.1. DETERMINACIÓN DEL VALOR ACTUAL NETO

Para la determinación del valor actual neto se tiene en cuenta la ecuación N° 01 del capítulo de marco teórico.

Del balance energético proyectado se determinan los equipos para la implementación del modelo más eficiente de operación, los días de zafra y las horas de operación, así como la potencia excedente para la venta a la red. Los costos de generación de energía, el precio de venta de la energía y potencia se toma como referencia de la tesis “análisis energético de una planta azucarera para su calificación como central de cogeneración en el Perú, caso agroindustrial san Jacinto”. Los costos de operación y mantenimiento se toman como referencia datos proporcionados del área de planificación de agroindustria san Jacinto.

Tabla N° 50. Costo de los equipos para la implementación del modelo más eficiente de operación y determinación del costo de inversión.

Parámetros	Unidad	Cantidad	Precio unitario (\$)	Precio parcial (\$)
Secador de bagazo	und	1.00	250,000.00	250,000.00
Gasificador de bagazo	und	1.00	500,000.00	500,000.00
Cámara de combustión de la turbina de gas	und	1.00	350,000.00	350,000.00
Compresor del gasificador	und	1.00	100,000.00	100,000.00
Turbogenerador (turbina de gas, compresor, reductor y generador)	und	1.00	3,000,000.00	3,000,000.00
Caldera recuperadora de calor	und	1.00	2,000,000.00	2,000,000.00
Turbogenerador (turbina de vapor, reductor, generador y condensador)	und	1.00	2,500,000.00	2,500,000.00
Equipos auxiliares para el ciclo combinado	glb	1.00	500,000.00	500,000.00
Instalación del ciclo combinado	srv	1.00	515,500.00	515,500.00
Motores eléctricos	und	9.00	60,000.00	540,000.00

Variadores de velocidad	und	9.00	85,000.00	765,000.00
Cables y equipos adicionales	glb	1.00	400,000.00	400,000.00
Instalación y puesta en marcha de equipos	srv	1.00	100,000.00	100,000.00
Caldera bagacera FAIO/M&M modelo AV-130-GR - compra e instalación	glb	1.00	15,000,000.00	15,000,000.00
Costo de inversión (I0) \$				26,520,500.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 51 Parámetros característicos para el cálculo del ingreso neto anual por venta de excedentes.

Parámetro	Valor	Unidad
Potencia total generada	35.63	Mw
Potencia total consumida en el ingenio	6.99	Mw
Excedente de potencia	28.65	Mw
Días de zafra	300.00	Días
Horas de operación de la central	24.00	Hr
Precio de la energía	30.400	\$/Mwh
Precio de la potencia	6.489	\$/Kw
Precio de generación de generación de energía	3.066	\$/Mw
Energía anual generada	256,564.09	Mwh/año
Excedente de energía anual	206,250.49	Mwh/año
Ingreso por energía eléctrica	6,270,014.97	\$/Año
Ingreso por potencia	2,230,599.08	\$/Año
Retribuciones económicas totales percibidas	8,500,614.05	\$/Año
Costo anual de energía generada	786,625.51	\$/Año
Costo de operación y mantenimiento anual	250,000.00	\$/Año

Fuente: elaboración propia.

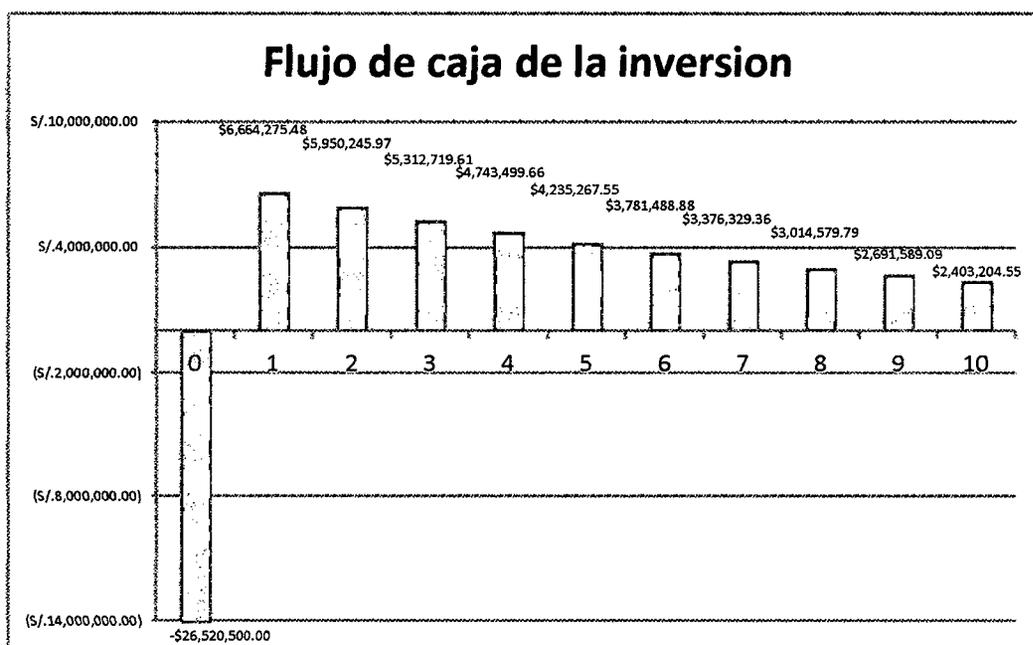
Ingreso neto anual por venta de excedentes = retribuciones económicas totales percibidas - costo anual de energía generada – costo de operación y mantenimiento anual.

Tabla N° 52 Cálculo del valor actual neto.

Parámetro	Valor	Unidad
Costo de inversión (I0)	26,520,500.00	\$
Ingreso neto anual por venta de excedentes (BNt)	7,463,988.54	\$/Año
tasa de interés (i)	12.00	%
Vida útil del proyecto (n)	10.00	años
Valor actual neto (VAN)	15,652,699.95	\$

Fuente: Elaboración propia

Figura N° 47 Flujo de caja de la inversión.



Fuente: Elaboración propia

4.6.2. DETERMINACIÓN DE LA TASA INTERNA DE RETORNO.

Para la determinación de la tasa interna de retorno se toma en cuenta la ecuación N° 02, así como los criterios del ítem de evaluación económica del capítulo de marco teórico donde se detalla que el TIR debe ser mayor a su tasa de interés para que el proyecto sea económicamente viable.

Considerando el VAN = 0. Se tiene:

Tabla N° 53 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).

Parámetro	Valor	Unidad
Tasa interna de retorno (TIR)	25.161%	%

Fuente: Elaboración propia

4.6.3. DETERMINACIÓN DE LA RENTABILIDAD DEL PROYECTO.

Para la determinación de la rentabilidad de la inversión se tiene en cuenta la ecuación N° 03 del capítulo de marco teórico.

Tabla N° 54 Cálculo de la rentabilidad del proyecto (Pay Back).

Parámetro	Valor	Unidad
Rentabilidad del proyecto (Pay Back)	3.55	años

Fuente: Elaboración propia

4.7. DISCUSIÓN.

4.7.1 REFERENTE A LA EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICO ACTUALES DEL INGENIO.

Tomando como referencia la evaluación de los procesos energéticos actuales del ingenio con una molienda de 3000 TCD y los resultados representados el diagrama de la fig. N° 47 y la tabla N° 33

- ✓ Se puede distinguir el elevado consumo de vapor de baja presión a 2.15 bar a y 122.5 °C como energía térmica en el área de elaboración alcanzando un valor de 70.34 Tn/hr, esta cantidad de vapor consumido se refleja en un elevado índice de consumo térmico 0.496 Tn/TC, según Peter Rein en su libro "Ingeniería de la caña de azúcar"

indica que nuevos ingenios azucareros alcanzan valores de 0.38 Tnv/TC mediante la instalación de calentadores de jugo clarificado para el aprovechamiento de la energía térmica contenida en los condensados y vapores de baja presión provenientes de los procesos de evaporación de los pre evaporadores, evaporadores y tachos.

- ✓ Se puede distinguir un deficiente proceso de generación de vapor de alta presión (400 °C y 42 bar a) reflejada en un bajo índice de generación térmica, alcanzando un valor de 1.85 Tnv/Tnb, según la Babcock & Wilcox company una caldera bagacera nueva alcanza un indicador de generación térmica de 2.35 Tnv/Tnb, la calderas nuevas cuentan con economizador y pre calentador de aire, aprovechando al máximo el contenido energético de los gases de combustión a la salida del caldero.
- ✓ Debido al elevado consumo específico de las turbinas de accionamiento de equipos en el área de trapiche y calderas, la potencia en el eje de la turbina necesaria para el accionamiento es obtenido mediante un elevado consumo de vapor de alta presión 29.35 y 8.80 Tnv/hr respectivamente, al convertir estas toneladas de vapor en energía eléctrica disponible a generar el índice de consumo eléctrico calculado alcanza un valor de 70.70 Kw/TC, lo que claramente representa que el accionamiento de equipos mediante turbinas de acción es ineficiente.

La energía generada por el turbogenerador de 3mw existente es 2200 kw y la energía eléctrica comprada de hidrandina es 572.30 kW, la autosuficiencia de energía eléctrica del ingenio, y la venta de excedentes puede alcanzarse mediante la sustitución de turbinas por motores eléctricos, la instalación de turbogeneradores de mayor eficiencia isentropica y la integración de procesos más eficientes de generación de energía eléctrica. Según Peter Rein, en su libro “Ingeniería de la caña de azúcar” se consideran valores óptimos de indicadores de consumo eléctrico en ingenios azucareros nuevos y completamente electrificados hasta 30 kw/TC.

4.7.2 REFERENTE A LA EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS ENERGÉTICO PROYECTADOS EN LA AMPLIACIÓN DE MOLIENDA DEL INGENIO.

Tomando como referencia la evaluación de los procesos energéticos proyectados en la ampliación de mollienda del ingenio a 4500 TCD y los resultados representados el diagrama de la fig. N° 49 y la tabla N° 48

Se puede distinguir que mediante la sustitución de turbinas por motores eléctricos en el área de trapiche y calderas, la instalación de una caldera nueva, la instalación de calentadores de jugo clarificado en el área de elaboración, la instalación de un turbogenerador nuevo y la integración del proceso de gasificación de bagazo excedente con ciclo combinado. Se alcanza valores optimizados de los parámetros de operación. El indicador de generación térmica alcanza un valor de 2.16 Tnv/Tnb, el indicador de consumo térmico alcanza un valor de 0.41 Tnv/TC y el indicador de consumo eléctrico 35.72 KW/TC.

Dichos valores son cercanos a los valores óptimos según lo indicado en las bibliografías referidas en el apartado 2.7.1 y otros más, los indicadores optimizados permiten tener un exceso de energía disponible de 28.65 Mw para venta a la red lo que genera un Ingreso neto anual por venta de excedentes de 7,463,988.54 \$/Año.

4.7.3 REFERENTE A LA EVALUACIÓN ECONÓMICA.

Tomando como referencia la figura N° 50 y las tablas N° 52, 53 y 54.

La evaluación económica realizada a la inversión para determinar la viabilidad económica arroja un valor actual neto (VAN) igual a \$ 15,652,699.95, una tasa interna de retorno (TIR) de 25.16 % y un periodo de recuperación de la inversión (Pay Back) de 3.55 años. Para determinar que la inversión es viable según lo consultado en el libro de libro de ingeniería económica 6ta edición. El VAN debe ser mayor a cero, el TIR mayor que la tasa de interés y el Pay Back menor al tiempo de vida útil estimada para la inversión. Todas estas condiciones se cumplen

CONCLUSIONES Y ECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- ❖ Se realizó el balance energético actual con 3000 toneladas de caña diaria y 23 horas efectivas de molienda.

Producción de vapor total: 70.34 tnv/hr por las 02 calderas existentes.

El consumo de vapor: 8.80 tnv/hr área de calderas, 29.35 tnv/hr área de trapiche, 28.32 tnv/hr para el turbogenerador, 3.08 tnv/hr estación reductora y 0.8 tnv/hr para otros usos.

El total de vapor disponible para procesos de elaboración previamente saturado es de 68.61 Tnv/hr, del cual destilería consume 2.90 tnv/hr y otros usos 1.80 tnv/hr

El consumo total de energía eléctrica en planta es de 2772.30 kw, de los cuales trapiche consume 503.80 kw, calderas 601.5 kw, elaboración 1600 kw y destilería 67 kw. La energía eléctrica generada por el turbogenerador es de 2200kw y la energía comprada a la empresa Hidrandina S.A es de 572.30kw.

Los indicadores energéticos de operación actual del ingenio tienen un valor de 1.85 tnv/tnb para el índice de generación térmica, 0.496 tnv/tc para el índice de consumo térmico y 70.7 kw/tc para el índice de consumo eléctrico.

- ❖ Se realizó el balance energético proyectado en la ampliación de molienda a 4500 toneladas de caña diaria con 23 horas efectivas de molienda.

Producción de vapor total 84.99 tnv/hr de por una caldera nueva.

El Turbogenerador TGM de 21.71 MW consume 83.39 tnv/hr

El total de vapor disponible para procesos de elaboración previamente saturado es de 82.53 Tnv/hr, del cual destilería consume 4.42 tnv/hr y otros usos 1.80 tnv/hr

Se genera un excedente de bagazo equivalente a 422.22 tn bag./día, lo que permitió integrar un ciclo combinado con gasificación de bagazo.

El consumo total de energía eléctrica en planta aumentó a 6 988.00 kwh por el aumento de molienda y la electrificación de equipos: trapiche consume 3 632.00 kw, calderas 1326.00 kw, elaboración 1950.00 kw y destilería 80.00 kw. La energía eléctrica generada por el turbogenerador TGM es de 15 733.25 kw, la energía generada por el ciclo combinado es 19 900 KW, teniendo así un excedente de energía de 28645.90 kw para venta a la red.

Los indicadores energéticos de operación alcanzan valores de 2.16 tnv/tnb para el índice de generación térmica, 0.41 tnv/tc para el índice de consumo térmico y 35.72 kw/tc para el índice de consumo eléctrico.

- ❖ Se determinó el modelo más eficiente de operación para la ampliación de molienda del ingenio a 4500 TCD, el cual implica:

La sustitución de turbinas por motores eléctricos en el área de trapiche y calderas para el accionamiento de 02 machetes, 01 desfibrador y 05 molinos así como 01 turbo bomba respectivamente. La instalación de una caldera bagacera FAIO/M&M modelo AV-130-GR. La puesta en marcha del turbogenerador TGM de 21.71 mw. La integración de un sistema de gasificación y ciclo combinado con bagazo excedente. La puesta en marcha del calentador de jugo clarificado en el área de elaboración.

- ❖ Se determinó el modelo más eficiente de producción el cual implica la generación de 19 000 kw mediante la integración del proceso de gasificación con ciclo combinado. Dicha producción de energía es adicional a la producción de azúcar y alcohol.

- ❖ Se dimensiono los equipos para la ampliación de molienda del ingenio a 4500 TCD, tienen las siguientes dimensiones:

Machete N° 01 262.44 KW, machete N° 02 492.18 KW, desfibrador 501.63 kw, molino N° 01 335.53 kw, molino N° 02 354.34 kw, molino N° 03 373.15 kw, molino N° 04 391.96 kw y molino N° 05 417.05 kw.

La caldera bagacera FAIO/M&M modelo AV-130-GR una capacidad de 130TVH a 68Kgf/cm² (g) y temperatura de vapor sobrecalentado de 510°C.

En el ciclo combinado la turbina de gas tiene una capacidad de 9.84 MW, y la turbina de vapor una capacidad de 10.06 MW.

- ❖ Se calculó el ahorro económico al optimizar los procesos energéticos para la ampliación de molienda a 4500 toneladas de caña por día, alcanza un valor de 7,463,988.54 \$/año.

RECOMENDACIONES

- ❖ Realizar una evaluación de capacidades en los equipos para su implementación y ampliación de molienda del ingenio.

- ❖ Realizar un análisis energético y económico para la instalación de calentadores de jugo platulares y determinar su impacto en la reducción del índice de consumo térmico.

- ❖ Realizar un análisis energético y económico sobre la integración de un sistema de condensación para el aumento en la producción de energía eléctrica en el turbogenerador TGM de extracción de 21.71 mw.

BIBLIOGRAFÍA

TESIS Y LIBROS

- ❖ Según Lozano y Mariño, (2008) sobre “Integración térmica de procesos, Aplicación en Ingenios Azucareros” - Universidad de Zaragoza, en una cátedra de “Nuevas Tecnologías Energéticas”.
- ❖ Según Diez Torres y Garrido (2008) sobre “Bagazo de caña de azúcar: ¿energía o etanol carburante? Dos casos de estudio”, estudio realizado en el Instituto Cubano de Investigaciones de los Derivados de la Caña de Azúcar (ICIDCA), La Habana – Cuba
- ❖ Quispe, C. (2010). Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico Eléctrico no publicada. Universidad De Piura, Piura.
- ❖ Rodríguez, R. (2004). Incremento de beneficios en un ingenio azucarero mediante el mejoramiento del uso del bagazo de caña de azúcar. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico. Escuela superior politécnica del litoral, Guayaquil.
- ❖ Hugot E. (1963). Manual para ingenieros azucareros. LA HABANA, CUBA, Edición revolucionaria, 1963.
- ❖ Rein P. (2012). Ingeniería de la caña de azúcar Editorial Bartens
- ❖ ICIDCA (2000). Manual de los derivados de la caña de azúcar. 3ª edición.

PAGINAS WEB

- ❖ BNDES, CGEE, FAO y CEPAL (2008). Costa, P. (2008).
En XIV Seminario de Ahorro de Energía, Cogeneración y Energías Renovables.
http://www.sugarcanebioethanol.org/es/download/resumo_executivo.pdf
FECHA DE CONSULTA: 15.01.2014

- ❖ Yanagihara, J. <http://143.107.98.150/Jurandir/cicloBrayton.pdf>
FECHA DE CONSULTA: 07.01.2014

- ❖ Aguilar, N.; D. Rodríguez y A. Castillo (2010). En *Revista VIRTUALPRO*, no. 106.
ISSN 1900-6241.
<http://www.revistavirtualpro.com>.
FECHA DE CONSULTA: 12.01.2014

- ❖ Islas, J. y A. Martínez (2009). En *Ide@s CONCYTEG*, 4, no. 54. Lesme, R.
<http://www.cengicana.org/Portal/SubOtrasAreas/Cogeneracion/Presentaciones/>
FECHA DE CONSULTA: 11.01.2014

- ❖ Monsalve, E.; P. Cecchi, A. Vidal y A. Zúñiga (2008), Informe 1, ME64A Centrales
térmicas de potencia, Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Física y
Matemática, Universidad de Chile.
<http://www.GasificacionPartirBiomasaCanera.pdf>
FECHA DE CONSULTA: 11.01.2014

- ❖ Rodríguez, A. (2011). En *Eco Solar, CUBASOLAR*. www.cubasolar.cu.
Silva, E. Torres, J. y R. Torres.
http://www.nodo50.org/cubasigloXXI/economia/torresmp_310307.pdf
FECHA DE CONSULTA: 11.01.2014

ANEXOS

Anexo N°01. Potencia instalada y potencia actual consumida por el área de trapiche.

SECCION DE TRABAJO	DESCRIPCION DE EQUIPOS	POTENCIA INSTALADA KW	POTENCIA REAL CONSUMIDA KW
RECEPCION DE CAÑA	MESA ALIMENTADORA N° 01	31.06	25.47
RECEPCION DE CAÑA	MESA ALIMENTADORA N° 02	8.16	7.64
RECEPCION DE CAÑA	CARDIN DRUM	29.53	14.01
RECEPCION DE CAÑA	ELEVADOR DE CAÑA	29.23	14.01
RECEPCION DE CAÑA	ROLOS SUM FLOWERS	48.11	6.37
RECEPCION DE CAÑA	NIVELADOR GALLEGO	22.53	10.82
RECEPCION DE CAÑA	BOMBA DE AGUA SUCIA N° 01	31.67	14.64
RECEPCION DE CAÑA	BOMBA DE AGUA FRIA PARA LAVADO DE CAÑA	42.63	26.10
RECEPCION DE CAÑA	MOTOR EXTRACTOR DE DESPERDICIOS	6.09	3.44
RECEPCION DE CAÑA	MOTOR IZAGE GRUA HILO	39.28	28.01
RECEPCION DE CAÑA	MOTOR CARRITO GRUA HILO	7.92	5.09
RECEPCION DE CAÑA	MOTOR IZAGE GRUA HENDERSON	41.41	12.73
RECEPCION DE CAÑA	MOTOR ACCIONAMIENTO GIRATORIO GRUA HENDERSON	11.57	7.64
RECEPCION DE CAÑA	MOTOR CONDUCTOR DE CAÑA N° 1	36.48	14.64
RECEPCION DE CAÑA	CARRITO GRUA HENDERSON	4.26	3.18
RECEPCION DE CAÑA	motor BB agua fria Elab. 70HP	53.28	31.83
RECEPCION DE CAÑA	motor bomba de aceite grua hilo	9.74	7.64
RECEPCION DE CAÑA	Motor Reb. De cald. 48 HP.	36.54	25.47
PREPARACION DE CAÑA	MOTOR CONDUCTOR DE CAÑA N° 2	31.67	7.00
PREPARACION DE CAÑA	MOTOR BOMBA DE ACEITE TURBINA 2° JUEGO MACHETES	2.62	1.59
PREPARACION DE CAÑA	MOTOR NIVELADOR KIKER	18.88	7.64
PREPARACION DE CAÑA	MOTOR BOMBA ACEITE CHUMACERAS GRUENDLER	0.91	0.57
PREPARACION DE CAÑA	MOTOR BOMBA ACEITE TURBINA GRUENDLER	1.89	1.27
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA DE JUGO MEZCLADO N° 1	37.15	21.65
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA DE JUGO MEZCLADO N° 2	37.15	22.28
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR GUSANO SIN FIN ZARANDA	5.60	1.91
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR CONDUCTOR DONELLY N° 1	29.53	13.37
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR CONDUCTOR DONELLY N° 2	17.66	6.37
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR CONDUCTOR DONELLY N° 3	18.88	5.09
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR CONDUCTOR DONELLY N° 4	19.49	7.00
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR CONDUCTOR DONELLY N° 5	15.53	5.73
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA INATORABLE N° 1	22.90	10.82
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA INATORABLE AUXILIAR	18.88	12.10
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA INATORABLE N° 2	15.53	6.37
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA INATORABLE N° 3	12.18	6.37
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA INATORABLE N° 4	12.18	8.91
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA HIDRAULICA PARA MOLINOS	7.61	5.73
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA ACEITE TURBINA NG	4.69	3.82

EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA ACEITE REDUCTOR DE BAJA TURBINA NG	5.79	3.69
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA ACEITE TURBINA 900 HP	2.62	0.00
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA ACEITE AUXILIAR TURBINA 900 HP	7.31	3.44
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR B.ACEITE N° 1 - REDUCTOR BAJA - TURBINA 900 HP	3.35	1.40
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR B.ACEITE N° 2 - REDUCTOR BAJA - TURBINA 900 HP	3.35	1.40
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA AGUA N° 1 - ENFRIAMIENTO TURBINAS	11.81	7.64
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA AGUA N° 2 - ENFRIAMIENTO TURBINAS	11.81	8.28
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA AGUA ENFRIAMIENTO BRONCES MOLINOS	4.99	3.82
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BB. AGUA ENFRIAMIENTO BRONCES MACHETES	4.32	3.63
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR PARA AGUA DE IMBIBICION	5.72	4.46
EXTRACCION DE JUGO	MOTOR BOMBA AGUA CONDENSADA N° 2 - CALENTADORES	43.24	38.20
MOTORES DE MANTENIMIENTO DE TRAPICHE	MOTOR TORNO PARA MASAS	6.33	3.18
MOTORES DE MANTENIMIENTO DE TRAPICHE	MOTOR TORNO PORTATIL	2.74	0.00
MOTORES DE MANTENIMIENTO DE TRAPICHE	MOTOR BOMBA PORTATIL	0.61	0.00
MOTORES DE MANTENIMIENTO DE TRAPICHE	MOTOR ESMERIL DE BANCO	0.91	0.51
MOTORES DE MANTENIMIENTO DE TRAPICHE	MOTOR IZAJE GRUA PUENTE	8.95	7.64
MOTORES DE MANTENIMIENTO DE TRAPICHE	MOTOR CARRITO GRUA PUENTE	9.13	0.64
MOTORES DE MANTENIMIENTO DE TRAPICHE	MOTOR NORTE SUR GRUA PUENTE	2.28	1.59
POTENCIA TOTAL CONSUMIDA POR EL AREA DE TRAPICHE (KW)			503.8

Fuente: Taller Eléctrico - Agroindustrias San Jacinto

Anexo N°02. Potencia instalada y potencia actual consumida por el área de calderas.

SECCION DE TRABAJO	DESCRIPCION DE EQUIPOS	POTENCIA INSTALADA KW	POTENCIA REAL CONSUMIDA A KW
TRANSPORTE DE BAGAZO	MOTOR CONDUCTOR DE BAGAZO N° 1	11.57	11.46
TRANSPORTE DE BAGAZO	MOTOR CONDUCTOR DE BAGAZO N° 2	31.06	22.28
TRANSPORTE DE BAGAZO	MOTOR CONDUCTOR DE BAGAZO N° 3	22.65	15.92
TRANSPORTE DE BAGAZO	MOTOR CONDUCTOR DE BAGAZO N° 4	15.22	15.92
TRANSPORTE DE BAGAZO	MOTOR CONDUCTOR DE BAGAZO N° 5	30.75	19.10
CALDERA # 01	MOTOR ALIMENTADOR DE BAGAZO N° 1 - CALD. N° 1	2.62	1.91
CALDERA # 01	MOTOR ALIMENTADOR DE BAGAZO N° 2 - CALD. N° 1	2.62	1.91
CALDERA # 01	MOTOR ALIMENTADOR DE BAGAZO N° 3 - CALD. N° 1	2.62	1.91
CALDERA # 01	MOTOR ALIMENTADOR DE BAGAZO N° 4 - CALD. N° 1	2.62	1.91
CALDERA # 01	MOTOR EXTRACTOR DE HOLLIN - CALDERA N° 1	0.58	0.38
CALDERA # 01	MOTOR SOPLADOR DE HOLLIN - CALDERA N° 1	0.61	0.38
CALDERA # 01	MOTOR VENTILADOR DE TIRO FORZADO - CALD. N° 1	106.57	95.50
CALDERA # 01	MOTOR EXTRACTOR DESPERDICIO - C.F.W.N°01	8.28	4.14
CALDERA # 01	MOTOR ELEVADOR DE DESPERDICIO - C.F.W.N°01	8.28	1.78
CALDERA # 03	MOTOR VENTILADOR DE TIRO FORZADO - CALD. N° 3	106.57	95.50
CALDERA # 03	MOTOR VENTILADOR INYECTOR DE AIRE - CALD. N° 3	36.54	31.83
CALDERA # 03	MOTOR ALIMENTADOR DE BAGAZO N° 1 - CALD. N° 3	2.62	1.91
CALDERA # 03	MOTOR ALIMENTADOR DE BAGAZO N° 2 - CALD. N° 3	2.62	1.91
CALDERA # 03	MOTOR ALIMENTADOR DE BAGAZO N° 3 - CALD. N° 3	2.62	1.91
CALDERA # 03	MOTOR ALIMENTADOR DE BAGAZO N° 4 - CALD. N° 3	2.62	1.91
CALDERA # 03	MOTOR EXTRACTOR DE DESPERDICIOS C.F.W N°03	7.61	2.36
PLANTA TRATAMIENTO DE AGUA	MOTOR BOMBA DE AGUA CRUDA N° 1	11.81	11.46
PLANTA TRATAMIENTO DE AGUA	MOTOR BOMBA DE CAL	2.50	1.57
PLANTA TRATAMIENTO DE AGUA	MOTOR BOMBA DE AGUA CONDENSADO N° 1	11.75	8.59
PLANTA TRATAMIENTO DE AGUA	MOTOR BOMBA DE AGUA CONDENSADO N° 2	11.75	7.64
PLANTA TRATAMIENTO DE AGUA	MOTOR BOMBA DE AGUA CONDENSADO N° 3	11.75	9.55
PLANTA TRATAMIENTO DE AGUA	MOTOR BB. AGUA CONDENSADA PRE EVAPORADORES	15.53	10.19
PLANTA TRATAMIENTO DE AGUA	MOTOR BOMBA PRODUCTOS QUIMICOS OTISPERSE	3.71	1.91
PLANTA TRATAMIENTO DE AGUA	MOTOR BOMBA DE AGUA CRUDA N° 2	10.05	8.91
PLANTA TRATAMIENTO DE AGUA	MOTOR DE MAQUINA IZAJE	2.31	1.27
GENERACION	MOTOR BOMBA RECIRCULACION AGUA #1	29.23	25.47
GENERACION	MOTOR BOMBA RECIRCULACION AGUA #2	29.23	25.47
GENERACION	MOTOR BOMBA AGUA AUXILIAR	11.75	8.91
GENERACION	MOTOR BOMBA EXTRACCION DE CONDENSADO #1	4.14	3.69
GENERACION	MOTOR BOMBA EXTRACCION DE CONDENSADO #2	4.14	3.69
GENERACION	MOTOR VENTILADOR # 1 TORRE DE ENFRIAMIENTO	18.88	14.01
GENERACION	MOTOR VENTILADOR # 2 TORRE DE ENFRIAMIENTO	18.88	15.92
GENERACION	MOTOR VENTILADOR # 3 TORRE DE ENFRIAMIENTO	23.14	15.92
ALIMENTACION DE AGUA	MOTOR BOMBA ALIMENTACION DE AGUA	109.61	95.50
POTENCIA TOTAL CONSUMIDA POR EL AREA DE CALDERAS (KW)			601.5

Fuente: Taller Eléctrico - Agroindustrias San Jacinto

Anexo N°03. Potencia instalada y potencia actual consumida por el área de elaboración.

SECCION DE TRABAJO	TIPO DE PRODUCCION	DESCRIPCION DE ES	POTENCIA INSTALADA KW	POTENCIA REAL CONSUMIDA KW
PREPARACION DE LECHADA/SACARATO DE CAL	AZUCAR RUBIA	BOMBA CIRCULACION DE CAL	9	3
PREPARACION DE LECHADA/SACARATO DE CAL	AZUCAR RUBIA	AGITADOR TANQUE DE CAL N° 1	2	1
PREPARACION DE LECHADA/SACARATO DE CAL	AZUCAR RUBIA	AGITADOR TANQUE DE CAL N° 2	6	1
PREPARACION DE LECHADA/SACARATO DE CAL	AZUCAR RUBIA	AGITADOR TANQUE DE CAL N° 3	11	5
PREPARACION DE LECHADA/SACARATO DE CAL	AZUCAR RUBIA	AGITADOR TANQUE VERTICAL DE CAL N° 4	8	4
SULFITACION DE JUGO MIXTO ENCALADO	AZUCAR BLANCA	VENTILADOR DE AZUFRE	6	3
ENCALAMIENTO DE JUGO MIXTO SULFITADO	AZUCAR RUBIA	BOMBA ALIMENTACION DE CAL	4	3
ENCALAMIENTO DE JUGO MIXTO SULFITADO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JUGO ENCALADO N° 1	38	17
ENCALAMIENTO DE JUGO MIXTO SULFITADO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JUGO ENCALADO N° 2	46	21
ENCALAMIENTO DE JUGO MIXTO SULFITADO	AZUCAR RUBIA	AGITADOR TANQUE JUGO ENCALADO	4	3
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	VENTILADOR DE BAGACILLO	6	1
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JUGO FILTRADO N° 1 - FILTRO N° 1	4	0
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JUGO FILTRADO N° 2 - FILTRO N° 1	4	0
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	BOMBA JUGO CLARIFICADO N° 1	23	9
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	BOMBA JUGO CLARIFICADO N° 2	24	15
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JUGO FILTRADO N° 1 - FILTRO N° 2	4	2
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JUGO FILTRADO N° 2 - FILTRO N° 2	4	3
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE BAGACILLO	2	1
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	MEZCLADOR BAGACILLO Y CACHAZA	2	1
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	FILTRO OLIVER N° 1	1	0
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	AGITADOR TAMBOR FILTRO N° 1	1	0
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	FILTRO OLIVER N° 2	1	1
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	AGITADOR TAMBOR FILTRO N° 2	1	1
FILTRACION DE CACHAZA	AZUCAR RUBIA	BOMBA CIRCULACION DE CACHAZA	8	4
CLARIFICACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	AGITADOR DE CLARIFICADOR N° 1	0	0
CLARIFICACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE DIAFRAGMA N° 1 - CLARIF. N° 2	0	0
CLARIFICACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE DIAFRAGMA N° 2 - CLARIF. N° 2	0	0
CLARIFICACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	AGITADOR DE CLARIFICADOR N° 2	0	1
CLARIFICACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE FLOCULANTE N° 1	0	2
CLARIFICACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE FLOCULANTE N° 2	0	2
CLARIFICACION DE JARABE	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE MELADURA N° 1	11	6
CLARIFICACION DE JARABE	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE MELADURA N° 2	11	6
CLARIFICACION DE JARABE	AZUCAR RUBIA	AGITADOR CRISTAL 600	1	0
CLARIFICACION DE JARABE	AZUCAR RUBIA	E. SEPARADOR DE ESPUMA	1	0
CLARIFICACION DE JARABE	AZUCAR RUBIA	MICRONIZADOR	23	18
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA COND. N° 1 A EVAPORADORES MARAIS	6	3
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA COND. N° 2 A EVAPORADORES MARAIS	6	3
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JARABE N° 1 - 4° EFECTO	15	11

EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JARABE N° 2 - 4° EFECTO	15	9
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JARABE N° 1 - 5° EFECTO	6	5
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE JARABE N° 2 - 5° EFECTO	6	5
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE SODA N°01	37	14
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE SODA N°02	6	4
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE SODA N°03		1
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA ENFRIAMIENTO A EVAPORADORES (TACHOS 6Y7)	95	21
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA 1 (RITZ)	114	49
EVAPORACION DE JUGO	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA 2 (HIDROSTAL)	114	49
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 2 (FILTRO OLIVER N°2)	37	21
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 3 (GENERAL TACHOS)	37	27
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 4 (FILTROS OLIVER 1 Y 2)	37	27
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 5 (TACHOS 1 Y 2)	46	33
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 6	57	27
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 7	46	30
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 8	133	73
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 9 (TACHO 3)	46	35
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 10 (TACHO 4)	46	35
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE VACIO N° 11 (TACHO 5)	46	35
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA ENFRIAMIENTO TACHO N° 1, 2 Y 3	46	23
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA ENFRIAMIENTO TACHO N° 4 Y 5	46	29
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA TACHO N° 6 Y 7	76	37
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA TACHO N° 8	190	97
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA 200HP (AUXILIAR T8)	152	67
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA TACHO AUXILIAR	46	33
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA EYECTOR N° 1	15	9
CRISTALIZACION POR COCCION	AZUCAR RUBIA	BOMBA AGUA CONDENSADA N° 4 - CALENTADORES	6	3
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR GEMELO	3	1
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 2	6	3
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 3	7	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 4	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 5	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 6	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 7	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 8	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 9	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 10	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 11	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 12	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 13	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 14	3	1
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 15	2	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 16	3	1
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 17	4	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 18	3	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 19	3	2
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 20	4	3
CRISTALIZACION POR ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	CRISTALIZADOR N° 21	4	3
PREPARACION DE MIEL	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE MIEL A N° 1	11	9
PREPARACION DE MIEL	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE MIEL A N° 2	11	8

PREPARACION DE MIEL	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE MIEL B	6	5
PREPARACION DE MIEL	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE MELAZA Nº 1 (MIEL B)	6	3
PREPARACION DE MIEL	AZUCAR RUBIA	DILUTOR MIEL "A"	6	4
PREPARACION DE MIEL	AZUCAR RUBIA	DILUTOR MIEL "B"	6	4
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE MAGMA C Nº 1	8	5
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE MAGMA C Nº 2	6	3
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE AZUCAR DE TERCERA "C"	4	3
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	AGITADOR DE MAGMA "C"	5	4
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE MELAZA Nº 2	9	6
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR MAGMA "B"	5	3
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA MAGMA "B"	7	5
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE AGUA CALIENTE Nº 1 A CENTRIFUGAS	19	2
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	AGITADOR LANCHA Nº 1 - CENTRI. AUTOMATICAS	3	1
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	AGITADOR LANCHA Nº 2 - CENTRI. AUTOMATICAS	3	2
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CENTRIFUGA AUTOMATICA Nº 1	38	13
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CONTRAMARCHA CENTRIFUGA AUTOMATICA Nº 1	2	1
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CENTRIFUGA AUTOMATICA Nº 2	38	17
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CONTRAMARCHA CENTRIFUGA AUTOMATICA Nº 2	2	1
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CENTRIFUGA AUTOMATICA Nº 3	38	17
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CONTRAMARCHA CENTRIFUGA AUTOMATICA Nº 3	2	2
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA ACEITE CENTRIFUGAS AUTOMATICAS	1	1
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CENTRIFUGA CONTINUA Nº 01 MAGMA B	76	21
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CENTRIFUGA CONTINUA Nº01 - MAGMA C	76	21
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE ACEITE - CENTRIFUGA CONTINUA Nº 1	1	1
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CENTRIFUGA CONTINUA Nº 02 - MAGMA C	38	15
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE ACEITE - CENTRIFUGA CONTINUA Nº 2	0	0
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CENTRIFUGA CONTINUA Nº 03 - MAGMA C	38	21
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE ACEITE - CENTRIFUGA CONTINUA Nº 3	0	0
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	AGITADOR LANCHA CENTRIFUGAS MAGMA C	5	1
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	AGITADOR LANCHA CENTRIFUGA MAGMA B	11	8
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE AZUCAR Nº 1 (AUTOMATICAS)	5	2
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE AZUCAR Nº 2 (BROADBENT)	5	2
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR A ELEVADOR DE AZUCAR HUMEDA	11	4
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	ELEVADOR DE AZUCAR HUMEDA	19	4
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE AZUCAR Nº03	11	5
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE AZUCAR HUMEDA A TOLVAS	6	3
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	AGITADOR LANCHA BROADBENT	6	4
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CENTRIFUGA BROADBENT Nº 1	266	113
CENTRIFUGACION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CENTRIFUGA BROADBENT Nº 2	266	113
SECADO Y ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	ALIMENTADOR DE AZUCAR A SECADOR	6	3
SECADO Y ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	TAMBOR SECADOR	15	9
SECADO Y ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE AZUCAR SECA A ELEVADOR	9	2
SECADO Y ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	ELEVADOR DE AZUCAR SECA	11	4
SECADO Y ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	VENTILADOR	23	6
SECADO Y ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE AZUCAR SECA A TOLVAS	6	5
SECADO Y ENFRIAMIENTO	AZUCAR RUBIA	ZARANDA VIBRATORIA	4	2
ENVASADO DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	COMPRESOR ATLAS COPCO Nº 2	53	26

ENVASADO DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	COMPRESOR ATLAS COPCO N° 3	53	26
ENVASADO DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	COMPRESOR ATLAS COPCO N° 4	76	46
ENVASADO DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	COSEDORA DE BOLSAS	1	0
ENVASADO DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE COSEDORA DE BOLSAS	1	2
ENVASADO DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	CABEZAL DE COSEDORA	0	1
ENVASADO DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE BOLSAS N°01	6	3
ENVASADO DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	TRANSPORTADOR DE BOLSAS N°02	6	3
REFUNDICION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	AGITADOR TANQUE DE REFUNDICION	6	3
REFUNDICION DE AZUCAR	AZUCAR RUBIA	BOMBA DE TANQUE REFUNDIDOR	8	4
POTENCIA TOTAL CONSUMIDA POR EL AREA DE ELABORACION (KW)				1600

Fuente: Taller Eléctrico - Agroindustrias San Jacinto

Anexo N°04. Potencia instalada y potencia actual consumida por el área de destilería.

SECCION DE TRABAJO	DESCRIPCION DE EQUIPOS	POTENCIA INSTALADA KW	POTENCIA REAL CONSUMIDA KW
DESTILACION	MOTOR BB. DE VINO N° 1	3.11	1.40
DESTILACION	MOTOR BB. DE VINO N° 2	3.11	1.52
DESTILACION	MOTOR BB. DE FLEMAZA N° 1	1.16	1.10
DESTILACION	MOTOR BB. DE FLEMAZA N° 2	1.16	1.10
DESTILACION	MOTOR BB. ALCOHOL DE PRIMERA N° 1	0.67	0.61
DESTILACION	MOTOR BB. ALCOHOL DE PRIMERA N° 2	0.67	0.61
DESTILACION	MOTOR BB. DE ALCOHOL DE SEGUNDA	0.67	0.61
DESTILACION	MOTOR BB. DE SODA	4.02	1.52
DESTILACION	MOTOR BB. DE MELAZA DE LA POZA	8.16	3.90
FERMENTACION	MOTOR BB. DE MOSTO N° 1	3.11	1.22
FERMENTACION	MOTOR BB. DE MOSTO N° 2	3.11	1.22
FERMENTACION	MOTOR BB. FONDO DE FERMENTACION	0.52	0.37
FERMENTACION	MOTOR PRE FERMENTADOR N° 1	3.71	3.04
FERMENTACION	MOTOR PRE FERMENTADOR N° 2	3.71	3.04
FERMENTACION	MOTOR CENTRIFUGA MAUSA N° 1	8.53	9.13
FERMENTACION	MOTOR CENTRIFUGA MAUSA N° 2	8.53	7.57
FERMENTACION	MOTOR HOMOGENIZADOR	2.31	1.52
ABASTECIMIENTO DE AGUA	MOTOR BB. AGUA DILUCION N° 1	3.11	2.44
ABASTECIMIENTO DE AGUA	MOTOR BB. AGUA DILUCION N° 2	3.11	2.44
ABASTECIMIENTO DE AGUA	MOTOR BB. AGUA ENFRIAMIENTO N° 1	5.60	3.17
ABASTECIMIENTO DE AGUA	MOTOR BB. AGUA ENFRIAMIENTO N° 2	5.60	3.41
ABASTECIMIENTO DE AGUA	MOTOR BB. AGUA ENFRIAMIENTO AUX.	12.18	0.61
ABASTECIMIENTO DE AGUA	MOTOR BB. AGUA ENFRIAMIENTO CUBAS	7.00	0.61
AIRE COMPRIMIDO	MOTOR COMPRESORA ROMEL	3.65	2.56
ALMACENAMIENTO DE MELAZA	MOTOR BB. DE MELAZA N° 1	7.06	4.26
ALMACENAMIENTO DE MELAZA	MOTOR BB. DE MELAZA N° 2	4.51	3.65
ALMACENAMIENTO DE MELAZA	MOTOR BB. DE MELAZA AUXILIAR	6.33	4.38
POTENCIA TOTAL CONSUMIDA POR EL AREA DE DESTILERIA (KW)			67.00

Fuente: Taller Eléctrico - Agroindustrias San Jacinto

Anexo N°05. Datos del Turbogenerador TGM modelo BT 40



Cliente: UNI SYSTEMS - SAN JACINTO

Turbina: BT 40

O.S.: 41090

1 - INFORMACIONES TÉCNICAS GENERALES

Condiciones de funcionamiento	1	2	
Potencia en los terminales del generador	16,680	21,710	kW
Presión del vapor de la entrada	43	66	Bar (a)
Temperatura del vapor de la entrada	400	510	°C
Flujo de entrada de vapor	115	115	t/h
Presión del vapor	2,5	2,5	Bar (a)
Flujo de salida de vapor	115	115	t/h
Vapor de salida de temperatura	127	134	°C
Rotación de turbina	6.800	6.800	Rpm
Rotación del generador	1.800	1.800	Rpm
Generador de eficiencia	97,8		%
Eficiencia de reductor	99,5		%
Tolerancia	-	1	%

Dirección de rotación: Turbina - Hacia la izquierda; máquina de trabajo - Tiempo

OBS: 1) Sentido de giro visto desde la turbina al generador

VIBRACIONES MECÁNICAS

El criterio de la evaluación está según Norma ISO/10816, parte 3 Zona A/B, velocidad de vibración 2,3 mm/s para apoyo rígido o 3,5 mm/s para apoyo flexible.

PARÁMETROS DE PROYETO

Basado en Norma IEC, publicación 45

Presión de entrada : 59,3 Bar (a)

Temperatura de entrada: 510°C

CONEXIONES DE VAPOR (BRIDAS DE LA TURBINA)

	Admisión	Escape
DN (in)	10	28
PN (psii)	1500	150
Norma	ANSI B 16.5	ANSI B 16.1
Dirección	Justo abajo	Abajo

Anexo N°06. Propiedades físicas de los gases de combustión

Propiedades físicas de los gases de combustión							
(P=1.01 x 10 ⁵ Pa; p _{CO2} = 0.13; p _{H2O} =0.11; p _{N2} =0.76)							
t °C	ρ kg/m ³	Cp kJ/kg °C	λ x 10 ² W/(m °C)	a x 10 ⁵ m ² /s	μ x 10 ⁶ Pa.s	v x 10 ⁵ m ² /s	Pr
0	1.295	1.042	2.28	16.9	15.8	12.2	0.72
100	0.96	1.068	3.13	30.8	20.4	21.54	0.69
200	0.748	1.087	4.01	48.9	24.5	32.8	0.67
300	0.617	1.122	4.84	69.9	28.2	45.81	0.65
400	0.525	1.151	5.7	94.3	31.7	60.38	0.64
500	0.457	1.185	6.56	121.1	34.8	76.3	0.63
600	0.405	1.214	7.42	150.9	37.9	93.61	0.62
700	0.363	1.239	8.27	183.8	40.7	112.1	0.61
800	0.33	1.264	9.15	219.7	43.4	131.8	0.6
900	0.301	1.29	10	258	45.9	152.5	0.59
1000	0.275	1.306	10.9	303.4	48.4	174.3	0.58
1100	0.257	1.323	11.75	345.5	50.7	197.1	0.57
1200	0.24	1.34	12.62	392.4	53	221	0.56

Anexo N°07. Diagrama T-S para el agua

974

TABLES OF PROPERTIES, FIGURES AND DIAGRAMS (CONTINUED)

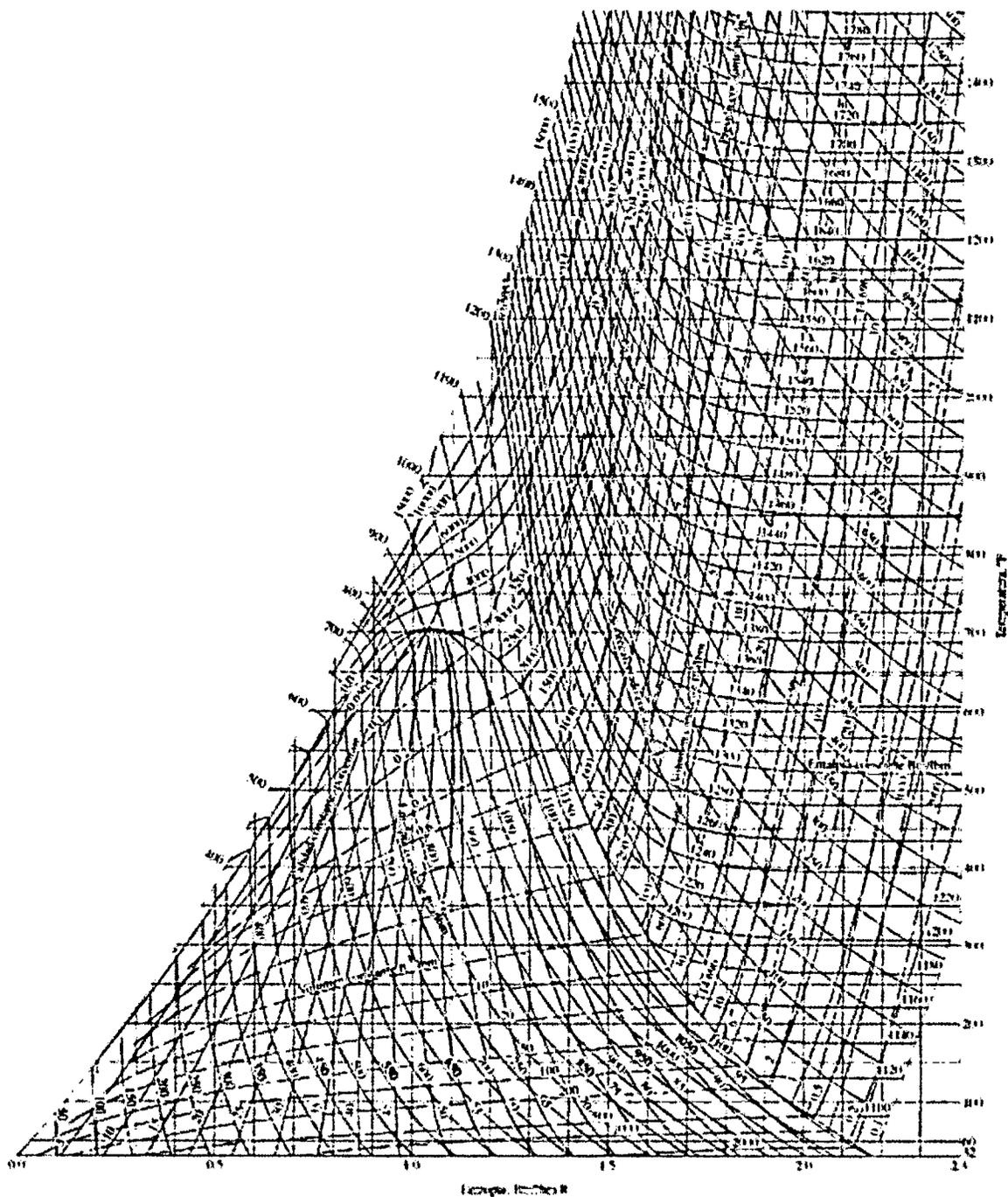


FIGURA A-9E

Diagrama T-s para el agua.

Fuente: Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill y Joan G. Moore, Steam Tables, New York, John Wiley & Sons, 1969