



Evaluación de la eficiencia energética de una caldera moderna de biomasa por la incorporación de un secador de bagazo

Presentado por:

Autor Santiago Ortega Aguilera

Directores: Ing. Andrés Felipe Ospina Patiño
Guillermo Andrés Jaramillo Pizarro PhD.

Documento presentado como requisito para optar por el título de
Ingeniero Mecánico



**IMPETUS
INDOMITUS**

Research Team in energy conversion
& propulsion revolution

IMPETUS INDOMITUS

Research Team in energy conversion and propulsion revolution

Escuela de ingeniería mecánica

Universidad del Valle

Julio 2025

Agradecimientos

Deseo expresar mi más profundo agradecimiento a todas las personas que, de manera directa o indirecta, hicieron posible la realización de este trabajo de grado.

En primer lugar, a Dios por darme sabiduría y las herramientas necesarias para cumplir mis sueños y quien guía mis pasos en cada momento.

A mi familia, quienes son los pilares fundamentales de la persona que soy hoy, gracias por su amor incondicional, por sus palabras de aliento en los días difíciles y por su ejemplo de esfuerzo y constancia. En especial, quiero agradecerles por motivarme a seguir adelante, por sus valiosos consejos que han marcado profundamente mi camino y por impulsarme a no rendirme, incluso cuando las circunstancias parecían adversas.

Al profesor Guillermo Andrés Jaramillo, director de este trabajo, le expreso mi más sincera gratitud por su orientación constante, por su compromiso y por la dedicación con la que guió cada paso de este proyecto. Su actitud siempre respetuosa, su conocimiento y su capacidad para motivar y sacar lo mejor de sus estudiantes han sido fundamentales para culminar esta etapa con éxito. Ha sido un honor contar con su acompañamiento.

Al ingeniero Andrés Felipe Ospina, director de este proyecto, le agradezco profundamente por confiar en el potencial de esta propuesta desde el primer momento. Su guía, basada en la experiencia, el conocimiento técnico y el compromiso con la excelencia, fue decisiva para el desarrollo y materialización de este trabajo. Siempre estuvo dispuesto a orientarme con claridad, paciencia y entusiasmo, creyendo firmemente en lo que podríamos lograr. Su apoyo fue clave para que este proyecto no solo se llevara a cabo, sino que también alcanzara un alto nivel de calidad y pertinencia.

A mis compañeros de Ingeniería Mecánica y a la Universidad del Valle, cuyo aporte fue clave en mi crecimiento académico y personal.

Muchas gracias.

Resumen

La industria azucarera tiene una variedad de subproductos como el bagazo, los cuales en los últimos tiempos presentan igual atención e importancia que la producción de azúcar. El bagazo es el subproducto obtenido después del proceso de molienda y es utilizado como combustible para las calderas, sin embargo, el bagazo presenta altos niveles de humedad, lo cual es un parámetro que afecta la eficiencia de la caldera. En este trabajo se realizará la evaluación de la eficiencia energética de una caldera al incorporar un secador de bagazo, donde primero se realiza la caracterización del bagazo (morfología y análisis próximo), seguido de la selección de un modelo matemático para el secado de bagazo, con el cual se dimensionará el secador a emplear junto con su sistema de transporte y recolección y por ultimo se aplicará un análisis energético basado en la norma ASME PTC 4 para evaluar las pérdidas de energía. Con esto se espera mejorar la eficiencia energética de la caldera además de brindarle a los ingenios azucareros una alternativa para reducir el consumo de bagazo empleado como combustible generando mayores ingresos por la venta de esta biomasa hacia otras industrias de manera sostenible y eficiente.

Palabras clave: Bagazo, análisis último, Poder calorífico, granulometría, secador, ciclón, caldera, biomasa.

Índice general

Lista de figuras	5
Lista de tablas	6
1. Introducción	8
1.1. Planteamiento del problema	9
1.2. Revisión Bibliográfica	10
1.3. Justificación	11
1.4. Objetivos	11
1.4.1. Objetivo general	11
1.4.2. Objetivos específicos	11
1.5. Marco teórico	12
1.5.1. Bagazo	12
1.5.2. Proceso de secado	14
1.5.3. Ciclón	16
1.5.4. Dimensionamiento de ciclones	17
1.5.5. Configuración de ciclones	18
1.5.6. Calderas	19
1.5.7. Clasificación de calderas	19
1.5.8. Eficiencia de calderas	20
1.6. Metodología	23
2. Caracterización del bagazo	25
2.1. Porcentaje de humedad	25
2.2. Molienda y tamizado de las muestras	26
2.3. Poder calorífico superior	27
2.4. Contenido de cenizas	27
2.5. Granulometría	27
2.6. Resultados de la caracterización del bagazo	28
3. Selección del modelo matemático que representa el secado de bagazo	31
3.1. Modelos matemáticos para la curva de secado	31
3.1.1. Concentración de humedad en equilibrio y relación dimensional de humedad	32
3.2. Configuración y Procedimiento Experimental	33
3.3. Análisis de las curvas de secado	34

4. Condiciones de operación de la caldera y dimensionamiento del secador	39
4.1. Condiciones de operación de la caldera	39
4.2. Dimensionamiento del ciclón	40
4.3. Selección de la familia de ciclón a dimensionar	42
4.3.1. Eficiencia de recolección	42
4.3.2. Caída de presión en el ciclón	46
4.3.3. Pérdidas en sistema de tuberías	47
4.4. Dimensionamiento del secador	50
5. Análisis de transferencia de calor en el ducto de secado	56
5.1. Balance de masa	56
5.2. Pérdidas de calor a través del ducto de secado	58
5.3. Balance energético global	61
5.4. Calor transferido al bagazo	62
5.5. Tasa de transferencia de calor a la entrada y a la salida.	63
5.6. Modelo iterativo para la transferencia de calor.	64
5.7. Temperatura del punto de rocío	65
6. Estimación de la eficiencia energética de la caldera	68
6.1. Norma ASME PTC 4.0	68
6.2. Pérdidas de energía	69
6.3. Parámetros de evaluación propuesta por Cenicaña	70
6.4. Evaluación de la eficiencia energética de la caldera	71
6.5. Comparación de la eficiencia de la caldera con otro caso de estudio	74
7. Conclusiones	76
Referencias	77
Anexo A. Equipos de medición utilizados en la evaluación de la eficiencia	81
Anexo B. Esquemas de calderas analizados para determinar la eficiencia en el estudio de sosa-Arnoa y Nebra	83

Índice de figuras

1.1. Árbol del problema	9
1.2. Árbol de objetivos	12
1.3. Esquema de un secador rotativo.Tomado de: Mujumdar, 2006 [20]	15
1.4. Esquema de un secador neumático simple.Tomado de: Mujumdar, 2006 [20]	15
1.5. ciclón.Tomado de: Wang et al. 2004[23]	16
1.6. Entrada ciclón:(A)Tangencial; (B) Venas Guías; (C) Semiespiral; (D) Espiral completo.Tomado de: Wang et al. 2004 [23]	16
1.7. Dimensionamiento y vórtices del ciclón.	17
1.8. Ciclones en paralelo. Tomado de [26]	18
1.9. Ciclones en serie. Tomado de [25]	19
2.1. Horno de convección forzada utilizado para el secado de muestras	26
2.2. Proceso de molienda y tamizado de muestra	26
2.3. Proceso de tamizado	27
2.4. Granulometrías de las muestras de bagazo analizadas	29
3.1. Montaje experimental utilizado en el estudio de Vijayaraj et al. Tomado de [6]	34
3.2. Variación de la relación de humedad para diferentes parámetros de secado. Tomado de [6]	36
4.1. Esquema de la caldera	40
4.2. Eficiencia de recolección en función del número de ciclones para cada una de las familias evaluadas	48
4.3. Eficiencia de recolección y pérdidas de carga para familia Swift Alta Eficiencia.	49
4.4. Tasa de erosión en los codos de la tubería en función de diferentes parámetros.Tomado de [41]	52
4.5. Representación gráfica del método Newton-Raphson. Tomado de [42]	54
4.6. Diseño CAD del secador propuesto	55
5.1. Diagrama de cuerpo libre del ducto de secado.	58
5.2. Esquema del circuito térmico del secador de bagazo	59
5.3. Esquema balance energético global	61
5.4. Variación de la temperatura del gas a lo largo del ducto.	65
6.1. Balance de energía a la entrada y salida en calderas. Adaptado de [27].	69
6.2. Puntos de medición de variables en la caldera	71

Índice de tablas

1.1. Análisis último para el bagazo en base seca para algunos autores	13
1.2. Análisis próximo para el bagazo en base seca para algunos autores	13
1.3. Dimensiones para el diseño de ciclones. Tomado de [23]	18
1.4. Objetivos y Actividades	24
2.1. Porcentaje de retención de partículas para las 9 muestras analizadas	28
2.2. Mediana y desviación estándar para el porcentaje de retención de partículas para cada tamiz	29
2.3. Análisis de humedad, poder calorífico y contenido de cenizas para cada muestra . .	30
2.4. Mediana y desviación estándar para las propiedades del bagazo analizado	30
3.1. Modelos de secado de capa delgada en función del tiempo. Tomado de [6].	34
3.2. Resultados del análisis estadístico de cada modelo. Tomado de [6]	37
4.1. Condiciones de operación de la caldera	39
4.2. Información del bagazo	40
4.3. Dimensiones calculadas para cada familia de ciclones	42
4.4. Dimensiones para cada ciclón	50
4.5. Parámetros de secado y dimensiones del secador propuesto	54
5.1. Resumen de los valores del balance de masa	58
5.2. Resumen del flujo másico de los gases de combustión (secos y húmedos)	58
5.3. Cálculos teóricos obtenidos del modelo de transferencia de calor.	64
5.4. Cálculos obtenidos en la implementación del modelo soviético	67
6.1. corrientes que deben ser registradas para la evaluación de la eficiencia térmica de caldera. Adaptado de [27]	70
6.2. Datos de entrada para la aplicación EFICAL para el caso base	72
6.3. Datos de entrada para la aplicación EFICAL para el caso incluyendo el secador de bagazo	72
6.4. Comparación de pérdidas de energía y eficiencia de la caldera	73
6.5. Comparación de pérdidas de energía y eficiencia de la caldera para el estudio de Nebra et al [45]	74

Capítulo 1

Introducción

Debido a los crecientes problemas ambientales y energéticos asociados al uso de combustibles fósiles, las fuentes de energía limpias y renovables, como las biomasas, se han convertido en una alternativa clave para reemplazarlos, gracias a su renovabilidad y su balance neutro de carbono [1]. El bagazo, subproducto de la molienda de la caña de azúcar, es ampliamente utilizado como combustible en la industria azucarera, que ha complementado su producción de energía con otros combustibles como el carbón, el gas y el Fuel Oil. Además, el bagazo también se emplea como materia prima para la producción de productos como papel y cartón [2]. Sin embargo, debido a que el mayor componente presente en el bagazo es el agua, esta biomasa presenta retos significativos debido a sus altos niveles de humedad, lo que afecta la eficiencia térmica de las calderas y genera un mayor consumo de combustible [3].

Para esta problemática, se han implementado en las industrias los secadores de biomasa, los cuales son equipos diseñados para reducir el contenido de humedad, ya sea por medio de gases de combustión o con aire caliente. Los secadores de bagazo representan una solución eficiente y sostenible para la industria azucarera, ya que se obtiene una mejora en la eficiencia energética al reducir el contenido de humedad del bagazo optimizando su uso como combustible, además, su incorporación puede generar beneficios económicos y ambientales, haciendo que la industria azucarera sea un sector más competitivo y sostenible.

El presente trabajo está estructurado en siete capítulos, en el Capítulo 1 se introduce el contexto general, planteamiento del problema, justificación, objetivos y el marco teórico relacionado con el bagazo, los secadores y las calderas de biomasa, el Capítulo 2 presenta la caracterización física del bagazo, incluyendo análisis de humedad, granulometría, poder calorífico y contenido de cenizas, fundamentales para entender su comportamiento como combustible, en el Capítulo 3 se selecciona un modelo matemático que describe el proceso de secado del bagazo, apoyado en estudios previos, el Capítulo 4 detalla las condiciones de operación de la caldera y el dimensionamiento del secador, incluyendo la selección de la familia de ciclones a utilizar, en el Capítulo 5 se realiza un análisis de la transferencia de calor en el ducto de secado, mediante balances de masa y energía con el fin de determinar la temperatura de los gases de combustión a la salida del ducto de secado, el Capítulo 6 está enfocado en la estimación de la eficiencia energética de la caldera aplicando la norma ASME PTC 4 y analizando las pérdidas de energía y Finalmente, el Capítulo 7 presenta las conclusiones obtenidas y recomendaciones para futuras investigaciones y aplicaciones industriales.

1.1. Planteamiento del problema

El bagazo es el residuo de la caña de azúcar como resultado de la extracción del jugo de caña, el cual tiene una composición 46 - 52 % de agua, 43 - 52 % de fibra y 2 - 6 % de sólidos disueltos [4]. El bagazo es el combustible principal para la generación de vapor en las fábricas de azúcar de caña [5]. Además de utilizarse como combustible, puede emplearse en la producción de papel, así como de bioetanol, para la elaboración de compost y para la alimentación animal. Sea cual sea el uso final, la mayor parte del contenido de humedad debe eliminarse antes del procesamiento posterior[4].

Aún cuando el uso de bagazo como combustible es una alternativa real, existen algunos problemas que deben solucionarse para lograr el aprovechamiento óptimo del poder calorífico de esta biomasa. El incrementar el poder calorífico del bagazo, deriva en un menor requerimiento para la misma generación de vapor con lo cual se obtiene un superávit que podría ponerse en venta para las aplicaciones anteriormente mencionadas sin embargo, el contenido de humedad del bagazo es el gran límite que presenta este material, por lo cual es necesario reducirla lo máximo posible [2] [6].

Debido al gran interés que tienen los ingenios azucareros de utilizar el bagazo de una manera más eficiente, por lo cual se ha considerado realizar un pretratamiento a la biomasa donde el proceso de secado resulta ser la opción más viable. En este contexto, ¿Puede un secador ciclónico de bagazo incrementar la eficiencia de una caldera de biomasa generando excedentes de combustible de una manera sostenible y eficiente?

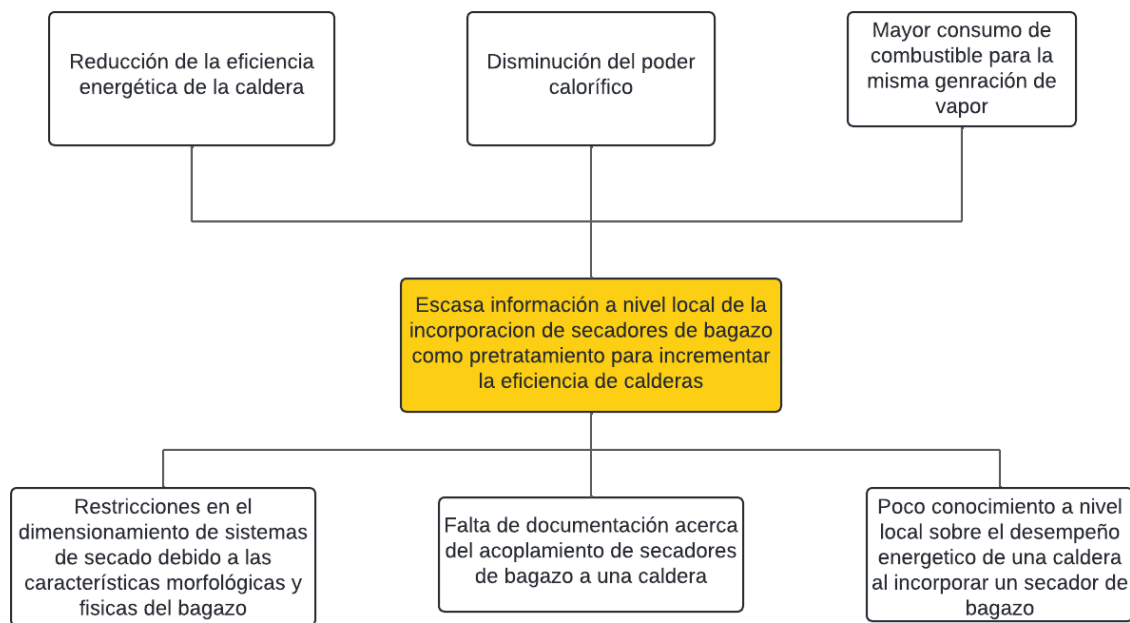


Figura 1.1: Árbol del problema

1.2. Revisión Bibliográfica

C.M. Kinoshita [7] en 1991 investigó el secado de bagazo de caña con gases de combustión, basado en datos de sistemas en Hawaii durante las décadas de 1970 y 1980. Los resultados mostraron que este método mejora la eficiencia de la caldera en un 5 % y reduce las emisiones de partículas, a pesar de las bajas temperaturas de los gases. Sin embargo, la energía necesaria para el secado fue mayor que en otros métodos de recuperación de calor, y se observó que las trampas de aire alrededor de los secadores causaban exceso de aire en la salida del sistema, afectando el rendimiento. En 2004, Nebra et al. [8] analizaron la influencia de la geometría en el tiempo promedio de residencia de partículas (Average Particle Residence Time (APRT)) en un secador ciclónico mediante CFD y mediciones experimentales. El estudio mostró que la parte cónica del ciclón afecta significativamente el flujo y el tiempo de residencia de las partículas, encontrando que a medida que disminuye el diámetro de salida de las partículas, el tiempo de residencia aumenta. Sin embargo, la altura de la parte cónica no tuvo un impacto relevante, y otros factores como el flujo másico de las partículas, el fluido calefactor y el diámetro de las partículas también influyen en este tiempo.

Juan H. Sosa-Arnan y Sílvia A. Nebra [9] en 2009 investigaron la implementación de secadores de bagazo conectados a sistemas de calderas operando con gases de combustión. Encontraron que la integración de estos secadores con dispositivos de recuperación de energía, como el calentador de aire y el economizador, mejora la eficiencia del sistema. Su análisis termodinámico y de costos mostró que el uso de secadores de bagazo permite reducir el consumo de este combustible o aumentar la producción de vapor con la misma cantidad, lo que genera ahorro y mejora la eficiencia en la industria azucarera y de etanol. En 2012, Hanning Li et al. [10] estudiaron el secado de biomasa para uso en centrales eléctricas, utilizando el calor residual de la industria. Compararon dos fuentes de calor: gases de combustión y vapor sobrecalentado. Ambos métodos fueron viables, pero el primero implicaba menores costos de capital, aunque con problemas ambientales debido a las emisiones, mientras que el segundo, aunque más costoso, ofrecía mejor manejo ambiental. Ambos enfoques tendrían un retorno de inversión de 3 a 4 años, dependiendo del precio del combustible.

Banasode, Valmiki y Desai [11] en 2017 en India, diseñaron un secador para recuperar energía de una caldera acuotubular en una fábrica de azúcar, con el objetivo de reducir la humedad del bagazo. Utilizaron un intercambiador de calor en un sistema de secado indirecto, donde los gases de combustión de la caldera transferían calor al bagazo a través de una pared metálica. Este diseño redujo la humedad del bagazo del 50.30 % al 38.12 %, mejorando la eficiencia de la caldera del 63.29 % al 78.88 % y aumentando su poder calorífico de 2261 kcal/Kg a 2715 kcal/Kg. Por otro lado, Ribeiro de Souza et al. [12] en 2018 realizaron un análisis CFD del secado de bagazo utilizando un ciclón como secador. Las simulaciones mostraron que el tiempo de residencia de las partículas y su trayectoria dependen de la velocidad de entrada. También se encontró que el perfil de velocidad afecta las líneas de corriente, la distribución de presión y las trayectorias de las partículas. Las partículas de 0.42 mm se secaron más rápido que las de 0.84 mm debido a su relación volumen/área, mientras que la temperatura, el diámetro y el contenido de humedad de las partículas de 0.42 mm no se vieron afectados por la velocidad de entrada, a diferencia de las partículas de 0.84 mm.

Nakhaei et al. [13] en 2020 realizaron un análisis CFD de separadores ciclónicos de gas-sólido a diferentes temperaturas, evaluando su comportamiento y rendimiento bajo condiciones operativas variables. Los resultados mostraron que a temperaturas elevadas, la eficiencia del ciclón disminuye debido a la mayor viscosidad del gas y el debilitamiento del efecto centrífugo. También se destacó la importancia de seleccionar el modelo de turbulencia adecuado y validar los modelos CFD con

datos experimentales para condiciones de altas cargas y temperaturas.

Nemomsa et al. [14] en 2023 diseñaron y simularon un secador de bagazo con vapor de escape para mejorar la eficiencia de la caldera en una fábrica de azúcar en Etiopía, donde el bagazo tiene una humedad superior al 52 %. Mediante simulaciones, optimizaron parámetros como el diámetro, longitud y velocidad de rotación del secador, logrando reducir la humedad del bagazo del 52 % al 45 % y aumentar la eficiencia de la caldera del 71 % al 74.5 %, además de incrementar su poder calorífico de 9137.6 kJ/kg a 10484.8 kJ/kg.

Wang et al. [15] en 2023 investigaron el rendimiento de separadores de ciclón equipados con tuberías de inserción divergentes o convergentes para mejorar la eficiencia de separación. Estudiaron los efectos de la longitud (L) y el ángulo (θ) de las tuberías sobre el flujo, la caída de presión y la eficiencia de separación. Los resultados mostraron que las tuberías de inserción afectan la presión estática, con longitudes y ángulos mayores resultando en una presión estática más baja. Un parámetro importante es el diámetro de partícula (d_p), en donde Para partículas pequeñas ($d_p \leq 5 \mu\text{m}$), las tuberías convergentes ofrecieron mejor rendimiento, mientras que para partículas grandes ($d_p \geq 5 \mu\text{m}$), las tuberías divergentes redujeron la caída de presión manteniendo una eficiencia de separación adecuada.

1.3. Justificación

La base de esta investigación es brindar una alternativa para incrementar la eficiencia térmica de una caldera mediante la implementación de un secador de bagazo. Con dicha incorporación de un secador de bagazo en calderas modernas de biomasa se obtendrían tantos beneficios operativos, como económicos y se tendrá un impacto en la generación de residuos sólidos, primeramente, al utilizar un secador de bagazo se logra una reducción significativa del contenido de humedad de la biomasa lo que conlleva a obtener un mayor poder calorífico con lo cual se obtendrá mayor energía por unidad de masa, logrando quemar bagazo de una manera eficiente y así obtener la misma producción de vapor con menor consumo de combustible, consecuentemente, al necesitar menos combustible para la misma generación de vapor se obtendrán excedentes de bagazo que pueden ser vendidos para otros usos industriales como producción de papel, bioetanol, compost, pellets, etc. con lo cual se obtendrá ingresos extras por la venta de dichos excedentes, además, con un bagazo seco la combustión se vuelve más eficiente debido a que se tiene un combustible más homogéneo generando menos cenizas y residuos sólidos.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

- Evaluar la eficiencia energética de una caldera moderna de biomasa por la incorporación de un secador ciclónico.

1.4.2. Objetivos específicos

- Caracterizar la materia prima a secar en el secador de bagazo para una caldera moderna de biomasa de referencia.

- Seleccionar un modelo matemático para el secado de bagazo en un secador de transporte neumático.
- Estimar el desempeño energético de una propuesta de un secador ciclónico para una caldera moderna de biomasa referenciada.

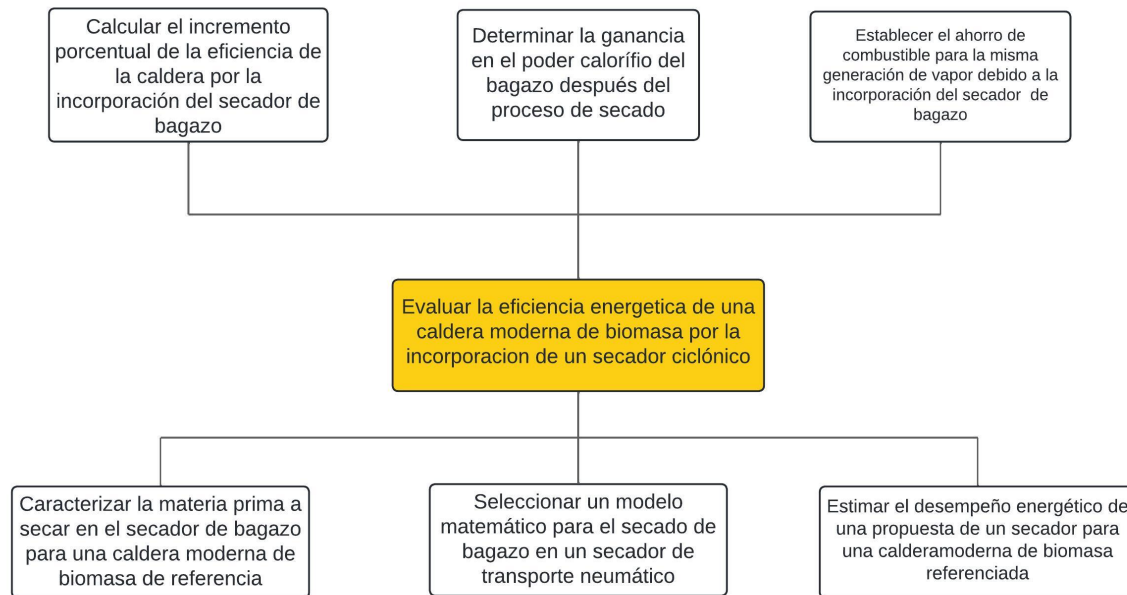


Figura 1.2: Árbol de objetivos

1.5. Marco teórico

Para comprender más sobre la incorporación de secadores de bagazo para la industria azucarera, en esta sección se detallarán el concepto del bagazo y la forma en como se caracterizan los combustibles sólidos, se explicarán el proceso de secado y los tipos de secadores más utilizados en la industria, así mismo, se detallarán el funcionamiento y dimensionamiento del ciclón como dispositivo utilizado para la separación de sólidos suspendidos en un gas y finalmente se brindará información acerca de lo que es una caldera, sus clasificaciones, sus dispositivos más importantes y como calcular la eficiencia de estos generadores de vapor.

1.5.1. Bagazo

La caña de azúcar, genera un subproducto conocido como bagazo durante su proceso de molienda, este material sólido se obtiene del último molino del tandem de molinos una vez extraído el jugo de la caña de azúcar. El bagazo está compuesto por un conjunto de partículas que van desde partículas irregulares de gran tamaño hasta un polvo fino teniendo así una variada granulometría [16]. En esta sección se detallan las diferentes técnicas utilizadas para caracterizar el bagazo como combustible sólido, se abordarán los siguientes análisis: Análisis último o elemental, que determina

la composición química; Análisis próximo, que evalúa componentes como humedad y cenizas; Poder calorífico, que mide la energía liberada durante la combustión; y Granulometría, que analiza la distribución del tamaño de partículas.

Caracterización de combustibles

Para caracterizar el bagazo como combustible sólidos efectúan diferentes análisis que se describen a continuación:

Análisis último o análisis elemental:

El análisis último o elemental es una técnica utilizada en la caracterización de combustibles que determina la composición porcentual de los principales elementos químicos presentes en un material, como carbono (C), hidrógeno (H), oxígeno (O) y nitrógeno (N), así como los contenidos de humedad y cenizas. Esta composición se clasifica en base húmeda, aunque también puede expresarse en base seca, que no incluye la humedad. La tabla 1.1 muestra los resultados del análisis último del bagazo reportados por diversos autores [16].

Componente	Porcentaje (%) según		
	Hugot (Australia) [16]	Marie-Rose et al. (Canadá) [17]	Jenskins et al. (EEUU) [18]
C	47.0	48.0	48.6
H	6.5	6.0	5.9
O	44.0	42.0	42.8
N	—	—	0.2
S	—	—	0.04

Tabla 1.1: Análisis último para el bagazo en base seca para algunos autores

Análisis próximo:

Este análisis permite la evaluación de la composición porcentual de varios componentes en un combustible como el material volátil, contenido de carbón fijo, cenizas y humedad [19]. La tabla 1.2 presenta el análisis próximo del bagazo reportado por varios autores.

Componente	Porcentaje (%) según		
	Rein [19]	Marie-Rose et al. [17]	Jenskins et al. [18]
Material volátil (%)	83.4	80.0	85.6
Carbono fijo (%)	12.4	15.0	12.0
Cenizas (%)	4.2	4.0	2.4

Tabla 1.2: Análisis próximo para el bagazo en base seca para algunos autores

Poder calorífico:

El poder calorífico es la cantidad de energía liberada por unidad de masa del combustible durante la combustión. Se clasifica en poder calorífico superior, donde se aprovecha el calor latente del agua condensada durante la combustión, y poder calorífico inferior, que no considera la condensación del agua. Este valor se ve afectado por el porcentaje de humedad y cenizas, siendo más alto cuando hay mayor presencia de estos componentes [16]. Además, el poder calorífico puede expresarse en base húmeda o base seca. El poder calorífico en base húmeda incluye la humedad presente en el combustible, mientras que el poder calorífico en base seca excluye la influencia del agua, lo que permite evaluar el potencial energético máximo del combustible. El poder calorífico en base seca es útil para conocer la cantidad de energía que el combustible puede liberar sin la interferencia de la humedad.

Para obtener el poder calorífico en base húmeda se utiliza la ecuación 1.1 la cual depende del poder calorífico en base seca (cuyo procedimiento de obtención se presenta en el capítulo 2) y el contenido de humedad:

$$PC_{base\ húmeda} = PC_{base\ seca}[1 - \%Humedad] \quad (1.1)$$

Donde PC representa el poder calorífico ya sea en base seca o base húmeda y

Granulometría:

La granulometría se enfoca en la caracterización de la distribución de partículas del combustible, utilizando tamices estandarizados. Los resultados obtenidos de este procedimiento es el porcentaje de partículas capturadas en tamices con distintos tamaños de abertura.

1.5.2. Proceso de secado

El proceso de secado consiste en reducir la humedad de un material, ya sea en forma líquida o de vapor, mediante la transferencia de calor y masa. Durante este proceso, ocurren dos procesos simultáneos:

1. La transferencia de calor, desde el entorno hacia la superficie del material, facilitando la evaporación de la humedad.
2. La transferencia de masa como líquido o como vapor desde el interior del sólido hacia la superficie, seguida de su evaporación debido al proceso anterior.

La transferencia de calor desde el fluido calefactor hacia el sólido húmedo puede ocurrir mediante convección, conducción, radiación o una combinación de estos mecanismos. Por lo general, el calor se transfiere inicialmente a la superficie del sólido y luego se distribuye hacia el interior [20].

El primer proceso, la eliminación del agua en forma de vapor desde la superficie del material, depende de la humedad, temperatura, flujo del fluido calefactor, área de la superficie expuesta y presión. El segundo proceso, la transferencia de humedad al interior del sólido depende de la naturaleza del mismo, la temperatura y el contenido de humedad [20].

El bagazo obtenido del proceso de molienda tiene un alto contenido de humedad (48-52 %) [19], lo que reduce su poder calorífico y genera importantes pérdidas de energía en las calderas. Secar el bagazo mejora la eficiencia de la caldera al reducir la humedad, lo que disminuye el exceso de aire necesario para la combustión y permite alcanzar mayores temperaturas de llama. Utilizar los gases de combustión de la caldera para secar el bagazo permite recuperar calor adicional, reduciendo la temperatura de los gases en la chimenea, esta estrategia no solo mejora la eficiencia de la caldera, sino que también aumenta la producción de vapor, estabiliza la combustión, reduce el consumo energético y disminuye el impacto ambiental, además, es crucial que el secado sea económicamente viable, y esto solo es posible aprovechando la energía térmica de los gases de combustión [19].

Tipos de secadores

En esta sección se presentan los secadores más utilizados en la industria azucarera [19].

Secadores rotativos

Los secadores rotativos como se muestran en la figura (1.3) consisten en una carcasa cilíndrica girada sobre rodamientos y generalmente ligeramente inclinada con respecto a la horizontal. La

alimentación del sólido húmedo se introduce en el extremo superior del secador y avanza a través de él mediante la rotación y la inclinación de la carcasa, siendo el producto seco retirado en el extremo inferior [20].

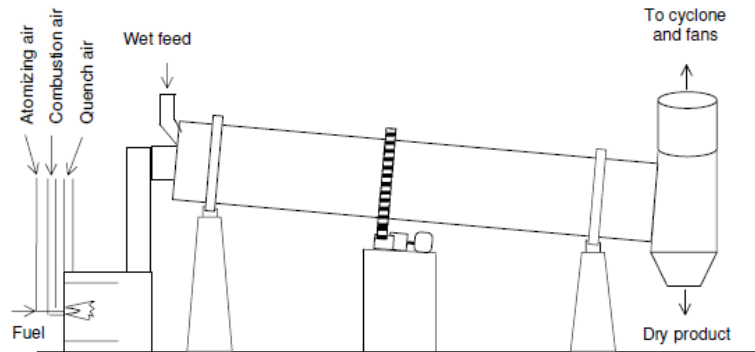


Figura 1.3: Esquema de un secador rotativo. Tomado de: Mujumdar, 2006 [20]

Secador de lecho fluidizado:

El secador de lecho fluidizado consiste en un horno al cual le ingresan aire o gases calientes en su parte inferior mediante un ventilador de tiro forzado o inducido. Al interior del horno, el material húmedo descansa sobre una parrilla perforada a través de la cual fluyen los gases calientes, a medida que las partículas pierden humedad y por lo tanto peso, tienden a ascender y son arrastradas hacia un ciclón colector donde son separadas de los gases [21].

Secador de transporte neumático:

En los secadores de transporte neumático mostrado en la figura (1.4), los gases de combustión actúan tanto como fluido de secado como medio de transporte del material húmedo. Estos gases se dirigen hacia un tubo de secado mediante un ventilador de tiro forzado o inducido, mientras que el material a secar ingresa al tubo de secado por medio de una válvula rotativa y es arrastrado en transporte neumático por los gases. Al salir del tubo de secado, el material presecado se separa de los gases mediante uno o más ciclones para después ser llevados al hogar de la caldera y los gases resultantes se dirigen a una chimenea por medio de otra tubería [19].

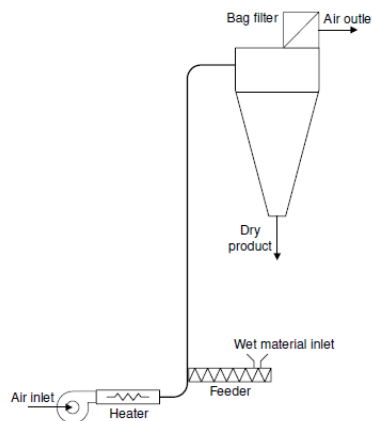


Figura 1.4: Esquema de un secador neumático simple. Tomado de: Mujumdar, 2006 [20]

1.5.3. Ciclón

Los ciclones son equipos mecánicos ampliamente utilizados en la industria que permiten la separación de un sólido que se encuentra suspendido en un gas dentro de un espacio confinado por medio de la fuerza centrífuga. En el cuerpo cilíndrico, donde se ubican la entrada y salida de la corriente gaseosa, el gas realiza un movimiento en espiral descendente, el cual se intensifica a medida que el gas se va desplazando por la parte cónica del ciclón, debido a la curvatura geométrica del ciclón la dirección del movimiento del gas cambia continuamente, como resultado de esto, las partículas dentro del gas experimentan una fuerza centrífuga, la cual se intensifica en la sección cónica del ciclón, lo que impulsa las partículas hacia la pared, en donde descenden por gravedad y son recolectadas a la salida del ciclón. Por otro lado, el gas experimenta un movimiento en espiral ascendente debido a la fuerza de arrastre provocada por el movimiento radial del gas la cual contrarresta la fuerza centrífuga, sumado a la turbulencia en la corriente gaseosa, cuyo efecto combinado es llevar las partículas no recolectadas al ducto de salida [22], [23]

Existen diferentes tipos de ciclones de acuerdo a su disposición geométrica, pero el que más predomina es el tipo de flujo inverso cónico-cilíndrico, presentado en la figura (1.5). De igual manera, se tienen distintas configuraciones de entradas de ciclón, como se observan en la figura (1.6).

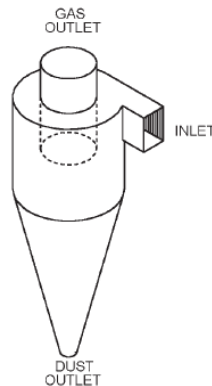


Figura 1.5: ciclón. Tomado de: Wang et al. 2004[23]

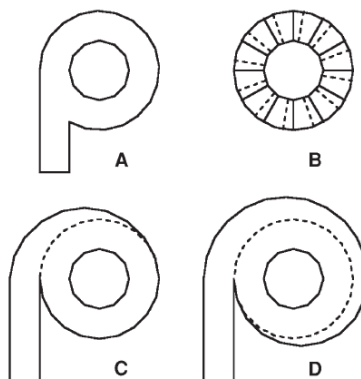
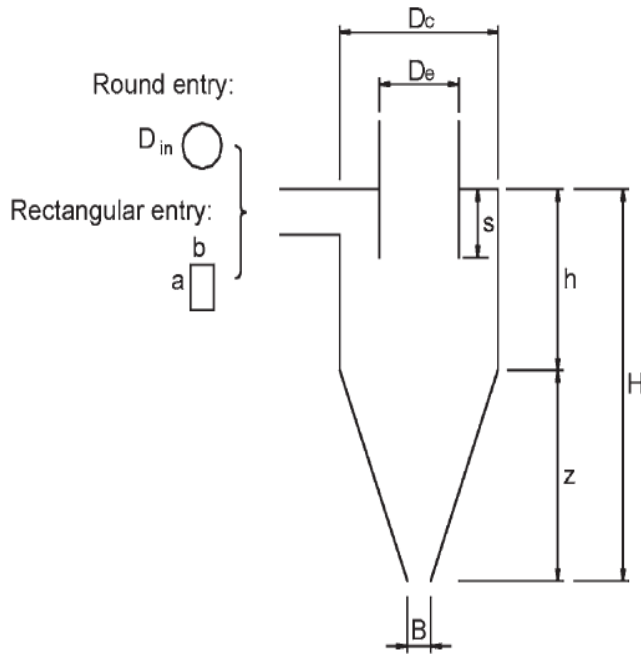


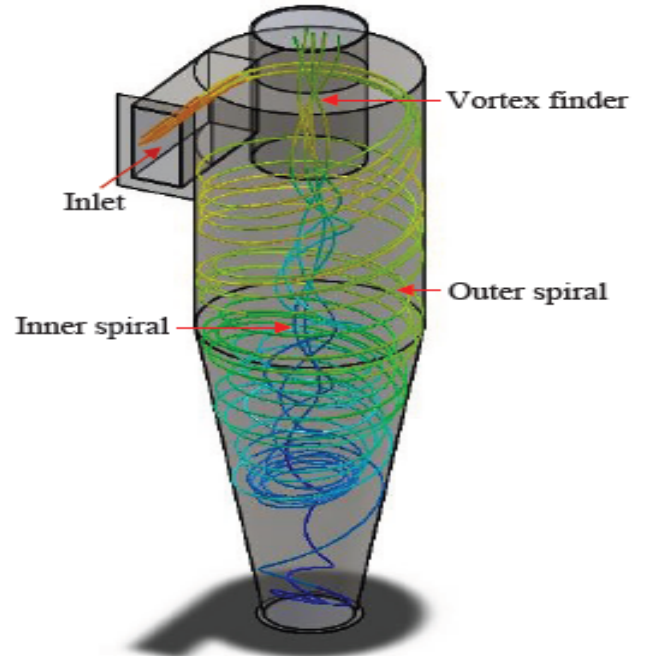
Figura 1.6: Entrada ciclón: (A) Tangencial; (B) Venas Guías; (C) Semiespiral; (D) Espiral completo. Tomado de: Wang et al. 2004 [23]

1.5.4. Dimensionamiento de ciclones

Se particulariza el dimensionamiento de ciclones a un ciclón de flujo inverso con entrada tangencial, dado que es la geometría más comúnmente encontrada en la industria [23]. Las dimensiones principales del ciclón se presentan en la figura (1.7a), en donde el cuerpo cilíndrico tiene un diámetro D_c y una altura h , la parte cónica tiene una altura Z y termina en la salida de los sólidos de diámetro B ; La entrada de los gases puede ser de sección transversal circular de diámetro D_{in} o de sección transversal rectangular de área (ab) ; El ducto de salida de los gases tiene un diámetro D_e y comienza a una distancia S desde la parte superior del cuerpo cilíndrico; Por último, el ciclón tiene una altura total H . Como se mencionó anteriormente, el gas presenta un movimiento formado por un vórtice externo descendiente y un vórtice interno de forma ascendente como se muestra en la figura (1.7b) [23].



(a) Dimensiones ciclón. Tomado de: Wang et al. 2004 [23]



(b) Vórtice externo e interno del ciclón. Tomado de Greg Wheatley et al. [24]

Figura 1.7: Dimensionamiento y vórtices del ciclón.

El dimensionamiento de ciclones se basa en relaciones geométricas de las dimensiones expresadas como fracciones del diámetro de la parte cilíndrica (D_c), las cuales varían en función de la familia de ciclones (Lapple, Stairmand o Swift) y el tipo de uso (alta eficiencia, convencional). La tabla 1.3 presenta los distintos valores para cada relación según la familia y el uso del ciclón y además, presenta un criterio para la determinación del diámetro D_c basado en el flujo volumétrico del gas en (m^3/h) [23].

Familia	Lapple	Swift	Stairmand	Swift
Uso	Convencional	Convencional	Alta Eficiencia	Alta Eficiencia
Q/D_c^2	6,860	6,680	5,500	4,940
a/D_c	0.5	0.5	0.5	0.44
b/D_c	0.25	0.25	0.2	0.21
H/D_c	4.0	3.75	4.0	3.9
h/D_c	2.0	1.75	1.5	1.4
D_e/D_c	0.5	0.5	0.5	0.4
B/D_c	0.25	0.4	0.375	0.4
S/D_c	0.625	0.6	0.5	0.5

Tabla 1.3: Dimensiones para el diseño de ciclones. Tomado de [23]

1.5.5. Configuración de ciclones

En la operación de ciclones industriales, pueden emplearse configuraciones en paralelo o en serie para adaptarse a los requerimientos del proceso.

Ciclones en paralelo:

En una configuración en paralelo, también conocida como multiciclones, el caudal total de gas se distribuye entre varias unidades ciclónicas que operan de manera simultánea, lo que permite tratar grandes volúmenes de gas de manera eficiente, esta disposición es ampliamente utilizada en la industria debido a su capacidad para mantener una alta eficiencia de recolección sin la necesidad de emplear ciclones de gran tamaño. Cada ciclón recibe una fracción del flujo total de gas, lo que optimiza el rendimiento al permitir que cada unidad opere en condiciones más favorables de carga y velocidad, evitando sobrecargar cualquier componente del sistema [25].

Una ventaja clave de los ciclones en paralelo es su diseño modular, lo que facilita el mantenimiento del sistema, ya que al operar múltiples ciclones de forma independiente, es posible retirar o reemplazar una unidad sin interrumpir completamente el proceso, lo que mejora la disponibilidad operativa, esto permite realizar ajustes rápidos en caso de fallos o cuando se requiera mantenimiento preventivo garantizando que se minimice las pérdidas operativas [25]

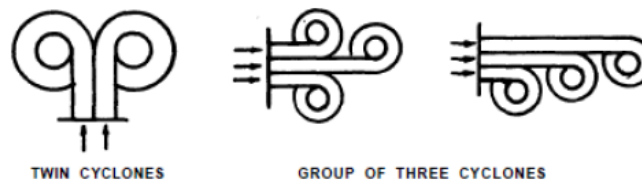


Figura 1.8: Ciclones en paralelo. Tomado de [26]

Ciclones en serie:

En una configuración en serie, los ciclones se conectan secuencialmente, de manera que el gas que sale de un ciclón alimenta al siguiente. Esta disposición se utiliza principalmente cuando el primer ciclón no es suficiente para capturar partículas finas, siendo ideal para procesos con alta concentración de sólidos. La configuración en serie permite aplicar una segunda etapa de separación, lo que mejora la eficiencia global del sistema al proporcionar una separación más completa, en este diseño, el primer ciclón actúa como separador de partículas gruesas, mientras que las unidades sucesivas se encargan de capturar las partículas más pequeñas [25].

Sin embargo, la utilización de ciclones en serie genera una mayor caída de presión, ya que a medida que el gas pasa por cada ciclón sucesivo, la pérdida de presión se acumula, lo que requiere

una mayor potencia del ventilador de tiro inducido, lo que puede generar un mayor consumo de energía para solventar la pérdida total del sistema en comparación con ciclones en paralelo. Además, el diseño de ciclones en serie es más complejo, ya que requiere la conexión secuencial de las unidades con base a las propiedades del gas (como velocidad y densidad) para cada etapa de recolección, lo que demanda un análisis más detallado para garantizar un rendimiento óptimo del sistema [25]

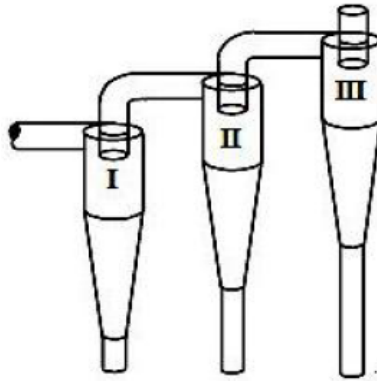


Figura 1.9: Ciclones en serie. Tomado de [25]

1.5.6. Calderas

Una caldera es un convertidor de vapor, cuyo principio de funcionamiento es la transferencia de calor desde los gases de combustión hacia el agua que se transforma en vapor [19].

1.5.7. Clasificación de calderas

- Por disposición de los fluidos: Bien sea que los tubos conduzcan los gases de combustión (caldera piro-tubular) o el agua que se evapora (caldera acuo-tubular)
- Por la presión de trabajo: se dividen en las categorías de baja (300 psi), media presión (hasta 600 psi) y alta presión (mayor que 600 psi)
- Según el tipo de combustible utilizado: los combustibles pueden ser sólidos (carbón, bagazo, etc.), líquidos (fueloil, ACPM) o gaseosos (gas natural, gas propano)

1.5.7.1. Elementos o unidades de trabajo y equipos de recuperación de calor

- Hogar: Recinto donde se realiza la combustión
- Domo: Cuerpos cilíndricos hacia los cuales convergen los tubos hervidores de las calderas. El domo de vapor (domo superior) es donde se produce la separación del vapor y la fase líquida. El domo de lodos (domo inferior) es el recipiente al cual llega la fase líquida de agua que no se evaporó en el domo superior [19]
- Calentador de aire: consiste en un dispositivo recuperador de calor destinado a elevar la temperatura del aire que participará de la combustión, aprovechando la corriente de los gases generados en la combustión [16].

- Economizador: Es un dispositivo que actúa como recuperador del calor que se emplea para incrementar la temperatura del agua de alimentación de la caldera utilizando los gases de combustión [16].
- Ventilador de tiro forzado: Introduce aire desde una ubicación corriente arriba hasta el hogar de la caldera.
- Ventilador de tiro inducido: Extrae los gases de combustión desde una ubicación corriente abajo.

1.5.8. Eficiencia de calderas

En 2013, la ASME (American Society of Mechanical Engineers) realizó una revisión de la norma PTC (Performance Test Code) 4.0 del 2008, que describe los métodos para determinar la eficiencia en generadores de vapor [27]. Esta norma presenta dos métodos: el método indirecto (ecuación 1.2), que se basa en calcular la eficiencia de la caldera asumiendo un 100 % y restando las pérdidas de energía de ese 100 %; y el método directo (ecuación 1.2), en el cual la eficiencia se determina como la razón entre la energía de salida y la energía aportada por el combustible.

Con el método indirecto

$$\eta = 100 \% - \sum \text{pérdidas} \quad (1.2)$$

Con el método directo

$$\eta = \frac{\dot{m}_{vapor} * (h_{vapor} - h_{Agua})}{\dot{m}_{comb} * PCS_{comb}} \quad (1.3)$$

Donde:

- $\dot{m}_{vapor}$: Flujo másico del vapor (lb/h)
- $\dot{m}_{comb}$: Flujo másico del combustible (lb/h)
- $h_{vapor} - h_{agua}$: Diferencia de entalpías específicas del vapor de agua a la temperatura de gases de combustión y la entalpía del agua líquida a la temperatura de referencia (BTU/lb)
- PCS : Poder calorífico superior del combustible (BTU/Lb).

A continuación, se presentan los cálculos de las principales pérdidas de energía en el método indirecto de medición de eficiencia de calderas.

Pérdida por el agua formada a partir del hidrógeno presente en el combustible

$$P_{CH} = \left(\frac{\left(\frac{9H_2}{100} \right) (h_g - h_a)}{PCS} \right) \quad (1.4)$$

Donde:

- P_{CH} : Porcentaje de pérdidas debidas a la formación de agua a partir del hidrógeno presente en el combustible.
- H_2 : Porcentaje en peso del hidrógeno del combustible
- $h_g - h_a$: Diferencia de entalpías específicas del vapor de agua a la temperatura de gases de combustión y la entalpía del agua líquida a la temperatura de referencia (BTU/lb)
- PCS : Poder calorífico superior del combustible.

Pérdida por humedad en el combustible

$$P_{HC} = \left(\frac{\left(\frac{\%H}{100} \right) (h_g - h_a)}{PCS} \right) \quad (1.5)$$

Donde:

- P_{HC} : Porcentaje de pérdida debido a la humedad del combustible.
- $\%H$: Porcentaje en peso de la humedad del combustible.

Pérdida por gases secos de chimenea

$$P_{GS} = \left(\frac{M_{GS} C_p (T_g - T_a)}{PCS} \right) \quad (1.6)$$

Donde:

- P_{GS} : porcentaje de pérdidas presente en los gases de chimenea.
- PCS : poder calorífico superior del combustible (BTU/b)
- T_a : temperatura del aire de combustión o temperatura de referencia ($^{\circ}F$)
- T_g : temperatura de los gases de chimenea ($^{\circ}F$)
- C_p : calor específico a presión constante de los gases de combustión, se tiene un valor de 0.24
- M_{GS} : relación másica de la masa de gases secos por unidad de combustible.

Para determinar la masa de gases secos se tiene la siguiente expresión:

$$M_{GS} = \frac{11CO_2 + 8O_2 + 7(CO + N_2)}{3(CO_2 + CO)} \left[\left(\frac{\%C}{100} - \frac{RPC_R}{14500} \right) \right] + \left[\frac{\%S}{267} \right] \left[\frac{Lb}{Lb_{comb}} \right] \quad (1.7)$$

En la ecuación 1.7, CO_2 , O_2 , CO , N_2 son los porcentajes en volumen de los gases secos; $\%C$ y $\%S$ son los porcentajes en peso del carbono y del azufre en el análisis del combustible; R corresponde a la fracción en peso de los residuos de la combustión (lb/lb de combustible) la cual se calcula con la ecuación (1.8) y PCR es el poder calorífico de los residuos (BTU/lb).

$$R = \frac{\%C_{comb}}{100 \% - \%C_R} \quad (1.8)$$

En la ecuación (1.8), $\%C_{comb}$ es el porcentaje de ceniza en el combustible y $\%C_R$ es el porcentaje de combustible en los residuos.

Pérdida por inquemados de residuos

$$P_I = \left(\frac{M_{CI} PC_I}{PCS} \right) \quad (1.9)$$

Donde:

- P_I : porcentaje de pérdida debido a la presencia de inquemados en los residuos.
- PC_I : poder calorífico específico del carbono (14500 BTU/lb)
- M_{CI} : relación másica de la masa de material combustible en los residuos

Para calcular M_{CI} en libras de material combustible por libra de combustible, se tiene la expresión siguiente:

$$M_{CI} = \frac{A * B}{100(100 - B)} \quad (1.10)$$

Donde:

- A : porcentaje en peso de las cenizas en el combustible (dato de análisis de laboratorio)
- B : porcentaje en peso de la masa de combustible en los residuos. Se estima a partir de la ecuación

$$B = \left(0.21 \frac{PC_{CP}}{PCS} \right) + \left(0.79 \frac{PC_{CC}}{PCS} \right) \quad (1.11)$$

Donde:

- PC_{CP} : poder calorífico específico de los residuos de parrilla (BTU/lb).
- PC_{CC} : poder calorífico específico de los residuos de ciclones (BTU/lb).

Pérdidas por radiación y convección

$$P_{RC} = C_1 \frac{\sum (h_c + h_r) A (T_{avg} - T_{ambavg})}{\dot{m}_{bag} PCS} \quad (1.12)$$

Donde:

- $\dot{m}_{bag}$: flujo de bagazo hacia la caldera

- PCS: Poder calorífico superior del bagazo
- C_1 : Constante, 1 para Unidades inglesas y 0.293 para SI.
- $T_{di} = T_{surface} - T_{amb}$ (Diferencia de temperaturas) ($^{\circ}F$)
- h_c : es el coeficiente convectivo de transferencia de calor, cuyo valor es $0.2(T_{avg} - T_{ambavg})$
- $h_r = 0.847 + 2.36 * 10^{-3}T_{di} + 2.94 * 10^{-6}T_{di}^2 + 2.94 * 10^{-9}T_{di}^3$ Coeficiente de transferencia de calor por radiación
- T_{avg} : temperatura promedio de la superficie en cuestión ($^{\circ}F$).
- T_{ambavg} : temperatura ambiente promedio ($^{\circ}F$)
- A: área proyectada del elemento en cuestión (ft^2).

1.6. Metodología

El proyecto de grado tiene como propósito evaluar la eficiencia energética de una caldera moderna de biomasa mediante la incorporación de un secador de bagazo, con un periodo estimado de ocho meses para su ejecución. La metodología contempla una búsqueda bibliográfica sobre procesos de secado de biomasa, características del bagazo y su impacto en la eficiencia de las calderas.

Se realizará la caracterización del bagazo, analizando sus propiedades físicas y químicas, como granulometría, contenido de humedad, cenizas y poder calorífico superior, para establecer un perfil detallado que sirva de base en el diseño del secador ciclónico. Paralelamente, se seleccionará un modelo matemático representativo del proceso de secado, considerando estudios previos y casos de secadores a escala piloto e industrial. Este modelo será implementado para estimar el desempeño energético del sistema.

En la etapa final, se dimensionará y analizará energéticamente el secador ciclónico, definiendo las condiciones de operación de los gases utilizados en el secado y evaluando el sistema a través de análisis de transferencia de calor. Además, se aplicará la norma ASME PTC 4 para determinar las pérdidas de energía. Durante todo el proceso, se emplearán recursos como bibliografía especializada, software de diseño y herramientas computacionales de Cenicña. Los resultados se compararán con modelos teóricos para validar el desempeño energético del secador. La metodología completa se detalla en la tabla 1.4, donde se describen las actividades y objetivos de cada fase del proyecto.

Objetivos	Actividades
Caracterizar la materia prima a secar en el secador de bagazo	■ Identificar la necesidad de reducir la humedad del bagazo. ■ Investigar sobre las propiedades físicas y químicas del bagazo. ■ Realizar análisis de granulometría, humedad, cenizas y poder calorífico. ■ Consolidar información obtenida de la caracterización.
Seleccionar un modelo matemático para el secado de bagazo en un secador ciclónico	■ Investigar sobre el proceso de secado de biomasa. ■ Recopilar casos de estudio de secador de biomasa a escala piloto o industrial. ■ Revisión bibliográfica de modelos matemáticos existentes para productos similares al bagazo. ■ Seleccionar el modelo matemático más adecuado para el bagazo.
Estimar el desempeño energético de una propuesta de un secador ciclónico de bagazo para una caldera moderna de biomasa	■ Establecer las condiciones de operación de los gases a emplear en el secador. ■ Desarrollar el dimensionamiento del secador a partir de las condiciones de operación de la caldera. ■ Análisis de transferencia de calor en el tubo de secado. ■ Aplicar un análisis energético con base a la norma ASME PTC4 para evaluar las pérdidas de energía.

Tabla 1.4: Objetivos y Actividades

Capítulo 2

Caracterización del bagazo

En esta sección se presenta el procedimiento y la preparación de las muestras para obtener el análisis próximo de las muestras analizadas de bagazo utilizando los equipos y recursos con los que cuenta actualmente Cenicaña.

2.1. Porcentaje de humedad

El contenido de humedad es la cantidad de agua presenta en la biomasa, expresada con un porcentaje del peso de la muestra. Para biocombustibles este es un factor importante ya que determina la cantidad de energía que se puede obtener por medio de la combustión.

El procedimiento para determinar el contenido de humedad es el siguiente:

1. **Cuarteo de la muestra:** : el cuarteo de muestras es un procedimiento, cuyo objetivo es reducir el tamaño de la muestra sin alterar la proporción presente en el lote original recolectado, asegurando que se obtenga una muestra final representativa y homogénea. Se obtuvo una fracción homogénea de 250 g a partir de 2 kg de muestra inicial.
2. **Pesado de la muestra en los contenedores:** Se registró el peso del recipiente vacío (P_c) y el peso del recipiente con la muestra (P_i).
3. **Secado en horno:** Las muestras se secaron a $105^{\circ}C$ durante 5 horas en un horno de convección forzada, evitando la dispersión con papel aluminio perforado.
4. **Pesado final:** Posteriormente, se midió el peso final del recipiente con la muestra seca (P_f). La humedad se calculó con la fórmula:

$$\%Humedad = \left(1 - \frac{P_f - P_c}{P_i - P_c}\right) * 100 \quad (2.1)$$

Donde:

- P_c es el peso tarado del contenedor de secado.
- P_i es el peso inicial del contenedor y la muestra.
- P_f es el peso final del contenedor y la muestra después del secado.

Horno de convección forzada: El secado de las muestras se realiza en un horno de convección forzada (figura 2.1) , que calienta de manera uniforme mediante la circulación de aire caliente. El proceso comienza con elementos calefactores que elevan la temperatura del aire, y un ventilador posterior distribuye el calor de manera constante, evitando zonas frías y asegurando un procesamiento homogéneo de las muestras.



(a) Parte Externa del horno de secado



(b) Parte interna del horno de secado

Figura 2.1: Horno de convección forzada utilizado para el secado de muestras

2.2. Molienda y tamizado de las muestras

Para analizar el poder calorífico superior y el contenido de cenizas, primero se realiza la molienda y el tamizado de las muestras secadas. En la molienda se descompone el bagazo en partículas finas y homogéneas, mientras que en el tamizado, mediante un tamiz con abertura de 0.074 mm, se clasifican las partículas y eliminan las fracciones no adecuadas. Este proceso (figura 2.2) asegura una muestra homogénea, lo que es esencial para obtener resultados precisos en los análisis.



(a) Molino para triturar la muestra



(b) Ingreso de la muestra al molino



(c) Muestra tamizada después de ser triturada

Figura 2.2: Proceso de molienda y tamizado de muestra

2.3. Poder calorífico superior

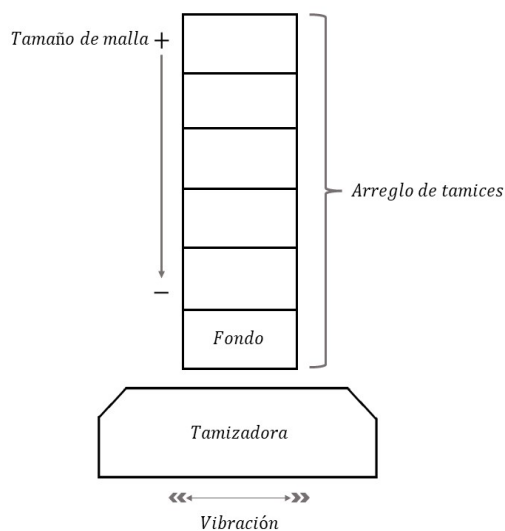
Para determinar el poder calorífico superior, se utiliza una bomba calorimétrica. Se pesan 0.5 gramos de la muestra tamizada, se colocan en un crisol con un alambre de ignición, y se introducen en un vaso de combustión sellado. El calorímetro se llena con agua y la cámara de combustión con oxígeno. Al iniciar la combustión, el calor liberado aumenta la temperatura del agua, y el dispositivo calcula el poder calorífico en función de este incremento térmico.

2.4. Contenido de cenizas

Esta prueba se realiza para determinar el porcentaje de cenizas en la muestra y estimar la cantidad de combustible aprovechable energéticamente. La calcinación se lleva a cabo en un horno mufla, que opera a altas temperaturas controladas. Este horno está equipado con resistencias eléctricas y materiales refractarios, y cuenta con un sistema de control de temperatura.

2.5. Granulometría

La distribución granulométrica analiza cómo se distribuyen las partículas de un material según su tamaño, utilizando el proceso de tamizado. Este consiste en separar la muestra por tamaño de partícula mediante una tamizadora, que emplea diferentes tamices para clasificar las partículas como se muestra en la figura 2.3 . Las más grandes se quedan en los tamices superiores, mientras que las más pequeñas pasan a los inferiores. Para este proceso, se introduce 100 gramos de muestra en el tamiz superior, se agita durante 5 minutos, y las partículas más grandes quedan en los tamices superiores. Luego, se registra el peso de la muestra retenida en cada tamiz, repitiendo el proceso hasta el último.



(a) Esquema tamizadora



(b) Arreglo de tamices

Figura 2.3: Proceso de tamizado

2.6. Resultados de la caracterización del bagazo

Se realizó la caracterización de 9 muestras de bagazo, las cuales fueron recolectadas entre los meses de mayo y julio de 2024, en donde se realizaron los procedimientos anteriormente mencionados para determinar las propiedades del material. Los resultados obtenidos a partir de las muestras analizadas fueron los siguientes:

Granulometría

La tabla 2.1 presenta el porcentaje de retención de partículas obtenido mediante el análisis granulométrico para las muestras de bagazo analizadas. Cada fila corresponde a un tamiz con una abertura específica, y cada columna indica el porcentaje de partículas retenidas por dicho tamiz para cada muestra.

Tamiz	Abertura tamiz [mm]	Porcentaje de retención								
		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9
3/4"	19.05	3.11 %	4.33 %	2.73 %	1.80 %	1.35 %	2.48 %	5.57 %	2.65 %	8.13 %
1/2"	12.7	5.76 %	1.68 %	5.43 %	3.05 %	4.10 %	8.57 %	4.85 %	4.93 %	6.58 %
3/8"	9.5	10.77 %	6.64 %	6.87 %	4.09 %	6.66 %	6.89 %	5.66 %	3.99 %	5.57 %
1/4"	6.35	9.53 %	9.10 %	9.33 %	4.75 %	7.15 %	5.75 %	9.54 %	9.13 %	9.87 %
4	4.75	4.89 %	6.61 %	2.36 %	2.36 %	1.77 %	1.03 %	5.18 %	5.82 %	7.11 %
6	3.35	1.43 %	7.65 %	3.29 %	3.78 %	6.17 %	2.93 %	6.98 %	9.10 %	7.06 %
12	1.7	15.23 %	17.10	19.53 %	17.48 %	18.74 %	21.66 %	19.25 %	19.13 %	17.59 %
20	0.84	21.12 %	16.07 %	19.01 %	24.16 %	20.71 %	24.18 %	22.12 %	16.10 %	14.63 %
50	0.297	18.38 %	23.24 %	21.03 %	31.52 %	24.81 %	18.73 %	16.65 %	20.08 %	15.75 %
70	0.21	3.15 %	3.86 %	6.53 %	3.96 %	3.68 %	4.25 %	1.59 %	3.97 %	3.06 %
Fondo	0.01	6.63 %	3.74 %	3.89 %	2.95 %	4.84 %	3.53 %	2.61 %	5.12 %	4.64 %

Tabla 2.1: Porcentaje de retención de partículas para las 9 muestras analizadas

Para obtener la tendencia central del porcentaje de retención de partículas para cada tamiz se obtuvo la mediana y la desviación estándar para entender que tanto varían los datos con respecto a la mediana.

Mediana:

Dado un conjunto de datos $x_1, x_2, \dots, x_n$ ordenados en orden de magnitud creciente, la mediana de la muestra se define como:

$$\tilde{x} = \begin{cases} x_{(n+1)/2}, & \text{si } n \text{ es impar,} \\ \frac{1}{2}(x_{n/2} + x_{n/2+1}), & \text{si } n \text{ es par.} \end{cases} \quad (2.2)$$

Desviación estándar: La desviación estándar mide qué tanto se dispersan los valores respecto a la media aritmética del conjunto de datos.

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (2.3)$$

Estos resultados se presentan en la tabla 2.2

Tamiz	Abertura tamiz [mm]	Mediana	Desviación estándar
3/4"	19.05	2.73 %	2.1 %
1/2"	12.7	4.93 %	2.0 %
3/8"	9.5	6.64 %	2.0 %
1/4"	6.35	9.13 %	1.9 %
4	4.75	4.89 %	2.3 %
6	3.35	6.17 %	2.6 %
12	1.7	18.74 %	1.8 %
20	0.84	20.71 %	3.6 %
50	0.297	20.08 %	4.9 %
70	0.21	3.86 %	1.3 %
Fondo	0.01	3.89 %	1.2 %

Tabla 2.2: Mediana y desviación estándar para el porcentaje de retención de partículas para cada tamiz

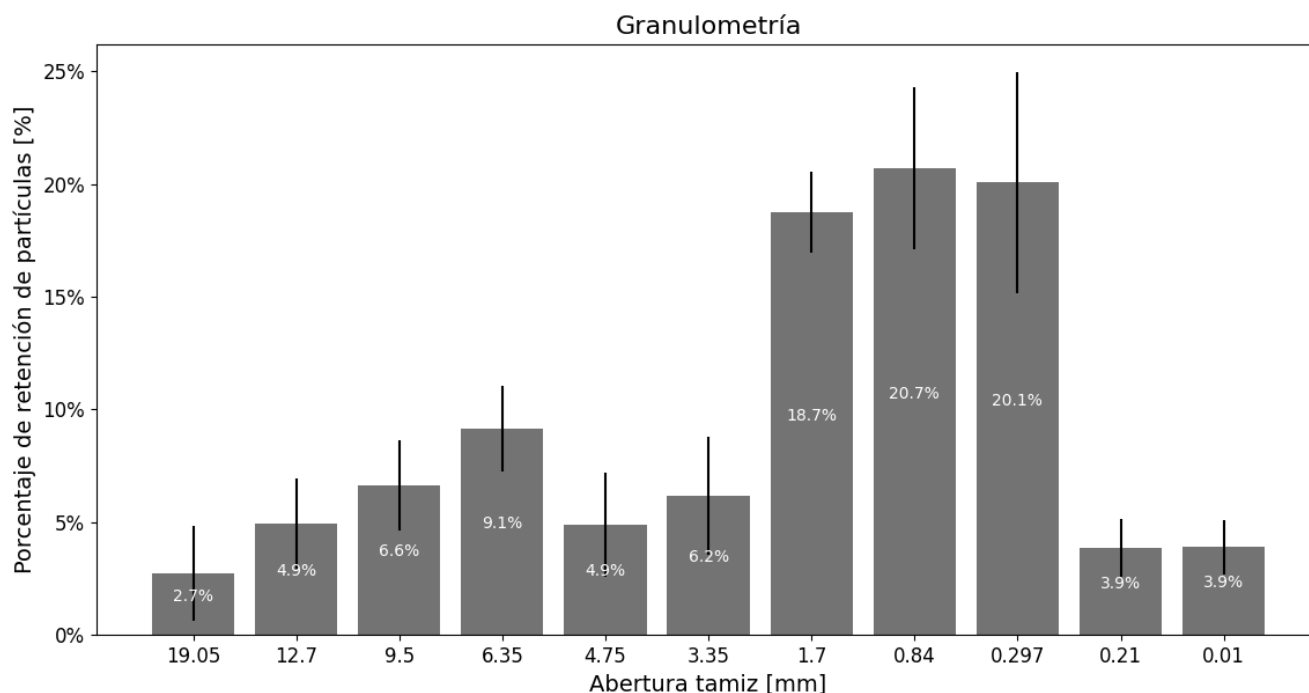


Figura 2.4: Granulometrías de las muestras de bagazo analizadas

La figura 2.4 muestra la distribución granulométrica de las 9 muestras de bagazo, indicando el porcentaje de partículas retenidas según el tamaño del tamiz. Se observa que la distribución no es uniforme, con concentraciones significativas de partículas en los tamices de 1.7 mm, 0.84 mm y 0.297 mm, donde se retienen el 18.7 %, 20.7 % y 20.01 % de las partículas, respectivamente, indicando fracciones predominantes de partículas de tamaño medio y fino. Las partículas más grandes, retenidas en los tamices de 19.05 mm y 12.7 mm, representan solo el 2.7 % y 4.9 %, mientras que los tamices más finos (0.21 mm y 0.01 mm) retienen alrededor del 3.9 % cada uno, indicando una menor proporción de partículas extremadamente finas.

Humedad, Poder calorífico y contenido de cenizas

Para cada uno de las muestras analizadas se determinó los parámetros de humedad, poder calorífico superior (PCS) y contenido de cenizas, los cuales se presentan en la tabla 2.3

Parámetro	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9
Humedad [%]	46.2 %	45.7 %	46.8 %	49.1 %	48.6 %	48.9 %	47.0 %	48.7 %	49.0 %
PCS base seca [BTU/lb]	5,128	6,829	6,762	6,338	5,515	7,108	7,215	7,029	7,270
PCS base húmeda [BTU/lb]	2,758	3,708	3,597	3,226	2,834	3,632	3,823	3,605	3,707
Contenido de cenizas [%]	36.3 %	19.1 %	16.3 %	21.3 %	32.0 %	12.5 %	10.5 %	5.93 %	8.3 %

Tabla 2.3: Análisis de humedad, poder calorífico y contenido de cenizas para cada muestra

Se determinó la mediana para obtener la tendencia central de cada parámetro del análisis efectuado junto con su respectiva desviación estándar como se muestra en la tabla 2.4

Parámetro	Mediana	Desviación estándar
Humedad [%]	48.6 %	1.3 %
PCS base seca [BTU/lb]	6,829	771
PCS base húmeda [BTU/lb]	3,510	771
Contenido de cenizas [%]	16.3 %	10.4 %

Tabla 2.4: Mediana y desviación estándar para las propiedades del bagazo analizado

Al analizar las tablas 2.3 y 2.4, se puede observar que la humedad del bagazo afecta significativamente el poder calorífico superior (PCS). A medida que aumenta la humedad, el PCS disminuye, ya que la energía necesaria para evaporar el agua se pierde en lugar de contribuir a la combustión.

La humedad promedio de las 9 muestras de bagazo es alta (48.6 %), lo que resulta en un PCS de 6829 BTU/lb. Aunque la humedad es constante (con una desviación estándar de 1.3 %), la variabilidad del PCS sugiere que otros factores además de la humedad afectan el poder calorífico.

El contenido de cenizas también impacta el PCS, ya que un mayor porcentaje de cenizas reduce la cantidad de material aprovechable en la combustión. La alta desviación en el contenido de cenizas (10.4 %) indica que su variabilidad es una fuente importante de fluctuación en el PCS del bagazo.

Capítulo 3

Selección del modelo matemático que representa el secado de bagazo

La reducción del contenido de humedad en el bagazo incrementa su poder calorífico y contribuye a mejorar la eficiencia de la caldera. El secado es un proceso complejo que combina simultáneamente fenómenos de transferencia de calor y masa. Para comprender mejor este proceso en materiales agrícolas, se han desarrollado modelos de capa delgada que permiten analizar sus características. Estos modelos se clasifican en tres categorías: teóricos, semi-teóricos y empíricos, dependiendo de si consideran principalmente la resistencia interna o externa a la transferencia de humedad.[28], [29],

En un estudio realizado por B. Vijayaraj, R. Saravanan y S. Renganarayanan, se evaluaron los efectos del grosor del producto, la temperatura, la velocidad del fluido y la humedad en la cinética del secado. Los resultados mostraron que el proceso está controlado principalmente por la difusión de líquidos y vapor, lo que permitió seleccionar un modelo adecuado para describir este fenómeno [6]

3.1. Modelos matemáticos para la curva de secado

La segunda ley de Fick describe como la concentración de una sustancia cambia con el tiempo debido a la difusión, entendiéndose la difusión como el movimiento de partículas de una región de alta concentración a una región de baja concentración, esta ley es útil en situaciones donde la concentración varía no solo en el espacio sino también en el tiempo. [30]

La segunda ley de Fick en una dimensión se muestra en la ecuación 3.1:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} \quad (3.1)$$

Donde:

- C es la concentración de la sustancia.
- t es el tiempo.
- x es la posición en el espacio.
- D es el coeficiente de difusión

Asumiendo que la resistencia al flujo de humedad es uniforme en todo el interior del material homogéneo e isotrópico, es decir, que las propiedades físicas como el coeficiente de difusión son constantes y uniforme en todas las direcciones, a través de la segunda ley de Fick se obtiene la siguiente expresión [6]:

$$\frac{\partial M}{\partial t} = D \nabla^2 M \quad (3.2)$$

Donde:

- M representa en contenido de humedad.
- t es el tiempo.
- D es el coeficiente de difusión.
- ∇^2 es el operador laplaciano.

3.1.1. Concentración de humedad en equilibrio y relación dimensional de humedad

Los modelos matemáticos de secado incluyen la concentración de humedad en equilibrio (M_e) y la relación dimensional de humedad (MR). M_e es la humedad que el material retiene al alcanzar un equilibrio dinámico con el aire, proporcionando condiciones de frontera para resolver las ecuaciones diferenciales, por su parte, MR normaliza el contenido de humedad en función de M , M_0 y M_e , según la ecuación 3.3 [6].

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} \quad (3.3)$$

Donde:

- MR es la relación de humedad.
- M es el contenido de humedad en el tiempo.
- M_0 es el contenido de humedad inicial.
- M_e es el contenido de humedad en equilibrio.

Entre los modelos que se basan de la segunda ley de Fick se encuentran:

Modelo de dos términos

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = a * e^{-k_0 t} + b * e^{-k_1 t} \quad (3.4)$$

En donde a , b , k_0 y k_1 son coeficientes empíricos.

Modelo de Henderson y Pabis

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = a * e^{-kt} \quad (3.5)$$

En donde a y k son coeficientes empíricos.

Modelos basados en la ley de enfriamiento de Newton

La ley de enfriamiento de Newton, que describe cómo la temperatura de un objeto varía con el tiempo debido a la transferencia de calor, se aplica de forma análoga al secado de materiales. En este caso, la tasa de cambio de la humedad (M) es proporcional a la diferencia entre la humedad del material y la humedad en equilibrio (M_e), expresada matemáticamente como:

$$\frac{dM}{dt} = -k(M - M_e) \quad (3.6)$$

Donde:

- M es la concentración de humedad en el material (en %) en el tiempo t
- M_e es la humedad en equilibrio con el aire circundante (en %)
- k es la constante que depende de las propiedades del material y las condiciones de secado en s^{-1}

Algunos modelos para el secado de materiales que se basan en la ley de enfriamiento de Newton son:

Modelo de Lewis

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = e^{-kt} \quad (3.7)$$

Modelo de Page

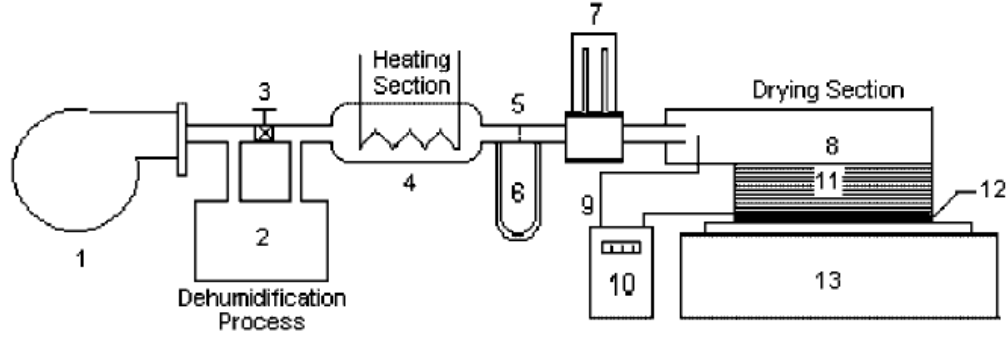
$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = e^{-kt^n} \quad (3.8)$$

3.2. Configuración y Procedimiento Experimental

B. Vijayaraj, R. Saravanan y S. Renganarayanan realizaron experimentos con un secador de laboratorio diseñado para controlar y medir condiciones de secado, como flujo de aire, temperatura y humedad relativa. El sistema incluía una cámara de secado con aire caliente distribuido homogéneamente, monitoreado mediante termopares, higrómetros y una balanza electrónica para registrar la pérdida de peso del bagazo en tiempo real como se muestra en la figura 3.1.

El experimento iniciaba seleccionando un compartimiento o sección de secado según el grosor del bagazo, ajustando las condiciones predefinidas de temperatura, velocidad del aire y humedad relativa. Una vez alcanzado el estado estacionario, se introducía el bagazo y se registraba su peso en intervalos hasta lograr una masa constante (humedad en equilibrio).

Las pruebas evaluaron parámetros como velocidades de aire entre 0.5 y 2.0 m/s, temperaturas de 80 a 120 °C, humedades relativas de 9 a 24 g de agua/kg de aire seco, y grosores de bagazo de 20, 40 y 60 mm.



Experimental set-up of scaled bagasse dryer, (1-variable speed blower, 2-dehumidifying chamber, 3-control valve, 4-electric air heater, 5-orifice plate, 6-differential manometer, 7-thermometer, 8-drying chamber, 9-thermocouples, 10-digital thermometer and channel selector, 11-bagasse, 12-electric plate heater, 13-digital balance).

Figura 3.1: Montaje experimental utilizado en el estudio de Vijayaraj et al. Tomado de [6]

3.3. Análisis de las curvas de secado

El análisis de datos en el estudio de Vijayaraj et al. Se centró en procesar y modelar las curvas de secado experimentales para identificar el modelo matemático mas adecuado que describía el comportamiento del secado de bagazo. Los distintos modelos matemáticos evaluados se presentan en la tabla 3.1:

Nombre del modelo	Modelo
Lewis	$MR = e^{-kt}$
Page	$MR = e^{-kt^n}$
Page modificado	$MR = e^{(-kt)^n}$
Henderson y Pabis	$MR = a * e^{-kt}$
Logarítmico	$MR = a * e^{(-kt)}$
Dos términos	$MR = a * e^{-k_0t} + b * e^{-k_1t}$
exponencial de dos términos	$MR = a * e^{-kt} + (1 - a) * e^{-kat}$
Wang Singh	$MR = 1 + at + bt^2$
Aproximación de difusión	$MR = a * e^{-kt} + (1 - a) * e^{-kbt}$
Henderson y Pabis modificado	$MR = a * e^{-kt} + b * e^{-gt} + c * e^{-ht}$
Verma et al	$MR = a * e^{-kt} + (1 - a) * e^{-gt}$
Midilli and Kuck	$MR = e^{(-kt)^n} + bt$

Tabla 3.1: Modelos de secado de capa delgada en función del tiempo. Tomado de [6].

Determinación del contenido de humedad en equilibrio

El contenido de humedad en equilibrio se calcula mediante una ecuación empírica basada en estudios previos de materiales biológicos. Esta ecuación considera las condiciones de secado, específicamente la temperatura del aire en (K) y la humedad relativa en porcentaje. [6].

La ecuación utilizada para calcular M_e tiene la siguiente forma:

$$M_e = \frac{1800}{W} \left[\frac{KH}{(1 - KH)} + \frac{K_1KH + 2K_1K_2K^2H^2}{1 + K_1KH + K_1K_2K^2H^2} \right] \quad (3.9)$$

donde W , K , K_1 y K_2 son constantes empíricas adimensionales, las cuales son funciones de la temperatura absoluta del aire en (K), según lo presentado en el estudio de Vijayaraj et al. [6].

El cálculo de las constantes se muestra a continuación:

$$W = -57.70 - 0.1982T + 22.305T^{0.5} \quad (3.10)$$

$$K = -27778.14 - 2042.09T + 5238.88T^{0.5} \quad (3.11)$$

$$K_1 = -70.42 - 13.68T + 180.22T^{0.5} \quad (3.12)$$

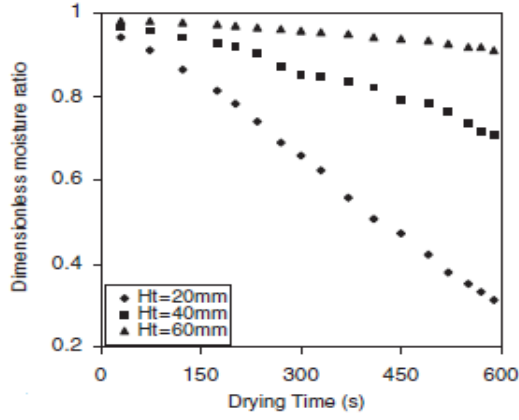
$$K_2 = 194.01 + 0.62T + 51.47T^{0.5} \quad (3.13)$$

Análisis estadístico

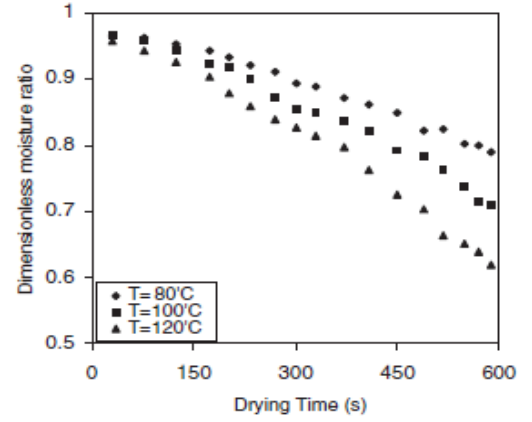
Para evaluar la adecuación de cada modelo a los datos experimentales, se realizaron análisis estadísticos utilizando variables cuantitativas como:

- **Coefficiente de correlación (r):** Indica cuán bien se ajustan los datos modelados a los datos experimentales. Un valor de r cercano a 1 indica un buen ajuste.
- **Chi-cuadrado (χ^2):** mide la discrepancia entre valores experimentales y los predichos. Valores menores de χ^2 indican un mejor ajuste.
- **Error cuadrático medio (RMSE):** Evalúa la diferencia promedio entre los valores experimentales y los valores predichos por el modelo. Un RMSE bajo indica un mejor ajuste.
- **Error medio sesgado (MBE):** Mide el sesgo promedio en las predicciones del modelo. Un MBE cercano a cero indica que el modelo no tiene sesgo sistemático en sus predicciones.

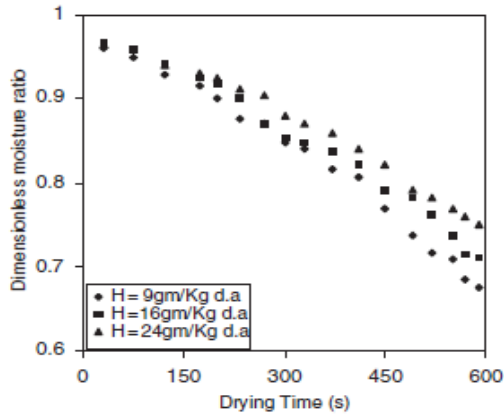
Los resultados obtenidos por Vijayaraj et al. fueron los siguientes:



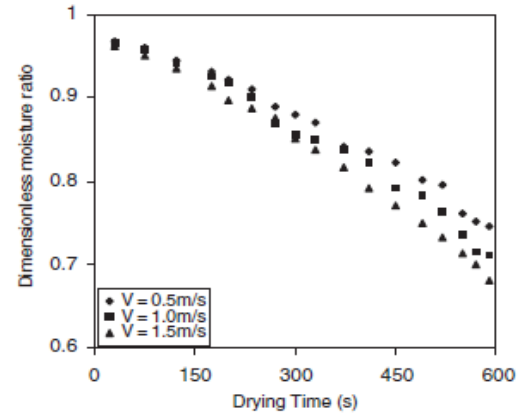
(a) Variación de la relación de humedad teniendo constante $T = 100^\circ C$, $v = 1 m/s$ y $H = 16 g/Kg d.a$



(b) Variación de la relación de humedad teniendo constante $v = 1 m/s$ y $H = 16 g/Kg d.a$ y $H_t = 40 mm$



(c) Variación de la relación de humedad teniendo constante $T = 100^\circ C$, $v = 1 m/s$ y $H_t = 40 mm$



(d) Variación de la relación de humedad teniendo constante $T = 100^\circ C$, $H = 16 g/Kg d.a$ y $H_t = 40 mm$

Figura 3.2: Variación de la relación de humedad para diferentes parámetros de secado. Tomado de [6]

Como se observa en la figura 3.2 Las curvas de secado obtenidas muestran que el grosor del bagazo y la temperatura del aire tienen un impacto significativo en la tasa de eliminación de humedad. Capas más delgadas (20 mm) secan más rápido que las gruesas (60 mm), y temperaturas más altas (80 y 120 °C) favorecen una mayor eliminación de humedad. En cambio, la velocidad del aire y la humedad relativa tienen un efecto menor, en donde esta última se expresa como contenido absoluto de humedad, en gramos de vapor de agua por kilogramo de aire seco (g/kg de aire seco) (g/Kg d.a por sus siglas en inglés), lo cual permite cuantificar de manera precisa el efecto de las condiciones del aire sobre el secado.. Los datos experimentales se ajustaron a varios modelos semi-teóricos y empíricos, comparando sus resultados con los valores experimentales, los resultados del análisis estadístico se presentan en la tabla 3.2 [6].

Nombre del modelo	Constantes del modelo	r	MBE	RMSE	χ^2
Lewis	$k = 0.01755$	0.988672	-0.0096	0.015678	0.000246
Page	$k = 0.422338$ $n = 0.1485482$	0.996271	-0.0012	0.007166	5.14E-05
Page modificado	$k = 0.422338$ $n = 0.129941$	0.994831	-0.0056	0.012639	0.00016
Henderson y Pabis	$a = 0.852987$ $k = 0.000373$	0.996123	-0.0002	0.007206	5.52E-05
logarítmico	$a = 0.854943$ $k = -0.00036$ $c = -0.00523$	0.996116	-0.0001	0.007219	5.91E-05
dos términos	$a = 0.426494$ $k_0 = 0.000373$ $b = 0.426494$ $k_1 = 0.000373$	0.996123	-0.0002	0.007206	5.89E-05
exponencial de dos terminos	$a = 5.611702$ $k = -7.12E - 05$	0.988713	-0.00961	0.913173	0.886003
Wang and Singh	$a = 0.390282$ $b = -0.00065$	0.985915	0.04406	0.02195	0.000546
Aproximación de difusión	$a = 5.611702$ $k = -7.12E - 05$	0.988713	-0.00961	0.015626	0.000277
Henderson y Pabis modificado	$a = 0.99145$ $b = 0.993793$ $c = -0.99893$ $g = 0.000565$ $h = 0.00056$ $k = 0.000579$	0.991413	0.00589	0.012165	0.00021
Verma et al.	$a = 0.985928$ $g = 5.60E - 04$ $k = 0.000564$	0.98453	-0.0116	0.018509	0.000388
Midilli y Kuck	$a = 0.993792$ $b = -0.00046$ $k = 0.000565$ $n = -0.09918$	0.995188	-0.00021	0.008	7.25E-05

Tabla 3.2: Resultados del análisis estadístico de cada modelo. Tomado de [6]

El análisis estadístico demostró que el modelo de Page fue el más preciso para describir la cinética de secado del bagazo, en comparación con otros modelos comúnmente utilizados, como los de Lewis, Henderson y Pabis, Logarítmico y Wang & Singh. Esta afirmación se fundamenta en que dicho modelo presentó el mayor coeficiente de determinación ($r = 0.996271$) y los valores más bajos tanto del chi-cuadrado reducido ($\chi^2 = 5,14 \times 10^{-5}$) como de la raíz del error cuadrático medio (RMSE = 0.007166). Como se muestra en la tabla 3.2, que resume los indicadores estadísticos obtenidos para cada modelo evaluado, el modelo de Page sobresale consistentemente en todos los criterios de ajuste. Estos resultados confirman su capacidad para representar adecuadamente el comportamiento experimental y predecir con precisión la cinética de secado bajo las condiciones analizadas.

Mediante un análisis de regresión múltiple, Vijayaraj et al evaluaron la influencia de las variables de secado (humedad relativa, temperatura, velocidad y grosor del producto) en la constante k (s^{-1}) y el coeficiente adimensional n del modelo de Page. Este análisis permitió expresar k y n como

funciones de la humedad del aire de secado (H), la temperatura (T), la velocidad (v) y el grosor de producto (H_t) [6]:

$$k = 3.1094667 * 10^{-3}(H) - 3.1183596869 * 10^{-3}(T) - 3.947507753 * 10^{-2}(v) + 0.113762212(H_t) + 0.49123557038 \quad (3.14)$$

$$n = -0.86990405 + 0.238750462 \log(t) - 1.1754564904(k) \quad (3.15)$$

El modelo de Page ha sido seleccionado para representar el proceso de secado de bagazo bajo las condiciones de operación de la caldera, basándose en los parámetros ajustados y validados por Vijayaraj et al., quienes concluyeron que este modelo es el más adecuado para describir dicho proceso debido a su alta correlación con los datos experimentales. Aunque las condiciones originales del estudio, como la temperatura y la velocidad del gas, difieren de las de la caldera evaluada, se considera que el modelo de Page puede adaptarse a este nuevo escenario debido a su flexibilidad y capacidad para ajustarse a diferentes rangos operativos. Esto ha sido demostrado en diversas aplicaciones, como en el estudio de Vega et al. (2007) [Vega2007], donde el modelo de Page presentó un excelente ajuste para describir la cinética de secado de pimientos rojos (*Capsicum annum*) a diferentes temperaturas (50, 60, 70 y 80 °C). En este caso, se destacó por sus altos valores de r^2 y bajos errores cuadráticos medios (RMSE), lo que subraya su capacidad para predecir de manera precisa tanto el tiempo de secado como la evolución de la humedad a lo largo del proceso.

Asimismo, en el estudio de Doymaz (2004) [31] sobre el secado convectivo de zanahorias, el modelo de Page demostró ser más preciso que otros modelos, como el de Henderson y Pabis, ajustándose mejor a los datos experimentales. Además, otros estudios aplicados al secado de papas dulces Diamante & Munro en 1993 [32] también han reportado que el modelo de Page se adapta de manera efectiva a diferentes tipos de biomasa, lo que refuerza su aplicabilidad en el secado de bagazo bajo las condiciones de operación de la caldera evaluada. Por ello, se evaluará su capacidad para describir el proceso de secado, basándose en los parámetros establecidos para aproximar su comportamiento bajo las condiciones actuales y proporcionar una base para futuros análisis.

Si bien el modelo de Page ha demostrado ser preciso en estudios previos, su aplicación en este estudio requiere una validación experimental bajo las condiciones específicas del secador y la caldera evaluada ya que factores como la temperatura del gas, la velocidad del aire y la granulometría del bagazo podrían influir significativamente en la cinética del secado, lo que hace necesario comprobar la precisión del modelo en este nuevo escenario.

Para ello, para trabajos futuros se recomienda la realización de pruebas experimentales en un prototipo a escala piloto, en el cual se puedan medir de forma directa la tasa de secado del bagazo, la temperatura del gas de secado y la humedad final del material en diferentes condiciones de operación. Con estos datos, se podría ajustar los parámetros del modelo de Page para garantizar una confiable capacidad de predicción en las condiciones reales de la caldera, además, esta validación permitirá determinar posibles desviaciones entre los resultados del modelo y los valores medidos experimentalmente, lo que facilitará la identificación de oportunidades de mejora en la modelación del proceso de secado. Por lo tanto, la verificación experimental permitirá no solo comprobar la precisión del modelo con las condiciones de operación reales de la caldera, sino también fortalecer su predicción y su confiabilidad para estudios futuros.

Capítulo 4

Condiciones de operación de la caldera y dimensionamiento del secador

En este capítulo se describe la caldera acuotubular, sus sistemas de recuperación de calor y de control de calidad de aire, además, se presenta el proceso de selección de la familia de ciclones a implementar para la recolección de partículas de bagazo y el dimensionamiento del ducto de secado.

4.1. Condiciones de operación de la caldera

La caldera acuotubular tiene una capacidad de 200 ton/h de vapor, operando a 950 Psig y 510 °C, y consumiendo 106 ton/h de bagazo. Cuenta con dos economizadores que elevan la temperatura del agua de alimentación a 185 °C, además de un pre-calentador de aire primario y otro secundario. También incluye sistemas de control de calidad de aire, como ciclones para la recolección de cenizas y un precipitador electrostático. La información de las condiciones de operación se encuentra en la tabla 4.1, la del bagazo en la tabla 4.2 y el esquema de la caldera se presenta en la figura 4.1.

Parámetro	Valor
Flujo de bagazo	106 [ton/h]
Presión de vapor	950 [psig]
Flujo de gases de combustión	352 [ton/h]
Flujo de agua de alimentación	200 [ton/h]
Flujo de aire primario	216 [ton/h]
Flujo de aire secundario	88 [ton/h]
Temperatura de los gases de combustión	
A la salida del hogar	482 [°C]
A la salida del economizador 1	450 [°C]
A la salida del calentador de aire secundario	358 [°C]
A la salida del calentador de aire primario	297 [°C]
A la salida del economizador 2	172 [°C]
A la salida de los ciclones	163 [°C]
A la salida del precipitador	160 [°C]
Composición de los gases de combustión	
CO ₂	5 [%]
CO	0 [%]
H ₂ O	70 [%]
O ₂	1 [%]
N ₂	24 [%]

Tabla 4.1: Condiciones de operación de la caldera

Parámetro	Valor
Humedad inicial	48.6 [%]
PCS (en base seca)	6,829 [BTU/lb]
Contenido de cenizas	16.3 [%]
Humedad deseada a la salida del secador	35 [%]
Temperatura después del proceso de molienda	30 [°C]
Densidad	193.05 [kg/m ³]

Tabla 4.2: Información del bagazo

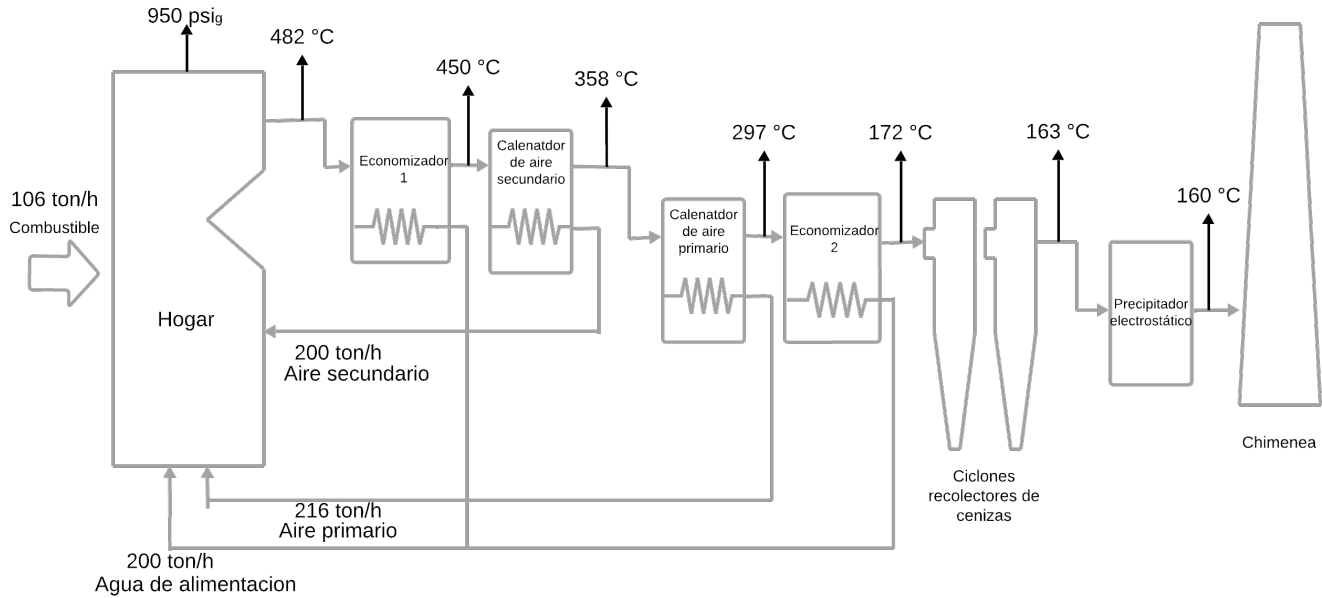


Figura 4.1: Esquema de la caldera

El estudio de Sosa-Arnao y Silva Nebra [9] propone ubicar el secador después del economizador y el calentador de aire, lo que optimiza la recuperación de calor residual de los gases de combustión sin generar altos costos operativos en comparación con otras configuraciones. Al situar el secador en esta posición, el calor de los gases se aprovecha primero para aumentar la temperatura del agua de alimentación de la caldera y precalentar el aire de combustión, lo que mejora la eficiencia térmica de la caldera. Posteriormente, los gases restantes se dirigen al secador para reducir la humedad del bagazo, lo que permite que la temperatura de salida de los gases hacia el ambiente sea más baja. Este aprovechamiento progresivo del calor maximiza la recuperación de energía y minimiza las pérdidas térmicas, evitando que el calor se pierda innecesariamente a la atmósfera. Además, al reducir la temperatura de los gases antes de ingresar al secador, se disminuye el riesgo de combustión espontánea del bagazo, lo que mejora la seguridad operativa y previene posibles incendios o pérdidas de material.

4.2. Dimensionamiento del ciclón

El dimensionamiento de los ciclones se basa en relaciones geométricas expresadas como fracciones del diámetro de la parte cilíndrica (D_c) tal como se indicó en la sección 1.5.4, el cual se

determina según el caudal de los gases (Q_{gas}) con base en la información presentada en la tabla 4.1, teniendo en cuenta que las relaciones para el cálculo de las dimensiones del ciclón varían dependiendo de la familia de ciclón a dimensionar como se presentó en la tabla 1.3.

Como ejemplo, se presenta el procedimiento de cálculo de las dimensiones del ciclón para la familia Stairmand de alta eficiencia, suponiendo que el sistema de secado utiliza un solo ciclón. Las dimensiones calculadas en este procedimiento corresponden a este supuesto específico, y se debe tener en cuenta que las mismas podrían variar si se considera la implementación de un arreglo con múltiples ciclones en el proceso de secado.

Lo primero es convertir el flujo másico de los gases de combustión en caudal a partir del flujo másico y la densidad de los gases de combustión, como se muestra a continuación:

$$Q_{gas} = \frac{\dot{m}_{gas}}{\rho_{gas}} = \frac{352000 \left[\frac{Kg}{h} \right]}{0.8012 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]} = 439,341 \frac{m^3}{h}$$

Una vez se ha determinado el caudal, es posible calcular el diámetro de la parte cilíndrica del ciclón según la relación para la familia correspondiente, para este caso:

$$\frac{439,341 \left[\frac{m^3}{h} \right]}{D_c^2} = 5,500$$

$$D_c = 8.9 m$$

Las otras dimensiones se obtienen a partir de las otras relaciones:

$$\frac{a}{8.9} = 0.5 \rightarrow a = 4.5 m$$

$$\frac{b}{8.9} = 0.2 \rightarrow b = 1.8 m$$

$$\frac{H}{8.9} = 4 \rightarrow H = 35.8 m$$

$$\frac{h}{8.9} = 1.5 \rightarrow h = 13.4 m$$

$$\frac{D_e}{8.9} = 0.5 \rightarrow D_e = 4.5 m$$

$$\frac{B}{8.9} = 0.375 \rightarrow B = 3.4 m$$

$$\frac{S}{8.9} = 0.5 \rightarrow S = 4.5 m$$

La tabla 4.3 muestra las dimensiones en metros obtenidas para diferentes familias de ciclones suponiendo que el secador utilizara un solo ciclón:

Familia	Lapple	Swift	Stairmand	Swift
Uso	Convencional	Convencional	Alta Eficiencia	Alta Eficiencia
D_c	8.0	8.1	8.9	9.4
a	4.0	4.1	4.5	4.2
b	2.0	2.0	1.8	2.0
H	32.0	30.4	35.8	36.8
h	16.0	14.2	13.4	13.2
D_e	4.0	4.1	4.5	3.8
B	2.0	3.2	3.4	3.8
S	5.0	4.9	4.5	4.7

Tabla 4.3: Dimensiones calculadas para cada familia de ciclones

4.3. Selección de la familia de ciclón a dimensionar

En la siguiente sección, se abordará la eficiencia de recolección de los ciclones, un parámetro clave para determinar su capacidad de capturar partículas del flujo principal. Posteriormente, se analizará la caída de presión en el ciclón, un factor crítico que afecta la eficiencia operativa del sistema, estos parámetros serán utilizados para realizar una comparación entre las familias de ciclones previamente mencionadas, con el fin de seleccionar la familia con mejor eficiencia y determinar el número óptimo de unidades a implementar en el secador.

4.3.1. Eficiencia de recolección

La eficiencia de recolección de los ciclones es un parámetro clave que determina su capacidad para separar las partículas del flujo principal, utilizando fuerzas centrífugas generadas por el vórtice interno. Esta eficiencia depende de factores como las propiedades de las partículas, las características del flujo y los parámetros geométricos del ciclón. En el estudio de Ali Galip y Atakan [33], se analizaron modelos matemáticos para predecir el diámetro crítico, que es el tamaño de partícula separado con una eficiencia del 50 %. Utilizando alrededor de 400 datos experimentales, evaluaron diez modelos, destacando el modelo de Avci y Karagoz por su precisión y capacidad para ajustarse a diversas condiciones operativas y geométricas. Este modelo considera detalles de la sección cónica del ciclón y las variaciones en el flujo turbulento, lo que mejora la predicción del diámetro crítico y la eficiencia de separación. También integra las dimensiones del ciclón y la velocidad de entrada del gas, lo que asegura un análisis más preciso del flujo y una mejor eficiencia global [33]. El modelo de Avci y Karagoz mostró uno de los menores errores en comparación con otros modelos, manteniendo alta efectividad frente a variaciones operativas y geométricas.

4.3.1.1. Modelo de Avci y Karagoz

El modelo de Avci y Karagoz [34] describe cómo las partículas son separadas del flujo de gas, considerando las interacciones entre las fuerzas centrífugas, de arrastre y de fricción dentro del ciclón. Este modelo relaciona las trayectorias de las partículas con parámetros geométricos del ciclón, como la longitud del vórtice, el diámetro del cuerpo principal y la salida, así como con propiedades dinámicas como la velocidad de entrada y la viscosidad del gas. Los modelos de eficiencia de recolección calculan la eficiencia fraccional (η_i), que mide la recolección de partículas

de un tamaño específico, y la eficiencia total (η_t), que considera la captura de todas las partículas presentes en el flujo de aire.

La eficiencia de recolección fraccional según el modelo de Avci y Kragoz esta dada por la ecuación:

$$\eta_i = 1 - \exp \left(- \left[\frac{4d_p}{3r_{0r}C_D} \left(\frac{\rho_p}{\rho} - 1 \right) \right]^{0.5} \frac{L_{vs}}{a_{0r}} \right) \quad (4.1)$$

donde los parámetros involucrados son el diámetro de la partícula (d_p en m), el radio promedio de las trayectorias de las partículas (r_{0r} en m), el coeficiente de arrastre (C_D), las densidades de las partículas (ρ_p en kg/m^3) y el gas (ρ en kg/m^3), la longitud del vórtice (L_{vs} en m) y el ancho promedio del flujo (a_{0r} en m).

El radio promedio de las trayectorias de las partículas se obtiene con la expresión:

$$r_{0r} = \frac{D_L}{2} \quad (4.2)$$

acá, D_L es el diámetro medio del ciclón, el cual representa el promedio ponderado entre el diámetro equivalente (D_{10}) y el diámetro de salida de las partículas (B), y se calcula como:

$$D_L = D_d \sqrt{D_{10}B} \quad (4.3)$$

Donde:

- D_d es el diámetro adimensional del ciclón
- D_{10} es el diámetro equivalente del cuerpo del ciclón en metros.
- B es el diámetro de salida de la sección cónica del ciclón en metros.

El calculo de D_{10} y D_d esta dado por las siguientes ecuaciones las cuales depende de las dimensiones del ciclón:

$$D_{10} = \frac{2}{\frac{1}{D_c} + \frac{1}{B}} \quad (4.4)$$

$$D_d = 0,5 \left(1 + \frac{B}{D_{10}} \right) \left(1 - \frac{h}{H} \right) + \left(\frac{h}{H} \right) + \left(\frac{D_e S}{D_{10} H} \right) \quad (4.5)$$

La longitud del vórtice en la dirección del flujo (L_{vs}), se determina con la siguiente expresión:

$$L_{vs} = \pi D_{10} D_d^2 n \quad (4.6)$$

El parámetro adimensional n , conocido como número de vórtice, describe la relación entre la longitud del vórtice generado y las dimensiones características del ciclón, reflejando cómo la geometría del ciclón influye en la formación del vórtice interno, este vórtice es responsable de arrastrar las partículas hacia la pared del ciclón para su posterior recolección, n esta dado por por la siguiente expresión:

$$n = \frac{0.38 \ln \left(\frac{B}{D_{10}} \right)}{\ln \left(\frac{\frac{H}{D_{10}} - \frac{D_{10}}{B} + 1}{\frac{H}{D_{10}} - \frac{D_{10}}{B} + 1} \right)} \quad (4.7)$$

El ancho promedio del flujo (a_{0r}) se obtiene con la siguiente expresión:

$$a_{0r} = a_d D_s a \quad (4.8)$$

Donde:

- a_d es el ancho de flujo adimensional modificado
- D_s es el diámetro medio adimensional de las superficies de fricción
- a es el largo de la sección transversal rectangular de la entrada del ciclón

a_d es una representación normalizada del ancho del flujo dentro del ciclón, ajustada o modificada para considerar ciertos efectos geométricos y de flujo que impactan el comportamiento de las partículas, a_d se obtiene de la siguiente manera:

$$a_d = \left[1 + 0.5 \left(\frac{1.25}{D_d} \beta \sqrt[3]{\frac{b}{s}} - 1 \right) \right] \quad (4.9)$$

Donde:

- β es un parámetro adimensional.
- b es el ancho de la sección transversal rectangular de la entrada del ciclón en metros.
- s es la longitud del ducto de salida de los gases medido desde la parte superior del cuerpo cilíndrico en metros.

El parámetro adimensional β expresa una relación entre la cantidad de flujo que entra y la capacidad del tubo de salida para manejar ese flujo, dicho parámetro se obtiene de la siguiente forma:

$$\beta = \frac{2a}{D_c - D_e} \quad (4.10)$$

Donde:

- a es el largo de la sección transversal rectangular de la entrada del ciclón en metros.
- D_c es el diámetro de la parte cilíndrica del ciclón en metros.
- D_e es el diámetro del ducto de salida de los gases del ciclón en metros.

El diámetro medio adimensional de las superficies de fricción D_s , es un parámetro que representa el promedio de las dimensiones geométricas relacionadas con las superficies donde ocurre la fricción dentro del ciclón, este parámetro se obtiene con la siguiente ecuación:

$$D_s = D_d + \frac{D_e}{D_{10}} + \frac{s}{H} \quad (4.11)$$

El coeficiente de arrastre (C_D) cuantifica la resistencia sobre una partícula en movimiento relativo con el gas circundante, es decir, determina la capacidad de las partículas para superar la resistencia al flujo y alcanzar las paredes del ciclón, el coeficiente de arrastre esta dado por:

$$C_D = \frac{24}{R_{e_r}} (1 + 0.15 R_{e_r}^{0.687}) \quad (4.12)$$

R_{e_r} describe el régimen del flujo (laminar, de transición o turbulento) alrededor de la partícula en la dirección radial, el cual se obtiene por la siguiente expresión:

$$R_{e_r} = \frac{v_{0_r} d_p}{\nu} \quad (4.13)$$

Donde:

- v_{0_r} es la velocidad radial promedio del gas en m/s
- d_p es el diámetro de la partícula en m
- ν es la viscosidad cinemática del gas en m^2/s

La velocidad radial promedio del gas se calcula a partir de relaciones geométricas y operacionales del ciclón, como el caudal de entrada y salida (Q_0 y Q_3) y las proporciones geométricas del ciclón (a , a_{0_r} , etc), el calculo de v_{0_r} esta dado por la siguiente expresión:

$$v_{0_r} = \left(\frac{Q_3}{Q_0} \right) \left(10 v_0 \frac{a}{a_{0_r}} \right) \quad (4.14)$$

Donde:

- $\frac{Q_3}{Q_0}$ es la relación entre el caudal de salida y el caudal de entrada
- v_0 es la velocidad a la entrada del ciclón en m/s

La relación entre el caudal de salida y el caudal de entrada se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\frac{Q_3}{Q_0} = \left[0.1 \frac{B}{a} \right]^{(f L_{vs} / (a - 0.1 B))} \quad (4.15)$$

Acá f es el factor de fricción, el cual depende del numero de Reynolds y la rugosidad de la superficie, el factor de fricción se calcula de la siguiente manera:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{R_e} \right)^{12} + (A + B)^{-1.5} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (4.16)$$

Donde:

$$A = \left[-2.457 \ln \left[\left(\frac{7}{R_e} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\epsilon}{D_{10}} \right] \right]^{16} \quad (4.17)$$

$$B = \left(\frac{37530}{R_e} \right)^{16} \quad (4.18)$$

$$R_e = \frac{v_0 D_{10}}{\nu} \quad (4.19)$$

La ecuación 4.16, fue determinada por Churchill, la cual además de ser explícita es también útil para cualquier número de Reynolds y cualquier rugosidad, y la diferencia entre las ecuaciones de Colebrook (ecuación implícita, utilizada comúnmente) y Churchill es menor al 1 %, Por lo tanto, la ecuación 4.16 es recomendada para calcular el factor de fricción.

Por ultimo, la eficiencia total de recolección del ciclón (ecuación 4.20) se obtiene realizando la sumatoria del producto de las eficiencias fraccionables y el porcentaje másico, la cual corresponde a la fracción de la masa de un componente con respecto a la masa total, esta fracción másico fue determinada en el análisis granulométrico del bagazo como se muestra en la tabla 2.2.

$$\eta_t = \sum \eta_i * m_i \quad (4.20)$$

Donde:

- η_i es la eficiencia fraccional para cada partícula
- m_i es la fracción másica correspondiente a cada tamaño de partícula

4.3.2. Caída de presión en el ciclón

Uno de los parámetros clave al seleccionar un ciclón es la caída de presión, que representa la diferencia de presión entre la entrada y la salida del gas, reflejando la resistencia al flujo del gas. Una mayor caída de presión implica un mayor consumo energético, ya que se requiere más energía para impulsar el gas a través del sistema [23]. Este incremento en la caída de presión obliga al ventilador o sistema de soplado a compensar esta pérdida, aumentando el trabajo mecánico necesario para mantener un flujo constante de gas, lo que aumenta el consumo eléctrico y los costos operativos, especialmente en aplicaciones industriales de alto flujo. Además, una caída de presión elevada genera un esfuerzo adicional en los componentes mecánicos, acelerando su desgaste y reduciendo su vida útil, lo que incrementa la frecuencia de mantenimiento y los costos de operación a largo plazo [23]. Por lo tanto, un diseño de ciclón con mínima caída de presión asegura una operación más eficiente, reduciendo costos indirectos y mejorando la fiabilidad del proceso.

Calculo de la caída de presión.

La caída de presión, ΔP , en un ciclón se puede estimar mediante la ecuación 4.21:

$$\Delta P = \frac{\rho v_i^2}{2} \Delta H \quad (4.21)$$

Donde:

- ρ es la densidad del gas.
- v_i velocidad del gas a la entrada del ciclón.
- ΔH es un parámetro adimensional que depende de la geometría del ciclón.

Ramachandran et al. [35] utilizando datos de 98 configuraciones de ciclones, Determinaron estadísticamente la correlación mas precisa para calcular ΔH , la cual se presenta en la ecuación:

$$\Delta H = 20 \left(\frac{ab}{D_e^2} \right) \left[\frac{S/D_c}{(H/D_c)(h/D_c)(B/D_c)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.22)$$

4.3.2.1. Ciclones en paralelo (multiciclones)

La caída de presión en los multiciclones (ciclones conectados en paralelo) se puede calcular mediante la ecuación 4.23, la cual depende del flujo volumétrico total (Q), los parámetros geométricos (Ka) y (Kb), y el diámetro del cuerpo del ciclón (D_c).

$$\Delta P = \left(\frac{\Delta H \rho Q^2}{2k_a^2 k_b^2 N_c^2 D_c^4} \right) \quad (4.23)$$

$$k_a = \frac{a}{D_c} \quad k_b = \frac{b}{D_c}$$

La caída de presión en un ciclón depende principalmente del flujo volumétrico y la geometría del equipo. En un ciclón único, todo el flujo pasa por una sola unidad, lo que genera una mayor resistencia al paso del aire y, por lo tanto, una caída de presión más pronunciada, en cambio, en un sistema de multiciclones, el flujo total se distribuye entre varios ciclones, lo que reduce la cantidad de aire o gas que cada uno debe procesar, este reparto disminuye la resistencia en cada ciclón, lo que a su vez reduce la caída de presión global del sistema.

4.3.3. Pérdidas en sistema de tuberías

En un sistema de tuberías, la caída de presión es un factor clave, ya que determina la potencia requerida por la bomba o ventilador para mantener el flujo. Esta caída de presión se clasifica en pérdidas mayores y pérdidas menores.

Pérdidas mayores: Las pérdidas mayores ocurren a lo largo de los tramos rectos de tubería debido a la fricción interna del fluido, lo que provoca una caída de presión irreversible. La pérdida de carga asociada a la fricción se denota como h_L , que es la altura adicional que un fluido debe alcanzar mediante una bomba para superar estas pérdidas. Estas pérdidas se calculan de la siguiente manera [36]:

$$h_{L_{mayor}} = \sum_i f_i \frac{L_i}{D_i} \frac{v_i^2}{2g} \quad (4.24)$$

Donde:

- f_i es el factor de fricción.
- L_i es la longitud de cada tramo de tubería en m.
- D_i es el diámetro de la tubería en m.
- v es la velocidad del fluido en m/s.
- g es la aceleración de la gravedad en m/s^2 .

Pérdidas menores: Las pérdidas menores ocurren en los accesorios del sistema, como uniones, válvulas, codos y ramificaciones. Estos componentes interrumpen el flujo y generan turbulencias, aumentando la caída de presión. Aunque son menores en comparación con las pérdidas por fricción, pueden ser significativas en sistemas con muchos accesorios. Las pérdidas menores se expresan mediante el coeficiente de pérdida K_L , y se calcula como [36]:

$$h_{L_{menor}} = \sum K_L \frac{v^2}{2g} \quad (4.25)$$

Donde:

- K_L es el coeficiente de pérdida debido a un accesorio presente en la tubería.
- v es la velocidad del fluido en m/s.
- g es la aceleración de la gravedad en m/s^2 .

Pérdida de carga total: La pérdida de carga total es la suma de las pérdidas mayores y menores, y se calcula con la siguiente fórmula:

$$h_{L_{total}} = \sum f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum K_L \frac{v^2}{2g} \quad (4.26)$$

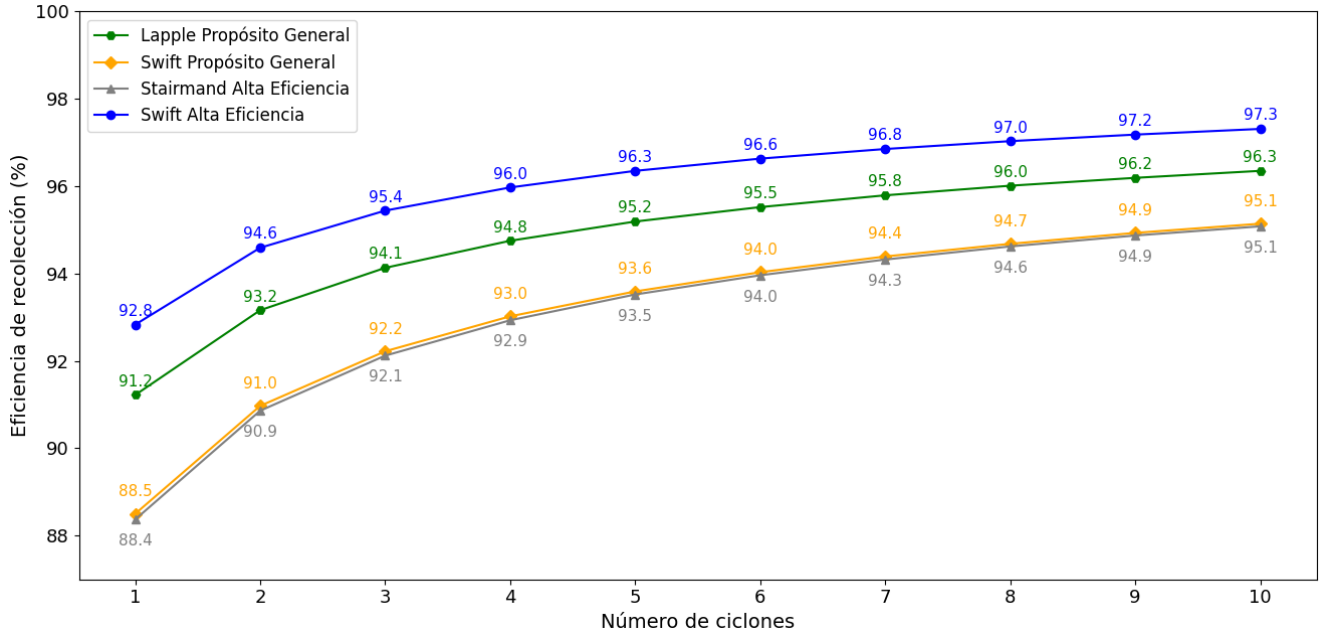


Figura 4.2: Eficiencia de recolección en función del número de ciclones para cada una de las familias evaluadas

La gráfica presentada muestra la comparación de la eficiencia de recolección entre distintas familias de ciclones. En general, se observa que, a medida que se incrementa el número de ciclones en paralelo, la eficiencia mejora progresivamente, este comportamiento se debe a que, al distribuir el flujo de gases entre más unidades, se reduce la carga por ciclón individual, lo que permite un mejor rendimiento en la separación de partículas, sin embargo, la magnitud de esta mejora varía de manera significativa entre los diferentes diseños analizados.

La familia Swift Alta Eficiencia sobresale en todas las configuraciones, alcanzando desde un 92,8% con un solo ciclón hasta un 97,3% con diez, superando consistentemente al resto. Por su parte, la familia Lapple Propósito General muestra un desempeño competitivo, especialmente a partir del segundo ciclón, aunque no logra superar los niveles alcanzados por la familia Swift de alta eficiencia, en el caso de Stairmand de alta eficiencia y Swift de propósito general, si bien para ambos se observa una mejora con el incremento del número de ciclones, ambos parten de eficiencias más bajas en comparación con las otras dos familias de ciclones.

Por lo tanto, la familia de ciclones seleccionada para implementar en el secador será Swift de alta eficiencia debido a que su rendimiento superior se traduce en un mejor control del proceso con menos pérdidas de material.

Una vez seleccionada la familia, el siguiente paso consiste en determinar el número óptimo de ciclones para implementar en el secador, buscando un balance entre el rendimiento del sistema y el consumo energético. Este análisis se realiza a través del punto de intersección entre la eficiencia de recolección y las pérdidas de carga, lo que permitirá identificar la cantidad de unidades que asegure el mejor desempeño del proceso.

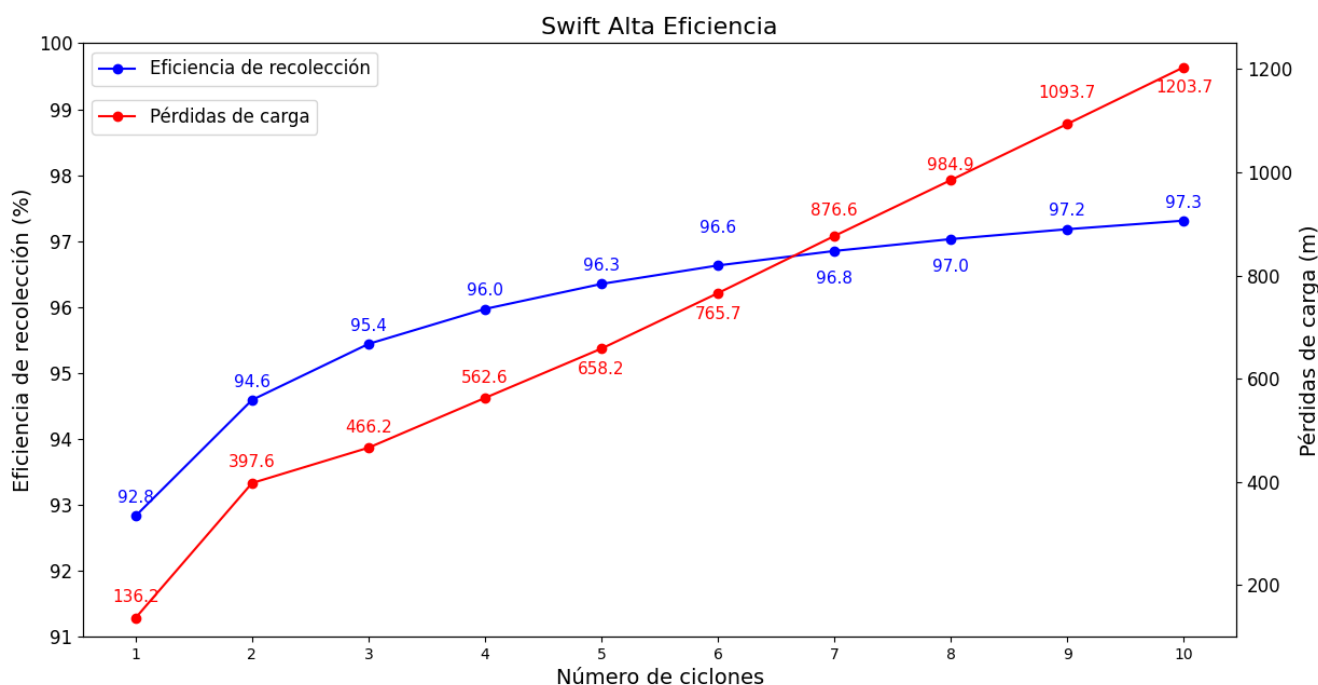


Figura 4.3: Eficiencia de recolección y pérdidas de carga para familia Swift Alta Eficiencia.

Con base en la gráfica, se puede observar que el número de 6 ciclones es el valor donde se alcanza un equilibrio entre la eficiencia de recolección y las pérdidas de carga. En este punto, la eficiencia de recolección es del 96.6% y las pérdidas de carga son de 765.7 m. Aunque aumentar el número de ciclones puede continuar mejorando la eficiencia, también se observa un crecimiento considerable de las pérdidas de carga, lo que podría implicar un aumento en los costos operativos debido a la mayor demanda de energía. Este número de ciclones permite mantener un alto rendimiento con un aumento moderado de las pérdidas de carga, asegurando un balance eficiente y económico para el proceso de secado.

Debido a que se utilizarán 6 ciclones en paralelo, las dimensiones correspondientes para cada ciclón están dadas en la siguiente tabla 4.4:

Dimensión	valor [m]
D_c	4.4
a	1.9
b	0.9
H	17.2
h	6.2
D_e	1.8
B	1.8
S	2.2

Tabla 4.4: Dimensiones para cada ciclón

4.4. Dimensionamiento del secador

C. Kotze [37] analizó el impacto que tiene la variación en el contenido de humedad del bagazo sobre el rendimiento de una caldera de 105 toneladas por hora (ton/h), en donde observa cómo los cambios relativamente pequeños en la humedad del bagazo pueden afectar de manera significativa la eficiencia y operación de la caldera. En el artículo se discute la posibilidad de reducir la humedad del bagazo utilizando secadores, lo que podría mejorar significativamente la eficiencia de la caldera, mencionando tecnologías como los secadores tipo flash, que podrían reducir la humedad en un 8-10 % si se utilizan gases a 140 °C y entre un 10-13 % si se utilizan gases a 160 °C.

El objetivo del sistema de secado de bagazo propuesto es reducir la humedad del bagazo de un 48.6 % a un 35 %. En la industria azucarera, los secadores más utilizados son los de tambor rotativo y los de transporte neumático [19]. Aunque los secadores rotativos son robustos y manejan grandes volúmenes de bagazo, su complejidad mecánica y el riesgo de incendios los hacen menos atractivos. Estos secadores contienen componentes móviles, como el tambor giratorio y los sellos, que por el desgaste y las altas temperaturas, permitan la entrada de oxígeno y aumentar el riesgo de ignición. Además, su mantenimiento frecuente y el costo operativo elevado son desventajas en entornos industriales que priorizan la seguridad y eficiencia.

En cambio, los secadores neumáticos tienen un diseño más simple, sin componentes móviles internos ni sistemas de sellado complejos, lo que reduce significativamente el riesgo de incendio. Requieren menos mantenimiento, garantizando una operación continua y confiable, y proporcionan un secado más homogéneo, lo que mejora la calidad del producto final. También son más económicos tanto en inversión inicial como en mantenimiento, y ocupan menos espacio, lo que los hace ideales para plantas con limitaciones de espacio. Por estas razones, los secadores neumáticos son una opción más rentable, segura y eficiente en comparación con los rotativos para el secado industrial de bagazo [19] [38] [39] [20].

Los secadores de transporte neumático han mostrado resultados positivos en calderas para el secado de bagazo. Un estudio de Colombres et al. [40] analizó los beneficios operativos y ambientales de estos secadores, proponiendo el uso de gases de combustión como fluido calefactor. Se evaluaron 5 secadores instalados en calderas bagaceras antiguas y observaron mejoras tanto técnicas como ambientales. En países como Argentina, Panamá y México, se logró una reducción significativa de emisiones, alcanzando una disminución del 89 % en CO, 22 % en NOx y 79 % en material particulado, atribuida a la menor humedad del bagazo y el uso de ciclones. Además, se mejoró

la eficiencia térmica entre un 14 % y un 22 %, lo que permitió una mayor producción de vapor con la misma cantidad de biomasa. Este tipo de secadores se presenta como una solución viable para mejorar la eficiencia y reducir el impacto ambiental en la industria azucarera, promoviendo prácticas más sostenibles [40].

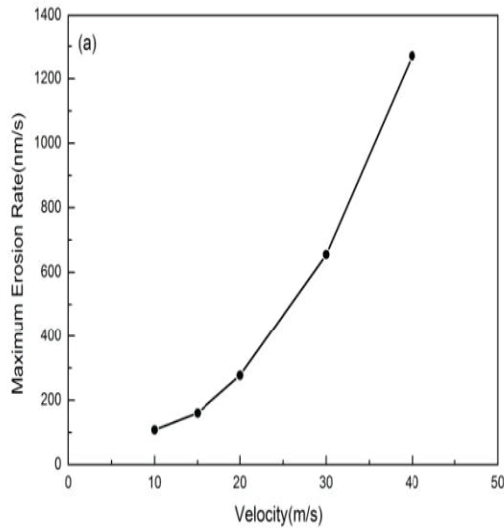
El proceso de secado se modeló utilizando el modelo de Page, que relaciona la tasa de secado con el tiempo, la humedad inicial y la humedad de equilibrio del material. Además, la velocidad terminal o de fluidización es un parámetro clave para el diseño del secador, ya que define la velocidad mínima necesaria para mantener en suspensión las partículas en un fluido. Esta velocidad se calcula con la ecuación:

$$v_t = 2.96(d_{hed})^{0.58} \quad (4.27)$$

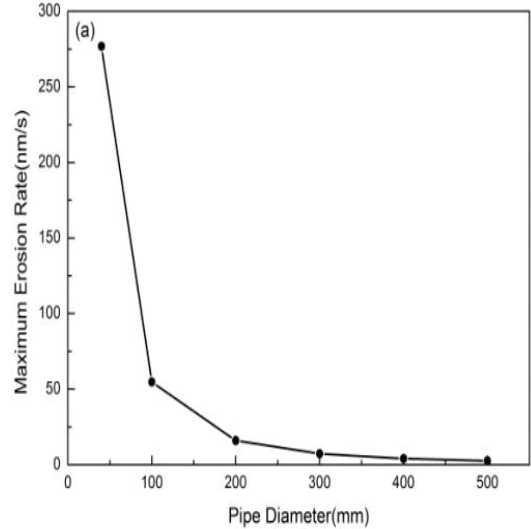
Donde v_t es la velocidad terminal en m/s y d_{hed} es el diámetro máximo de las partículas. Para un diámetro máximo de 19.05 mm, se obtiene una velocidad terminal de 16.4 m/s. Para garantizar la fluidización de las partículas, Sosa-Arno y Nebra recomiendan que la velocidad mínima de los gases de combustión sea 2.5 m/s superior a la velocidad terminal, lo que da como resultado una velocidad mínima de los gases de 18.9 m/s.

La erosión es un parámetro clave al dimensionar las tuberías, refiriéndose al desgaste de las paredes de la tubería causado por las partículas sólidas o químicos agresivos en el fluido. En un sistema de transporte neumático para el secado de partículas sólidas, la erosión es abrasiva, resultado del impacto repetido de las partículas contra las paredes de la tubería, lo que genera un desgaste progresivo. Este fenómeno incrementa la rugosidad interna de la tubería, lo que a su vez aumenta las pérdidas de presión y el riesgo de fugas o rupturas, afectando la operabilidad del sistema [22]

Wenshan Peng et al. [41] investigaron la erosión en tuberías de gas que transportan partículas sólidas, utilizando un método de acoplamiento bidireccional gas-sólido. Este enfoque numérico predice las áreas de mayor erosión, lo que es clave para evitar daños en sistemas de transporte de gas. Combinando los modelos Euleriano y Lagrangiano, simulaban el flujo de gas y el movimiento de partículas, analizando cómo factores como el diámetro de la tubería, el tamaño de las partículas y la velocidad de entrada influyen en la erosión. Se enfocaron especialmente en las curvas o codos de las tuberías, que son más propensos a la erosión, obteniendo resultados específicos sobre estos puntos críticos.



(a) diferentes velocidades



(b) Diferentes diámetros de partícula

Figura 4.4: Tasa de erosión en los codos de la tubería en función de diferentes parámetros. Tomado de [41]

Como se puede observar en los resultados obtenidos por Wenshan Peng et al. el tamaño de las partículas tiene un impacto significativo en la erosión, ya que las partículas más grandes generan más desgaste debido a su mayor energía cinética. Del mismo modo, la velocidad del gas juega un papel crucial ya que, a mayor velocidad, se intensifican las colisiones de partículas con las paredes de la tubería, incrementando las tasas de erosión de manera exponencial. Asimismo, el diámetro de la tubería influye directamente en la erosión en donde tuberías más grandes distribuyen mejor el flujo de gas y partículas, reduciendo la tasa de desgaste.

Para cumplir con los parámetros de velocidad de fluidización y, al mismo tiempo, minimizar la tasa de erosión en el sistema, se propone un diseño de secador de bagazo cuyo ducto principal tenga un diámetro de 2 m. En este diseño, la velocidad de los gases alcanza un valor de 38.9 m/s , lo cual excede ampliamente la velocidad mínima requerida de 18.9 m/s para mantener en suspensión partículas con un diámetro máximo de 19.05 mm asegurando la fluidización de las partículas, no obstante, como se observa en la figura 4.4a velocidades tan elevadas pueden incrementar la tasa de erosión por impacto de partículas. Sin embargo, dicho efecto puede ser compensado con el aumento del diámetro del ducto, tal como se muestra en la figura ?? donde la tasa de erosión disminuye al incrementarse el diámetro de la tubería. En este contexto, la selección de un ducto de secado de 2 m de diámetro no solo garantiza la fluidización completa de las partículas de bagazo, sino que también contribuye a prolongar la vida útil de la tubería a reducir el desgaste erosivo.

Determinación del tiempo de secado según el modelo de Page

El modelo de Page se utiliza para estimar el tiempo de secado del bagazo, comenzando con la determinación de la humedad en equilibrio M_e , calculada a partir de constantes dependientes de la temperatura de los gases de combustión. Para un gas a $T_{gas} = 163^\circ\text{C}$, se calculan las constantes W , K , K_1 y K_2 utilizando desde la ecuación 3.10 a la ecuación 3.13, obteniendo un valor de humedad en equilibrio de $M_e = 5.597\%$. Con la humedad inicial y final del bagazo (48.6% y 35% , respectivamente), se calcula la relación adimensional de humedad (MR), que resulta ser 0.684 .

Luego se determina el coeficiente K utilizando la temperatura de los gases, el espesor del producto y la velocidad de los gases, calculando una humedad específica de los gases de combustión de 4545 g de agua por kg de aire seco y una velocidad de gas de 38.9 m/s en el tubo de secado.

Con estos valores, se calcula el coeficiente $k = 19.409$.

A partir del valor de k , se obtiene una expresión para el coeficiente n utilizando la ecuación 4.7, que depende logarítmicamente del tiempo de secado t :

$$n = -23.68433905 + 0.238750462 \log(t) \quad (4.28)$$

Finalmente, sustituyendo los valores obtenidos en el modelo de Page, se obtiene la siguiente ecuación:

$$0.684 = e^{-19.409t^n}$$

Este es un modelo no lineal que relaciona t y n . Debido a su naturaleza no lineal, se utiliza el método de Newton-Raphson para encontrar la solución numérica.

Método de Newton-Raphson

El método de Newton-Raphson [42] es una técnica iterativa para encontrar las raíces de ecuaciones no lineales, es decir, los valores de x que hacen que una función $f(x) = 0$. Parte de un valor inicial x_i y calcula la tangente en el punto $(x_i, f(x_i))$, cuya pendiente está dada por la derivada de la función $f'(x_i)$. El siguiente paso es encontrar el punto donde esta tangente cruza el eje x , obteniendo una mejor aproximación de la raíz, denotada como x_{i+1} [42].

La pendiente de la tangente se expresa como la relación entre el cambio en $f(x)$ y el cambio en x :

$$f'(x_i) = \frac{f(x_i) - 0}{x_i - x_{i+1}}$$

Despejando x_{i+1} , se obtiene la ecuación iterativa del método de Newton-Raphson:

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{f'(x_i)} \quad (4.29)$$

Este proceso iterativo se inicia con una aproximación inicial x_0 , y se realizan sucesivas aproximaciones utilizando la fórmula:

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)}$$

$$x_2 = x_1 - \frac{f(x_1)}{f'(x_1)}$$

El proceso continúa hasta que la diferencia entre dos valores consecutivos de x sea suficientemente pequeña, indicando que se ha alcanzado la solución con el nivel de precisión deseado [42].

Representación gráfica del modelo de Newton-Raphson

En la figura 4.5, se muestra de manera visual cómo se aplica el método de Newton-Raphson. A partir del punto $(x_i, f(x_i))$, se traza una tangente cuya pendiente es $f'(x_i)$. El punto donde esta tangente corta el eje x proporciona la siguiente aproximación x_{i+1} , lo que ilustra claramente el concepto geométrico detrás de la fórmula iterativa [42]

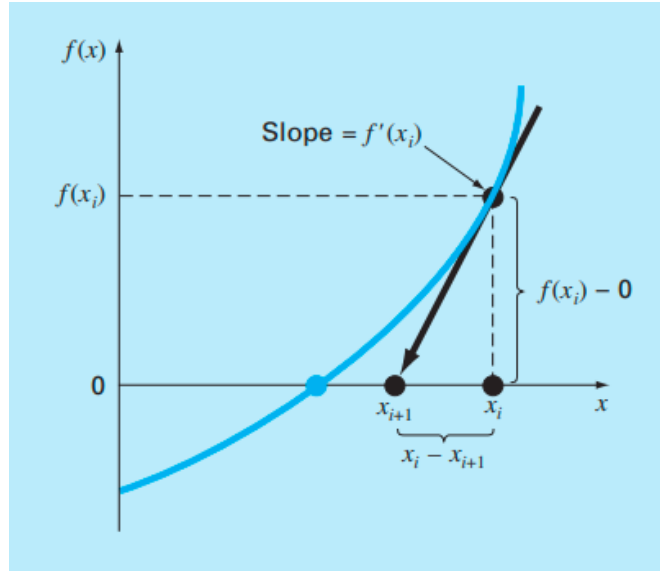


Figura 4.5: Representación gráfica del método Newton-Raphson. Tomado de [42]

Es por esto que se ha implementado un código en Matlab para encontrar la solución a la ecuación, donde se obtiene un tiempo de secado de $t = 1.18$ s. Cabe aclarar que este tiempo, es el tiempo determinado para reducir la humedad a un 35 % de aproximadamente 83.4 gramos de bagazo, esto con base a las dimensiones de la cámara de secado y el espesor de producto utilizados en el montaje experimental de Vijayaraj [6]. El código implementado se presenta en la sección de anexos.

Los parámetros de secado obtenidos y las dimensiones del secador propuestas se presentan en la tabla 4.5:

Parámetro	Valor
M [%]	35
M_0 [%]	48.6
M_e [%]	5.597
T [$^{\circ}C$]	163
d_{hed} [mm]	19.05
H_t [mm]	60
k	19.409
v_t [m/s]	16.4
v_{min} [m/s]	18.9
MR	0.684
v_{gas} [m/s]	38.9
t [s]	1.18
Diámetro del tubo de secado [m]	2
Longitud del tubo de secado [m]	40.1

Tabla 4.5: Parámetros de secado y dimensiones del secador propuesto

El diseño CAD del secador propuesto se presenta en la figura 4.6:

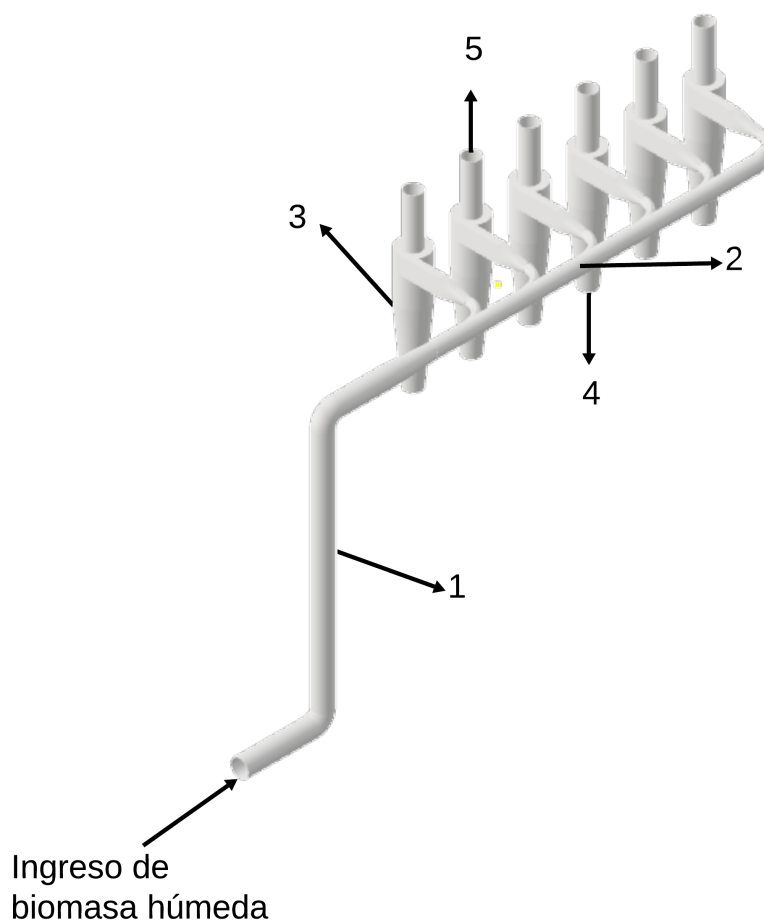


Figura 4.6: Diseño CAD del secador propuesto

El sistema de secado por transporte neumático propuesto está conformado por los siguientes componentes: un ducto de secado principal, con una longitud de 40.1 metros y un diámetro de 2 metros (1); una tubería de alimentación a ciclones, con una longitud de 39 metros y un diámetro de 1.5 metros (2), encargada de distribuir la mezcla gas-sólido hacia las unidades de separación; un conjunto de ciclones separadores cuyas dimensiones se detallan en la tabla 4.4 (3); una sección de descarga de bagazo presecado (4); y un conducto de salida para los gases de combustión (5).

Capítulo 5

Análisis de transferencia de calor en el ducto de secado

En este capítulo se plantean las ecuaciones de transferencia de calor en el ducto de secado con el fin de determinar la temperatura de los gases a la salida del ducto.

5.1. Balance de masa

El balance de masa tiene como objetivo garantizar que la masa total de los componentes, es decir, el bagazo y los gases de combustión, se conserve antes y después del proceso de secado. En otras palabras, la cantidad total de masa que ingresa al secador debe ser igual a la que sale, pero con cambios en la distribución de la humedad. Dado que se propone un contenido de humedad final del bagazo del 35 % a la salida, es posible establecer un balance de masa general, como se muestra a continuación:

$$\dot{m}_{gas.in_{dry}} + \dot{m}_{gas.in_{wet}} + \dot{m}_{bag.in_{dry}} + \dot{m}_{bag.in_{wet}} = \dot{m}_{gas.out_{dry}} + \dot{m}_{gas.out_{wet}} + \dot{m}_{bag.out_{dry}} + \dot{m}_{bag.out_{wet}} \quad (5.1)$$

Donde:

- $\dot{m}_{gas.in_{dry}}$ es el flujo másico de los gases de combustión secos a la entrada.
- $\dot{m}_{gas.in_{wet}}$ es el flujo másico del vapor de agua presente en los gases de combustión a la entrada.
- $\dot{m}_{bag.in_{dry}}$ es el flujo másico del bagazo seco a la entrada.
- $\dot{m}_{bag.in_{wet}}$ es el flujo másico de agua contenida en el bagazo a la entrada.
- $\dot{m}_{gas.out_{dry}}$ es el flujo másico de los gases de combustión secos a la salida.
- $\dot{m}_{gas.out_{wet}}$ es el flujo másico del vapor de agua presente en los gases de combustión a la salida.
- $\dot{m}_{bag.out_{dry}}$ es el flujo másico de bagazo seco a la salida.
- $\dot{m}_{bag.out_{wet}}$ es el flujo másico de agua contenida en el bagazo a la salida.

El balance de masa describe cómo se distribuyen los flujos másicos de los gases de combustión y el bagazo, considerando tanto su componente seco como su contenido de humedad. En la entrada, los gases de combustión contienen un componente seco $\dot{m}_{gas.in_{dry}}$, que no cambia a lo largo del proceso, y un componente de vapor de agua $\dot{m}_{gas.in_{wet}}$, el cual puede variar en la salida del sistema. Del mismo modo, el bagazo entra al secador con una cantidad de masa seca $\dot{m}_{bag.in_{dry}}$ y una fracción de agua $\dot{m}_{bag.in_{wet}}$ que se busca reducir mediante la transferencia de calor con los gases de combustión.

A la salida del secador, los gases de combustión siguen teniendo un componente seco $\dot{m}_{gas.out_{dry}}$ que permanece sin cambios. Sin embargo, la cantidad de vapor de agua en los gases $\dot{m}_{gas.out_{wet}}$ puede aumentar debido a la evaporación del agua del bagazo. En cuanto al bagazo, sale del secador con un contenido de humedad reducido, lo que se refleja en un valor menor de $\dot{m}_{bag.out_{wet}}$ en comparación con el valor de entrada $\dot{m}_{bag.in_{wet}}$. Por lo tanto, el balance de masa se puede enfocar solamente en los componentes de humedad, ya que los componentes secos no cambian a lo largo del proceso de secado, por lo que se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{gas.in_{wet}} + \dot{m}_{bag.in_{wet}} = \dot{m}_{gas.out_{wet}} + \dot{m}_{bag.out_{wet}} \quad (5.2)$$

Este balance de masa se puede reescribir en sus respectivos flujos másicos y contenido de humedad, como se muestra a continuación:

$$M_{gas_{in}} \dot{m}_{gas.in} + M_{bag_{in}} \dot{m}_{bag.in} = M_{gas_{out}} \dot{m}_{gas.out} + M_{bag_{out}} \dot{m}_{bag.out} \quad (5.3)$$

- $M_{gas_{in}}$ es el contenido de humedad de los gases de combustión a la entrada.
- $M_{bag_{in}}$ es el contenido de humedad del bagazo a la entrada.
- $M_{gas_{out}}$ es el contenido de humedad de los gases de combustión a la salida.
- $M_{bag_{out}}$ es el contenido de humedad del bagazo a la salida.

El flujo másico de bagazo a la salida se calcula con la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{bag.out} = \dot{m}_{bag.in} - \dot{m}_{H_2O_{bag.ext}} \quad (5.4)$$

donde $\dot{m}_{H_2O_{bag.ext}}$ es el flujo másico de agua retirada del bagazo después del proceso de secado, el cual se determina con la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{H_2O_{bag.ext}} = \frac{\dot{m}_{bag.in}(M_{bag_{in}} - M_{bag_{out}})}{M_{bag_{in}}} \quad (5.5)$$

Del mismo modo, el flujo de gases de combustión a la salida esta dado por el flujo másico de gases a la entrada sumado al flujo másico de agua extraída del bagazo, como lo indica la ecuación:

$$\dot{m}_{gas.out} = \dot{m}_{gas.in} + \dot{m}_{H_2O_{bag.ext}} \quad (5.6)$$

Los flujos másicos de los gases de combustión y del bagazo son:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{gas.in} &= 352,000 \frac{kg}{h} = 97.8 \frac{kg}{s} & \dot{m}_{gas.out} &= 106.6 \frac{kg}{s} \\ \dot{m}_{bag.in} &= 106,000 \frac{kg}{h} = 31.7 \frac{kg}{s} & \dot{m}_{bag.out} &= 22.9 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

Por lo tanto, la humedad de los gases de combustión a la salida del secador sería:

$$\begin{aligned}
 M_{gas_{out}} &= \frac{(M_{gas_{in}} * \dot{m}_{gas_{in}}) + (M_{bga_{in}} * \dot{m}_{bag_{in}}) - (M_{bga_{out}} * \dot{m}_{bag_{out}})}{\dot{m}_{gas_{out}}} \\
 &= \frac{(70 * 97.8) + (48.6 * 31.7) - (35 * 22.9)}{106.6} \\
 &= 71.2 \%
 \end{aligned}$$

Las tablas 5.1 y 5.2 presentan el resumen de los calculo al implementar las anteriores ecuaciones, teniendo en cuenta que los datos de humedad a la entrada son obtenidos de la caracterización del bagazo (tabla 2.4) y datos reportados por Cenicaña (tabla 4.1):

	Flujo másico [kg/s]	Humedad (in) [%]	Humedad (out) [%]
Bagazo	28.1	48.6	35
Gases de combustión	97.8	70	71.2

Tabla 5.1: Resumen de los valores del balance de masa

Parámetro	Flujo masico [Kg/s]
Gas de combustión secos (in)	29.3
Gas de combustión húmedo (in)	68.5
Gas de combustión secos (out)	29.3
Gas de combustión húmedo (out)	75.9

Tabla 5.2: Resumen del flujo másico de los gases de combustión (secos y húmedos)

5.2. Pérdidas de calor a través del ducto de secado

La transferencia de calor en el tubo de secado se produce a través de tres mecanismos principales: (i) el flujo convectivo interno, (ii) la conducción a través del material del tubo, y (iii) el flujo convectivo externo. Las figuras 5.1 y 5.2 presentan el diagrama de cuerpo libre del tubo de secado y el esquema del circuito térmico del secador de bagazo respectivamente [43].

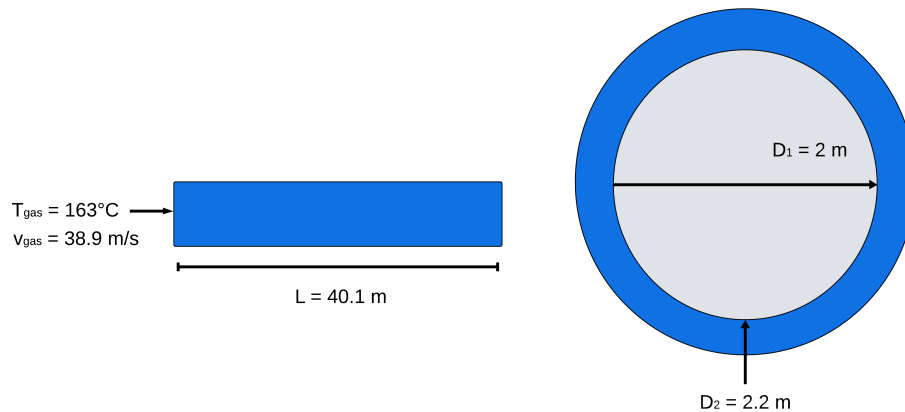


Figura 5.1: Diagrama de cuerpo libre del ducto de secado.

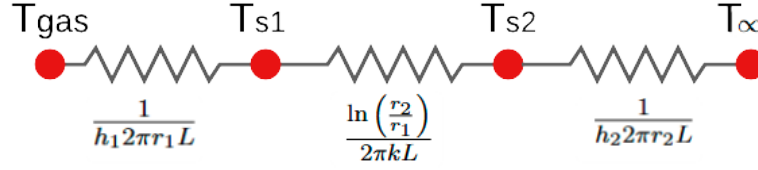


Figura 5.2: Esquema del circuito térmico del secador de bagazo

En el esquema térmico presentado, se identifican tres resistencias térmicas en serie que modelan la transferencia de calor desde los gases de combustión hacia el entorno exterior a través de una pared cilíndrica:

1. Resistencia térmica por convección interna

$$R_{\text{conv, int}} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L}$$

Representa la oposición al flujo de calor desde el gas hacia la superficie interna del tubo, debida al fenómeno de convección forzada. Esta resistencia depende del coeficiente de transferencia de calor interno h_1 , el radio interno r_1 y la longitud L del ducto.

2. Resistencia térmica por conducción cilíndrica

$$R_{\text{cond}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L}$$

Corresponde a la conducción térmica a través de la pared del ducto, que se comporta como una geometría cilíndrica concéntrica. Esta resistencia está determinada por la conductividad térmica del material k , los radios interior r_1 y exterior r_2 , y la longitud del ducto L .

3. Resistencia térmica por convección externa

$$R_{\text{conv, ext}} = \frac{1}{h_2 2\pi r_2 L}$$

Representa la resistencia al calor desde la superficie externa del ducto hacia el ambiente. Está asociada a la convección del calor hacia el medio circundante y depende del coeficiente de transferencia de calor externo h_2 , del radio exterior r_2 , y de la longitud L del ducto.

Para calcular la tasa de transferencia de calor en la dirección radial, se emplea las ecuaciones 5.7 y 5.8. Una vez establecida esta tasa, es posible llevar a cabo un análisis nodal simple, que se desarrolla desde el interior del tubo hacia el exterior para determinar la temperatura de la superficie externa del tubo de secado [43].

$$q_r = q_{\text{wall}} = \frac{T_{\text{gas}} - T_{\infty}}{R_{\text{tot}}} \quad (5.7)$$

Donde:

- q_{wall} es el calor que es transferido a las paredes en dirección radial del tubo de secado
- T_{gas} es la temperatura de los gases de combustión a la entrada del secador.

- T_∞ es la temperatura del aire ambiente.
- R_{tot} es la resistencia térmica total de la trayectoria de transferencia de calor.

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{pipe} L} + \frac{1}{h_2 2\pi r_2 L} \quad (5.8)$$

Donde:

- h_1 es el coeficiente de transferencia de calor debido al flujo interno.
- r_1 es el radio de la sección interna de la tubería.
- r_2 es el radio de la sección externa de la tubería.
- k_{pipe} es la conductividad térmica del material de la tubería (para este caso es del acero).
- L es la longitud de la tubería.
- h_2 es el coeficiente de transferencia de calor debido al flujo externo.

El coeficiente de transferencia de calor debido al flujo interno (h_1) se calcula como [43]:

$$h_1 = N_{u_{D_1}} \frac{k_1}{D_1} \quad (5.9)$$

Donde:

- $N_{u_{D_1}}$ es el número de Nusselt para flujo interno.
- k_1 es la conductividad térmica del fluido.
- D_1 es el diámetro interno de la tubería.

El número de Nusselt para este caso se determina a través de la ecuación 5.10 [43]:

$$N_{u_{D_1}} = 0,023 R_{e_D}^{4/5} P_r^{0,3} \quad (5.10)$$

Donde:

- R_{e_D} es el número de Reynolds con base en el diámetro de tubería $\frac{VD}{\nu}$
- P_r es el número de Prandtl con base a la viscosidad cinemática de los gases de combustión (obtenido de tablas termodinámicas)

El coeficiente de transferencia de calor debido al flujo externo (h_2) se calcula como [43]:

$$h_2 = N_{u_{D_2}} \frac{k_2}{D_2} \quad (5.11)$$

Donde:

- $N_{u_{D_2}}$ es el número de Nusselt para flujo externo.

- k_2 es la conductividad térmica del fluido.
- D_2 es el diámetro externo de la tubería.

El número de Nusselt para este caso se determina a través de la ecuación 5.12 [43]:

$$N_{u_{D_2}} = 0,3 + \frac{0,62 R_{e_D}^{1/2} P_r^{1/3}}{\left[1 + (0,4/P_r)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{R_{e_D}}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (5.12)$$

Donde:

- R_{e_D} es el número de Reynolds.
- P_r es el número de Prandlt.

5.3. Balance energético global

Con el fin de determinar la temperatura de salida del gas de combustión, se utiliza el balance energético global del sistema de secado (Figura), considerando al gas de combustión y al bagazo como representaciones integrales con propiedades promedio. El gas se modela como una mezcla uniforme, mientras que el bagazo se analiza como un material continuo, lo que simplifica el cálculo energético y permite evaluar cómo la energía térmica inicial se distribuye entre la transferencia al bagazo y las pérdidas térmicas. El balance energético global se expresa como:

$$q_{out} = q_{in} - (q_{bag} + q_{wall}) \quad (5.13)$$

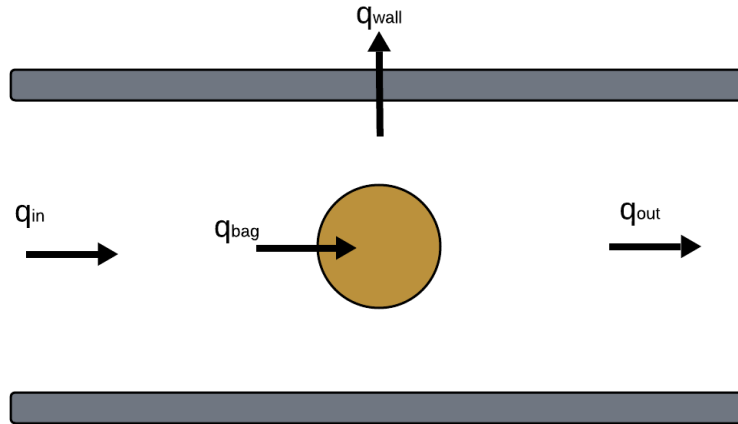


Figura 5.3: Esquema balance energético global

El calor total que ingresa al sistema (q_{in}) corresponde a la energía térmica proporcionada por los gases de combustión generados en la caldera, los cuales llegan al secador con una cantidad específica de energía disponible para el proceso de secado y representan el valor global de la energía térmica aportada al sistema. Una parte de esta energía se transfiere al bagazo (q_{bag}), lo que permite que, al entrar en contacto con los gases calientes, el bagazo aumente su temperatura y utilice parte de

este calor para evaporar el agua contenida en su interior, Sin embargo, no toda la energía térmica que ingresa al sistema se transfiere directamente al bagazo, ya que una fracción se pierde a través de las paredes del ducto de secado (q_{wall}), además, la energía que no es utilizada para calentar el bagazo ni perdida a través de las paredes se representa como (q_{out}).

5.4. Calor transferido al bagazo

Para determinar el calor transferido al bagazo, las partículas de esta biomasa se modelarán como esferas que interactúan térmicamente con los gases de combustión. El calor transferido al bagazo se calcula a partir de las correlaciones de transferencia de calor para flujos externos sobre esferas, donde las características del flujo se definen por el numero de Reynolds (R_{e_D}) y el número de Prandlt (P_r) [43].

La trasferencia de calor se modela mediante la ecuación 5.14 para el número de Nusselt (N_{u_D}) [43]:

$$N_{u_D} = 2 + (0,4R_{e_D}^{1/2} + 0,06R_{e_D}^{2/3}) P_r^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) \quad (5.14)$$

Donde:

- R_{e_D} es el número de Reynolds.
- P_r es el número de Prandlt.
- $\frac{\mu}{\mu_s}$ es la relación entre las viscosidad dinámica del fluido en condiciones de referencia y la del fluido a la temperatura de la superficie.

Una vez se determina e número de Nusselt es posible calcular el coeficiente de transferencia de calor (h_g) mediante la expresión:

$$h_g = \frac{N_{u_D} k}{d_p} \quad (5.15)$$

Donde:

- k es la conductividad térmica del fluido en W/mK
- d_p es el diámetro medio de las partículas de bagazo en m

Con h_g determinado, el calor transferido a las partículas de bagazo (q_{bag}) se calcula con la ecuación 5.16:

$$q_{bag} = h_g A_{total} (T_g - T_p) \quad (5.16)$$

Aquí:

- A_{total} es el área total de las partículas en m^2 .
- T_g es la temperatura de los gases de combustión en $^{\circ}C$.
- T_p es la temperatura superficial de la partícula en $^{\circ}C$.

Debido a que el objetivo es determinar el calor transferido al bagazo a nivel global, es por esto que se utiliza el área total de las partículas (A_{total}) en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, esta área se calcula con la siguiente expresión:

$$A_{total} = N_{particulas} A_p \quad (5.17)$$

El número de partículas ($N_{particulas}$) se puede calcular con la ecuación, la cual depende del flujo másico de bagazo ($\dot{m}_{bag}$) y el tiempo de residencia de las partículas (t) en el ducto, el cual se obtuvo del modelo de Page.

$$N_{particulas} = \frac{m_{bag}}{\rho_p V_p} \quad (5.18)$$

Donde:

- m_{bag} es la masa de bagazo en kg .
- ρ_p es la densidad del bagazo en kg/m^3 .
- V_p es el volumen de la partícula de bagazo en m^3 .

5.5. Tasa de transferencia de calor a la entrada y a la salida.

Para evaluar la energía térmica involucrada en el proceso de secado, se realiza un análisis de entalpía de los gases de combustión en la entrada y en la salida del sistema, asumiendo condiciones de presión constante.

Este enfoque permite calcular la transferencia de calor considerando tanto la energía sensible como la energía latente, las cuales son fundamentales para describir el comportamiento térmico de los gases y su interacción con las partículas de bagazo. La entalpía específica (h) es una propiedad que incluye tanto la energía sensible asociada al cambio de temperatura de los gases, como la energía latente, vinculada al cambio de fase del fluido. Al multiplicar esta entalpía específica por el flujo másico de los gases ($\dot{m}_{gas}$), se obtiene una tasa de energía térmica por el flujo en Watt (W).

El calor de entrada se expresa como:

$$q_{in} = \dot{m}_{gas.in_{dry}} C_p T_{gas.in} + \dot{m}_{gas.in_{wet}} (h_v + C_{ps} T_{gas.in}) \quad (5.19)$$

Donde:

- $\dot{m}_{gas.in_{dry}}$ es el flujo másico de gases secos a la entrada en kg/s
- $\dot{m}_{gas.in_{wet}}$ es el flujo másico de vapor de agua en los gases a la entrada en kg/s
- C_p es el calor específico de los gases de combustión $kJ/kg \text{ K}$.
- C_{ps} es el calor específico del vapor de agua en $kJ/kg \text{ K}$
- h_v es la entalpía de vaporización kJ/kg .

De manera similar el calor a la salida se calcula como:

$$q_{out} = \dot{m}_{gas.out_{dry}} C_p T_{gas.out} + \dot{m}_{gas.out_{wet}} (h_v + C_{ps} T_{gas.out}) \quad (5.20)$$

Donde $T_{gas.out}$ es la temperatura de los gases a la salida del sistema.

Una vez determinado el calor a la entrada (q_{in}), es posible calcular el calor a la salida (q_{out}) mediante la aplicación de la ecuación 5.13. Posteriormente, con el valor obtenido para el calor a la salida, se puede determinar la temperatura de los gases a la salida del ducto de secado ($T_{gas.out}$) despejando esta variable en la ecuación 5.20, con la cual se obtiene la siguiente expresión:

$$T_{gas.out} = \frac{q_{out} - \dot{m}_{gas.out_{wet}} h_v}{\dot{m}_{gas.out_{dry}} C_p + \dot{m}_{gas.out_{wet}} C_{ps}} \quad (5.21)$$

La tabla 5.3 muestra los resultados obtenidos de la transferencia de calor con base a las ecuaciones del modelo teórico anteriormente presentado.

Parámetro	Valor
$T_{gas} [^{\circ}C]$	163
$T_{\infty} [^{\circ}C]$	27
$N_{u_{D_1}}$	2727.56
$h_1 [W/m^2 K]$	49.53
$N_{u_{D_2}}$	523.5
$h_2 [W/m^2 K]$	6.26
$R_{tot} [K/W]$	6.62×10^{-4}
$q_{wall} [KW]$	205.44
N_{u_D}	50.24
$h_g [W/m^2 K]$	536.68
$q_{bag} [KW]$	4568.22
$q_{in} [KW]$	210740
$q_{out} [KW]$	205975.3
$T_{gas.out} [^{\circ}C]$	75.9

Tabla 5.3: Cálculos teóricos obtenidos del modelo de transferencia de calor.

5.6. Modelo iterativo para la transferencia de calor.

Las ecuaciones teóricas previamente presentadas no consideran el cambio de temperatura del gas a medida que avanza por el ducto de secado, lo que puede afectar la precisión de los resultados. Para corregir esta limitación, se propone desarrollar un código que realice una iteración en el flujo de calor, actualizando la temperatura del gas a lo largo del proceso. Este enfoque iterativo integrará la variación térmica del gas en cada paso, garantizando una modelización más precisa del comportamiento térmico dentro del ducto. El código simula la transferencia de calor entre un gas caliente y partículas sólidas, calculando las variaciones de temperatura a lo largo del ducto, que se divide en pequeños segmentos para los cálculos. Además, considera parámetros físicos como las temperaturas de entrada, el flujo másico, el calor específico y la conductividad térmica, y cómo las propiedades termodinámicas del gas cambian con la temperatura mediante interpolación de datos.

Para la variación de temperatura del gas, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{dT_g}{dx} = -\frac{q_{bag}}{v_g \dot{m}_g C_{p_g}} \quad (5.22)$$

Donde q_{bag} es el calor transferido al bagazo, v_g es la velocidad del gas, $\dot{m}_g$ es el flujo másico del gas y C_{p_g} es el calor específico del gas. La temperatura del gas en el siguiente punto se calcula como:

$$T_g(i) = T_g(i-1) + \frac{dT_g}{dx} \cdot dx \quad (5.23)$$

En cada iteración, se calcula el flujo de calor hacia las partículas y se actualizan las temperatura del gas, este proceso se repite hasta cubrir toda la longitud del ducto. Al finalizar la simulación, se obtiene el perfil térmico del gas a lo largo del ducto de secado, como se observa en la figura 5.4:

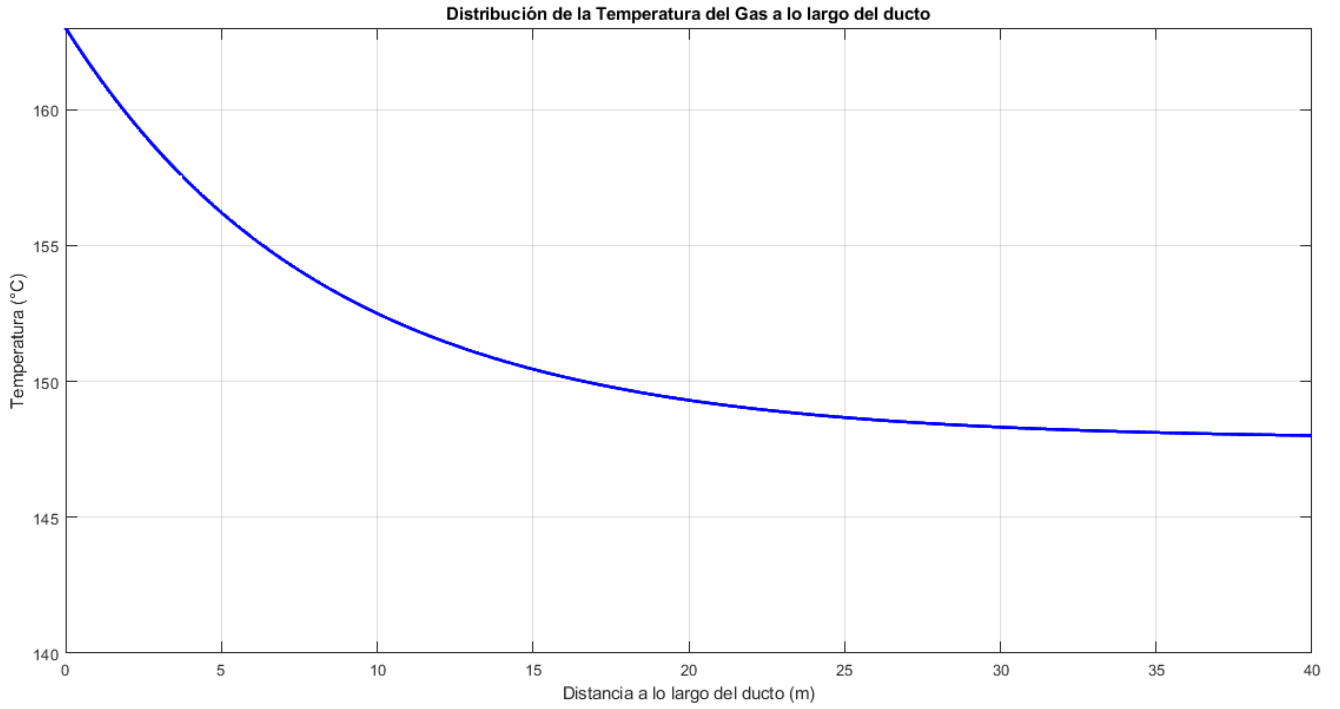


Figura 5.4: Variación de la temperatura del gas a lo largo del ducto.

5.7. Temperatura del punto de rocío

La temperatura del punto de rocío (T_{adp}) es un valor por debajo del cual se empieza una condensación de los gases presentes, esta temperatura es especialmente crítica porque, ya que si estos gases se condensan, empiezan a formar un ácido líquido en las superficies metálicas de los equipos de recuperación de calor (economizadores, precalentadores de aire, etc.) cuando la temperatura de los gases alcanzan un valor inferior a esta temperatura, provocando corrosión la cual afecta la vida útil y la seguridad de estos equipos.

En la practica se utilizan modelos empíricos o semi-empíricos, para determinar dicha temperatura, entre estos modelos, se encuentra el modelo soviético de 1973 [44], el cual es un modelo

basado en la composición del combustible, en donde este modelo estima la (T_{adp}) a partir del contenido de azufre y cenizas en el combustible, junto con su poder calorífico inferior, este modelo se muestra en la ecuación 5.24:

$$T_{adp} = \frac{\beta \sqrt[3]{S^\Pi}}{1.05^{\alpha_{ash} A^\Pi}} + T_{DP} \quad (5.24)$$

Donde:

- β coeficiente empírico, generalmente con un valor de 125.
- S^Π es el contenido de azufre equivalente en el combustible, expresado en (%).
- A^Π es el contenido de cenizas equivalente en el combustible, expresado en (%).
- α_{ash} Coeficiente de cenizas volantes, normalmente toma un valor de 0.2.
- T_{DP} es la temperatura de punto de rocío del agua presente en los gases de combustión, determinada en función de la presión parcial del vapor de agua (P_{H_2O}).

Los valores de S^Π y A^Π se obtiene a partir de la composición del combustible, por medio de las siguientes expresiones:

$$S^\Pi = \frac{4187 S_{ar}}{PCI} \quad A^\Pi = \frac{4187 A_{ar}}{PCI}$$

Donde:

- S_{ar} es el contenido de azufre en el combustible (% de masa)
- A_{ar} es el contenido de cenizas en el combustible (% de masa)
- PCI es el poder calorífico inferior del combustible en KJ/Kg

Para este caso se utilizará un valor del contenido de azufre de $S_{ar} = 0.04$ e cual fue obtenido de la literatura [19] y el contenido de cenizas $A_{ar} = 16.3$ el cual se obtuvo de la caracterización del bagazo.

Para determinar el poder calorífico inferior del combustible, se utilizará la ecuación, la cual fue propuesta por Hugot [16], la cual calcula el PCI en base del poder calorífico superior y el contenido del vapor de agua presente en los gases de combustión:

$$PCI = PCS - 1080E \quad (5.25)$$

Donde E es el peso del vapor de agua presente en los gases producidos por la combustión de una libra de combustible.

Por ultimo, la temperatura del punto de rocío del agua presente en los gases de combustión, se calcula con la siguiente expresión:

$$T_{DP} = 42.4332(P_{H_2O})^{0.13434} - 100.35 \quad (5.26)$$

y la presión parcial del vapor de agua (P_{H_2O}) se obtiene como:

$$P_{H_2O} = Y_{H_2O} * P_{tot}$$

Siendo Y_{H_2O} la fracción molar del vapor de agua en los gases y P_{tot} la presión a la cual se encuentra el gas.

La tabla 5.4 muestra los resultados obtenidos de la temperatura de rocío a partir del modelo soviético:

Parámetro	Valor
P_{tot} [KPa]	104.87
P_{H_2O} [KPa]	73.4
T_{DP} [°C]	90.8
E	2.4
PCI [BTU/Lb]	4237
S^{Π} [%]	0.049
A^{Π} [%]	16.1
T_{adp} [°C]	129.8

Tabla 5.4: Cálculos obtenidos en la implementación del modelo soviético

Como se puede observar en la figura 5.4, la temperatura a la salida del ducto alcanza un valor de 148 °C obtenido mediante el método iterativo presentado anteriormente, lo cual es mayor que la temperatura del punto de rocío obtenida mediante el modelo soviético, lo que indica que no se presentarían problemas de corrosión debido a la condensación de los gases, asegurando que los equipos no presentarían fallas debido a esta causa.

Capítulo 6

Estimación de la eficiencia energética de la caldera

La caldera es uno de los equipos más fundamentales para los ingenios azucareros, debido a que el vapor generado por la caldera es la base en el proceso de fabricación de azúcar. El principio de funcionamiento de este equipo consiste en la transferencia de calor de un flujo másico de gases a altas temperaturas, los cuales son producidos por la combustión de un combustible ya sea bagazo, carbón, etc. hacia el agua para transformarla en vapor, y el aprovechamiento de la energía aportada por estos combustibles puede valorarse al realizar una evaluación de la eficiencia energética de la caldera.

6.1. Norma ASME PTC 4.0

La norma más utilizada a nivel internacional para la evaluación de eficiencia de calderas es la establecida por la American Society of Mechanical Engineer (ASME), conocida como la Norma ASME PTC (Power Test Codes) 4.0 del 2008, en donde en el año 2013 se realizó una revisión de la misma [27]. Esta norma presenta la metodología para calcular la eficiencia en calderas definiendo dos métodos para la evaluación: el método directo o método entrada-salida y el método indirecto o método de evaluación de pérdidas, como se muestran en las siguientes expresiones que fueron presentadas en la sección 1.5.8 en las ecuaciones 1.2 y 1.3:

Método directo

$$\eta = \frac{\dot{m}_{vapor} * (H_{vapor} - H_{Agua})}{\dot{m}_{comb} * PCS_{comb}}$$

Donde:

- $\dot{m}_{vapor}$: Flujo másico del vapor (Lb/h)
- $\dot{m}_{comb}$: Flujo másico del combustible (Lb/h)
- $H_{vapor} - H_{agua}$: Diferencia de entalpías específicas del vapor de agua a la temperatura de gases de combustión y la entalpía del agua líquida a la temperatura de referencia (BTU/lb)
- PCS : Poder calorífico superior del combustible (BTU/Lb).

Método indirecto

$$\eta = 100\% - \sum \text{pérdidas}$$

La norma plantea una metodología básica la cual consiste en la realización de un balance entre la energía total que ingresa al sistema termodinámico y la energía que sale del sistema incluyendo las pérdidas, como se muestra en la figura 6.1.

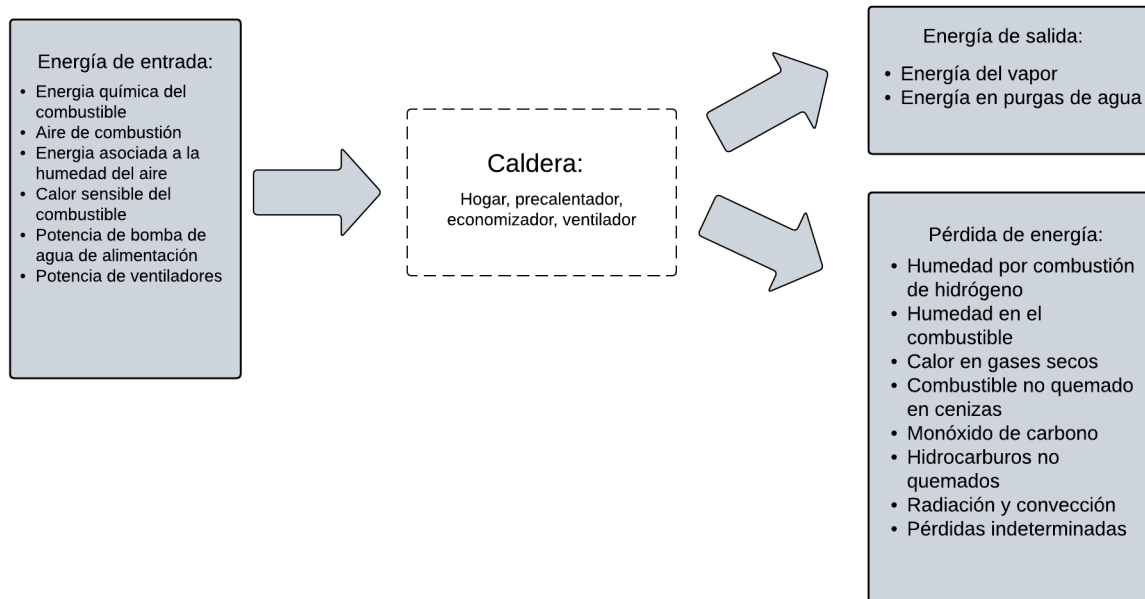


Figura 6.1: Balance de energía a la entrada y salida en calderas. Adaptado de [27].

6.2. Pérdidas de energía

En la sección 1.5.8 se presentó la metodología para el cálculo de las principales pérdidas de energía (desde la ecuación 1.4 a la ecuación 1.12), las cuales están incluidas en la sumatoria de la ecuación 1.2 (método indirecto), en donde el poder calorífico superior del combustible es tenido en cuenta para la determinación de las pérdidas. Las pérdidas a considerarse son las siguientes:

- El agua que se forma por la combustión del hidrógeno P_{CH} (ecuación 1.4): es la energía perdida cuando el calor generado al quemar hidrógeno se usa para evaporar el vapor de agua producido.
- Contenido de humedad en el combustible P_{HC} (ecuación 1.5)
- Gases secos de chimenea P_{GS} (ecuación 1.6): corresponden al calor sensible de los gases secos que salen de la chimenea.
- Por inquemados P_I (ecuación 1.9): es la energía perdida por residuos de combustible no completamente quemado.
- Radiación y convección P_{RC} (ecuación 1.12): Es el calor que se pierde desde la carcasa de la caldera hacia el medio ambiente.

- Indeterminadas P_{in} : Se refieren a pérdidas de energía difíciles de medir, generalmente estas pérdidas se estiman entre un 1 % y un 2.0 % de la energía entregada a la caldera.

6.3. Parámetros de evaluación propuesta por Cenicaña

La metodología propuesta por Cenicaña para la evaluación de la eficiencia térmica de calderas, combina tanto el método indirecto como el directo previamente descritos, en donde primero, por medio del método indirecto se obtiene el valor de la eficiencia, la implementación de este método considera como energía de entrada al sistema la aportada por el combustible a partir de su poder calorífico superior. Posteriormente, empleando el método directo, se determina el consumo de combustible además de una estimación del exceso de aire utilizado en la combustión. Para lograr esto, se necesita el registro de variables tanto para las corrientes de entrada como de salida, las cuales se presentan en la tabla 6.1:

Corrientes de entrada	Punto de medición	Variable por registrar
Combustible	Conductor de alimentación	Humedad
		Poder calorífico superior
		Contenido de cenizas
Agua de alimentación	Tubería de alimentación al domo superior	Caudal
		Presión
		Temperatura ingreso al domo
Aire de entrada	Ducto de entrada de aire al calentador	Caudal
		Presión
		Temperatura de entrada
Corrientes de salida	Punto de medición	Variable por registrar
Vapor sobrecalentado	Tubería de salida de vapor	Caudal
		Presión
		Temperatura
Gases de combustión	Salida de gases en cámara de combustión	Análisis de composición %O ₂ , %CO, %CO ₂ , %SO ₂
		Temperatura de salida
	Salida del último equipo de recuperación de calor	Temperatura de salida
Residuos de ciclón y parrilla	Colectores de cenizas	Poder calorífico superior
		Contenido de cenizas

Tabla 6.1: corrientes que deben ser registradas para la evaluación de la eficiencia térmica de caldera. Adaptado de [27]

En la figura 6.2 se presenta un esquema de una caldera tradicional en donde se localizan los

puntos principales de muestreo de cada una de las corrientes que se describieron anteriormente en la tabla 6.1.

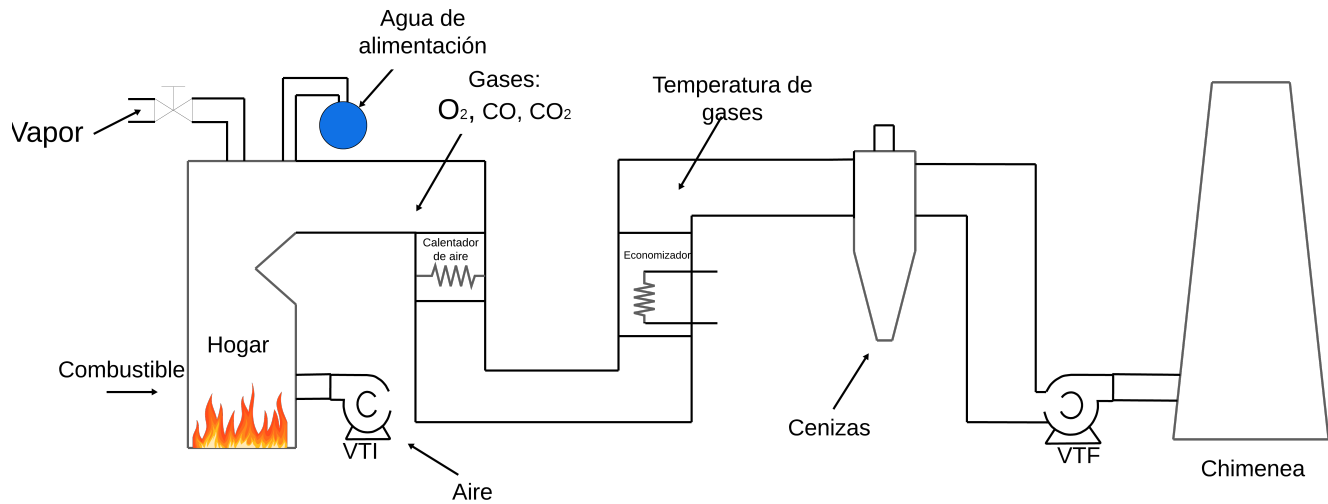


Figura 6.2: Puntos de medición de variables en la caldera

6.4. Evaluación de la eficiencia energética de la caldera

Para determinar la eficiencia energética de la caldera, Cenicaña propone una metodología en la cual se parte de la evaluación de las pérdidas de energía por medio del método indirecto y posteriormente por medio del método directo se calcula el consumo de combustible, en donde este último procedimiento sigue un enfoque iterativo, ya que la cantidad de combustible requerido es función de la cantidad de energía entregada por el combustible. Para facilitar la aplicación de la metodología de evaluación energética de calderas, Cenicaña desarrolló una herramienta computacional denominada EFICAL, la cual está basada en la norma ASME PTC 4 [27] y permite realizar balances de masa y energía de forma estandarizada. Esta herramienta automatiza el análisis de las pérdidas de energía y el cálculo de la eficiencia térmica de la caldera, optimizando así el proceso de diagnóstico y mejora del desempeño energético en sistemas de combustión.

La primera etapa de la metodología consiste en recopilar y procesar los datos registrados en campo, los valores promedios o los más representativos de cada variable deben ser ingresados en las variables de entrada en la aplicación EFICAL, entre estas variables se encuentran los principales datos de la operación de la caldera como son las condiciones del vapor, del agua de alimentación, propiedades del combustible y la composición de los gases de combustión.

Con los datos de entrada ingresados en la hoja de cálculo, la herramienta EFFICALC ejecuta una macro, que procesa los datos para calcular las pérdidas de energía y el valor de la eficiencia de la caldera, además, se estima el consumo de combustible y el exceso de aire empleado.

Variables de entrada caso base

Cenicaña llevó a cabo la evaluación de la caldera que ha sido estudiada, dicha evaluación realizada en campo permitió recolectar los valores de las variables de entrada utilizados en la herramienta EFICAL para el caso base (condiciones actuales) de la caldera, los cuales son presentados en la tabla 6.2

ítem	Descripción	Valor
1	Generación de vapor [Lb/h]	497,780
2	PCS bagazo base húmeda [BTU/lb]	3,510
3	PCS inquemado fly ash [BTU/lb]	1,200
4	PCS inquemado bottom ash [BTU/lb]	800
5	humedad del bagazo [%]	48.6
6	Contenido cenizas bagazo [% base seca]	16.3
7	Contenido azufre bagazo [%]	0.04
8	Exceso de aire estimado [%]	22
9	Contenido O_2 en gases [%]	4.0
10	Contenido CO_2 en gases [%]	12.8
11	Contenido de CO en [ppm]	1289
12	Temperatura agua de purgas [$^{\circ}C$]	240
13	Temperatura agua de alimentación [$^{\circ}C$]	185
14	Temperatura aire atmosférico [$^{\circ}C$]	27
15	Temperatura gases de chimenea [$^{\circ}C$]	172
16	Presión del vapor [Psig]	950
17	Temperatura del vapor [$^{\circ}C$]	510

Tabla 6.2: Datos de entrada para la aplicación EFICAL para el caso base

Variables de entrada al incorporar el secador

La tabla 6.3 presenta los valores de las variables de entrada utilizados en la herramienta EFICAL para el caso incluyendo el secador de bagazo.

ítem	Descripción	Valor
1	Generación de vapor [Lb/h]	497,780
2	PCS bagazo base húmeda [BTU/lb]	4,420
3	PCS inquemado fly ash [BTU/lb]	600
4	PCS inquemado bottom ash [BTU/lb]	800
5	humedad del bagazo [%]	35
6	Contenido cenizas bagazo [% base seca]	16.3
7	Contenido azufre bagazo [%]	0.04
8	Exceso de aire estimado [%]	22
9	Contenido O_2 en gases [%]	4.0
10	Contenido CO_2 en gases [%]	12.8
11	Contenido de CO en [ppm]	1289
12	Temperatura agua de purgas [$^{\circ}C$]	240
13	Temperatura agua de alimentación [$^{\circ}C$]	185
14	Temperatura aire atmosférico [$^{\circ}C$]	27
15	Temperatura gases de chimenea [$^{\circ}C$]	147.8
16	Presión del vapor [Psig]	950
17	Temperatura del vapor [$^{\circ}C$]	510

Tabla 6.3: Datos de entrada para la aplicación EFICAL para el caso incluyendo el secador de bagazo

La tabla 6.5 presenta los valores del consumo estimado de bagazo, la relación vapor/bagazo, las pérdidas de energía y la eficiencia de la caldera para el caso base y al incorporar el secador:

Descripción	Caso base	Con secador
Consumo bagazo [t/h]	106	73.9
Relación vapor/bagazo	1.84	2.64
Pérdida por inquemados [%]	6.8	6.8
Pérdida agua por combustión [%]	8.5	8.5
Pérdidas por humedad del combustible [%]	16.1	9.2
Pérdidas calor gases secos [%]	6.8	5.7
pérdida Rad. y convección [%]	0.4	0.4
Pérdidas indeterminadas [%]	1.7	1.8
Pérdida de bagazo [%]	—	3.5
Eficiencia caldera [%]	59.7	64.1

Tabla 6.4: Comparación de pérdidas de energía y eficiencia de la caldera

Como se puede observar en la tabla 6.5 al reducir la humedad del bagazo a un 35 % se logra un aumento de 910 BTU/lb en el poder calorífico superior pasando de 3510 a 4420, este aumento del poder calorífico del bagazo conlleva a tener una reducción en el consumo de bagazo de un 30.3 % en el consumo de bagazo ya que en el caso base se tiene un consumo de 106 t/h de bagazo, mientras que al incluir el secador se tendría un consumo de 73.9 t/h. Es importante tener en cuenta que la reducción del 30.3 % corresponde únicamente a la cantidad de bagazo que debe ingresar directamente al hogar de la caldera para generar la misma producción de vapor. No obstante, en el escenario con secador es necesario considerar el consumo total del sistema, ya que se deben contabilizar las toneladas de bagazo que ingresan al secador para obtener, a la salida, un flujo de 73.9 t/h con la humedad deseada del 35 %. En este caso, el consumo total a la entrada del secador fue de 96.7 t/h, lo que representa un ahorro de 9.3 t/h de bagazo respecto al caso base, equivalente a una reducción del 8.8 % en el consumo de combustible.

Adicionalmente, al reducir la humedad del bagazo al 35 % se tiene una reducción en la pérdida de energía debido a la humedad en el combustible, en donde para el caso base esta pérdida corresponde a un 16.1 % mientras que al incluir el secador esta pérdida correspondería al 9.2 % obteniendo una reducción de 6.9 puntos porcentuales para esta pérdida de energía, tal como se presentan en las tablas, también, se presenta una reducción de 1.1 puntos porcentuales en la pérdida de energía por calor en gases secos de chimenea, esta reducción se logró debido al incorporar el secador de bagazo, se tiene un equipo adicional de recuperación de calor permitiendo disminuir la temperatura de los gases de combustión que van a la chimenea.

Por otro lado, al incorporar el secador, se obtiene un aumento en la relación vapor/bagazo pasando de 1.84 a 2.64, lo que nos indica que por cada tonelada de bagazo consumido se esta generando 2.64 tonelada de vapor, sin embargo, debido a que los ciclones seleccionados no tiene una eficiencia del 100 %, para el caso donde se incorpora el secador se obtiene una nueva pérdida de energía correspondiente a ese bagazo que no se pudo recolectar en los ciclones separadores, obteniendo una pérdida de 3.5 %, por último, debido a la incorporación del secador, la caldera presenta un aumento de 4.4 puntos porcentuales en su eficiencia, pasando de 59.7 % para el caso base a 64.1 % con la incorporación del secador de bagazo.

6.5. Comparación de la eficiencia de la caldera con otro caso de estudio

El artículo de Nebra et al. [45] presenta un análisis de la eficiencia energética de una caldera acuotubular de 200 ton/h de vapor, operando a 950 psig y 520°C alimentada con bagazo, en donde se compararon diversas configuraciones, en este estudio se presentan dos casos de particular interés para este trabajo de grado, el primero en el cual se tiene una configuración de un economizador de alta y otro de baja temperatura y un calentador de aire (figura B.1), mientras que el otro caso el sistema esta compuesto por un economizador, calentador de aire y secador de bagazo (figura B.2). Los resultados del estudio de Nebra se presentan en la tabla [45].

Descripción	Caso base	Con secador
Pérdida por inquemados [%]	0.9	0.9
Pérdida agua por combustión [%]	9.5	8.9
Pérdidas por humedad del combustible [%]	16.4	15.3
Pérdidas calor gases secos [%]	6.8	2.2
pérdida Rad. y convección [%]	0.38	0.38
Pérdidas indeterminadas [%]	2.0	2.0
Eficiencia caldera [%]	64.0	70.3

Tabla 6.5: Comparación de pérdidas de energía y eficiencia de la caldera para el estudio de Nebra et al [45]

El análisis comparativo de los casos presentados en el estudio de Sosa-Arno y Nebra, permite evidenciar el impacto que tiene al incorporar un secador de bagazo en el desempeño térmico de la caldera. Una de las diferencias entre ambos casos se observa en la pérdida de energía asociada al contenido de humedad del combustible, en donde para el caso base esta pérdida alcanza el 16.4 %, mientras que en la configuración con el secador esta disminuye al 15.3 % esta reducción, aunque aparentemente modesta, es significativa, ya que se trata de una de las principales fuentes de pérdida energética en calderas de bagazo, ya que al presecar la biomasa, se reduce la cantidad de energía que debe destinarse a la evaporación de la humedad, dejando más energía disponible para la generación de vapor útil.

Asimismo, el uso del secador tiene un efecto notable en la reducción de la pérdida por gases secos de chimenea, ya que en el caso base esta pérdida equivale al 6.8 %, mientras que con el secador se reduce al 2.2 %, este resultado refleja un aprovechamiento más eficiente del calor de los gases de combustión, ya que en la configuración con secador estos gases ceden parte de su energía al bagazo húmedo antes de abandonar el sistema, disminuyendo así su temperatura de salida y, por ende, las pérdidas asociadas. Otras pérdidas como las debidas a los inquemados, la radiación y convección e indeterminadas permanecen constantes entre ambos casos, ya que no se ven directamente afectadas por la inclusión del secador. Esto indica que las mejoras observadas en la eficiencia del sistema provienen fundamentalmente del mejor aprovechamiento del calor contenido en los gases y de la reducción de la humedad del combustible.

En los resultados obtenidos por el estudio de Nebra, la eficiencia térmica del sistema mejora de manera significativa. Mientras que en el caso base se obtiene un rendimiento del 64.08 %, en el caso con la incorporación del secador la eficiencia se eleva a 70.39 %. Este incremento de más de seis puntos porcentuales demuestra el efecto positivo de incorporar un secador de bagazo en el

diseño del sistema, consolidándolo como una estrategia clave para aumentar el aprovechamiento energético en calderas que operan con combustibles de alta humedad.

Los resultados obtenidos en el presente trabajo de grado muestran coherencia y validez técnica al ser comparados con los presentados por el estudio de Nebra et al. (2011) [45], ya que en ambos casos se evidencia que la incorporación de un secador de bagazo en el sistema térmico de la caldera genera una mejora significativa en la eficiencia energética ya que se observa una reducción en las pérdidas de energía asociadas a la humedad del combustible y a los gases secos de chimenea, lo cual se traduce directamente en un mayor aprovechamiento del calor disponible. Esto respalda la solidez de los resultados obtenidos, especialmente al mostrar una mejora en la eficiencia global de la caldera de aproximadamente 4 a 6 puntos porcentuales, de acuerdo con las condiciones evaluadas. En este contexto, la mejora del diseño térmico no solo mejora la eficiencia operativa, sino que también tiene un impacto directo en la competitividad de procesos industriales como el azucarero, donde el bagazo es un subproducto energético valioso.

Capítulo 7

Conclusiones

La caracterización del bagazo como materia prima para el secado en una caldera moderna de biomasa permitió identificar las propiedades clave que influyen en su comportamiento como combustible. El análisis de humedad mostró un contenido promedio del 48.6 %, con una desviación estándar de 1.3 %, lo que confirma una variabilidad moderada en este parámetro en las muestras analizadas, este alto contenido de humedad no solo reduce el poder calorífico del bagazo, sino que también incrementa las pérdidas energéticas durante la combustión, ya que parte de la energía se destina a evaporar el agua en lugar de generar vapor.

En cuanto a la granulometría, se observó una distribución heterogénea de partículas, con una predominancia de partículas medianas y finas en donde Los tamices de 1.7 mm, 0.84 mm y 0.297 mm retuvieron el 18.7 %, 20.7 % y 20.01 % de las partículas, respectivamente, lo que sugiere que el bagazo está compuesto principalmente por partículas de tamaño intermedio, con una menor proporción de partículas muy grandes o extremadamente finas, esta distribución granulométrica tiene implicaciones en el dimensionamiento del ducto de secado, ya que influye en la velocidad mínima para lograr el transporte neumático de las partículas, además, dicha distribución granulométrica es de vital importancia para la selección del número y la familia de ciclones a emplear ya que con esta granulometría se determina la eficiencia fraccional y la eficiencia global de recolección para cada uno de los ciclones a evaluar. Por otro lado, el poder calorífico superior (PCS) en base seca fue de 6,829 BTU/lb, con una desviación estándar de 771 BTU/lb, lo que indica que, aunque la humedad es un factor crítico que afecta el PCS, otros parámetros como el contenido de cenizas (16.3 % en promedio) con una desviación estándar del 10.4 % también influyen significativamente en su valor energético. Por lo tanto, la caracterización del bagazo reveló que implementar un sistema de secado mejoraría el uso de esta biomasa como combustible en calderas debido a su alto contenido de humedad e incorporar un sistema de recolección de partículas eficiente debido a su variada granulometría.

El modelo de Page ha sido seleccionado para representar el proceso de secado de bagazo en un secador de transporte neumático, basándose en su alta correlación con los datos experimentales y su capacidad para predecir la cinética de secado bajo diversas condiciones operativas. Este modelo, validado y ajustado por Vijayaraj et al. demostró ser el más adecuado para describir el comportamiento del secado de bagazo, gracias a su precisión en la estimación de la humedad en función de la temperatura del gas, la velocidad del aire y el espesor del producto.

Como las condiciones originales del estudio de Vijayaraj et al., como la temperatura y la velocidad del gas, difieren de las de la caldera evaluada en este proyecto, los parámetros del modelo como la constante de secado (k) y el coeficiente (n) se ajustaron en función de las condiciones de la caldera lo que permitió aproximar el comportamiento del secado bajo las condiciones de operación.

Sin embargo, es importante destacar que, si bien el modelo de Page ha demostrado ser preciso en estudios previos, su aplicación en este estudio requiere una validación experimental bajo las condiciones la caldera evaluada, ya que variables como la temperatura y velocidad del gas y la granulometría del bagazo podrían influir significativamente en la cinética del secado, lo que hace necesario comprobar la precisión del modelo en un caso industrial, debido a esto, se recomienda en trabajos futuros la realización de pruebas experimentales en un prototipo a escala piloto, en donde se compruebe la capacidad de predicción del modelo de page o ajustar los parámetros de dicho modelo para garantizar una mayor confiabilidad en este para futuros trabajos o investigaciones.

Al estimar el desempeño energético de una caldera al incorporar un secador de bagazo a partir de la norma ASME PTC 4, se identificó que la incorporación de este equipo mejora la eficiencia energética de la caldera, La reducción de la humedad del bagazo del 48.6 % al 35 % permitió un aumento en el poder calorífico superior (PCS) y una disminución del 30.3 % en el consumo de bagazo, lo que se tradujo en un incremento de la relación vapor/bagazo de 1.84 a 2.64. Además, se observó una reducción en las pérdidas de energía asociadas a la humedad del combustible y al calor en los gases secos de chimenea, lo que contribuyó a un aumento en la eficiencia global de la caldera del 59.7 % al 64.1 %, estos resultados demuestran que el secador no solo optimiza el uso del bagazo como combustible, sino que también promueve una operación más eficiente de la caldera, Sin embargo, es importante considerar la pérdida de energía del 3.5 % asociada al bagazo no recolectado en los ciclones separadores, lo que sugiere la necesidad de futuras mejoras en el dimensionamiento de los ciclones o corroborar el modelo con pruebas experimentales.

La evaluación de la eficiencia energética de una caldera moderna de biomasa mediante la incorporación de un secador de bagazo demostró que esta tecnología es una solución técnica y operativamente viable para optimizar el uso del bagazo como combustible, en donde la reducción de la humedad del bagazo permitió un aumento del poder calorífico y una reducción del consumo de combustible, lo que se tradujo en una mejora de la eficiencia global de la caldera, estos resultados respaldan la viabilidad técnica de la propuesta y proporciona una base para futuras implementaciones y mejoras en el sistema, considerando el secador de bagazo como una alternativa prometedora para la industria azucarera.

Referencias

- [1] Zhixiong Zhou et al. "The drying characteristics of wheat straw in a self-designed pilot-scale cyclone dryer". En: *Biomass Conversion and Biorefinery* (2023). DOI: 10.1007/s13399-023-04052-9.
- [2] Jorge Barroso et al. "On the optimization of boiler efficiency using bagasse as fuel". En: *Fuel* 82 (2003), págs. 1451-1463. DOI: 10.1016/S0016-2361(03)00061-9.
- [3] V.Subraminian V.Srinivasan y M. Sathesh Babu. "PERFORMANCE STUDY OF FLUIDIZED BED BAGASSE DRYER WITH NOVAL ATTACHMENT OF DISTRIBUTORS AND ORIFICES". En: *Turkish Journal of Computer and Mathematics Education* 08 (2017), págs. 352-371.
- [4] Melvin Emil Simanjuntak y Paini Sri Widayawati. "The Effect of Microwave Power to Sugarcane Bagasse Drying Process". En: *Flywheel: Jurnal Teknik Mesin Untirta* VI (2020), págs. 20-26.
- [5] Ali Kamel y Abdel - Rahman. "Bagass Drying: Advantages and Merits (Performance of a Fluidized-Bed Bagasse Dryer)". En: *Conference: International Conference on The Arab Region and Africa in the World Sugar* (2003).
- [6] B. Vijayaraj, R. Saravanan y S. Renganarayanan. "Studies on thin layer drying of bagasse". En: *International Journal of Energy Research* 31 (2007), págs. 422-437. DOI: 10.1002/er.1237.
- [7] C.M Kinoshita. "FLUE GAS DRYING OF BAGASSE". En: *American Society of Agricultural Engineers* (1991).
- [8] J. L.G. Corrêa et al. "The cyclonic dryer - A numerical and experimental analysis of the influence of geometry on average particle residence time". En: *Brazilian Journal of Chemical Engineering* 21 (2004), págs. 103-112. DOI: 10.1590/S0104-66322004000100011.
- [9] Juan H. Sosa-Arno y Silvia A. Nebra. "Bagasse Dryer Role in the Energy Recovery of Water Tube Boilers". En: *Drying Technology: An International Journal* (2009).
- [10] Hanning Li; Qun Chen; Xiaohui Zhang; Karen N. Finney; Vida N. Sharifi; Jim Swithenbank. "Evaluation of a biomass drying process using waste heat from process industries: A case study". En: *Applied Thermal Engineering* (2012).
- [11] A. Banasode y S. Valmiki. "Design and Analysis of Bagasse Dryer to Recover Energy of Water Tube Boiler in a Sugar Factory". En: *International journal of innovative technology and research* 5 (2017), págs. 6645-6652.
- [12] J.A. Ribeiro de Souza et al. "Numerical Analysis of the Sugarcane Bagasse Drying by Cyclone". En: *Diffusion Foundations* 20 (2018), págs. 106-123. DOI: 10.4028/www.scientific.net/df.20.106.

- [13] Mohammadhadi Nakhaei et al. "CFD modeling of gas-solid cyclone separators at ambient and elevated temperatures". En: *Processes* 8 (2020).
- [14] Sololo Kebede Nemomsa; Naol Dessalegn Dejene; Mahesh Gopal; Getachew Shunki Tibba. "Design and simulation of a combined flue gas and steam bagasse dryer to increase boiler efficiency of a sugar factory." En: *Materials Today: Proceedings* (2023).
- [15] Mengyang Wang et al. "CFD Investigation on the Performance of Cyclone Separators with Divergent or Convergent Insertion Pipes". En: *Processes* 11 (2023). DOI: 10.3390/pr11072061.
- [16] E Hugot. *HANDBOOK OF CANE SUGAR EN GINEERING*. Elsevier Publishing Company, 1964.
- [17] Stéphane C Marie-Rose, Alexis Lemieux Perinet y Jean-Michel Lavoie. "Conversion of Non-Homogeneous Biomass to Ultraclean Syngas and Catalytic Conversion to Ethanol". En: *Bio-fuel's Engineering Process Technology* (2011).
- [18] B.M Jenkins; L.L Baxter y T. R Miles. "Combustion properties of biomass". En: *Fuel Processing Technology* (1998).
- [19] Peter Rein. *Cane sugar engineering*. Bartens, 2007.
- [20] Arun S Mujumdar. *Handbook of Industrial Drying*. Taylor Francis Group, LLC, 2006.
- [21] Akash H. Mali, Aditya R. Nikam y Azam Z. Shaikh. "A Short Review on Fluidized Bed Dryer". En: *Asian Journal of Pharmaceutical Research* (2021), págs. 104-105. DOI: 10.52711/2231-5691.2021.00020.
- [22] Robert H. Perry y Don W. Green. *Perrys Chemical Engineers Handbook*. McGraw-Hill Companies, 1999.
- [23] Lawrence K Wang, Dee C Norman Pereira y Yung-Tse Hung. *Air Pollution Control Engineering*. Humana Press, 2004.
- [24] Greg Wheatley et al. "Dryer design parameters and parts specifications for an industrial scale bagasse drying system". En: *Acta Agronomica* 69 (2020), págs. 293-305.
- [25] Alex C Hoffmann y Louis E Stein. *Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles, Design, and Operation*. Springer, 2008.
- [26] Paul Guyer y Fellow Asce. *An Introduction to Cyclone Collectors for Air Pollution Control Credit: 2 PDH*. Inf. téc. 2020.
- [27] American Society of Mechanical Engineers. "Fired Steam Generators. Performance Test Codes". En: (2008).
- [28] M. M. Hussain e I. Dincer. "Analysis of two-dimensional heat and moisture transfer during drying of spherical objects". En: *International Journal of Energy Research* 27 (2003), págs. 703-713.
- [29] T M Afzal y T Abe. *Simulation of moisture changes in barley during far infrared radiation drying*. 2000.
- [30] John. Crank. *The mathematics of diffusion*. Clarendon Press, 1975.
- [31] Ibrahim Doymaz. "Convective air drying characteristics of thin layer carrots". En: *Journal of Food Engineering* 61 (2004), págs. 359-364.
- [32] Lemuel M Diamante y Peter Aaron Munro. *Mathematical modelling of hot air drying sweet potato slices*. 1991.

- [33] Ali Galip Mumcu y Atakan Avci. "Parametric and General Evaluation of Mathematical Models Used for Critical Diameter Determination in Cyclone Separators". En: *Separations* 10 (2023).
- [34] Atakan Avci e Irfan Karagoz. "Effects of flow and geometrical parameters on the collection efficiency in cyclone separators". En: *Journal of Aerosol Science* (2003), págs. 937-955.
- [35] John Dirgo G. Ramachandran David Leith y Henry Feldman. "Cyclone optimization based on a new empirical model for pressure drop". En: *Aerosol Science and Technology* 15 (1991), págs. 135-148. DOI: 10.1080/02786829108959520.
- [36] John M. Cimbala Yunus A. Cengel. *Fluid mechanics fundamentals and applications*. McGraw-Hill Education, 2017.
- [37] KOTZE C. *THE EFFECTS OF BAGASSE MOISTURE VARIATIONS ON THE PERFORMANCE OF A 105 TPH BOILER*. 2019.
- [38] Carlos O Alderetes. *Calderas a Bagazo Proyecto, operación y mantenimiento*. 1975.
- [39] Ali Kamel y Abdel - Rahman. *Pneumatic Bagasse Dryer Advantages and Performance (Experimental Study)*. 2003.
- [40] Federico J. Franck Colombres; Marcos A. Golato; Walter D. Morales; Carolina Cruz; Dora Paz. "Secado de bagazo en transporte neumático: Beneficios operativos y ambientales". En: *EEOAC-Avance agroindustrial* (2011).
- [41] Wenshan Peng et al. "Erosion regularities of gas pipelines based on the gas-solid two-way coupling method". En: vol. 1794. American Institute of Physics Inc., 2017.
- [42] Steven C.. Chapra y Raymond P.. Canale. *Numerical methods for engineers*. McGraw-Hill Education, 2015.
- [43] Frank P. Incropera et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley y sons, 2007.
- [44] Cheng Bi et al. "Prediction of flue gas acid dew point temperature distribution range in boilers". En: *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 721 (2020).
- [45] J. H. Sosa-Arnan y S. A. Nebra. "First and second law to analyze the performance of bagasse boilers". En: *International Journal of Thermodynamics* 14 (jun. de 2011), págs. 51-58.
- [46] Testo. *testo 350: Combustion and Emission Analyzer Instruction manual*. Inf. téc. URL: www.Testo-Direct.com.
- [47] Backer Hughes. *TransPort PT900 Portable ultrasonic flow meter for liquids User's manual*. Inf. téc. 2021.
- [48] Testo SE y Co. KGaA. *testo 872 thermal imager*. Inf. téc. URL: www.Testo-Direct.com.
- [49] Fluke. *566/568 infrared thermometers Users Manual*. Inf. téc. 2007.

Anexo A. Equipos de medición utilizados en la evaluación de la eficiencia

Analizador portátil de composición de gases

Testo 350: Equipo portátil utilizado para medir la concentración de gases como O_2 , CO_2 , NO_x y CO , el cual está equipado con sensores específicos para cada gas y cuenta con sondas intercambiables para distintas aplicaciones. El equipo extrae los gases mediante una bomba de succión, los filtra a través de una trampa de agua y un filtro de partículas, y luego los distribuye en dos corrientes, una pasa por un filtro químico y llega a los sensores de CO y hidrocarburos, mientras que la otra se dirige a los sensores de NO_x y CO_2 [46].



Figura A.1: Analizador portátil de composición de gases. Tomado de [46]

Caudalímetro no invasivo

Panametrics PT900: Es un medidor de flujo ultrasónico que, mediante medidores que emplean métodos indirectos, permite estimar la velocidad, el flujo volumétrico y el flujo másico de líquidos que circulan por tuberías o ductos. Este tipo de medidor es especialmente útil cuando no es posible o deseable hacer contacto directo con el fluido [47].



Figura A.2: Caudalímetro Ultrasónico. Tomado de [47]

Cámara termográfica y termómetro infrarrojo

La cámara termográfica (**Testo 872**) y el termómetro infrarrojo (**Fluke 568**) funcionan mediante la detección de radiación infrarroja emitida por los objetos para medir su temperatura sin contacto físico, la cámara termográfica genera imágenes térmicas que muestran la distribución de temperatura en superficies o cuerpos, permitiendo visualizar puntos calientes o fríos y facilitando la identificación de patrones anómalos o zonas con aislamiento térmico deficiente, mientras que el termómetro infrarrojo proporciona una medición puntual de la temperatura de superficies u objetos a distancia, ideal para realizar inspecciones rápidas en lugares como tuberías o conexiones.



(a) Cámara termográfica testo 872. Tomado de [48]



(b) Termómetro infrarrojo Fluke 568. Tomado de [49]

Figura A.3: Equipos utilizados para registro de temperaturas

Anexo B. Esquemas de calderas analizados para determinar la eficiencia en el estudio de sosa-Arnao y Nebra

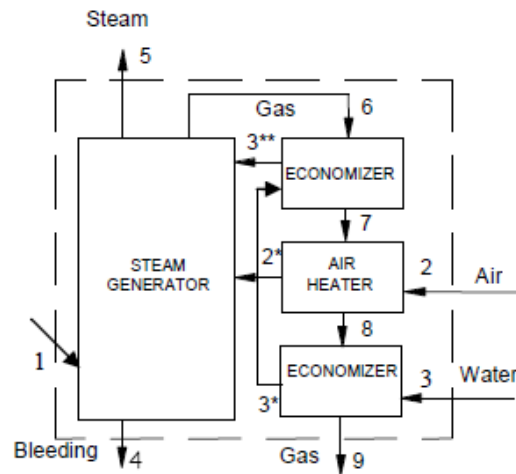


Figura B.1: Esquema caldera caso base del estudio de Nebra et al. [45]

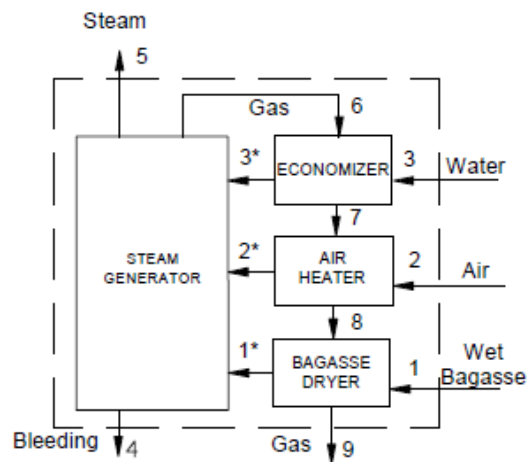


Figura B.2: Esquema caldera con secador del estudio de Nebra et al. [45]