



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

“Dimensionamiento y selección de secador rotativo de bagazo por gases
residuales de combustión para aumentar la eficiencia de caldera de vapor en
ingenio azucarero”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTOR:

Maldonado Oballe, Jesús Alexander (ORCID: 0000-0003-3568-9664)

ASESOR:

Mg. Paredes Rosario, Raúl Rasalí (ORCID: 0000-0001-6146-2039)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución

TRUJILLO – PERÚ

2020

Dedicatoria

“Dedico este proyecto en primer lugar a Dios por ser el inspirador para cada uno de mis pasos dados en mi recorrido diario”

“A mis padres por su apoyo tanto moral como económico y por ser los guías en el sendero de cada acto que realizo hoy, mañana y siempre”

“A mi hermano, por ser el incentivo para seguir adelante con mis objetivos”

“Por último y no menos importante mi novia por su apoyo incondicional y por estar siempre a mi lado”

Agradecimiento

Agradecer primero a Dios por mantenerme con fortaleza en el cumplimiento de mis metas; asimismo por la bendición brindada día a día.

A mis padres que gracias a ellos y a su esfuerzo he podido culminar con esta etapa de mi vida.

A mi asesor por su apoyo, comprensión y orientación en realización del presente trabajo.

A mi jurado por el apoyo, paciencia, recomendaciones y comprensión en todo momento.

A mis docentes por los conocimientos y experiencia brindada en el transcurso de mi formación académica.

Página del Jurado

Declaratoria de Autenticidad

Yo MALDONADO OBALLE JESÚS ALEXANDER con DNI N° 47158740, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la siguiente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de la información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 20 de octubre 2020



Jesús Alexander Maldonado Oballe

Índice

Caratula	i
Dedicatoria	ii
Agradecimiento	iii
Página del Jurado	iv
Declaratoria de Autenticidad	v
Índice	vi
Índice de Tablas	ix
Índice de Figuras	x
RESUMEN	xi
ABSTRACT	xii
I. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Realidad problemática	1
1.2. Trabajos previos.....	2
1.3. Teoría relacionada al tema	4
1.3.1. Caldera de vapor de agua	4
1.3.1.1. Tipos de calderas:	5
1.3.2. Caldera acuotubular bagacera.....	7
1.3.3. Combustible Bagazo.....	8
1.3.4. Gases de combustión	8
1.3.5. Precalentador.....	9
1.3.6. Balance de energía.....	9
1.3.7. Potencia útil de un caldero	9
1.3.8. Calor total	9
1.3.9. Poder calorífico del combustible bagazo (PCI)	10
1.3.10. Relación aire - combustible	11
1.3.11. Relación gases de combustión - combustible.....	11
1.3.12. Eficiencia de la caldera.....	12
1.3.13. Tecnología y proceso de secado de bagazo	13
1.3.14. Calor que debe suministrar el gas residual de combustión.	14

1.3.15. Parámetros del proceso de secado de bagazo	15
1.3.16. Secadores de bagazo	16
1.3.17. Tiempo de secado	19
1.3.18. Periodo de velocidad constante	19
1.3.19. Contenido critico de humedad	20
1.3.20. Periodo decreciente de secado	20
1.3.21. Proceso de saturación adiabática:	20
1.3.22. Humedad y acondicionamiento de gases	21
1.3.23. Coeficiente de película de difusión	23
1.3.24. Rendimiento de secador rotativo	24
1.4. Formulación del problema	24
1.5. Justificación del estudio	24
1.6. Hipótesis	25
1.7. Objetivos.....	25
1.7.1. Objetivo general.....	25
1.7.2. Objetivos específicos.....	25
II. MÉTODO.....	26
2.1. Diseño de la investigación	26
2.2. Variables, Operacionalización	26
2.3. Población y muestra.....	28
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.....	28
2.5. Método de análisis de datos	28
III. RESULTADOS	30
IV. DISCUSIÓN	61
V. CONCLUSIONES	64
VI. RECOMENDACIONES	66
REFERENCIAS.....	67
ANEXOS.....	68
Anexo1: Fotos secadores de bagazo por gases	68
Anexo 2: Tabla con propiedades de gases de combustión.....	69

Anexo 3: Tabla con características de Motor Estándar trifásico 60 Hz	70
Anexo 4: Tabla Conductores trifásicos en baja tensión	71
Anexo 5: ventilador y ciclón centrífugos	72
Anexo 6: Datos de caldera.....	73
Anexo 7: Acta de aprobación de originalidad de Tesis	74
Anexo 8: Software Turnitin.....	75
Anexo 9: Autorización de Publicación de Tesis en Repositorio Institucional de la Universidad Cesar Vallejo	76

Índice de Tablas

Tabla 1: Operacionalización de variables.....	28
Tabla 2: Determinación del rendimiento energético de caldera N°. 20 – Cartavio S.A.A..	31
Tabla 3: Parámetros técnicos de secador de bagazo.....	46
Tabla 4: Composición química del bagazo.....	54
Tabla 5: Inversiones a realizar en USA\$	56
Tabla 6: Costo de mantenimiento, USA\$/año	57
Tabla 7: Análisis financiero.....	60
Tabla 8: Tabla con propiedades de gases de combustión.....	69
Tabla 9: Tabla con características de Motor Estándar trifásico 60 Hz	70
Tabla 10: Tabla Conductores trifásicos en baja tensión	71

Índice de Figuras

Figura 1.1: Esquema grafica de un caldero acuotubolar	5
Figura 1.2: Esquema grafico de un caldero pirutubulares	6
Figura 1.3: Esquema grafico de un caldero pirutubulares	8
Figura 1.4: Balance de masa y energía del secado de bagazo con aire caliente	13
Figura 1.5: Secadores rotativos.....	18
Figura 1.6: Esquema de un Ciclón – separador.....	18
Figura 1.7: Esquema de proceso de saturación adiabática.....	21
Figura 3.1: Balance de energía en hogar.....	32
Figura 3.2: Balance de energía en caldera N° 20, antes de secar el bagazo	34
Figura 3.3: Balance de energía y masa en secador rotativo	38
Figura 3.4: Sistema de secado de bagazo por gases residuales de combustión de caldera	45
Figura 3.5: Esquema para conductor de alimentación.....	50

RESUMEN

Se presentó el estudio de dimensionamiento y selección de secador de bagazo por gases residuales de caldera, en contacto directo.

El análisis consistió en realizar el balance de masa y energía, determinando el consumo de bagazo húmedo, en modo actual y su impacto en el menor consumo al utilizar bagazo con un menor contenido de humedad.

Se demostró que al secar el bagazo desde 48.5 % contenido de humedad actual, hasta 44.5% el PCI del bagazo aumenta desde 7,874 hasta 8,685.98 kJ/kg, ocasionando una menor demanda de combustible, desde 58,277 kg/h a 51,588 kg/h para una carga de 120,000 kg vapor/h de 40 bar y 392 °C.

El estudio abarcó la selección, en base al dimensionamiento previo, del secador rotativo, por mezcla, que es una tecnología existente, en el presente estudio no se utiliza análisis de transferencia de calor y masa, por ser sistemas muy complejos y porque este estudio es de investigación tecnológica, no de diseño para construcción, es decir no se hace la comparación del costo de construir contra el costo de comprar tecnología existente y madura. Resultó que se obtiene un aumento muy significativo del rendimiento de la caldera, desde 65.93% hasta 70.11%, bastante bueno.

Se concluyó con un análisis económico financiero, que arroja un VAN muy positivo, mayor a 45 millones USA en el período de vida útil, que es de 15 años, un TIR muy superior a la tasa de interés, que es de 8% anual, y un periodo de retorno de la inversión un poco mayor a dos años, lo que lo convierte en un proyecto bastante atractivo.

Al final se presentó un análisis del impacto positivo medio ambiental pues, al quemar menos bagazo, se tendrá menos efluentes gaseosos al medio ambiente, bajo forma de CO₂, principalmente, es decir, la empresa se torna más amigable con el medio ambiente.

Palabras claves: bagazo, secador rotativo, combustible, dimensionamiento, eficiencia de la caldera.

ABSTRACT

The study of sizing and selection of bagasse dryer by waste gas boiler, in direct contact.

The analysis consisted in carrying out the mass and energy balance, determining the consumption of wet bagasse, in current mode and its impact on the lower consumption when using bagasse with a lower moisture content.

It was shown that drying the bagasse from 48.5% current moisture content, up to 44.5%, the bagasse ICP increases from 7,874 to 8,685.98 kJ/kg, resulting in a lower fuel demand, from 58,277 kg/h to 51,588 kg/h for a load Of 120,000 kg steam / h of 40 bar and 392 °C.

The study covered the selection, based on the previous sizing, of the rotary dryer, by mixing, which is an existing technology, in the present study heat and mass transfer analysis is not used because they are very complex systems and because Of technological research, not of design for construction, that is, the comparison of the cost of building against the cost of buying existing and mature technology is not done.

It turned out that you get a very significant increase in boiler efficiency, from 65% to 70.14%, quite good.

It concluded with an economic analysis, which yields a very positive NPV, greater than 45 million US dollars in the useful life, which is 15 years, a IRR much higher than the interest rate, which is 8% per annum, And a return period of investment a little more than two years, which makes it a rather attractive project.

At the end, an analysis of the positive environmental impact was presented, because less burning of the bagasse will have less gaseous effluents to the environment, in the form of CO₂, mainly, that is, the company becomes more environmentally friendly.

Keywords: bagasse, rotary dryer, fuel, sizing, Efficiency of the boiler.

I. INTRODUCCIÓN

La importante búsqueda de nuevas tecnologías ante una creciente demanda de energía, hace que la industria esté en constante mejora, buscando formas de ahorro mediante el uso de todos los recursos involucrados en sus procesos.

En una caldera el uso de los gases de combustión como parte del proceso de generación de vapor es muy rentable; forman parte de un economizador el cual permite elevar la temperatura del agua de ingreso a la caldera o de un precalentador de aire el cual calienta el aire utilizado en la combustión dentro del hogar, disminuyendo así el consumo de combustible.

Al ser los gases de combustión un método rentable; este proyecto pretende utilizar los mismos como parte de un precalentador de combustible bagazo de caña en una caldera bagacera utilizada en la industria azucarera del departamento de La Libertad, permitiendo aprovechar las mejoras del mismo.

1.1. Realidad problemática

Hoy en día las calderas son el motor de todo ingenio azucarero ya que suministran el vapor necesario para mover máquinas y para ser utilizado en el proceso de la obtención del azúcar. Cartavio S.A.A es un ingenio perteneciente al departamento de La Libertad que tiene como principal función el proceso de azúcar a partir de su materia prima la caña de azúcar.

Al igual que muchas empresas de la industria cuenta con máquinas generadoras de vapor (Calderas) las cuales producen vapor sobrecalentado a partir de la quema del bagazo obtenido de la última molienda de la caña de azúcar.

La Caldera N° 20 que forma parte de las maquinas generadoras de vapor de la empresa Cartavio S.A.A; es una caldera bagacera que produce una de las principales fuentes de vapor utilizados en el proceso de producción de azúcar, al ser un equipo de suma importancia una de los principales objetivos es aumentar la eficiencia y utilizar al máximo la transferencia de calor, lo que conlleva a buscar alternativas de solución.

Al ser su principal combustible el bagazo uno de los inconvenientes es el alto contenido de humedad que contiene al salir del último molino, conllevando a muchos problemas a la hora de la combustión, siendo algunos de estos el uso excesivo de aire para la combustión y el uso de combustibles fósiles adicionales.

Muchas de las soluciones buscadas en el mercado involucran la utilización de equipos terceros para el secado del bagazo tales como secadores eléctricos los cuales generan gastos adicionales de energía.

Para este caso la caldera N° 20 tomada como ejemplo no utiliza ningún tipo de secador de bagazo por lo que la humedad que lleva consigo al salir del último molino borda el 50%, entrando al hogar y generando en ocasiones problemas como los antes mencionados.

Por lo expuesto, se propone el presente estudio de investigación tecnológica, consistente en dimensionar el secador, seleccionar el tipo y sus componentes, en base a análisis de balance de masa y energía, realizando análisis económico y financiero y el impacto medio ambiental por reducción del consumo de bagazo, debido a que tendría un mayor Poder calorífico Inferior y mayor rendimiento operativo.

El estudio no abordará diseño de componentes, por ser un proceso complejo, además que la tecnología de secado es tecnología madura, existente en el mercado y el estudio se aboca en justificar su correcta selección y dimensionamiento del equipo.

1.2. Trabajos previos

D'Angelo, Paz y Cárdenas (2006) en su artículo titulado “**Posibilidad del secado de bagazo en la industria azucarera de México**” Este artículo tiene como objetivo reducir el consumo del combustible adicional en una caldera bagacera tipo de México.

Se empleó parte de los gases efluentes del horno de la caldera y así reducir la humedad del bagazo a efectos de mejorar la combustión y generación de vapor, asimismo disminución del uso de combustibles adicionales.

El resultado demuestra la viabilidad técnico-económica de la incorporación de un secadero de bagazo a calderas bagaceras antiguas, como las descritas en este trabajo, y que serían comunes en la industria azucarera mejicana. Es de destacar, además, que el secado de bagazo al mejorar la combustión, disminuye significativamente las partículas no quemadas, que, junto con el efecto separador de los ciclones, logran reducir la contaminación ambiental de estas emisiones gaseosas. Se resuelven así 2 problemas que generalmente aparecen asociados: el energético y el ambiental.

Se concluye que La incorporación del secadero de bagazo permitió mejorar la combustión al manejar un combustible con menor contenido de humedad, alcanzándose rendimientos del sistema del 68,9%, superior en 13,8 puntos respecto al rendimiento de la caldera original. Se observa un aumento relativo del índice de generación del 25%.

Cruz, Colombres, Galato, Morales, Paz (2013), en su artículo titulado “**Mejora de la eficiencia de calderas bagaceras de alta presión en la Argentina, mediante el secado de bagazo**” Este artículo tiene como objetivo aumentar la eficiencia energética de una caldera bagacera de alta presión y de disminuir el consumo de combustible y de emisiones.

Para su realización se consideraron dos formas de emplear los gases de secado: caso 1: un porcentaje de los gases de combustión se deriva al secadero a la salida de la caldera, antes de que llegue al economizador (temperatura de 380°C); y caso 2: los gases finales a la salida del precalentador de aire (temperatura de 131°C) se derivan al secadero. Por medio de ensayos de mediciones en planta y balances de materia y energía, se determinó el estado de funcionamiento de la caldera sin secador (caso base) y, a partir de este y mediante cálculos adicionales, se proyectó el de los sistemas con secador.

El resultado muestra que partiendo de una humedad inicial de un 52,94%, para el caso 1, si se deriva el 26,80% de los gases de combustión al secadero, se puede presecar el bagazo extrayendo hasta un 47,42% de humedad, lo cual aumenta el rendimiento del sistema en un 11,50% e implica un ahorro neto de combustible del 10,07%, equivalente a 26.783.396 kg de bagazo/zafra; esto representaría un ahorro de 1.792.870 USD/zafra. Para el caso 2, se obtendría un bagazo presecado de 50,00% de humedad, con un aumento en el rendimiento del sistema del 11,10% y un ahorro neto de combustible del 7,51%, equivalente a 19.978.784 kg de bagazo/zafra; el ahorro sería entonces de 1.337.372 USD/zafra. La utilización de cualquiera de los esquemas propuestos (casos 1 y 2) redundaría en importantes beneficios económicos.

se concluye que el estudio teórico preliminar de los dos casos propuestos en este trabajo mostró que la incorporación de un secador podría mejorar el desempeño de las calderas bagaceras de alta presión. En el caso 1, se lograría un mayor ahorro de bagazo, así como también un menor costo en equipos, por manejarse un menor caudal de gases. Con una derivación al secador del 26,80% de los gases de combustión antes de que arriben al economizador, se obtendría un ahorro de combustible del 10,07%, es decir 26.783 t de bagazo por zafra; esto equivale a 1.792.870 USD/zafra, expresados como costo de gas natural equivalente. En lo que concierne al caso 2, empleando la totalidad de los gases para presecar el bagazo, se obtendría un ahorro de combustible del 7,51%, es decir 19.979 t de bagazo por zafra, lo que equivale a 1.337.372 USD/zafra, expresados como costo de gas natural equivalente. Esto podría resultar también en un mayor excedente de energía eléctrica disponible para venta a la red, con lo que aumentarían los beneficios económicos. Asimismo, el empleo de los secadores de bagazo tiene beneficios ambientales, ya que estos disminuyen las emisiones de gases y de material particulado. Usando el caso 1, se ahorraría más bagazo con un menor costo de equipos, debido al empleo de un menor caudal de gases. Sin embargo,

el caso 2 es también beneficioso y puede utilizarse en ciertas situaciones en las que, por cuestión de espacio en planta, es complicado emplear el caso 1.

Paz, Cárdenas, (1999) en su artículo titulado “**Secadero de bagazo o economizador: análisis comparativo de su influencia en el rendimiento energético neto de una caldera bagacera**”, tiene como objetivo comparar la influencia de un secadero de bagazo o economizador, en el rendimiento energético neto de una caldera bagacera.

Para la realización se considero la simulación energética de tres sistemas, siendo el primero la simulación para el sistema de caldera original, segunda simulación para el sistema caldera mas secador de bagazo y la tercera simulación para un sistema caldera mas economizador; obteniendo como resultados que la implementación de un secador de bagazo aumentan los rendimientos netos superando a los resultados obtenidos cuando se agrega un economizador, pero siendo ambos mejores a los de la caldera original.

Los resultados obtenidos muestran que los rendimientos netos conseguidos al incorporar el secadero de bagazo resultan superiores a los obtenidos cuando se agrega el economizador, siendo ambos mejores que los de la caldera original.

Del análisis de las variables operativas del horno de una caldera bagacera, se puede concluir lo siguiente que la conveniencia de instalar un secadero de bagazo frente a un economizador. El aumento del rendimiento neto del sistema con secadero respecto al sistema con economizador, mejora además las condiciones ambientales al disminuir el caudal de gases de chimenea.

1.3. Teoría relacionada al tema

1.3.1. Caldera de vapor de agua

Maquina o dispositivo de ingeniería diseñado para generar vapor. Este vapor se genera a través de una transferencia de calor a presión constante, en la cual el fluido, originalmente en estado líquido, se calienta y cambia de fase a vapor saturado.

Su uso tiene amplias aplicaciones en la industria siendo alguno de ellos la esterilización de instrumentos médicos, comedores, para calentar otros fluidos dentro de la industria petrolera, generar electricidad a través del ciclo Rankine.

Según (Cruz, 1996) lo define como un sistema a presión que transfiere calor, el cual se obtiene de la combustión de una mezcla de aire-combustible para producir vapor y/o agua caliente.

1.3.1.1. Tipos de calderas:

Hoy en día debido a muchas tecnologías de combustión, el aumento de los parámetros del vapor y la capacidad, hacen que existan distintos tipos de calderas siendo su disposición un parámetro principal estas se clasifican en:

- **Acuotubulares**

Calderas en las que el fluido de trabajo (Agua-Vapor) se desplaza por el interior de los tubos mientras que los gases generados por la combustión pasan por alrededor de los mismos. Suelen quemar todo tipo de combustibles en diversos tipos de parrillas.

Los tubos pueden tener una distribución curva en donde la circulación de agua es más rápida debido a la inclinación y suelen entregar más vapor seco, o distribución recta teniendo como ventaja una mejor utilización de la superficie de calentamiento. Son las calderas más utilizadas en centrales termoeléctricas, ya que permiten altas presiones a su salida y tiene una gran capacidad de presión, como gran rango de producción de vapor.

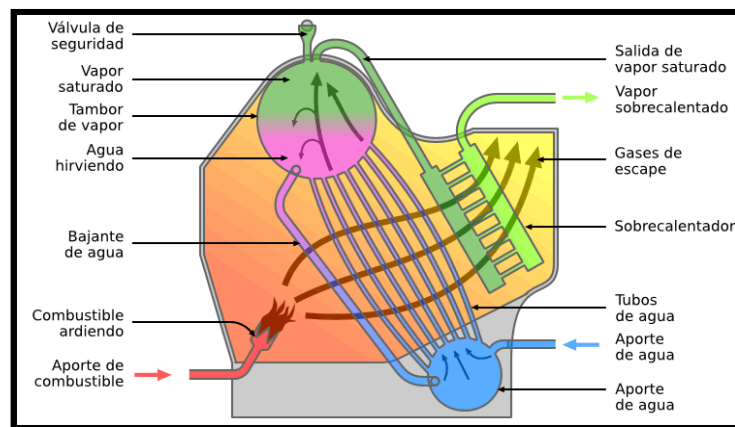


Figura 1.1: Esquema grafica de un caldero acuotubular

Fuente: Wipipedia la enciclopedia libre (2016)

En la Figura 1.1 se muestra el esquema de funcionamiento de una caldera acuotubular en la que se puede apreciar como los gases de combustión pasan por alrededor de los tubos.

- **Pirotubulares**

Calderas que al igual como se muestra en la figura 1.2 el líquido de trabajo (Agua-Vapor) está en un recipiente atravesado por tubos en los cuales circulan los gases de combustión a altas temperaturas, producto de un proceso de combustión, dentro de este tipo de calderos, el agua se evapora al contacto con los tubos calientes.

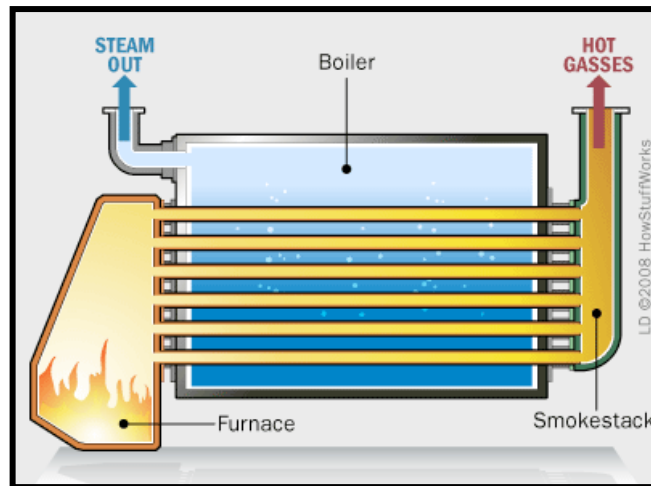


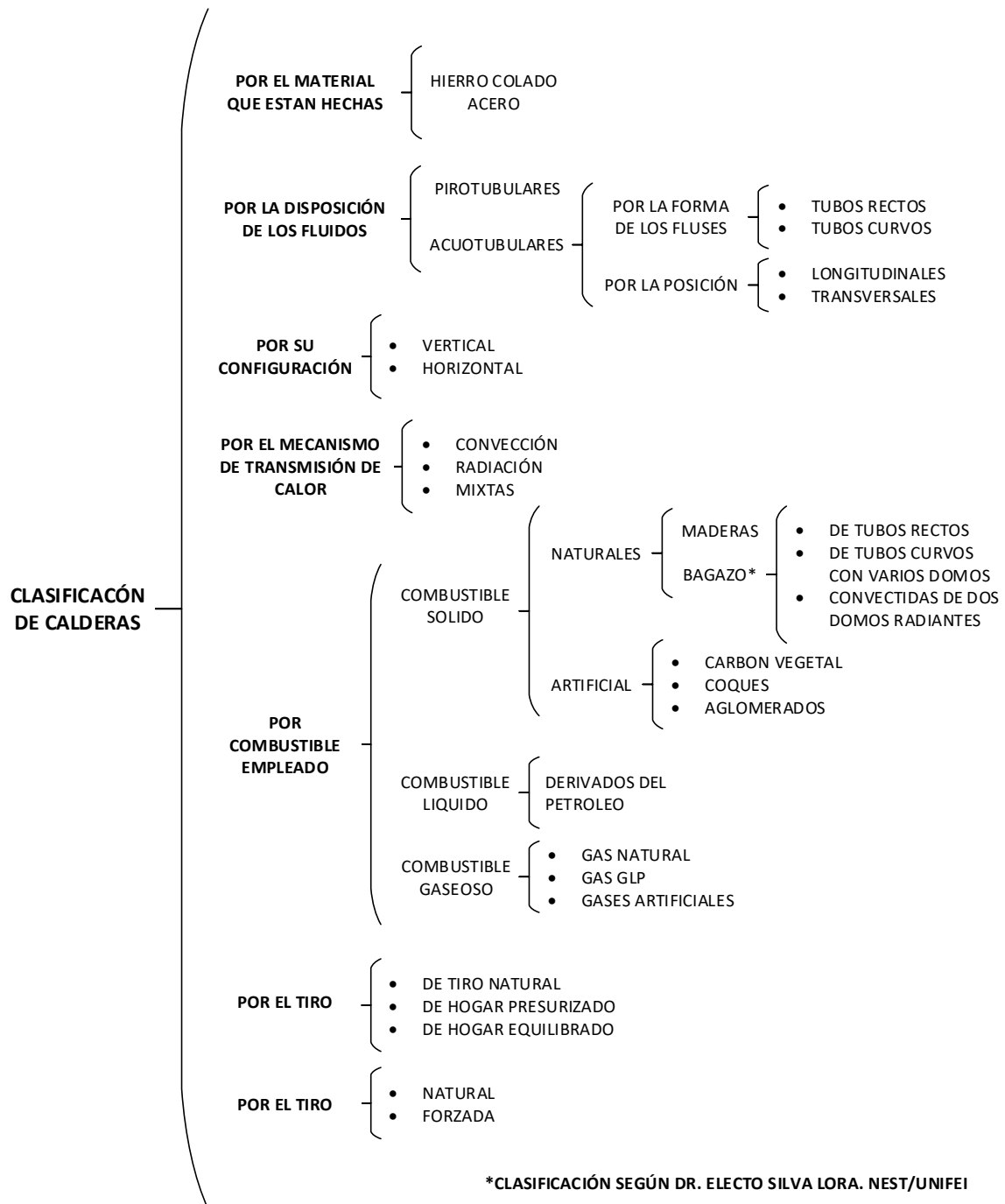
Figura 1.2: Esquema grafico de un caldero pirutubulares

Fuente:

<http://www.energiasindustriales.cl/scontenido.php?seccion=7&subseccion=2&contenido=13>

Este tipo de calderos tiene una presión de trabajo que no excede los 20 Kg/cm² y su producción de vapor oscila alrededor de las 25 tn/h

Otros de los tipos de calderas se presentan en la imagen a continuación en una clasificación dada por el Dr. Electo Silva Lora



Esquema 1.1: Matriz de clasificación de las calderas

Fuente: Dr. Electo Silva Lora

1.3.2. Caldera acuotubular bagacera

Caldera cuyo fluido (liquido/vapor) circula por el interior de los tubos mientras que el fuego es aplicado por la superficie exterior de los tubos y los gases se dirigen por el exterior de los mismos.

Dichas calderas utilizan como combustible el bagazo generado dentro de la industria azucarera.

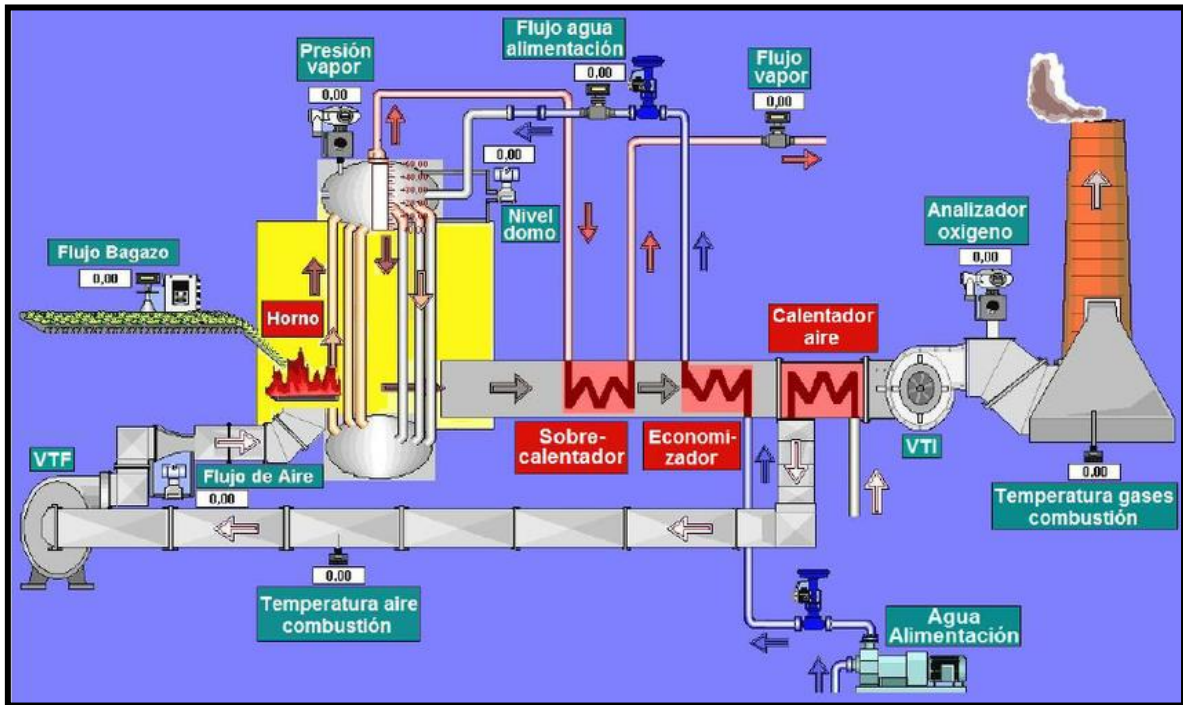


Figura 1.3: Esquema grafico de un caldero pirutubulares

Fuente: Rivas Perez R., Sotomayor Moriano J., Feliu-Batlle V., Castillo García F. (2012)

1.3.3. Combustible Bagazo

Es el material sólido fibroso que sale tras la extracción de jugo en el último molino, en pocas palabras, es el residuo de la molienda de la caña.

El bagazo tiene una baja densidad debido a su naturaleza fibrosa, difícil manejar como material sólido, pero con mucha capacidad para fluir. No es corrosivo, pero contiene arena que ha sido alimentada con la caña de azúcar por lo que puede ser bastante abrasivo.

El bagazo recién producido (ultima molienda) puede contener una humedad variante entre los 47 a 55 g de agua/100g de bagazo.

1.3.4. Gases de combustión

Son aquellos gases generados en el proceso de combustión y su composición depende del tipo de combustible empleado y de las condiciones de combustión. En su estado original se le denominan gases brutos y una vez pasados por la fase de limpieza para ser emitidos al medio ambiente se le denominan gases limpios.

(Hugot, 1963) determina que los gases de combustión del combustible bagazo poseen Nitrógeno (N), Oxígeno (O₂), Agua (H₂O) y Acido carbónico (CO₂)

1.3.5. Precalentador

Son equipos Intercambiadores de calor que recuperan el calor de los gases de combustión reciclándolos para convertirlos en energía disponible, generando ganancias en la eficiencia térmica global del sistema.

1.3.6. Balance de energía

Son un conjunto de herramientas básicas para determinar la producción, consumo y localización de pérdidas identificando las acciones de conservación de la energía que deban llevarse a cabo.

Basado en la primera ley de la termodinámica la cual expresa que la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma.

Siguiendo dicho principio esta se puede representar de la siguiente ecuación:

$$\sum \dot{m}_{entrada} \times h_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} \times h_{salida} \quad (\text{Ec. 1.1})$$

En la cual:

$\dot{m}_{entrada}$ = Flujo masico de entrada al sistema (kg/seg)

$h_{entrada}$ = Entalpia del flujo de entrada (kJ/kg)

\dot{m}_{salida} = Flujo masico de salida al sistema (kg/seg)

h_{salida} = Entalpia del flujo de salida (kJ/kg)

(Apuntes del curso de máquinas térmicas y sistemas energéticos - 2013)

1.3.7. Potencia útil de un caldero

Es aquella que depende del caudal que circula a través de ella y del salto térmico que existe en la entrada y salida de la caldera.

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \times (h_v - h_{agua}) \quad (\text{Ec. 1.2})$$

En la cual:

\dot{Q}_{util} = Calor útil de la caldera (Kw)

\dot{m}_v = Flujo masico de vapor producido en la caldera (kg/seg)

h_{agua} = Entalpia del agua saturada (kJ/kg)

h_v = Entalpia del vapor saturado (kJ/kg)

(Apuntes del curso de máquinas térmicas y sistemas energéticos - 2013)

1.3.8. Calor total

Es poder calorífico total entregada por la cámara de combustión, está en base a la relación aire combustible

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{combustible} \quad (\text{Ec. 1.3})$$

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{m}_{aire} \times Cp_{aire} \times t_{aire} \quad (\text{Ec. 1.4})$$

$$\dot{Q}_{cble} = \dot{m}_{cble} \times (PCI_{cble} + Cp_{cble} \times t_{cble}) \quad (\text{Ec. 1.5})$$

En la cual:

\dot{Q}_{total} = Calor total (Kw)

\dot{Q}_{aire} = Calor del aire (Kw)

\dot{Q}_{cble} = Calor de combustible (Kw)

\dot{m}_{cble} = Flujo masico del combustible (kg/seg)

\dot{m}_{aire} = Flujo masico del aire (kg/seg)

PCI_{cble} = Poder calorifico interno del combustible (kj/seg)

t_{aire} = Temperatura del aire (°C)

t_{cble} = Temperatura del combustible (°C)

Cp_{aire} = Calor especifico del aire a presión constante $\left(\frac{Kj}{Kg \times ^\circ C} \right)$

Cp_{cble} = Calor especifico del combustible a presión constante $\left(\frac{Kj}{Kg \times ^\circ C} \right)$

(Apuntes del curso de máquinas térmicas y sistemas energéticos - 2013)

1.3.9. Poder calorífico del combustible bagazo (PCI)

Es aquel calor producido cuando el agua presente en el combustible y la resultante de la combustión del hidrogeno (H) permanece en estado de vapor.

Debido a que en la práctica industrial la temperatura de la combustión de ambos no alcanza la temperatura de rocío es este valor el utilizado normalmente.

Debido a que no existen medios directos para su determinación, este se puede calcular a partir del PCS (calor producido por la combustión completa de un Kg de combustible a 0 °C y a 660 mm Hg de presión)

(Hugot, 1963) en su manual para Ingenieros Azucareros propone un valor medio para el PCS del bagazo seco (PCSS) el cual tiene una variación mínima para diversos tipos de caña.

$$PCSS = 4600 \text{ (kcal / kg)} \quad (\text{Ec. 1.6})$$

Debido a que en la práctica el bagazo utilizado para la combustión posee cierta cantidad de agua, en valor de PCS (bagazo húmedo) se calcula en base al porcentaje de humedad quedando:

$$PCS \text{ (bagazo húmedo)} = 4600 \times (1 - w/100) \text{ (kcal / kg)} \quad (\text{Ec. 1.7})$$

En la cual:

$$w = \text{Humedad del bagazo \%}$$

Por lo tanto, el PCI en base al PCS queda

$$PCI = PCS - (600 \times E) \left(\frac{Kcal}{Kg} \right) \quad (\text{Ec. 1.8})$$

Donde E es el agua producto de la combustión del hidrógeno más el contenido de humedad:

$$E = 9 \times H \times (1 - w/100) + w/100 \quad (\text{Ec. 1.9})$$

Donde H es el hidrogeno dentro de la composición elemental media del bagazo:

$$H = 0.065 \text{ kg/kg de bagazo} \quad (\text{Ec. 1.10})$$

1.3.10. Relación aire - combustible

Valor que expresa en peso o volumen de aire empleado por Kg o volumen de combustible bagazo.

Debido a que el combustible bagazo posee una humedad relativa, su cálculo está basado en relación con la humedad y el coeficiente de exceso de aire, por lo que (Hugot, 1963) la fórmula de la siguiente manera:

$$R_{a-cble} = 5.75 \times (1 - w) \times \lambda \quad (\text{Ec. 1.11})$$

En la cual:

$$w = \text{Humedad de bagazo \%}$$

$$\lambda = \text{Coeficiente de exceso de aire}$$

1.3.11. Relación gases de combustión - combustible

Valor que expresa en peso o volumen de gases de combustión por Kg o volumen de combustible bagazo.

Al estar relacionado de la misma forma con la humedad y el coeficiente de exceso de aire, se puede calcular de la siguiente manera.

$$R_{gcs-cble} = 5.75 \times (1 - w) \times \lambda + 1 \quad (\text{Ec. 1.12})$$

En la cual:

$w =$ Homedad de bagazo %

$\lambda =$ Coeficiente de exceso de aire

Actualmente en la practica la cantidad ideal de oxígeno no es suficiente para llevar a cabo una combustión completa, debido a una incompleta mezcla del combustible y el oxígeno. Es por ello que se debe aportar más cantidad de oxígeno y por consiguiente más aire de combustión de lo que es necesario estequiométricamente necesario. Es así que a esa entre el aire real necesario entre el aire necesario estequiométricamente se le denomina exceso de aire el cual se puede calcular en base al O₂ o al CO₂ presentes en los gases de la chimenea. Para su cálculo (Hugot, 1963) propone la siguiente formula en base a la cantidad de CO₂ presente en la chimenea

$$\lambda = \frac{0.196}{\gamma} \quad (\text{Ec. 1.13})$$

Donde γ es el contenido de CO₂ de los gases con relación a la unidad

1.3.12. Eficiencia de la caldera

Capacidad de lograr un efecto deseado utilizando el mínimo de recursos posibles en un menor tiempo. La comisión nacional para el ahorro de la energía (CONAE, 2007) en su informe de Eficiencia en calderas y combustión. Detalla dos métodos para calcular la eficiencia en una caldera las cuales se detallan a continuación:

- **Método directo**

Para este caso la eficiencia se define como la relación entre la energía aprovechada en la transformación de agua en vapor y la energía que suministra el combustible y se expresa en porcentaje.

$$\eta_{\text{caldera}} [\%] = \frac{Q_u (\text{Calor útil})}{Q_t (\text{Calor total})} * 100 = \frac{m_v * (h_{\text{vapor}} - h_{\text{agua}})}{PCI + R_{\text{a-cble}} * h_{\text{aire}}} * 100 \quad (\text{Ec. 1.14})$$

En la cual:

$m_v =$ Flujo de vapor en Kg/s

$h_{\text{vapor}} =$ Entalpia del vapor producido KJ/Kg

$h_{\text{agua}} =$ Entalpia del agua de alimentación a caldera KJ/Kg

$PCI =$ Poder calorifico inferior del combustible KJ/Kg

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

$h_{\text{aire}} =$ Entalpia del aire KJ/Kg

- **Método indirecto**

En este caso la eficiencia se calcula en base a las pérdidas de calor del sistema.

$$\eta = 100 - \sum \text{pérdidas} \quad (\text{Ec. 1.15})$$

Dichas pérdidas se basan a la humedad del combustible, calor en gases de combustión, inquemados de combustible, radiación, convección y purgas.

1.3.13. Tecnología y proceso de secado de bagazo

Según Rodríguez (2004) “el proceso unitario de secado, es la transferencia de un líquido desde un sólido húmedo hasta una fase gaseosa no saturada. Es la separación de pequeñas cantidades de un líquido que contiene un sólido”. En el secado de bagazo de caña, la humedad se evacúa de la masa fibrosa por medio de la evaporación o arrastre del líquido por contacto con un fluido gaseoso no saturado (vaporización), el cual puede ser aire caliente o gases de combustión.

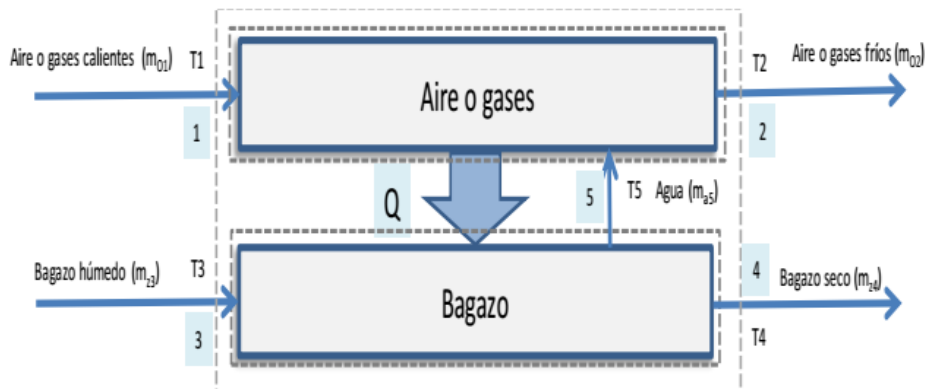


Figura 1.4: Balance de masa y energía del secado de bagazo con aire caliente

Fuente: Mario Roberto Muñoz Solares (2015)

Para evaporar el agua del bagazo se debe aumentar la temperatura de la biomasa cañera, el calor necesario para aumentar la temperatura de bagazo se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q_{et} = m \times C_{pb} \times (T_e - T_i) \quad (\text{Ec. 1.16})$$

En la cual:

Q_{et} = Calor necesario para elevar la temperatura del bagazo en KJ/h

m = Flujo másico de bagazo en Kg/h

C_{pb} = Calor específico del bagazo en $KJ/Kg - ^\circ C$

T_e = Temperatura de evaporación del agua $\sim 105^\circ C$

T_i = Temperatura inicial del bagazo a secar en $^\circ C$

Como el agua no tiene el mismo calor específico la masa fibrosa del bagazo, se debe calcular el calor para calentamiento el agua:

$$Q_{ca} = \omega \times (T_e - T_{ia}) \quad (\text{Ec. 1.17})$$

En la cual:

Q_{ca} = Calor necesario para calentar el agua en KJ/h

ω = Flujo masico de agua en el bagazo entrando al secador en Kg/h

T_e = Temperatura de evaporación del agua $\sim 105^\circ C$

T_{ia} = Temperatura inicial del agua en el bagazo en $^\circ C$

Después de calentar el agua, se suministra más calor al agua para que evapore, lo que se realiza a temperatura constante, el cual se calcula con la ecuación:

$$Q_{ev-a} = \omega \times I_v \quad (\text{Ec. 1.18})$$

En la cual:

Q_{ev-a} = Calor necesario para evaporar el agua en $KJ/h, Kw$

I_v = Calor latente de evaporación del agua, a presión atmosférica $2250 KJ/Kg$

1.3.14. Calor que debe suministrar el gas residual de combustión.

$$Q_{GR} = m_{gc} \times (h_{gc1} - h_{gc2}) \quad (\text{Ec. 1.19})$$

En la cual:

Q_{GR} = Calor nsuministrado por el fluido secante en KJ/h

m_{gc} = Flujo masico del fluido secante en Kg/h

h_{gc1} = Entalpia del fluido a la salida del secador en Kg/Kg

h_{gc2} = Entalpia del fluido a la entrada del secador en Kg/Kg

En un secador de contacto directo, como es el presente caso; la transferencia de calor del fluido caliente hacia el bagazo se realiza por conducción, convección y radiación, el mayor porcentaje en la transferencia de calor es por convección.

Calor transferido por convección:

$$Q_C = h_c \times A \times (T_s - T_f) \quad (\text{Ec. 1.20})$$

En la cual:

Q_c = Calor transferido por convección en KJ/Kg

h_c = Coeficiente de transferencia de calor convectivo en $Kj/h-m^2-^{\circ}C$

A = Área normal al flujo de calor en m^2

T_s = Temperatura superficial del bagazo en $^{\circ}C$

T_f = Temperatura del fluido secante en $^{\circ}C$

1.3.15. Parámetros del proceso de secado de bagazo

- **Humedad en el bagazo:**

Según Rodríguez (2004), en función del % de humedad del bagazo al entrar al secador dependerá el contenido de humedad al salir del mismo, ya que, una vez diseñado el secador, bajará en modo constante el mismo % de humedad, entonces, al ingresar con menor contenido de humedad al secador, saldrá con menor contenido de humedad. El calor que se entrega en el secador será constante sin considerar el contenido de humedad inicial del bagazo.

- **Flujo másico de bagazo:**

Según Rodríguez (2004), Los secadores se construyen para un flujo máximo de bagazo, si se utiliza menos flujo de bagazo húmedo, se obtendrá menor humedad en la salida, el secador está sub-utilizado. Al aumentar el flujo de bagazo la humedad final es mayor pues el gas de secado no alcanza a entrar en contacto directo con todo el flujo de partículas del bagazo.

- **Temperatura inicial del bagazo:**

Según Rodríguez (2004), Al aumentar la temperatura de bagazo, cada una de las partículas del mismo requerirá menos calor para calentarse y menor tiempo para evaporar el agua. Si la temperatura del bagazo baja, se deberá aportar más calor al secador para calentamiento del bagazo y la evaporación del agua.

- **Velocidad de fluido secante:**

Según Rodríguez (2004), A mayor velocidad del fluido secante se presenta mayor arrastre de partículas de agua, sin embargo, dicha velocidad no debe ser tal que el fluido secante arrastre partículas de bagazo fuera del secador, las cuales posiblemente no sean atrapadas en los ciclones posteriores que generalmente se colocan después de las cámaras de secado. Dentro de los secadores es deseable un flujo turbulento, donde se mezclen las partículas de bagazo con las del fluido secante mejorando así la transferencia de calor y el arrastre de humedad.

- **Temperatura de fluido secante:**

Según Rodríguez (2004), Mientras mayor sea la temperatura del fluido secante a la entrada del secador, menor tiempo llevará evaporar una cantidad específica de vapor de agua contenida en el bagazo.

Esto debido a que hay un mayor gradiente de temperatura entre el bagazo y el fluido secante, lo que aumenta la transferencia de calor. Un fluido con mayor temperatura también aumenta su temperatura de rocío lo que permite mayores cantidades de agua arrastradas antes de que dicho fluido llegue a las condiciones de saturación y condensación.

- **Humedad de fluido secante:**

Según Rodríguez (2004), El fluido secante debe estar lo más seco posible (baja humedad) ya que al ganar humedad y saturarse, ya no podrá extraer más humedad independientemente de la temperatura a la que se encuentre. A medida que el fluido secante circula por el secador pierde capacidad de extraer humedad, por esto las mejores tazas de secado se dan en la superficie inicial de los secadores.

- **Flujo de fluido secante:**

Según Rodríguez (2004), Al aumentar el flujo de fluido secante, también se aumenta la cantidad de calor dentro del secador lo que provoca un tiempo menor para secado.

- **Tiempo de residencia:**

Según Rodríguez (2004), Tiempo de residencia se le denomina al tiempo que el bagazo permanece dentro del secador, someterlo al calor por más tiempo garantiza una reducción mayor de la humedad. Por lo contrario, el tiempo de residencia para el fluido secante debe ser lo más bajo posible para evitar su saturación, a mayor temperatura del mismo más tiempo de residencia podrá ofrecer.

- **Tipo de secador:**

Según Rodríguez (2004), Hay secadores para bajo volumen de bagazo y grandes tazas de secado y alto volumen de bagazo, pero bajas tazas de secado, dependiendo del tipo de secador así será el resultado a la salida del mismo. Además, cada secador distribuye el bagazo de manera diferente en el área normal al flujo de calor.

1.3.16. Secadores de bagazo

Según Rodríguez (2004), El secado de bagazo tiene las mismas características que tiene el secado de biomasa. El secado puede hacerse con dos fuentes de calor: Con aire caliente y con gases de combustión. En las fábricas de los ingenios se cuenta con una considerable cantidad de gases calientes provenientes de las calderas que queman el bagazo, estos gases

salen hacia la atmósfera con temperaturas comprendidas entre 148 - 204°C (300 - 400 °F) por lo que aún se tiene la entalpía necesaria para transferir calor al bagazo y bajar así la humedad de los mismos.

Los parámetros más importantes a la hora de elegir un secador es el volumen de bagazo a secar por hora, la temperatura de gases disponible, la ideal es la mayor posible, el tiempo de residencia del bagazo dentro del secador y el tipo de secador según las necesidades y los recursos existentes en cada fábrica.

Aunque la teoría de secado indica que los contraflujos son mejores, cuando se está secando bagazo se recomienda que los flujos sean paralelos porque esto ayuda a que la temperatura final del bagazo sea menor y se reduce por tanto el riesgo de incendios, explosiones o combustiones espontáneas.

Por alta humedad inicial del bagazo, el volumen del mismo y los flujos calientes existentes en las fábricas de los ingenios, no todos los secadores de biomasa pueden adaptarse al bagazo. A continuación, los secadores que pueden utilizarse dependiendo de las necesidades de cada ingenio.

- **Secador rotativo**

Según Rodríguez (2004), El secador rotativo consiste en un cilindro hueco de cerca de 20 metros de largo y 1.5 metros de diámetro, montado diagonalmente sobre su base el cual es alimentado por bagazo húmedo en su extremo superior (25 - 45°C), y en el mismo extremo pero por debajo del bagazo entran los gases calientes (150°C), el cilindro gira lentamente para revolver el bagazo y permitir que todas las partículas entren en contacto con los gases calientes, el bagazo avanza con el movimiento del cilindro, según el grado de inclinación (5 - 15°) del mismo, al final el bagazo seco sale expulsado por gravedad a una banda que lo transporta para su almacenaje o utilización.

Los gases entran, viajan y salen del secador impulsados por un ventilador de tiro forzado, el cual toma los gases del ducto de gases de la caldera, los hace pasar por el interior del cilindro y luego salen hacia un ciclón colector de polvo, en el cual se desprenden partículas de bagazo que pudieran haber escapado junto con ellos, luego los gases salen a la atmósfera o son ingresados nuevamente al ducto de la caldera aguas arriba de donde fueron tomados. Los ventiladores inducidos de la caldera no aumentan considerablemente el consumo de energía eléctrica por el aumento de vapor en los gases provenientes de los secadores.



Figura 1.5: Secadores rotativos

Fuente: Mario Roberto Muñoz Solares (2015)

Estos secadores manejan flujos de hasta 60 t/h de material.

- **Ciclones separadores de bagazo**

Según Rodríguez (2004), Un ciclón es un equipo que se instala inmediatamente después de un secador de bagazo para que las partículas de fibra que han sido arrastradas junto con el gas secante se separen por efecto centrífugo y la pérdida de velocidad de manera que las partículas sólidas se depositen en el fondo, el gas o aire junto con la humedad removida del bagazo son enviados hacia una chimenea y se expulsan a la atmósfera sin generar polvos al ambiente.

Un ciclón se instala para reducir las pérdidas de bagazo por arrastre. En la figura, se observa un ciclón, de los cuales pueden colocarse varios en paralelo o en serie.

En estos equipos debe monitorearse el tiempo de residencia de la mezcla que entra para que permanezca el mayor tiempo posible en rotación mientras se logra la separación de materiales

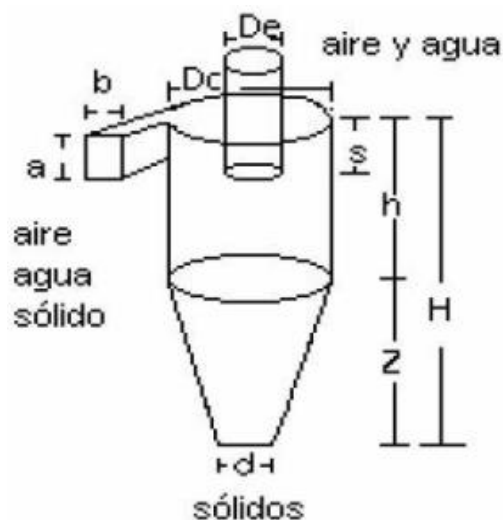


Figura 1.6: Esquema de un Ciclón – separador

Fuente: Mario Roberto Muñoz Solares (2015)

1.3.17. Tiempo de secado

En el secado se consideran la curva de velocidad de secado, en sus secciones principales, pues los factores controlantes cambian a lo largo de la curva.

$$R = -\frac{W_s d\bar{X}}{Ad\theta} = \frac{N_A M_A}{A} \quad (\text{Ec. 1.21})$$

En la cual:

R = Velocidad de secado, lb del liquido evaporado/h. pie² de superficie solida

W_s = Peso del solido seco

X = Contenido global de humedad del solido

Lb del liquido/Lb sólido seco.

1.3.18. Periodo de velocidad constante

La temperatura del sólido y la velocidad de secado aumentan o disminuyen para alcanzar la condición de estado estable.

Para alcanzar el estado estable la temperatura de la superficie del sólido es igual a la temperatura de bulbo húmedo del gas de combustión. Las temperaturas dentro del sólido también tienden a igualarse a la temperatura del bulbo húmedo de los gases.

Una vez que se igualan las temperaturas se mantienen casi constantes y la velocidad de secado permanece constante. Como la velocidad de secado es constante R será constante para R_c :

$$\theta_c = -\frac{W_s}{AR_c}(X_c - X_l) \quad (\text{Ec. 1.22})$$

X_c, X_l : Contenido de humedad al final e inicio respectivamente

R_c depende de los coeficientes de transferencia de calor y masa del medio desecante a la superficie sólida.

$$R_c = K_y (Y_l - Y_v) M_A = \frac{h_v}{I_l} (T_v - T_i) \quad (\text{Ec. 1.23})$$

En la cual:

T_v = Temperatura de gas caliente

T_i = Temperatura de la interfase liquida-gas

$h_v = h_c + h_r + Uk$

En la mayor parte de los casos, el calor transferido por radiación y conducción a través de lecho son insignificantes. Por lo tanto, el coeficiente para la transferencia total de calor es por convección y puede relacionarse como:

$$\frac{(h_v)}{(C_p G_v)} (N_{pr})^{2/3} = \left(\frac{DG_v}{\mu} \right)^n \quad (\text{Ec. 1.24})$$

1.3.19. Contenido crítico de humedad

Según Rodríguez (2004), El contenido de humedad existente al final del periodo de velocidad constante se conoce como contenido crítico de humedad. En este punto el movimiento de líquido hacia la superficie sólida es insuficiente para remplazar al líquido que este siendo evaporado.

El contenido crítico de humedad depende de la facilidad del líquido en transportarse a la superficie del sólido. A veces la dependencia del contenido crítico de humedad sobre la velocidad de secado es débil y con frecuencia puede ignorarse.

1.3.20. Periodo decreciente de secado

En este periodo la superficie del sólido está cada vez contiene menos líquido, debido al movimiento del líquido hacia la superficie, no hay un área superficial saturada de líquido. La forma de la curva de secado durante este periodo dependerá, de la estructura del sólido y de la proporción de secado durante el periodo de velocidad constante y del contenido crítico de humedad.

- **Humedad relativa:** Se define como el cociente de la presión parcial del vapor de una mezcla entre la presión de saturación a la misma temperatura de bulbo seco de la mezcla.

$$\phi = \frac{P_v}{P_g}$$

Si P_v , representa la presión real de vapor y P_g representa la presión de saturación a la misma temperatura.

1.3.21. Proceso de saturación adiabática:

Un proceso de saturación adiabática es uno de flujo constante y a presión total constante. Puede ser que el dispositivo este aislado, por lo que la temperatura final alcanzada por la mezcla cuando está completamente saturada se llama temperatura de saturación adiabática. En el interior ocurre una interacción de energía entre el gas que entra y el líquido, en la que la entalpía (calor latente) de evaporación proviene de los gases de combustión. Sirve para evaporar el líquido.

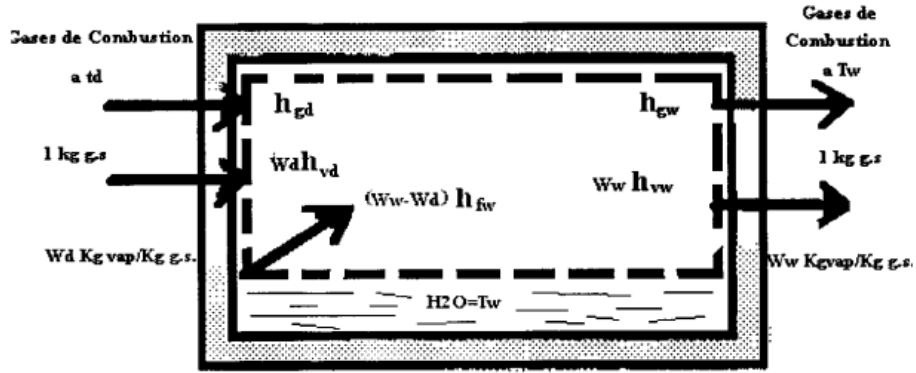


Figura 1.7: Esquema de proceso de saturación adiabática

Fuente: Rodríguez Huerta Miguel Ángel – Secado de bagazo (2004)

Este proceso siendo irreversible, la energía cinética es despreciable, no se realiza trabajo y $Q = 0$ en balance de energía para el diagrama anterior es:

$$h_{gd} + \omega_d h_{vd} + (\omega_w - \omega_d) h_{fw} = h_{gw} + \omega_w h_{vw} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot \text{g} \cdot \text{s}} \right] \quad (\text{Ec. 1.25})$$

Despejando la relación de humedad de los gases que entra.

$$\omega_g = \frac{\omega_w \times h_{fgw} + h_{gw} \frac{k_{g \times \text{vap}}}{k_{g \cdot \text{g} \cdot \text{s}}}}{h_{vd} - h_{fw}} \quad (\text{Ec. 1.26})$$

Una ecuación semiempírica fue desarrollada por Carrier y la cual simplifica el cálculo de la presión parcial de vapor solo para aire atmosférico.

$$P_v = P_{vw} - \frac{(P_m \times P_{vw})(T_d - t_w)}{2830 - 1.44T_w} \quad (\text{Ec. 1.27})$$

1.3.22. Humedad y acondicionamiento de gases

Se debe conocer la cantidad de vapor de agua contenida en los gases de combustión en el proceso de secado del bagazo de caña, pues conforme el sólido se va secando, el agua evaporada es arrastrada por los gases de combustión.

Entonces los gases de combustión pueden llegar a un punto donde los gases se saturan de vapor de agua, se dice que los gases contienen un 100% de humedad en este punto. La siguiente relación determina la humedad

$$H = \frac{p \cdot M_w P_w}{p \cdot M_{g \cdot s} P_{g \cdot s}} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

En la cual:

$P.M.w$: Peso molecular del agua.

$P.M - g.s$: Peso molecular de los gases secos.

P_w = Presión parcial del vapor de agua.

$P_{g.s}$ = Presión parcial de los gases secos

El porcentaje de humedad se obtiene de la división del peso del agua transportada por 1 lb de aire seco. Cuando los gases llegan a saturarse (100% de humedad) la presión parcial del vapor de agua es igual a la presión de agua líquida, según la condición dada. Como los gases contienen cierto porcentaje de humedad es necesario una cantidad de calor para subir en un °C la temperatura de los gases. Este calor se le conoce como calor de humedad.

$$S = CP_{g.s} + CP_w H \quad (\text{Ec. 1.29})$$

En la cual:

$CP_{g.s}$: Calor específico de los gases secos

CP_w : Calor específico de vapor de agua

Se debe determinar el punto de rocío de los gases desecantes, este punto es el límite que nos determina hasta donde son aprovechables los gases y aire para los requerimientos de secado. La mezcla de gases y vapor de agua se va a condensar al momento en que la temperatura llegue al punto de rocío, cuando ocurre esto el proceso ya no va a secar más, puesto que ahora va a humedecer el sólido. Por lo tanto, es conveniente que los gases no estén saturados. Como estos gases llevan una pequeña cantidad de agua, la temperatura del agua se aproxima a un equilibrio con la temperatura de los gases, cuando se llega al equilibrio de temperaturas, esta es más baja a la temperatura de los gases, pero mayor al punto de rocío. Es la temperatura de bulbo húmedo.

En la superficie del sólido húmedo se va a formar una capa de aire, a través de esta película va a ver difusión del vapor de agua, realizado por el calor latente de evaporación del agua

$$q = I_v \times \omega \quad (\text{Ec. 1.30})$$

En la cual:

I_v : Calor latente del agua

ω : Flujo del vapor de agua por la película

Transferencia de calor sensible en la capa:

$$q[w] = h \times A \times (t_g - t_w) \quad (\text{Ec. 1.31})$$

En la cual:

h : Coeficiente de transferencia de calor en la película del gas en $w/(m^2 \cdot ^\circ C)$

A : Área superficial m^2

t_g = Temperatura del gas en $^\circ C$

t_w = Temperatura del agua en $^\circ C$

1.3.23. Coeficiente de película de difusión

La difusión del vapor de agua a través de la película de los gases, el coeficiente de difusión varía con la temperatura de la película, se debe usar un valor promedio del coeficiente de difusión, y es bueno agrupar en un solo término los factores que afectan el coeficiente de difusión, la expresión es:

$$K_G = \frac{b_{gw}}{(P_b)_m \times B_g} \quad (\text{Ec. 1.32})$$

En la cual:

B_g = Grosor de la película

$(P_b)_m$ = Media logarítmica de presiones parciales

b_{gw} = Coeficiente de difusión

La velocidad de transferencia de vapor de agua a través de la película de gas hacia la interface, se expresa como diferencia de humedad.

$$\omega = K_G A \left(\frac{P.M.g.s}{P.M.w} \right) (H_w - H_g) \quad (\text{Ec. 1.33})$$

En la cual:

K_G = Coeficiente de difusión en la película

A = Área de interface

$P.M.s.g$ = Peso molecular de los gases secos

$P.M.w$ = Peso molecular de vapor de agua

H_w = Humedad de los gases en la interface

H_g = Humedad de los gases

$$H_w - H_g = \frac{h}{K'_G I_v} (t_g - t_w) \quad (\text{Ec. 1.34})$$

La temperatura de bulbo húmedo solo es afectada por la humedad y la temperatura. En la carta de humedad también es necesario conocer las líneas de temperatura de saturación

adiabática, si los gases pasan a través de un equipo aislado por donde también van los trozos de bagazo de caña, si el contacto entre los gases y el sólido húmedo es suficiente y el aparato también es suficiente, los gases salen prácticamente saturados del vapor de agua que ha sido evaporado del bagazo. Esta temperatura es determinada por:

$$t = \frac{I_s \times (H_s - H)}{Cp_{g.s} + Cp_w H} + t_s \quad (\text{Ec. 1.35})$$

En la cual:

I_s = Calor latente de evaporación a la temperatura de saturación

t_s = Temperatura de saturación

H_s = Humedad de saturación correspondiente a la misma temperatura

H = Humedad a la que entran los gases

t = Temperatura de saturación adiabática

Lewis demostró que h/KG' es igual al calor de humedad, la temperatura de saturación adiabática es idéntica a la temperatura de bulbo húmedo.

1.3.24. Rendimiento de secador rotativo

$$\eta(\%) = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_a} \quad (\text{Ec. 1.36})$$

En la cual:

T_1 = Temperatura del gas caliente, entrada al secador

T_2 = Temperatura del gas a la salida del secador

T_a = Temperarura ambiente

1.4. Formulación del problema

¿De qué manera el dimensionamiento y selección de un secador de bagazo por gases de combustión aumentará la eficiencia de la caldera de una empresa azucarera?

1.5. Justificación del estudio

Para el siguiente proyecto, la investigación se ve justificada en base a los siguientes criterios:

Justificación económica

El diseño de un precalentador de combustible bagazo permitirá la reducción de combustibles fósiles adicionales permitiendo ahorros económicos.

Justificación tecnológica

Permitirá involucrarse en técnicas de estudio modernas que permitirán la implementación de equipos que aumentarán el rendimiento de las calderas bagaceras.

Justificación institucional

El análisis de nuevas técnicas y tecnologías aplicadas permitirán que el estudiante aprenda y aplique sus conocimientos en las distintas ramas de la energía.

Justificación ambiental:

Reduciendo el uso de combustibles fósiles adicionales permitirá que los gases evacuados a la atmosfera sean menos contaminantes.

1.6. Hipótesis

Mediante el dimensionamiento y selección de un secador de bagazo por gases de combustión permitirá aumentar la eficiencia de la caldera de vapor de un ingenio azucarero, pues aumentará el PCI del combustible

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo general

Dimensionar y seleccionar un secador rotativo de bagazo por gases de combustión de un ingenio azucarero para aumentar el Poder calorífico del combustible y el rendimiento de la caldera

1.7.2. Objetivos específicos

- Determinar el consumo actual del combustible bagazo.
- Calcular las pérdidas térmicas con el rendimiento actual de la caldera bagacera.
- Dimensionar, en base al análisis térmico y de transferencia de calor y masa, el secador de bagazo por gases de combustión.
- Calcular el nuevo valor del Poder Calorífico Inferior del bagazo seco
- Calcular el consumo de bagazo y el rendimiento de la caldera con bagazo seco
- Realizar el análisis económico financiero
- Realizar el análisis del impacto medio ambiental

II. MÉTODO

2.1. Diseño de la investigación

El estudio es Pre-Experimental aplicado porque se trata de resolver un problema industrial con el uso racional de la tecnología.

2.2. Variables, Operacionalización

En secador de bagazo por gases residuales

VARIABLES INDEPENDIENTES:

- Flujo másico de bagazo húmedo, flujo de gases residuales, Kg/h

VARIABLES DEPENDIENTES:

- Flujo másico de bagazo seco (Kg/h); $PCI2$ (Kj/Kg)

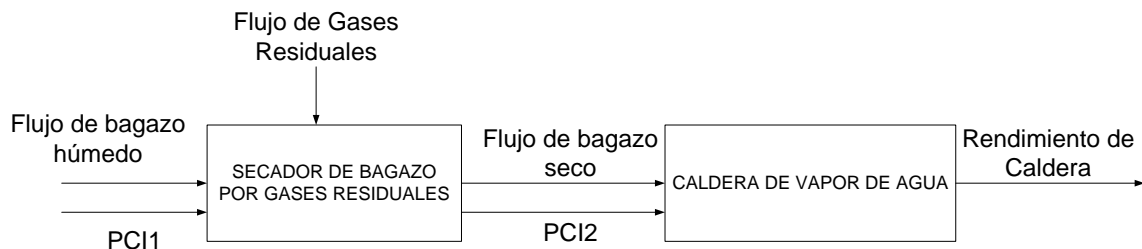
En Caldera de vapor de agua

VARIABLES INDEPENDIENTES:

- Flujo másico de bagazo seco, $PCI2$ (Kj/Kg)

VARIABLES DEPENDIENTES:

- Rendimiento de la caldera, %



Esquema 1.2: Variables dependientes e independientes del proceso.

Tabla 2.1: Operacionalización de variables

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
Flujo másico de combustible bagazo	Cantidad de masa que pasa por la sección transversal de un conducto, a cierta velocidad	Cantidad de combustible húmedo disponible en el ingreso al hogar de la caldera	Alto: >30 kg/s Bajo: < 10 kg/s Medio: > 25 kg/s y < 35 kg/s	Cuantitativo de intervalo
Poder Calorífico Inferior, PCI	Sumatoria de los productos entre el calor de combustión un componente y su participación másica	Calor que entrega un combustible en el proceso de combustión	Alto: >7800 kJ/kg Bajo: < 7600 kg/s Medio: > 7600 kg/s y < 7700 kg/s	Cuantitativo de intervalo
Flujo de gases residuales	Cantidad de gas que pasa por la sección transversal de un conducto, a cierta velocidad	Producto entre la densidad, sección transversal y velocidad de un gas en un conducto	Alto: >85 kg/s Bajo: < 10 kg/s Medio: > 70 kg/s y < 85 kg/s	Cuantitativo de intervalo

Eficiencia de la caldera	Funcionamiento del equipo en óptimas condiciones	Relación entre el calor útil obtenido y el calor total utilizado en caldera	Alto: >75 % Bajo: < 65% Medio: > 70 % y < 75 %	Cualitativa ordinal
---------------------------------	--	---	--	---------------------

2.3. Población y muestra

Población

Calderas Acuotubulares.

Muestra

Calderas Acuotubulares bagaceras

Unidad de análisis

Caldera Acuotubular bagacera N°20 de la empresa Cartavio S.A.A de 120,000 kg-vapor/h – 40bar – 392°C

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Como técnicas de recolección de datos se utilizará las detalladas a continuación:

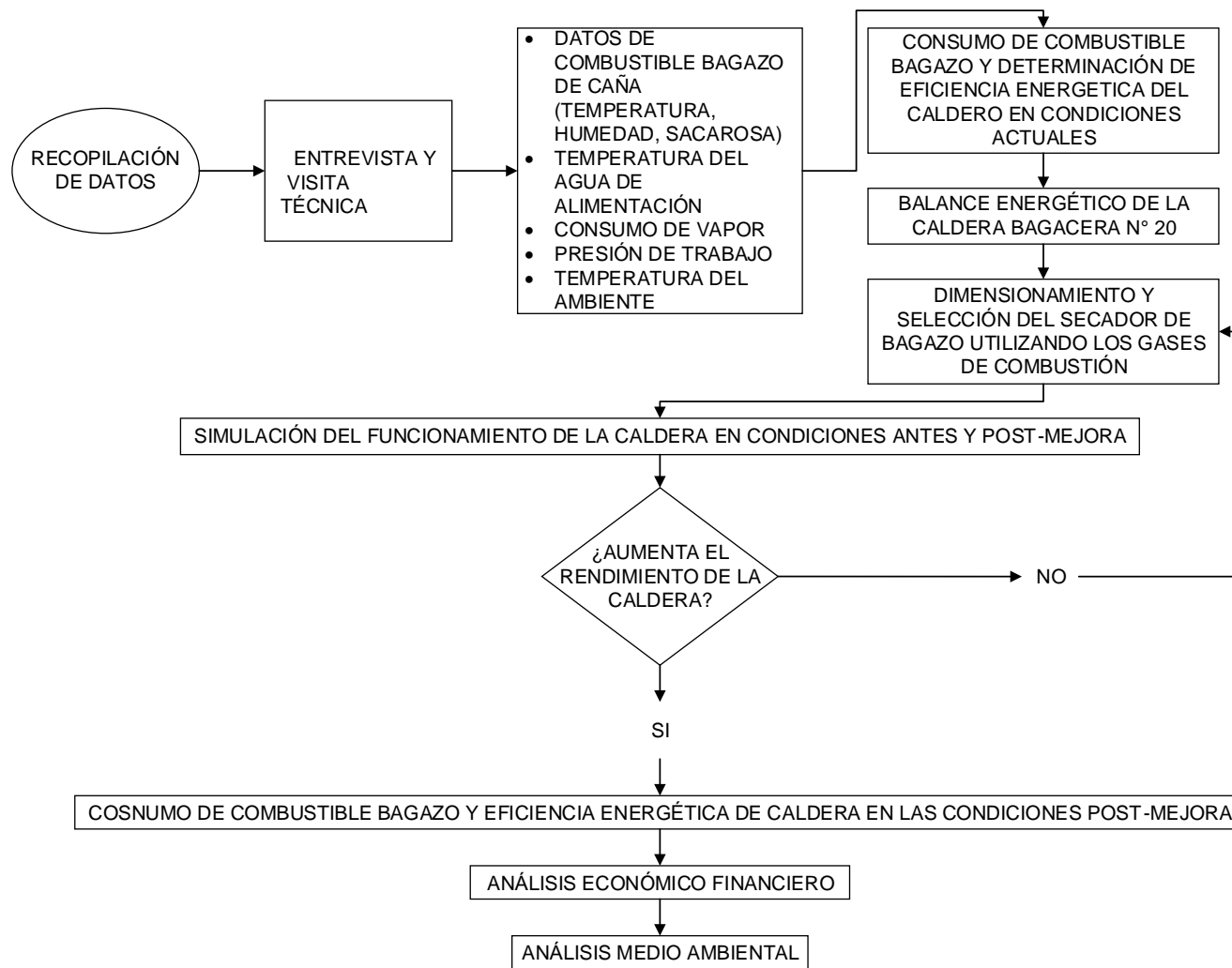
- Inspección visual
- Entrevista con encargado de área de energía
- Cálculos energéticos

Como instrumentos se tendrán encuesta los siguientes:

- Cuestionarios
- Formularios
- Flujometro
- Manómetros
- Termómetro
- Tablas termodinámicas

2.5. Método de análisis de datos

Se realizó un balance energético para determinar los parámetros actuales de funcionamiento del caldero y simular el funcionamiento y evaluar las condiciones post-mejora del sistema.



Metodología para el diseño de investigación

III. RESULTADOS

Tabla 3.1: Determinación del rendimiento energético de caldera N°. 20 – Cartavio S.A.A

INGRESO DE DATOS													
Ítem		Ene-16	Feb-16	Mar-16	Abr-16	May-16	Jun-16	Jul-16	Ago-16	Set-16	Oct-16	Nov-16	Dic-16
1	Presión vapor	bar	40.21	40.21	40.21	40.21	40.21	40.21	40.21	40.21	40.21	40.21	40.21
2	Temp vapor	°C	392	392	392	392	392	392	392	392	392	392	392
3	Temp agua a caldera	°C	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108
4	Bagazo consumido	Ton/mes	42067.5	40191.12	57374	7106.3	41472.6	41240	40366	40482	40075	40715	40890
5	Vapor producido	Ton/mes	82722	77033	107462	13362	77567	79041	78892	78288	75297	75869	76656
6	Tiempo de operación	h/mes	710	690	985	122	712	708	693	695	688	699	702
7	Temperatura de gases en hogar	°C	900	900	900	900	900	900	900	900	900	900	900
8	Temperatura del aire	°C	57	57	57	57	57	57	57	57	57	57	57
9	Temperatura gases residuales	°C	250	255	253	251	257	253	250	253	251	250	255
10	Humedad del bagazo	% en peso	48.5	49.25	50.15	50.1	50	49.3	48.75	49	50.15	50.5	50
11	Pol residual en bagazo	% en peso	2.1	1.75	2.2	2.3	2.1	2.15	2	1.9	2.15	2.2	2.25
12	Calor perdido fijo	% Calor total	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11
RESULTADOS													
1	Entalpía del aire	kJ/kg	66.69	66.69	66.69	66.69	66.69	66.69	66.69	66.69	66.69	66.69	66.69
2	Entalpía del gas en hogar	kJ/kg	1161	1161	1161	1161	1161	1161	1161	1161	1161	1161	1161
3	Relación aire combustible	kg aire/kg cble	6.14	6.01	5.83	5.83	5.86	5.99	6.09	6.05	5.83	5.76	5.85
4	Entalpía del gas residual	kJ/kg	277.5	283.05	280.83	278.61	285.27	280.83	277.5	280.83	278.61	277.5	283.05
5	Poder calorífico inferior del bagazo	kJ/kg	7876.17	7734.92625	7538.1	7545.1	7571.71	7712.2	7828.6	7781	7539.7	7467.1	7567
6	Entalpía del agua	kJ/kg	452.196	452.196	452.2	452.2	452.196	452.2	452.2	452.2	452.2	452.2	452.196

7	Entalpía del vapor	kJ/kg	3195.1	3195.1	3195.1	3195.1	3195.1	3195.1	3195.1	3195.1	3195.1	3195.1	3195.1	3195.1
8	Flujo aire	Ton/mes	258145	241443	334350	41457	242956	246886	245947	244896	233594	234627	239367	242642
9	Flujo gases de combustión	Ton/mes	300212	281634	391725	48564	284428	288125	286313	285378	273668	275342	280257	283416
10	Calor en cble	kw	129629	125151	121967	122080	122510	124784	126666	125896	121992	120817	122434	124152
11	Calor en el aire	kw	6735	6482	6288	6295	6321	6460	6575	6528	6290	6218	6317	6421
12	Calor perdido en gases residuales	kw	32593	32092	31023	30807	31655	31746	31847	32031	30784	30364	31389	32083
13	Calor Total a Caldera	kw	136364	131633	128255	128375	128832	131244	133241	132424	128282	127036	128751	130574
14	Calor perdido fijo	kw	15000	14480	14108	14121	14171	14437	14656	14567	14111	13974	14163	14363
15	Calor útil	kw	88771	85062	83124	83447	83005	85061	86737	85826	83387	82698	83199	84127
16	Rendimiento de caldera	%	65.10%	64.62%	64.81%	65.00%	64.43%	64.81%	65.10%	64.81%	65.00%	65.10%	64.62%	64.43%

Fuente: Planta – Cartavio S.A.A (2016)

Datos de caldera

$$t_{\text{agua-entrada}} = 108^{\circ}\text{C}$$

$$m_v = 120,000 \text{ kg / h}$$

$$t_v = 392^{\circ}\text{C}$$

$$P_v = 40.21 \text{ bar}$$

Balance de energía en la caldera

Entalpía del vapor producido

$$h_{40.21\text{bar},392^{\circ}\text{c}} = 3,195.10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Entalpía del agua de alimentación de la caldera

$$h_{108^{\circ}\text{c}} = 452.95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

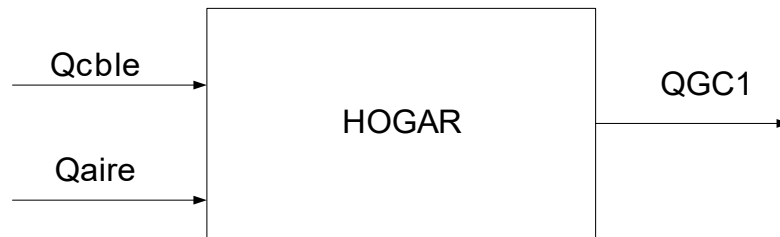


Figura 3.1: Balance de energía en hogar

En la cual:

Flujo térmico en el combustible:

$$Q_{\text{cble}} (\text{kw}) = m_{\text{cble}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \times PCI \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Flujo térmico del aire

$$Q_{\text{aire}} (\text{kw}) = m_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \times h_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q_{\text{aire}} (\text{kw}) = R_{\text{a-cble}} \left(\frac{\text{kg-aire}}{\text{kg-cble}} \right) \times m_{\text{cble}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \times h_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Flujo térmico en el gas de combustión

$$Q_{\text{GC1}} (\text{kw}) = m_{\text{GC}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \times h_{\text{GC1}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q_{\text{GC1}} (\text{kw}) = R_{\text{GC-cble}} \left(\frac{\text{kg-GC}}{\text{kg-cble}} \right) \times m_{\text{cble}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \times h_{\text{GC1}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Poder calorífico inferior del bagazo

Humedad residual (w_1): 48.5%

Sacarosa residual: 2.10% en peso

Utilizando la ecuación de Hugot, página 623

$$PCI \left(\frac{kcal}{kg} \right) = 4,250 - 7.5 \times s - 48.5 \times w$$

$$PCI = 4250 - 7.5 \times 2.1 - 48.5 \times 48.5$$

$$PCI = 1,882 \frac{kcal}{kg} = 7,874 \frac{kJ}{kg}$$

Temperatura del gas de combustión en el hogar de la caldera: 900 °C, de datos de Planta

Entalpía del gas caliente: 1,161 kJ / kg, ver anexos

Temperatura del aire para combustión: 54 °C

Entalpía del aire para combustión: 60.48 kJ / kg

Cálculo de relación de aire-combustible

$$R_{a-cble} = \frac{PCI - h_{gcal}}{h_{gcal} - h_{aire}}$$

$$R_{a-cble} = \frac{7,874 - 1,161}{1,161 - 60.48}$$

$$R_{a-cble} = 6.1 \frac{kg - aire}{kg - bagazo}$$

Cálculo del flujo de combustible con bagazo húmedo

Datos de planta

Rendimiento de la caldera: 68.5 %

Flujo de vapor producido, a carga nominal: 120,000 kg/h

Consumo promedio anual de combustible en caldera N° 20, a carga nominal

$$m_{cble} = \frac{m_v \times (h_v - h_{agua})}{[PCI + R_{aire-cble} \times h_{aire}] \times \eta_{cald}}$$

$$m_{cble1} = \frac{120,000 \frac{kg-v}{h} \times (3,195.10 - 452.95) \frac{kJ}{kg}}{[7,874 + 6.1 \times 60.48] \frac{kJ}{kg} \times 0.685}$$

$$m_{cble1} = 58,277 \frac{kg - bagazo}{h}$$

Flujo de gases residuales

$$m_{GR} = (1 + 6.1) \frac{kg - gases}{kg - bagazo} \times 58,277 \frac{kg - bagazo}{h}$$

$$m_{GR} = 413,767 \frac{kg - GR}{h}$$

Composición másica de los gases residuales

$$CO_2 = 13\%$$

$$H_2O = 11\%$$

$$N_2 = 76\%$$

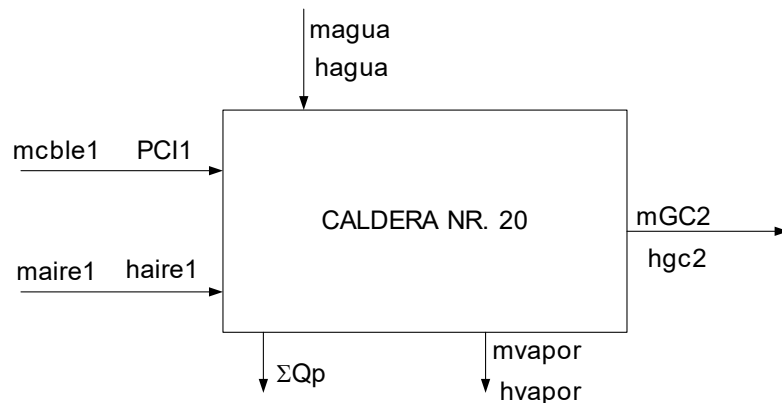


Figura 3.2: Balance de energía en caldera N° 20, antes de secar el bagazo

Calor perdido en caldera N° 20

$$Q_p (kw) = Q_i - Q_u$$

Flujo térmico total que ingresa a la caldera quemado bagazo húmedo

$$Q_i (kw) = m_{cble} \times [PCI + R_{a-cble} \times h_{aire}]$$

$$Q_i (kw) = 16.18 \frac{kg - bagazo}{s} \times [7,874 + 6.1 \times 60.48] \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_i (kw) = 133,371kw$$

Flujo térmico útil de la caldera

$$Q_u (kw) = m_v \left(\frac{kg}{s} \right) \times (h_v - h_{agua}) \frac{kJ}{kg}$$

En la cual:

$$mv = \text{flujo másico de vapor producido por la caldera} = 120,000 \frac{kg}{h} = 33.34 \frac{kg}{s}$$

$$Q_u (kw) = 33.34 \left(\frac{kg}{s} \right) \times (3,195.10 - 452.95) \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_u = 91,423.3kw$$

Cálculo del calor perdido fijo en caldera, en kw

$$\rightarrow Q_p (kw) = Q_i - Q_u$$

$$Q_p = 133,371 - 91,423.3$$

$$Q_p = 41,947.70kw$$

$$\rightarrow Q_{p-variable} (kw) = m_{GC2} \times h_{GC2}$$

$$Q_{p-variable} = 114.93 \frac{kg}{s} \times 225 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{p-variable} = 25,859.25kw$$

$$\rightarrow Q_{p-fijas} (kw) = 41,947.70 - 25,859.25$$

$$Q_{p-fijas} = 16,088.45 kw = 11 \% \text{ del } Q_t$$

Verificación del rendimiento térmico de la caldera

Con datos de producción:

- Consumo mensual de bagazo: 42067 TM/mes = 16.46 kg/s (para 710 horas de operación)
- Vapor mensual generado: 83720 TM/mes = 32.75 kg/s
- Humedad promedio mensual del bagazo: 48.5%
- Pol en bagazo: 2.20 %
- PCI = 7870 kJ/kg
- Entalpía del aire = 66.69 kJ/kg (para $t_{aire} = 57^\circ C$)

De medición en el hogar (figura en pantalla):

Temperatura del gas en el hogar de la caldera: $900^\circ C \rightarrow h_{gas} = 1100 kJ/kg$

Relación aire combustible: $6.110 kg - aire/kg - cble$

Para el vapor: $P = 40bar, T = 400^\circ C, h_{vapor} = 3,195 kJ/kg$

Entalpía del agua a caldera: $452 kJ/kg$ (para $t = 108^\circ C$)

$$\eta_{caldera} = \frac{m_v \left(\frac{kg}{s} \right) \times (h_v - h_a) \left(\frac{kJ}{kg} \right)}{m_{cble} \times \left(PCI \left(\frac{kJ}{kg} \right) + R_{a-cble} \left(\frac{kg - aire}{kg - cble} \right) \times h_{aire} \left(\frac{kJ}{kg} \right) \right)} \times 100$$

Reemplazando:

$$\eta_{caldera} = \frac{32.75 \left(\frac{kg}{s} \right) \times (3195 - 452) \left(\frac{kJ}{kg} \right)}{16.46 \left(\frac{kg}{s} \right) \times \left(7870 \left(\frac{kJ}{kg} \right) + 6.11 \left(\frac{kg - aire}{kg - cble} \right) \times 66.69 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \right)} \times 100$$

$$\eta_{caldera} = \frac{89833.25kw}{136247.25kw} \times 100 = 65.93\%$$

Que está en el orden del valor dado en Planta.

En la hoja de cálculo diseñada para validar los resultados se harán cálculos para la situación actual, con datos de producción del año 2016 y la situación proyectada, con bagazo seco

Balance de masa y energía en secador rotativo

Humedad del bagazo inicial (w_1): 48.5%

Como valor mínimo admisible consideramos

Humedad del bagazo final, proyectada (w_2): 44.5 %

Agua en bagazo inicial

$$w_1 \times m_{bagazo1} = 0.485 \times 58,277 \frac{kg}{h} = 28,264 \frac{kg}{h}$$

Masa seca del bagazo

$$m_{seca} = m_{bgzo1} - m_{agua1}$$

$$m_{seca} = 58,277 - 28,264$$

$$m_{seca} = 30,013 \text{ kg / h}$$

Masa del bagazo secador:

$$m_{bagazo2} = m_{seca} + m_{agua2}$$

$$m_{bagazo2} = m_{seca} + w_2 \times m_{bagazo2}$$

Despejando

$$m_{\text{bagazo2}} = \frac{m_{\text{seca}}}{(1 - w_2)}$$
$$m_{\text{bagazo2}} = \frac{30,013 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{(1 - 0.445)}$$
$$m_{\text{bagazo2}} = 54,077 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Flujo de agua a evaporar del bagazo

$$m_{\text{evap}} = m_{\text{bagazo1}} - m_{\text{bagazo2}}$$
$$m_{\text{evap}} = 58,277 - 54,077$$
$$m_{\text{evap}} = 4,200 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Calor neto necesario para evaporar

$$Q_{u1} (\text{kW}) = m_{\text{evap}} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \left[(h_{\text{sat}} - h_{\text{agua1}}) \times \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + l_v \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$
$$Q_{u1} (\text{kW}) = 1.166 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \left(2,251 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$
$$Q_{u1} = 2,625 \text{kW}$$

Calor para calentar el bagazo

$$Q_{u2} (\text{kW}) = m_{\text{bagazo}} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (t_{\text{bagazo2}} - t_{\text{bagazo1}}) ^\circ\text{C} \times \overline{CP} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times ^\circ\text{C}} \right)$$
$$Q_{u2} (\text{kW}) = 16.18 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (100 - 45) ^\circ\text{C} \times 2.75 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times ^\circ\text{C}} \right)$$
$$Q_{u2} = 2,447.25 \text{kW}$$

Calor útil total:

$$Q_{\text{total}} (\text{kW}) = Q_{u1} + Q_{u2}$$
$$Q_{\text{total}} = 2,625 + 2,447.25$$
$$Q_{\text{total}} = 5,072.2 \text{kW}$$

Entonces la potencia térmica del secador será de 5,072.2kW

Calor total necesario para evaporar el agua del bagazo

$$Q_t (kw) = \frac{Q_u}{\eta}$$

$$Q_t = \frac{5,072.2kw}{0.95}$$

$$Q_t = 5,339.15kw$$

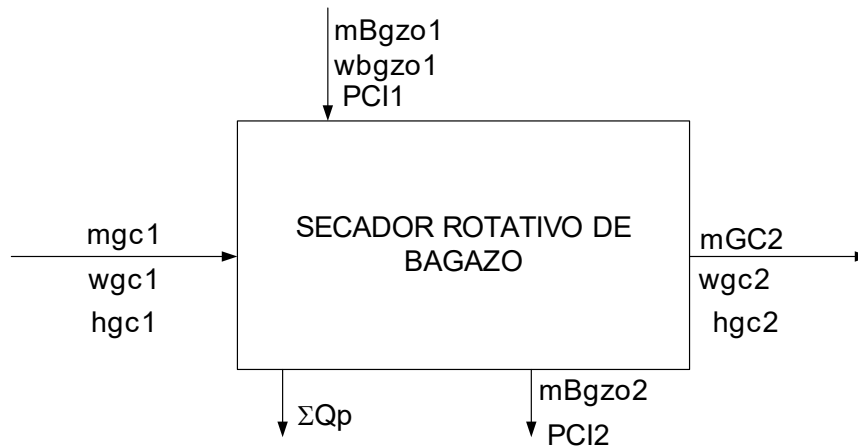


Figura 3.3: Balance de energía y masa en secador rotativo

Flujo de bagazo después del secado:

$$m_{cble2} = m_{cble1} - m_{evap}$$

$$m_{cble2} = 58,277 - 4,200$$

$$m_{cble2} = 54,077 \frac{kg}{h}$$

Poder calorífico del bagazo después del secado

$$PCI \left(\frac{kcal}{kg} \right) = 4,250 - 7.5 \times s - 48.5 \times w_2$$

$$PCI = 4250 - 7.5 \times 2.1 - 48.5 \times 44.5$$

$$PCI = 2,076 \frac{kcal}{kg} = 8,685.98 \frac{kJ}{kg}$$

Relación aire combustible con bagazo seco

Se mantiene la misma temperatura del hogar, 900 °C, así como la temperatura del aire, 56 °C

$$\Rightarrow R_{a-cble} = \frac{PCI - h_{gcal}}{h_{gcal} - h_{aire}}$$

$$R_{a-cble} = \frac{8,685.98 - 1,161}{1,161 - 60.48}$$

$$R_{a-cble} = 6.84 \frac{kg - aire}{kg - bagazo}$$

$$Q_{t2} = m_{cble2} \times (PCI_2 - R_{a-cble2} \times h_a)$$

$$Q_{t2} = Q_{util} + Q_{p-fijas} + Q_{p-variable2}$$

$$Q_{t2} = Q_{util} + Q_{p-fijas} + m_{cble2} \times R_{GC-cble} \times h_{GC2}$$

$$Q_{util} = m_{cble2} \times \left[(PCI_2 + R_{a-cble2} \times h_a) \times (1 - \%Q_{p-fijas}) - R_{GC-cble} \times h_{GC2} \right]$$

Flujo de bagazo seco con una humedad de $w_2 = 44.5\%$ en caldero

$$m_{cble2} = \frac{Q_{util}}{\left[(PCI_2 + R_{a-cble2} \times h_a) \times (1 - \%Q_{p-fijas}) - R_{GC-cble} \times h_{GC2} \right]}$$

$$m_{cble2} = \frac{91423.3kw}{\left[(8,685.98 + 6.84 \times 60.48) \times (1 - 0.11) - 7.84 \times 219.38 \right]}$$

$$m_{cble2} = \frac{91,423.3kw}{6,378.76 \frac{kJ}{kg}}$$

$$m_{cble2} = 14.33 \frac{kg}{s} = 51,588 \frac{kg}{h} = 51.58 \frac{TM}{h}$$

Reducción del consumo de combustible por secado del bagazo

$$\Delta m_{cble} \left(\frac{kg}{h} \right) = m_{cble1} - m_{cble2}$$

$$\Delta m_{cble} = 58,277 - 51,588$$

$$\Delta m_{cble} = 6,689 \frac{kg}{h} = 6.68 \frac{TM}{h}$$

$$Q_{t2} = 14.33 \frac{kg}{s} \times (8,685.98 + 6.84 \times 60.48) \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{t2} = 130,398.17 kW$$

$$\eta_{cald2} = \frac{91,423.3 kW}{130398.17 kW} \times 100$$

$$\eta_{cald2} = 70.11\%$$

Incremento del rendimiento de la caldera por secado de combustible bagazo

$$\Delta \eta_{cald} = \eta_{cald2} - \eta_{cald1}$$

$$\Delta \eta_{cald} = 70.11\% - 65.93\%$$

$$\Delta \eta_{cald} = 4.18\%$$

DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR ROTATIVO CON GASES DE COMBUSTIÓN

Tiempo de paso de una partícula por un secador rotativo

Friedman y Marshall sugieren la siguiente relación para el tiempo de residencia t en minutos en el caudal:

$$\theta(\text{min}) = \frac{0.23 \times L}{SN^{0.9} D} \pm 0.6 \frac{BLG}{F}$$

En la cual:

θ = Tiempo de residencia de la partícula de bagazo en el secador

$B = 5 \times D_p^{-0.5}$ Constante cuyo valor depende del material a secar = 0.074536

D_p = Promedio ponderado del tamaño de partícula del material = 0.45 cm

F = Velocidad de alimentación, $(kg \text{ material}/s) / m^2$ (área transversal al flujo): 10.25

Rango: 12.....16, F = Flujo del bagazo/Superficie del secador

S = Inclinación, pie/pie : 0.05 (5%)

N = Velocidad angular, rpm : 5

L = Longitud del secador, m

D = Diametro del secador, m

G = Velocidad másica del gas = Flujo del gas/Superficie del secador $kg/(s \times m^2) = 15$

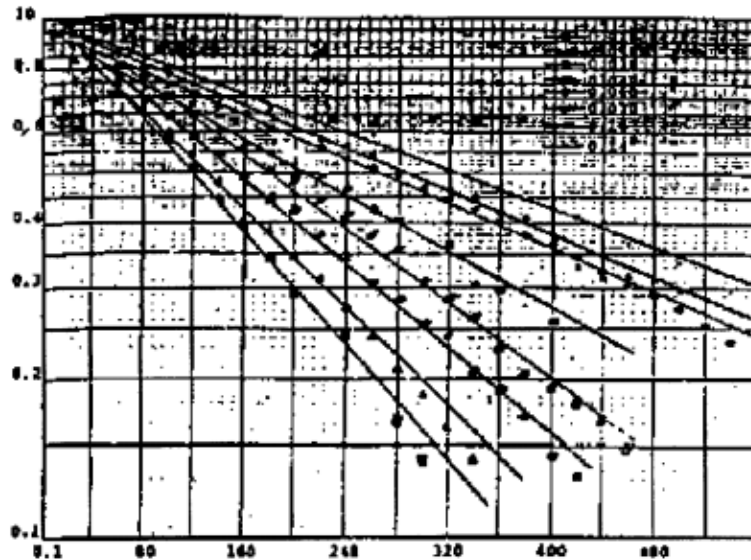
Rango: 14.....18

$$B = 0.05 \times Dp^{-0.5}$$

$$B = 0.05 \times 0.45^{-0.5}$$

$$B = 0.074536$$

Fuente: Universidad autónoma metropolitana; Unidad Iztapalapa – México; Seminario de proyectos; Secado del bagazo; Autor: Rodríguez Huerta, Miguel Ángel; Carrera: Ingeniería en Energía <http://148.206.53.84/tesiuami/UAM5554.pdf>



Gráfica 1: (Y: Contenido de humedad Fraccional vs. X: Tiempo de Secado, min) Curvas semilogarítmicas de secado en función de humedades del aire

(temperatura del aire: 170 °C, Velocidad del gas: 3 m/s; tamaño de la partícula: 0.45 cm)

Fuente: Rodríguez Huerta Miguel Ángel – Secado de bagazo (2004)

Para el secador con gases de combustión podemos tomar los datos de curva de secamiento en función de la humedad del aire, temperatura del aire la gráfica 1, 170°C y un tamaño de partícula de 0.45 cm. Para tener una aproximación del tamaño del secador rotatorio ya que no se cuentan con los datos experimentales con gases de combustión.

Las velocidades de masa de gas de combustión varían por lo común de 0.5 a 5 kg/ m2. en los secadores industriales.

Inclinación: $S = 0.06 \text{ m/m}$ (6%)

Velocidad de rotación del secador, afectado con su exponente: $N^{0.9} = 5^{0.9} = 4.256$

Relación entre longitud y diámetro del secador: $\frac{\text{Longitud del secador}}{\text{Diámetro del secador}} = 5$

Según Rodríguez Huerta, Miguel Ángel el tiempo que necesita una partícula de bagazo de caña, para reducir su humedad de 48.5% hasta una humedad del 44.5% es de aproximadamente de 80 a 90 segundos que debe permanecer dentro del secador, se toma 90 segundos = 1.5 minutos

Para calcular la longitud del secador, utilizaremos la ecuación de Friedman y Marshall

$$\theta[\text{min}] = \frac{0.23 \times L}{SN^{0.9} D} - 0.6 \frac{BLG}{F}$$

Procesando: longitud necesaria del secador:

$$\theta[\text{min}] = \frac{0.23 \times L}{SN^{0.9} D} - 0.6 \frac{BLG}{F}$$

$$1.5 \text{ min} = \frac{0.23 \times 5}{0.06 \times 4.256} - 0.6 \times \frac{0.074536 \times L \times 15}{14.5}$$

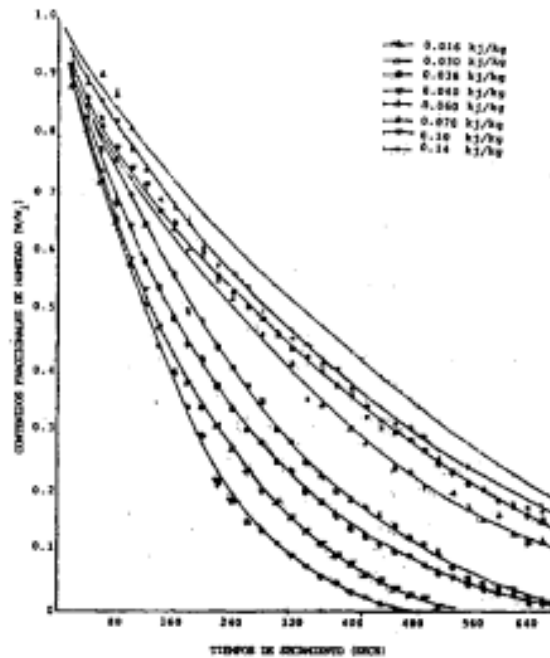
$$1.5 \text{ min} = 4.5027 - 0.0463 \times L$$

$$L = \frac{4.5027 - 1.5}{0.0463}$$

$$L = 64.85 \text{ pies} = 19.77 \text{ m}$$

Cálculo del diámetro del secador:

$$\frac{L_{\text{secador}}}{D_{\text{secador}}} \rightarrow D_{\text{secador}} = \frac{19.77}{5} = 3.954 \text{ m}$$



Gráfica 2: humedad del bagazo vs tiempo de secado, en segundos

Fuente: Rodríguez Huerta Miguel Ángel – Secado de bagazo (2004)

Volumen del secador:

$$V = \frac{\pi \times D^2}{4} \times L$$

$$V = \frac{\pi \times 3.954^2}{4} \times 19.77$$

$$V = 242.75 m^3$$

De las recomendaciones comerciales se sugiere que el volumen ocupado por el bagazo de caña dentro del secador sea entre un 10 y 20 % del volumen total del secador rotatorio. Para que el flujo de aire o gases de chimenea pase entre las partículas del bagazo y el secado sea uniforme.

Rendimiento del secador de bagazo por gases residuales

$$\eta(\%) = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_a}$$

En la cual:

T_1 = Temperatura del gas caliente, entrada al secador

T_2 = Temperatura del gas a la salida del secador

T_a = Temperatura ambiente

$$\rightarrow \eta(\%) = \frac{200 - 150}{200 - 25} \times 100$$
$$\eta = 28.57\%$$

El rendimiento es bajo pues la diferencia de temperatura entre el gas a la entrada y a la salida es baja, alcanza solamente el 50%, debido a la utilización de gas residual de caldera y a la limitación de la temperatura del gas de salida, que no puede tener un valor menor a 150 °C para no alcanzar la temperatura de rocío y formar ácidos que destruirían el secador.

Selección del secador de bagazo por gases residuales

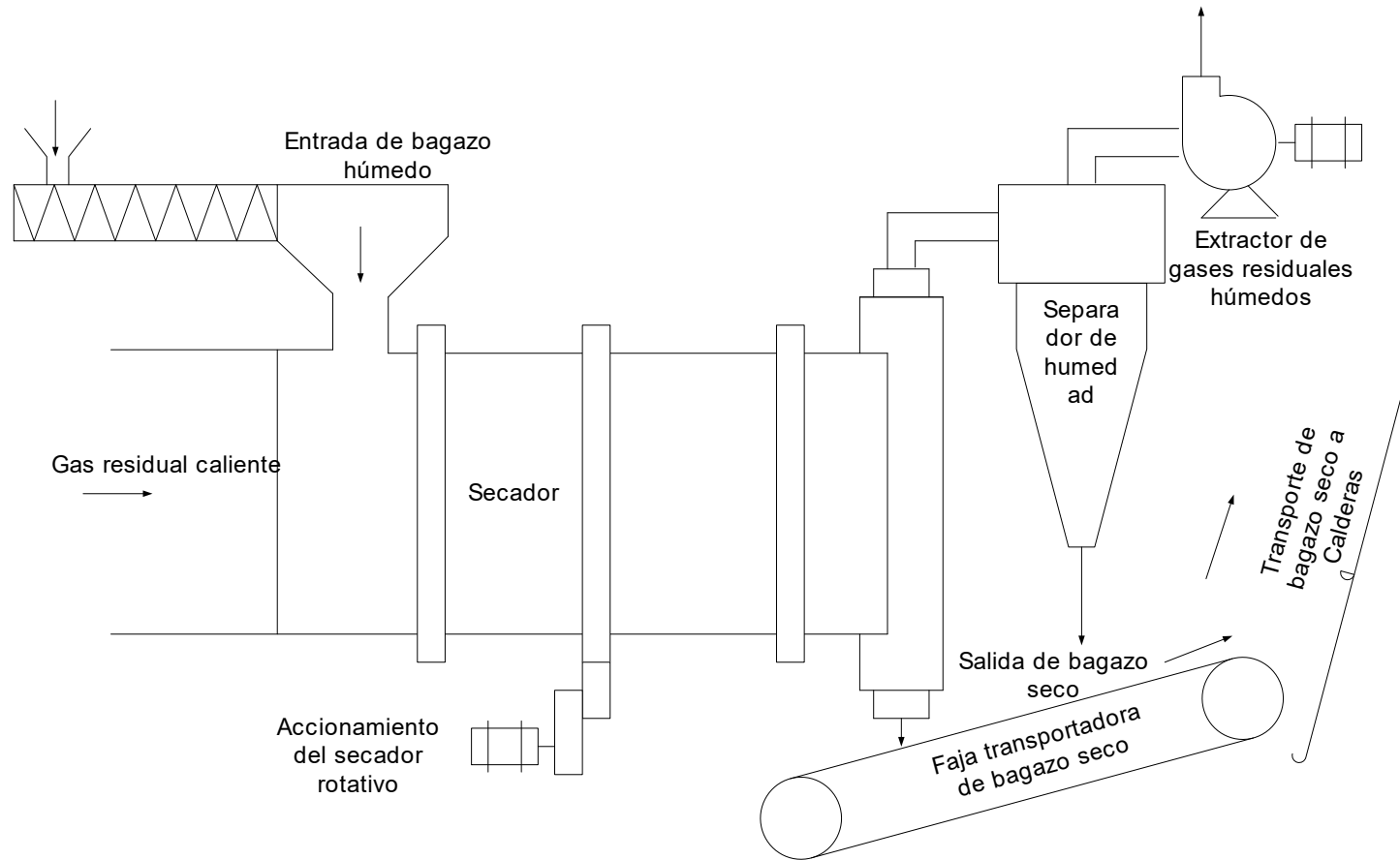


Figura 3.4: Sistema de secado de bagazo por gases residuales de combustión de caldera

Tabla 3.2: Parámetros técnicos de secador de bagazo

Fuente:

http://www.weiku.com/products/15197311/High_Efficient_And_Capacity_Bagasse_Rotary_Dryer_ISO_amp_CE_.html

Principales parámetros técnicos del secador de bagazo						
Modelo (mm)	Inclinación (%)	Velocidad de rotación (r/min)	Temperatura del gas de entrada (°C)	Potencia de accionamiento (kw)	Capacidad de procesamiento (t/h)	Peso (t)
Φ 600x6000	3 a 6	03-8	≤700	3	0.5...1.5	2.9
Φ800x8000	3 a 6	03-8	≤700	4	0.8...2	3.5
Φ800x10000	3 a 6	03-8	≤700	4	0.8...2.5	4.5
Φ1000x10000	3 a 6	03-8	≤700	5.5	1...3.5	5.6
Φ1200x10000	3 a 6	03-8	≤700	7.5	1.8...5	14.5
Φ1200x12000	3 a 6	03-8	≤700	11	2...6	14.8
Φ1500x12000	3 a 6	02-6	≤800	15	3.5...9	17.8
Φ1800x12000	3 a 6	02-6	≤800	18	5...12	25
Φ2200x12000	3 a 6	1.5-6	≤800	18.5	6...15	33
Φ2200x18000	3 a 6	1.5-6	≤800	22	10...18	53.8
Φ2200x20000	3 a 6	1.5-6	≤800	30	12...20	56
Φ2400x20000	3 a 6	1.5-5	≤800	37	18...35	60
Φ3000x20000	3 a 6	1.5-5	≤800	55	36...45	78
Φ3000 x 25000	3 a 6	1.5-5	≤800	75	46...60	104.9

Por lo tanto, se elige el secador

Modelo: □□3000 x 25000 mm

Inclinación: 3 a 6 %

Velocidad de rotación: 1.5...5 rotaciones/minuto

Temperatura del gas de entrada: < 800 °C

Potencia de accionamiento: 75 kw

Capacidad de procesamiento: 46...60 Ton/h

Peso: 104.9 Toneladas

Cálculo de la demanda de gas residual en el proceso

Calor total necesario para evaporar el agua del bagazo

$$Q_t = \frac{Q_u}{\eta_{\text{secador}}}$$
$$Q_t = \frac{5,072.2 \text{ kw}}{0.95}$$
$$Q_t = 5,339.15 \text{ kw}$$

Del balance de calor en el secador

$$Q_t (\text{kw}) = 5,339.15 \text{ kw} = m_{GC} \times (h_{GC1} - h_{GC2})$$

Se toma en cuenta que el gas residual no debe tener temperatura menor a la de rocío, que está en un rango de 140 a 145 °C, por seguridad se toma 150°C, en este caso la entalpía del gas de salida sería de 1.042 kJ/kg

$$h_{gc1} = 219.38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$
$$h_{gc2} = 150^\circ\text{C} \times 1.042 \text{ kJ}/(\text{kg} \times ^\circ\text{C})$$
$$h_{gc2} = 156.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Flujo de gas residual en el secador

$$m_{GR} = \frac{5,339.15 \text{ kw}}{(219.38 - 156.3) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$
$$m_{GR} = 84.64 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 304,704 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Se observa que la demanda de gas residual para el secador es menor que la disponibilidad de gas, que alcanza los 413,735 kg/h

Caída de presión del secador

Longitud del secador = 25 m

Factor de servicio para pérdida de presión: 2

Longitud total equivalente en secador: 50 m

Densidad del gas a 200 °C: 0.748 kg/m³

Flujo volumétrico del gas

$$\dot{V}_{GR} = \frac{\dot{m}_c}{P_{GR}}$$

$$\dot{V}_{GR} = \frac{350,000 \frac{kg}{h}}{0.748 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{V}_{GR} = 467,914 \frac{kg}{h} = 129.98 \frac{m^3}{s}$$

Sección transversal del secador

Diámetro interior: 3m

$$S = \pi \times \frac{d_{int}^2}{4}$$

$$S = \pi \times \frac{3^2}{4}$$

$$S = 7.068m^2$$

Velocidad del gas en el secador

$$U_{GR} \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{\dot{V}}{S}$$

En la cual:

U_{GR} = Velocidad del gas en secador en m/s

$$U_{GR} = \frac{129.98 \frac{m^3}{s}}{7.068m^2}$$

$$U_{GR} = 18.39 \frac{m}{s}$$

Número de Reynolds del flujo de gas en el secador

$$Re = \frac{U_{GR} \times d_{int}}{\nu_{GR}}$$

En la cual:

ν_{GR} = Viscosidad cinemática del gas residual en m^2/s

d_{int} = Diámetro interior del secador en m

$$\text{Re} = \frac{18.39 \frac{m}{s} \times 3m}{32.80 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$\text{Re} = 1,682,012.2$$

Viscosidad cinemática del gas residual: $V_{GR} = 32.80 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ siendo un flujo totalmente desarrollado.

Ecuación de pérdida de presión del gas en secador

Se utiliza la ecuación de Darcy

$$\Delta P_{\text{secador}} \left(\frac{N}{m^2} \right) = \lambda \times \frac{L_{\text{equiv}} \times U_{GR} \times P_{GR}}{2 \times d_{\text{int}}}$$

$$\rightarrow \lambda = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{U_{GR}}}$$

$$\lambda = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{18.39}}$$

$$\lambda = 0.0166$$

$$\therefore \Delta P_{\text{secador}} \left(\frac{N}{m^2} \right) = 0.0166 \times \frac{175 \times 18.39^2 \times 0.748}{2 \times 3}$$

$$\Delta P_{\text{secador}} = 122.48 \frac{N}{m^2}$$

Factor de servicio para la presión del exhaustor: 2

Presión a la salida del exhaustor: 245 Pa

Presión a la entrada del exhaustor: 45 Pa

$$P_{\text{ej-exhautor}} = \frac{\dot{V} \times \Delta p_t}{\eta \times 1,000}$$

En la cual:

\dot{V} = Flujo volumétrico de cálculo del gas en secador m^3/s

Δp_t = Diferencia de presión total en exhaustor en Pa

η = Rendimiento del exhaustor

$$\therefore P_{\text{eje-exhaustor}} = \frac{129.98 \times 290}{0.76 \times 1,000}$$

$$P_{\text{eje-exhaustor}} = 49.60 \text{ kW}$$

CÁLCULOS ELÉCTRICOS

Potencia nominal del motor de accionamiento

Factor de servicio: 1.25

Potencia nominal del motor eléctrico trifásico en P_n :

$$P_n (\text{kw}) = \frac{P_{\text{eje-exhaustor}} \times F.S.}{\eta_{ME}}$$

$$P_n = \frac{49.6 \times 1.25}{0.9}$$

$$P_n = 68.88 = 70$$

Se elegirá un motor trifásico de las siguientes características, ver anexo 2

$$P_n = 75 \text{ kW}$$

$$U_n = 440 \text{ V}$$

$$\cos \varphi = 0.86$$

$$\eta = 90 \dots 93.5 \%$$

Intensidad nominal

$$I_n (\text{A}) = \frac{P_n}{\sqrt{3} \times U_n \times \cos \varphi}$$

$$I_n = \frac{75,000 \text{ W}}{\sqrt{3} \times 440 \text{ V} \times 0.86}$$

$$I_n = 114.432 \text{ A}$$

Dimensionamiento de conductores trifásicos para motores de accionamiento

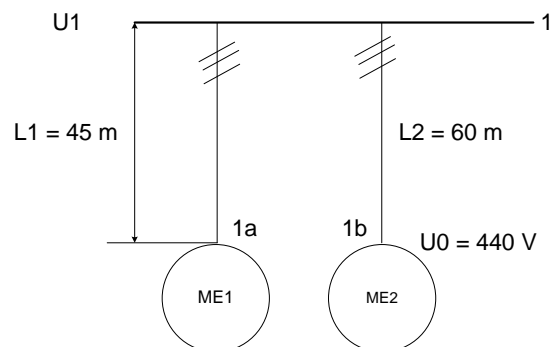


Figura 3.5: Esquema para conductor de alimentación

Se asume un conductor de alimentación para cada conductor

Conductor trifásico NHW

Instalación aérea

Temperatura máxima 75°C

Dimensionamiento por ampacidad

Motor 1: accionamiento del tambor secador de bagazo por gases

Para Potencia nominal de $P_n = 60kw$

$$I_n (A) = \frac{60,000w}{\sqrt{3} \times 440V \times 0.86} = 91.55$$

Factor de seguridad: 1.20

Intensidad nominal necesaria del conductor

$$I_n = 91.55 \times 1.20$$

$$I_n = 109.86A$$

De la tabla de conductores trifásicos en BT, para NHW, instalación aérea:

$$I_n = 120A$$

$$S = 21.15mm^2$$

Dimensionamiento del conductor por caída de tensión

De normas peruanas, se adopta una caída de tensión admisible de 2 % de tensión de alimentación al motor:

$$\rightarrow \Delta U_{adm} = 0.02 \times 440$$

$$\Delta U_{adm} = 8.8V$$

Cálculo de la resistencia de línea del conductor

$$\Delta U_{adm} = 8.8V = \sqrt{3} \times I_L \times R_{linea}$$

En la cual:

I_L = Intensidad de línea en A

R_{linea} = Resisntencia de línea en Ω

$$R_{linea} = \frac{\Delta U_{adm}}{\sqrt{3} \times I_L}$$

$$R_{linea} = \frac{8.8V}{\sqrt{3} \times 109.86}$$

$$R_{linea} = 0.0462\Omega$$

Sección transversal mínima del conductor

$$R_{linea} = \frac{\rho_{cobre} \times L_{conductor}}{S_{conductor}} = 0.0462\Omega$$

$$S_{conductor} = \frac{\rho_{cobre} \times L_{conductor}}{R_{linea}}$$

Reemplazando

$$S_{conductor} = \frac{0.0175 \frac{\Omega \times mm^2}{m} \times 45m}{0.0462\Omega}$$

$$S_{conductor} = 17.045mm^2 < S_n = 21.15mm^2$$

Entonces el conductor ha sido correctamente dimensionado y seleccionado

VERIFICACIÓN A LA CAÍDA DE TENSIÓN REAL EN EL CONDUCTOR

Resistencia de la línea del conductor

$$R_{linea} = 0.0175 \times \frac{45}{21.15}$$

$$R_{linea} = 0.0372\Omega$$

$$\Delta U_{real} = \sqrt{3} \times I_L \times R_{linea}$$

$$\Delta U_{real} = \sqrt{3} \times 109.86A \times 0.0372\Omega$$

$$\Delta U_{real} = 7.08V$$

$$\Delta U_{real-porcentual} = \frac{\Delta U_{real}}{U_o} \times 100$$

$$U_{real-porcentual} = \frac{7.08}{440} \times 100$$

$$U_{real-porcentual} = 1.61\% < \Delta U_{adm} = 2\%$$

Se cumple con el criterio de caída de tensión admisible en el conductor

Verificación a la temperatura del conductor

$$T_{conductor1} (^{\circ}C) = T_0 + (T_{m\acute{a}x} - T_0) \times \alpha^2$$

En la cual:

$T_{conductor1}$ = Temperatura de operación del conductor

T_0 = Temperatura de montaje del conductor = 30°C

T_{max} = Temperatura máxima admisible del conductor = 75°C

α_2 = Índice de carga del conductor (-)

$$\alpha_2 = \frac{I_2}{I_{n-conductor}}$$

$$\alpha_2 = \frac{114.432}{142}$$

$$\alpha_2 = 0.81$$

$$\therefore T_{conductor1} (^\circ C) = 30 + (75 - 30) \times 0.81^2$$

$$T_{conductor1} = 59.52^\circ C$$

El conductor tendrá 59.52 °C a máxima carga, menor a la temperatura máxima admisible del mismo, 75 °C, entonces se concluye que el conductor está bien dimensionado y seleccionado.

Análisis del impacto medio ambiental

Se determinará la disminución de evacuación de gases por reducción de consumo de bagazo en caldera N° 20

Análisis en condiciones actuales: Composición del bagazo seco

Según Hugot (1963)

$$C = 46.5\%$$

$$H_2 = 6.5\%$$

$$O_2 = 46\%$$

$$Cenizas = 1\%$$

Total 100 % en peso

Para bagazo húmedo:

$$m_{bagazo-h1} = m_{bagazo-seco} + m_{agua1}$$

Para $h_1 = 48.5\%$, entonces para 100 kg de bagazo, se tiene 48.5 kg de agua, entonces bagazo seco tenemos 51.5 kg

Masa de cada componente en el bagazo húmedo inicial, a 48.5% de humedad:

$$H_2O = 48.5$$

$$C = 23.9475$$

$$H_2 = 3.3475$$

$$O_2 = 23.69$$

$$\text{Cenizas (Z)} = 0.515$$

$$\text{Total : } 100 \text{ kg}$$

Se hará el análisis en base 100 kg

Tabla 3.3: Composición química del bagazo

Fuente: Hugot (1963)

Componente	Masa	Masa Molar	Moles
	kg	Kg/kmol	kmol
H ₂ O	48.5	16	3.03
C	23.9475	12	2
H ₂	3.3475	2	1.67
O ₂	23.69	32	0.74
Cenizas z	0.515	-	-

Combustión completa con bagazo húmedo inicial:

Se conoce la relación aire – combustible para obtener temperatura de 900°C en el hogar:

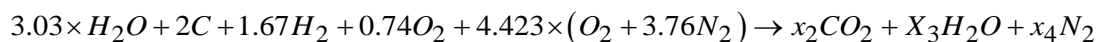
$$R_{a-cble1} = \frac{m_{real-aire}}{m_{bgzoh1}} = 6.103 \rightarrow m_{real-aire} = m_{bgzoh1} \times R_{a-cble1}$$

$$(3.03 \times H_2O + 2C + 1.67H_2 + 0.74O_2) \times 6.103 = X_1(O_2 + 3.76N_2)$$

Número de *kmol* de aire real:

$$X_1 = \frac{(3.03 \times 16 + 2 \times 12 + 1.67 \times 2 + 0.74 \times 32) \times 6.103}{32 + 3.76 \times 28} = 4.423 \text{ kmol}$$

En balance de combustión completa:



Procesando:

Relación CO_2 -cble :

$$R_{CO_2-cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{Bgzo}}$$

$$R_{CO_2-cble} = \frac{44}{99.485}$$

$$R_{CO_2-cble} = 0.4423 \frac{kg_{CO_2}}{kg_{bgzo}}$$

Flujo de bagazo húmedo: $58,277 kg/h$

Flujo de CO_2 evacuado a la atmósfera por quemar bagazo húmedo, a 48.5% de humedad:

$$m_{CO_2} = R_{CO_2-bgzo} \times m_{bgzo}$$

$$m_{CO_2} = 0.4423 \frac{kg_{CO_2}}{kg_{bgzo}} \times 58,277 \frac{kg_{bgzo}}{h}$$

$$m_{CO_2} = 25,775 \frac{kg_{CO_2}}{h}$$

Combustión completa con bagazo húmedo final, 44.5% de humedad

Se conoce la relación aire – combustible para obtener temperatura de $900^\circ C$ en el hogar:

$$R_{a-cble1} = \frac{m_{real-aire}}{m_{bgzoh1}}$$

$$R_{a-cble1} = 6.84$$

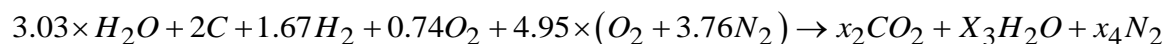
$$m_{real-aire} = m_{bgzoh1} \times R_{a-cble1}$$

$$(3.03 \times H_2O + 2C + 1.67H_2 + 0.74O_2) \times 6.84 = X_1 (O_2 + 3.76N_2)$$

Número de $kmol$ de aire real:

$$X_1 = \frac{(3.03 \times 16 + 2 \times 12 + 1.67 \times 2 + 0.74 \times 32) \times 6.84}{32 + 3.76 \times 28} = 4.95 kmol$$

En balance de combustión completa



Procesando

$$X_2 = 1$$

$$X_3 = 4.7$$

$$X_4 = 16.63$$

Reemplazando

Relación CO_2 -cble :

$$R_{CO_2-cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{Bgzo}}$$
$$R_{CO_2-cble} = \frac{44}{99.485}$$
$$R_{CO_2-cble} = 0.4423 \frac{kg_{CO_2}}{kg_{bgzo}}$$

Flujo de bagazo húmedo: $51,588 kg/h$

Flujo de CO_2 evacuado a la atmósfera por quemar bagazo húmedo, a $w_1 = 44.5\%$ de humedad:

$$m_{CO_2} = R_{CO_2-bgzo} \times m_{bgzo}$$
$$m_{CO_2} = 0.4423 \frac{kg_{CO_2}}{kg_{bgzo}} \times 51,588 \frac{kg_{bgzo}}{h}$$
$$m_{CO_2} = 22,817 \frac{kg_{CO_2}}{h}$$

Reducción de la emisión de CO_2 por quemar bagazo con menor humedad $w_2 = 44.5\%$ es de:

$$25,775 - 22,817 = 2,958 kg/h$$

EVALUACIÓN ECONÓMICA

Tabla 3.4: Inversiones a realizar en USA\$

1	Secador rotativo	\$7,000,000
2	Obras civiles	\$70,000
3	Mano de obra	\$25,000
4	Ingeniería de detalle	\$7,500
5	Obras estructurales mecánicas	\$80,000
6	Insumos	\$20,000
7	Gastos generales	\$30,500
8	Impuestos	\$1,600,000
Total a invertir:		\$8,833,000

Costos de operación

Costo de mano de obra (CMO)

- Tres operadores, uno por turno de ocho horas cada uno
- Sueldo: 500 \$/mes
- Número de sueldos al año: 15

$$CMO = Nr.operadores \times sueldo \left(\frac{USAS}{sueldo} \right) \times Nr.sueldos \left(\frac{sueldos}{año} \right)$$

$$CMO = 3operadores \times 500 \frac{USAS}{sueldo} \times 15 \frac{sueldos}{año}$$

$$CMO = 22,500 \frac{USAS}{año}$$

Costo de energía eléctrica por accionamiento de equipos, CEE:

- Costo unitario de energía: 0.06 \$/kw-h
- Tiempo de operación anual: 7,500 h/año
- Potencia de accionamiento: 60 +75 = 135 kw

$$CEE = Potencia(kw) \times T_{po-operación} \left(\frac{h}{año} \right) \times C_{unitario-EE} \left(\frac{USAS}{kw-h} \right)$$

$$CEE = 135 \text{ kw} \times 7500 \left(\frac{h}{año} \right) \times 0.06 \left(\frac{USAS}{kw-h} \right)$$

$$CEE = 60,750 \frac{\$}{año}$$

Costo de mantenimiento

El sistema de secado tendrá una vida útil de 51 años. En ese lapso, para mantener su capacidad y rendimiento, la inversión en mantenimiento debe ser igual a la depreciación anual:

Tabla 3.5: Costo de mantenimiento, USAS/año

Mano de obra	\$30,000
Materiales	\$75,000
Insumos	\$30,000
Repuestos	\$50,000
Gastos generales	\$20,000
Total costos de mantenimiento:	\$205,000

Beneficios económicos

Ahorro de bagazo quemado

$$\Delta m_{cble} (kg/h) = 58,277 - 51588$$

$$\Delta m_{cble} = 6,689 \frac{kg}{h} = 6.68 \frac{TM}{h}$$

Este bagazo se tasa a un valor de mercado, equivalente a la energía química contenida, teniendo como referencia, el PCI del petróleo residual N° 6 y su precio de venta:

PCI del petróleo residual N°. 6: 140,000 *kJ/galón*

Precio de compra del petróleo residual N° 6: 7.20 *NS/galón*

Contenido de calor en 6680 *kg* de bagazo, a 44.5% de humedad:

$$Q_{bagazo} = 6680kg \times 8,690 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{bagazo} = 58'049,200kJ$$

Equivalente de petróleo residual 6 contenido en el bagazo ahorrado

$$V_{equiv-enR6} (galones) = \frac{Q_{contenido-en-el-bagazo}}{PCI_{petroleo-N^{\circ}6} (kJ/galón)}$$

$$V_{equiv-enR6} (galones) = \frac{58'049,200kJ}{140,000 kJ/galón}$$

$$V_{equiv-enR6} (galones) = 414.64 galones$$

Entonces, en una hora se tendrá el ahorro en bagazo, equivalente a 414.64 galones de petróleo residual N° 6

Tiempo de operación anual: 7,500 a 8,000 *h/año*, se asume 7,500 *h/año*

Valor económico del ahorro del bagazo por secado térmico:

$$BE = V_{petróleo-R6} \left(\frac{Gal}{h} \right) \times t_{po-oper} \left(\frac{h}{año} \right) \times C_{unitario-R6} \left(\frac{\$/Gal}{Gal} \right)$$

$$BE = 414.64 \left(\frac{Gal}{h} \right) \times 7,500 \left(\frac{h}{año} \right) \times 7.20 \left(\frac{\$/Gal}{Gal} \right)$$

$$BE = 22'390,560 \frac{\$/año}{año}$$

Considerando la tasa de cambio igual a 3.40 *NS/\$*

Beneficio económico bruto anual por secar el bagazo

$$BE = \frac{22'390,560 \frac{\$}{\text{año}}}{3.40 \frac{\$}{\text{\$}}}$$
$$BE = 6'585,458 \frac{\text{USA}\$}{\text{año}}$$

Beneficio económico neto anual por secar el bagazo

$$B_{\text{neto}} = B_{\text{bruto}} - C_{\text{mantto}} - C_{\text{operación}} - C_{EE}$$
$$B_{\text{neto}} = 6'585,458 - 205,000 - 22,500 - 60,750$$
$$B_{\text{neto}} = 6'297,208 \frac{\text{USA}\$}{\text{año}}$$

En la cual:

B_{neto} = Beneficio económico neto anual ($\$/\text{año}$)

C_{mantto} = Costo de mantenimiento anual ($\$/\text{año}$)

$C_{\text{operación}}$: costo anual de operación del secador ($\$/\text{año}$)

$$C_{\text{operación}} = C_{\text{mo}} + CEE$$

C_{mo} = Costo anual de mano de obra para operar el secador de bagazo

CEE = Costo anual de energía eléctrica para accionamiento del secador y el extractor de gases residuales

Tabla 3.6: Análisis financiero

	Denominación	UM	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Inversión en Secador	USA \$	-7,000,000															
2	Impuestos	USA \$	-1,600,000															
3	Gasto de instalación	USA \$	-233,000															
4	Total Inversión		-8,833,000															
5	Tasa de interés	%	8%*															
6	Costo MO de operación	USA\$/año	0	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500	-22,500
7	Costo EE	USA\$/año	0	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750	-60,750
8	Costo de Mantenimiento	USA\$/año	0	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000	-205,000
9	Beneficio económico bruto	USA\$/año	0	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458	6,585,458
10	Flujo de caja	USA/año	-8,833,000	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208	6,297,208
11	VAN ANUAL		-8,833,000	5,830,748	5,398,841	4,998,927	4,628,636	4,285,774	3,968,309	3,674,360	3,402,186	3,150,172	2,916,826	2,700,765	2,500,708	2,315,470	2,143,954	1,985,143
12	VAN EN PERÍODO		45,067,818															
13	TIR		58.58%															
14	PRI	Años	2.94															

Se observa que el VAN es positivo y el TIR es muy superior a la tasa de interés bancario, 58.58 % contra 8%

*Fuente: Superintendencia de banca y seguros

IV. DISCUSIÓN

A través de una evaluación se ha podido observar la situación actual de la caldera de vapor N° 20 de la empresa Cartavio S.A.A, presentando así el estudio de dimensionamiento y selección de un secador rotativo de bagazo por gases residuales de caldera en contacto directo. Esta evaluación fue obtenida a través de un balance energético y un dimensionamiento, de lo cual se pudo deducir que la caldera estaba funcionando en malas condiciones debido a que consumía demasiado combustible bagazo, el cual ingresaba al hogar con una humedad relativamente alta, provocando que la caldera en ocasiones se apague lo que conllevaba a utilizar combustibles fósiles, por ende, la eficiencia no era la óptima. Al secar el bagazo desde 48.5% humedad actual, hasta 44.5%, el PCI del bagazo aumenta desde 7,789 hasta 8,795 Kj/Kg, lo cual permite una menor demanda de combustible, desde 58,277 Kg/h a 51,588 Kg/h para una carga de 120,000 Kg-vapor/h a 40 bar y 392°C.

Posibilidad del secado de bagazo en la industria azucarera de México

En artículo realizado por Juan D'Angelo, Dora Paz y Gerónimo J Cárdenas en la revista Ingeniería Mecánica, Tecnología y desarrollo de la Sociedad Mexicana de Ingenieros Mecánica México con código ISSN:1665-7381.

Gracias ello se logró concluir que:

- Al derivar al secadero de bagazo un 42% de los gases totales del horno a una temperatura de 300°C se consiguió presecar el combustible bagazo de un 51.15% hasta un 40.75%.
- La incorporación de un secador de bagazo permitió mejorar la combustión al manejar un combustible con menos contenido de humedad, alcanzando un rendimiento del sistema de 68.9% superior en 13.8 puntos al rendimiento del caldero original.
- Los resultados obtenidos demuestran la viabilidad técnico-económica de incorporación de un secador de bagazo a calderas bagaceras antiguas con de un secador de bagazo a calderas bagaceras antiguas.

En el presente caso se obtiene:

- Se obtiene reducción de humedad del bagazo desde 48.5 hasta 44.5 %
- Un incremento del rendimiento de 4.18%.
- Reducción del orden de 6,689 kg/h de bagazo, 11.47% del bagazo inicial
- Existe una gran viabilidad técnico económica del proyecto, se obtendría un retorno de la inversión en 2.94 años

Mejora de la eficiencia de calderas bagaceras de alta presión en la Argentina, mediante el secado de bagazo

Artículo realizado por M. Carolina Cruz, Federico J. Franck Colombres, Marcos A. Galato, Walter D. Morales y Dora Paz en la revista industrial y agrícola de Tucumán en la sección de ingeniería y Proyectos Agroindustriales, EEAOC.

Por medio de ensayos y simulaciones de balance de materias y energía, se determinó el estado de funcionamiento de la caldera actual, partiendo de este una proyección en base a cálculos adicionales la implementación de un secador de bagazo; demostrando que para el caso 1, partiendo de una humedad de 52.94% y derivando un 26.80% de los gases de combustión al secador se puede presecar el combustible extrayendo hasta un 47.42% de humedad, logrando un rendimiento del sistema en un 11.50% y un ahorro de combustible del 10.07%. Para el caso 2 partiendo de la misma humedad que en el caso uno se obtendrá un bagazo a la salida del secador con un presecado de 50% de humedad, logrando un rendimiento del sistema de 11.10% y un ahorro neto de combustible del 7.51%.

Obteniendo dichos resultados se pudo concluir que:

- La utilización de cualquiera de los dos casos reduciría en importantes beneficios la economía.
- Usando el caso uno se lograría ahorrar más bagazo con un menor costo de equipos, debido a un menor caudal de gases.

En el presente caso se obtiene:

- Se obtiene reducción de humedad del bagazo desde 48.5 hasta 44.5 %
- Un incremento del rendimiento de 4.18%.
- Reducción del orden de 6,689 kg/h de bagazo, 11.47% del bagazo inicial
- Existe una gran viabilidad técnico económica del proyecto, se obtendría un retorno de la inversión en 2.94 años

Secadero de bagazo o economizador: Análisis comparativo de su influencia en el rendimiento energético neto de una caldera bagacera.

Artículo presentado por Dora Paz y Geronimo J. Cárdenas a la Revista Industrial Agrícola de Tucumán; en la que se presenta Estudio realizado a una caldera bagacera acuotubular que produce 50 t/h de vapor mediante un balance de masa y energía, determinando el rendimiento energético neto.

Se considero la simulación energética de tres sistemas, siendo el primero la simulación para el sistema de caldera original, segunda simulación para el sistema caldera mas secador de

bagazo y la tercera simulación para un sistema caldera mas economizador; obteniendo como resultados que la implementación de un secador de bagazo aumentan los rendimientos netos superando a los resultados obtenidos cuando se agrega un economizador, pero siendo ambos mejores a los de la caldera original.

Obteniendo dichos resultados se pudo concluir que:

- El aumento del rendimiento neto es mayor en el sistema caldera más secador en un 18,7% respecto al sistema original, mientras que en el sistema con economizador este aumento alcanza al 13,3%. El aumento del rendimiento neto del sistema caldero más secador con respecto al sistema caldero más economizador, es de 4,5%

En el presente caso se obtiene:

- Se obtiene reducción de humedad del bagazo desde 48.5 hasta 44.5 %
- Un incremento del rendimiento de 4.18%.
- Reducción del orden de 6,689 kg/h de bagazo, 11.47% del bagazo inicial.

Existe una gran viabilidad técnico económica del proyecto, se obtendría un retorno de la inversión en 2.94 años.

En la selección de una humedad se considera un valor mínimo admisible de 44.5%, recomendación que hace Rodríguez (2004) ya que, al disminuir la humedad, se incrementa el PCI del bagazo aumentando así el calor suministrado al hogar lo cual puede ser un problema ya que puede superar la temperatura máxima del hogar la cual es de 900°C.

V. CONCLUSIONES

1. Se determinó el consumo actual de bagazo húmedo, con:

- Humedad de 48.5% en peso
- Flujo de bagazo: 58,277 kg/h
- Flujo de vapor promedio de la caldera: 120,000 kg/h
- Presión de vapor: 40 bar
- Temperatura del vapor producido: 392 °C
- Rendimiento: 65.93%

Dichos resultados demuestran que la humedad del bagazo está por encima de una humedad optima la cual sería menos a 45%, un consumo alto de combustible y una eficiencia muy baja para este tipo de calderas considerando su antigüedad.

2. Se calculó las pérdidas térmicas con el rendimiento actual de la caldera bagacera, resultando los siguientes valores:

- Calor perdido total: 41,947.70 kw
- Calor perdido fijo (Purgas, inquemados, convección, radiación en hogar y combustión incompleta): 16,088.45 kw = 11 % del calor total
- Calor útil de la caldera: 91,423.3 kw
- Calor total (que ingresa en el combustible y en el aire para combustión): 133,371 kw

Se notó que las perdidas fijas son muy elevadas con un orden del 11% del calor total, cuando para este tipo de calderas deben ser solamente de 5^a 6%.

3. Se dimensionó, en base al análisis térmico y de transferencia de calor y masa, el secador de bagazo por gases de combustión, resultando:

- Calor útil de secador. 5,072.2 kw
- Dimensiones:
- Diámetro interior: 3 m
- Longitud: 25 m
- Velocidad de rotación: 5 rpm
- Capacidad: 60,000 kg/h
- Tipo: en corriente paralela, del bagazo y del gas residual, por contacto directo

4. Se calculó el nuevo valor del Poder Calorífico Inferior del bagazo seco, obteniéndose los siguientes resultados:

- PCI₂, a la salida del secador = 8,685.98 kJ/h,

- Humedad final de 44.5%

Dicho PCI se determina en base a la humedad final la cual es de 44.5% demostrando así que, al disminuir la humedad, el PCI incrementa a comparación del PCI con una humedad más alta

5. Se calculó el consumo de bagazo y el rendimiento de la caldera con bagazo seco, se obtuvieron los siguientes valores

- Flujo de bagazo seco: 51,588 kg/h
- Rendimiento de la caldera final: 70.11 %
- Incremento del rendimiento de la caldera: 4.18 %

Se demuestra que es factible aumentar la eficiencia de la caldera disminuyendo la humedad del bagazo, obteniendo así un incremento del rendimiento de 4.18%

6. Se realizó el análisis económico financiero:

- Inversión total: 8'833,000 USA\$
- Beneficio neto anual: 6'297,600 USA\$/año
- Tasa de interés: 8%
- Tiempo de evaluación: 15 años
- Valor neto actual, en el período: VAN: 45'067,818 USA\$
- Tasa interna de retorno: 58.58% > $i = 8\%$
- Período de retorno de la inversión: 2.4 años

Se determina que para una inversión de 8'833,000 USA\$ a una tasa de interés de 8% se obtendrá una tasa de retorno muy positiva de 58.58% y un periodo de retorno de dicha inversión no mayor a 3 años.

7. Se realizó el análisis del impacto medio ambiental, la reducción de la emisión de CO₂ por quemar bagazo con menor humedad es de $25,775 - 22,817 = 2958$ kg/h, esto es muy positivo ya que, al mejorar la combustión con el secado de bagazo, se disminuye significativamente las partículas no quemadas reduciendo así la contaminación ambiental de las emisiones gaseosas.

Se concluyó que, al implementar un secador rotativo de bagazo por gases residuales de combustión, y secar bagazo de 48.5% a 44.5 de humedad aumenta la eficiencia de la caldera de vapor de 65.93% a 70.11%.

VI. RECOMENDACIONES

- Realizar pruebas experimentales en el ingenio, diseñando y construyendo un secador de bagazo por gases a escala de 10 a 1 o similar, analizando los resultados para tomar la decisión de inversión con mayor criterio.
- Preparar el estudio definitivo de factibilidad con la ingeniería de detalle, planos y costos precisos con una empresa especializada.
- Invertir en el mejoramiento de la caldera, pues, del análisis energético realizado se observa que las pérdidas fijas (en purgas, combustión incompleta, inquemados, por convección) son elevadas, del orden de 11 a 13% del calor total, cuando deben ser de solamente 5 a 6 % para este tipo de calderas.
- Se necesita aproximadamente el 70% del total de flujo de gases residuales para el secador de bagazo, el resto de gases se podría utilizar para precalentar el aire fresco de combustión, que es ligeramente superior a 50°C
- Se recomienda hacer un estudio para determinar la factibilidad de implementar un precalentador de aire utilizando el 30% sobrante de los gases residuales de combustión.
- Invertir en la adquisición del sistema de secado de bagazo por gases residuales, luego de experimentar en el secador piloto y preparar el estudio definitivo de detalle
- Verificar si el hogar de la caldera está capacitado para manejar bagazo seco, en caso contrario, determinar las medidas a aplicar para que el hogar de la caldera asuma el nuevo trabajo con bagazo seco
- Validar los resultados de la reducción de emisión de gases residuales al medio ambiente, bajo forma de CO₂.
- Se recomienda analizar la factibilidad de automatizar la combustión para tener un tiempo constante.
- Definir la viabilidad de instalar un variador de frecuencia de 75 kw para obtener la velocidad adecuada. Puede ser con fines de automatización y obtener los valores proyectados. El variador de frecuencia puede ser tanto para el motor eléctrico de acción del secador como de acción del exhaustor.

REFERENCIAS

- Cárdenas, G., Paz, D, D'Angelo, J. (2006).** Posibilidades del secado de bagazo en la industria azucarera de México. [En línea] 2006. [Citado el: 22 de Mayo de 2016.] <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=76820201>. ISSN 1665-7381.
- Cengel, A. (2007).** *Transferencia de calor y masa*. Tercera edición. Mexico, D.F : Mc Graw - Hill/Interamericana editores, S.A. de C.V., 2007. 978-970-10-6173-2.
- Chen C.H. and H.C. Tso. 2007.** Bagasse drying system force 65 boiler. Taiwan. 7 pp
- CONAE, comisión nacional para el ahorro de energia. 2007.** SlideShare. [En línea] V.1.1.2, Mayo de 2007. [Citado el: 10 de Mayo de 2016.] <http://es.slideshare.net/ernestopando/eficiencia-en-calderas-y-combustion>.
- Correia L. (2007).** Individual bagasse drying system. Brasil. 12 pp
- Cruz M., Colombres F., Golato M., Morales W. y Paz D. (2013).** Mejora en la eficiencia de calderas bagaceras de alta presión en la Argentina, mediante secado de bagazo. [En línea] Vol. 90 n°2, Rev. ind. agric. Tucumán, Diciembre de 2013. [Citado el: 22 de Mayo de 2016.] http://www.scielo.org.ar/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1851-30182013000200002. ISSN 1851-3018.
- Cruz, J. (1996).** *Fundamentos sobre ahorro de energia*. Mexico : Ediciones de la Universidad Autonoma de Yucatan, 1996. 968-7556-26-9.
- Hugot, E. (1963).** *Manual del Ingeniero Azucarero*. Mexico : s.n., 1963.
- Labourdette, C. (2012).** *Análisis energetico de calder bagacera marca BABCOCK & WILCOX: propuesta de instalación de economizador*. Veracruz : s.n., 2012. Tesis.
- Paz D, Cárdenas G. (1999).** Secadero de bagazo o economizador: análisis comparativo de su influencia en el rendimiento energético neto de unacaldera bagacera. [En línea] Tomo 76 (1-2), Revista Industrial y Agrícola de Tucumán, 20 de Setiembre de 1999. [Citado el: 22 de Mayo de 2016.] <http://www.eeaoc.org.ar/upload/contenido/pdf/20130217111407000000.pdf>.
- Rein W. (2012).** *Ingeniería de la caña de azucar*. Berlin : Verlag Dr. Albert Bartens KG, 2012. 978-3-87040-142-9.
- Rodríguez M. (2004).** Secado del bagazo con gases de combustión en un ingenio azucarero, Seminario de Proyectos, Universidad Autónoma Metropolitana, México.
- Sosa J. (2004).** Sugar cane bagasse drying a review. Brasil. 8 pp
- Wikipedia. (2016).** Wikipedia. [En línea] 26 de Abril de 2016. [Citado el: 03 de Mayo de 2016.] [https://es.wikipedia.org/wiki/Caldera_\(m%C3%A1quina\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Caldera_(m%C3%A1quina)).

ANEXOS

Anexo1: Fotos secadores de bagazo por gases



Anexo 2: Tabla con propiedades de gases de combustión

Tabla: Propiedades físicas de los gases de combustión a $p = 101325\text{Pa}$, con composición volúmica de los gases							
CO ₂ =13%; H ₂ O=11%; N ₂ = 76%							
t [°C]	ρ [Kg/m ³]	C _p [KJ/Kg*°C]	$k \cdot 10^2$ [W/m*K]	$a \cdot 10^2$ [m ² /h]	$\mu \cdot 10^6$ [N*s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
0	1,2950	1,05	2,28	6,08	15,78	12,20	0,72
100	0,9500	1,07	3,13	11,10	20,39	21,54	0,69
200	0,7480	1,09	4,01	17,6	24,49	32,80	0,67
300	0,6170	1,12	4,84	25,16	28,23	45,81	0,65
400	0,5250	1,15	5,7	35,04	31,68	60,38	0,64
500	0,4570	1,18	6,5593	43,61	43,85	76,30	0,63
600	0,4050	1,21	7,42	54,32	37,86	93,61	0,62
700	0,3630	1,24	8,27	66,17	40,69	112,10	0,61
800	0,3290	1,26	9,15	79,09	43,37	131,80	0,60
900	0,3010	1,29	10,01	92,87	45,91	152,50	0,59
1000	0,2750	1,31	10,89	109,21	48,36	174,30	0,58
1110	0,2570	1,32	11,75	124,37	50,70	197,10	0,57
1200	0,2400	1,34	12,62	141,27	52,99	221,00	0,56
1300	0,221	1,36	13,58	160,04	55,53	247,55	0,55
1400	0,202	1,37	14,55	178,82	58,07	274,11	0,54
1500	0,183	1,39	15,53	197,61	60,61	300,67	0,53
1600	0,164	1,41	16,50	216,61	63,14	327,23	0,52
1700	0,145	1,43	17,46	235,19	65,68	353,79	0,51
1800	0,126	1,45	18,43	253,98	68,22	380,36	0,50
1900	0,107	1,47	19,40	272,77	70,76	406,94	0,49
2000	0,088	1,48	20,34	291,56	73,30	433,53	0,48

Anexo 3: Tabla con características de Motor Estándar trifásico 60 Hz

W22 - Standard Efficiency - 60 Hz
Exceeds IE1 ⁽¹⁾ - EFF2 ⁽²⁾

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I _T /I _n	Par con rotor trabado T _T /T _n	Par máximo T _b /T _n	Momento de inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	440 V						Corriente nominal I _n (A)	
								RPM	% de la potencia nominal			Factor de potencia							
									Rendimiento			Factor de potencia							
kW	HP							Cálida	Fría			50	75	100	50	75	100		
1/ Polos - 1800 rpm - 60 Hz																			
Carcasa opcionales																			
0,12	0,16	71	0,674	4,5	2,2	2,6	0,00038	42	92	5,5	47	1700	48,0	56,0	60,0	0,44	0,54	0,63	0,415
0,18	0,25	71	1,01	4,5	2,3	2,6	0,00044	26	57	6,0	47	1700	50,0	58,0	61,0	0,43	0,54	0,63	0,615
0,25	0,33	71	1,42	4,4	2,2	2,4	0,00044	22	48	6,0	47	1680	54,0	61,0	63,0	0,46	0,58	0,68	0,770
0,37	0,5	80	2,04	6,0	2,1	2,8	0,0017	14	31	9,0	48	1730	60,0	67,0	71,0	0,50	0,63	0,72	0,950
0,55	0,75	80	3,04	6,2	2,4	2,8	0,0020	12	26	10,0	48	1730	66,0	72,0	73,0	0,52	0,65	0,75	1,32
0,75	1	90S	4,14	6,7	2,4	2,7	0,0033	17	37	16,0	51	1730	76,0	78,5	78,5	0,60	0,71	0,79	1,59
1,1	1,5	90S	6,08	6,7	2,4	2,7	0,0038	11	24	17,0	51	1730	77,5	79,5	79,5	0,58	0,71	0,79	2,30
1,5	2	90L	8,28	6,4	2,5	2,8	0,0049	10	22	18,5	51	1730	80,5	81,5	82,0	0,59	0,71	0,79	3,04
2,2	3	100L	12,2	6,1	2,3	2,6	0,0067	13	29	27,0	54	1720	82,0	83,0	83,1	0,61	0,73	0,80	4,34
3	4	112M	16,4	6,6	2,0	2,7	0,0117	17	37	39,0	58	1750	83,5	85,0	84,5	0,62	0,74	0,80	5,79
3,7	5	112M	20,3	6,5	2,0	2,7	0,0130	17	37	40,0	58	1745	84,5	86,0	85,5	0,63	0,75	0,81	7,01
4,5	6	132S	24,5	7,4	2,1	2,8	0,0301	13	29	58,0	61	1755	84,0	86,0	86,5	0,63	0,76	0,82	8,31
5,5	7,5	132S	29,9	7,4	2,1	2,9	0,0339	9	20	60,0	61	1760	84,0	86,5	87,0	0,63	0,75	0,82	10,1
7,5	10	132M	40,8	7,2	2,1	2,8	0,0413	8	18	63,0	61	1755	86,5	88,0	87,5	0,67	0,78	0,83	13,6
9,2	12,5	132S	50,1	7,5	2,2	2,9	0,0488	7	15	70,0	61	1755	87,5	88,5	88,0	0,67	0,79	0,83	16,5
9,2	12,5	160M	49,9	5,8	1,9	2,3	0,0652	11	24	86,0	64	1760	86,5	87,9	87,9	0,68	0,79	0,83	16,5
11	15	160M	59,5	6,0	2,0	2,5	0,0652	10	22	93,0	64	1765	87,5	88,6	88,6	0,67	0,78	0,83	19,6
15	20	160L	81,2	6,2	2,1	2,6	0,0954	9	20	105	64	1765	89,0	90,2	90,2	0,68	0,79	0,84	26,0
18,5	25	180M	100	6,1	2,2	2,6	0,1615	13	29	145	64	1760	89,3	90,5	91,0	0,68	0,78	0,83	32,1
22	30	180L	119	6,0	2,2	2,5	0,1615	12	26	150	64	1760	89,6	91,0	91,1	0,68	0,79	0,84	37,7
30	40	200L	162	6,0	2,0	2,4	0,2758	12	26	195	68	1770	91,0	91,8	91,8	0,71	0,80	0,85	50,4
37	50	225S/M	199	6,8	2,1	2,6	0,5249	10	22	347	70	1775	91,7	92,4	92,5	0,75	0,83	0,87	60,3
45	60	200L	243	6,0	2,1	2,4	0,3861	12	26	237	68	1770	92,5	93,0	93,0	0,71	0,80	0,84	75,6
45	60	250S/M	242	6,9	2,1	2,7	0,6474	14	31	407	70	1775	91,5	92,9	93,1	0,73	0,82	0,86	73,7
55	75	250S/M	296	6,9	2,2	2,6	0,7699	12	26	429	70	1775	92,5	93,3	93,3	0,75	0,84	0,87	88,9
75	100	280S/M	403	6,8	1,8	2,4	1,80	22	48	602	73	1780	92,4	93,6	93,6	0,76	0,83	0,86	122
90	125	250S/M	483	7,9	2,5	3,0	1,15	8	18	505	70	1780	93,0	93,6	93,6	0,73	0,83	0,87	145
90	125	315S/M	480	6,8	1,8	2,4	1,93	26	57	824	75	1790	91,5	93,0	94,0	0,72	0,81	0,85	148
110	150	315S/M	587	6,6	1,8	2,2	2,57	26	57	851	75	1790	92,5	93,8	94,3	0,74	0,82	0,85	180
150	200	280S/M	803	7,9	2,5	2,6	3,21	13	29	819	73	1785	93,8	94,5	94,7	0,76	0,84	0,87	239
185	250	355M/L	988	7,0	2,0	2,3	5,59	26	57	1259	81	1790	94,0	95,0	95,0	0,75	0,83	0,86	297
220	300	355M/L	1170	7,2	2,2	2,3	5,80	23	51	1350	81	1790	94,5	95,2	95,3	0,77	0,84	0,86	352
260	350	355M/L	1390	7,3	2,4	2,3	6,86	15	33	1431	81	1790	94,8	95,2	95,4	0,77	0,84	0,87	411
300	400	355M/L	1600	7,0	2,4	2,3	8,12	14	31	1527	81	1790	95,0	95,3	95,6	0,77	0,84	0,87	473

Anexo 4: Tabla Conductores trifásicos en baja tensión

CALIBRE		CAPACIDAD DE CORRIENTE EN AMPERIOS CONDUCTORES TRIFASICOS DE COBRE								
		Temperatura ambiente: 30°C aire libre y 25°C enterrado TW, THW Y NNY Unipolar – 3 conductores por tubo								
Escala Métrica	Escala Americana	TW Tensión 660V, Temp. Max. 60 °C		THW Tensión 750V, Temp. Max. 75 °C		NYY – NYSY Tension 0,6/1KV Temp. Max. 80°C			NYY – NYSY Tensión 0,6/1KV Temp. Max. 90°C	
mm²	AWG/MCM	Tubo	Aire	Tubo	Aire	Tubo	Aire	Enterrado	Aire	Enterrado
0.5		4	7							
0.52	20	5	8							
0.75		6	9							
0.82	18	7	10							
1		8	11							
1.31	16	10	15							
1.5		10	16	12	18	23	27	31	31	41
2.08	14	15	20	15	22					
2.5		18	22	20	25	35	38	45	41	54
3.31	12	20	25	20	28					
4		25	32	27	37	44	50	58	55	70
5.26	10	30	40	30	45					
6		35	45	38	52	56	66	76	69	87
8.37	8	40	55	45	65					
10		46	67	50	78	83	91	99	94	117
13.3	6	55	80	65	90					
16		62	90	75	105	110	125	125	125	151
21.15	4	70	105	85	120					
25		80	120	95	140	143	165	160	168	193
33.62	2	95	140	115	160					
35		100	150	120	175	176	200	195	206	231
42.41	1	110	165	125	195					
50		125	185	145	220	217	245	230	251	271
53.51	1/0	125	195	150	230					
67.44	2/0	145	225	175	265					
70		150	230	180	270	255	295	285	317	331
85.02	3/0	165	260	200	310					
95		180	275	215	330	305	355	335	393	395
107.2	4/0	195	300	230	360					
120		210	320	245	380	345	405	380	455	448
126.7	250	215	340	255	400					
150		240	375	285	445	395	465	430	523	500
152	300	240	375	285	445					
177.4	350	260	420	310	505					
185		275	430	320	515	440	530	485	604	562
202.7	400	280	455	335	545					
240		320	500	375	595	505	620	560	722	649
253.4	500	320	515	380	615					
300		355	575	420	690	575	700	635	834	730
304	600	355	575	420	690					
380	750	400	655	490	780					
400		430	695	490	825	665	860	715	969	827
500		490	790	580	950	750	975	800	1127	936
506.70	1000	590	790	580	950					

Anexo 5: ventilador y ciclón centrífugos

Serie **VRI**

Ventilador centrífugo industrial para servicio pesado, su construcción robusta lo hace ideal para los requerimientos de la industria en general, están diseñados para una operación confiable, larga y con un mínimo de mantenimiento.

Su aplicación abarca múltiples procesos industriales como control de polución de aire, Plantas de Asfalto, Plantas de fundición, Eliminación de gases, Procesos químicos, Cementeras, Plantas Textiles, Papeleras, Industrias Plásticas, Industrias de caucho, Transporte neumático, Minería, etc.

Temperatura de trabajo hasta 650°C

Se suministran con motores norma IEC y NEMA en IP55 ó especiales a pedido.

Características:

Caudal: 600 a 70000 cfm

Presión Total: 1" a 20" de H2O



Tipos

VRI-I : Diseñado principalmente para transportar aire limpio, gases y humo sin partículas.

VRI-II : Diseñado para transportar aire, gases que contienen polvo ó partículas pequeñas.

VRI-III : Diseñado para transporte de materiales ó donde el ventilador tenga que trabajar con partículas abrasivas.

VRI-IV : Diseñado para transportar material grueso y partículas abrasivas.

Ciclones

Se fabrican de todos los tamaños para procesos donde se requiera la colección, separación de material ya sea de transporte neumático u otra aplicación.



Airtec S.A. Jr. Manuel Arispe 311 - Callao, Perú

Email: airtec@airtec.com.pe **Web:** www.airtec.com.pe

Telefax: (511) 715-3990 / 715-3956 / 715-3957 / **Nextel:** 838*8103 / 812*1109

Anexo 6: Datos de caldera

 CALDEMA - EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA.

CARACTERIZAÇÃO DA CALDEIRA

1 - IDENTIFICAÇÃO

Marca: **CALDEMA**
Tipo: Aquatubular vertical de 02 (dois) tubulões, Fomalha aletada, Superaquecedor, Economizador, Pré-aquecedor de ar e Conjunto de Grelhas inclinadas
Modelo: AUF-40-5GI-PSE
Tamanho: 4.000 m² de superfície de aquecimento nominal
Número de Série: 086
Ano de Fabricação: 2.002
Fabricante: **CALDEMA EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA.**
Rodovia Armando de Salles Oliveira, Km 335,8.
14175-300 - Sertãozinho - São Paulo - Brasil.
Fone (16) 3945-2700 / Fax (16) 3945-4003.
e-mail : engenharia@caldema.com.br
Categoria: A

2 - LOCALIZAÇÃO / PROPRIETÁRIO

Empresa: **COMPLEJO AGROINDUSTRIAL CARTÁVIO**
Local de instalação: (Indicar em plantas anexas)
Data de conclusão da instalação:
Data de início de operação:
1ª instalação: (X) Sim () Não

3 - CARACTERIZAÇÃO TÉCNICA

3.1 - DADOS DE PLACA:

Tipo: Chapa de alumínio com títulos e campos litografados
Localização: Soldada na estrutura frontal da caldeira.
Inscrições: Ver parte I do Prontuário.