

Capítulo 9

Diseño de un intercambiador de calor semicilíndrico con aletas para la producción de azúcar no centrifugada de caña

Fabián Andrés Velásquez Ayala, John Javier Espitia González, Oscar Andrés Mendieta Menjura y Jader Rodríguez Cortina

Resumen

En el proceso de producción de azúcar no centrifugada de caña (ANC), la energía térmica requerida se obtiene de la combustión del bagazo, la cual se transfiere hacia los intercambiadores de calor abiertos (pailas) a lo largo del ducto de gases. Según el mecanismo de transferencia de calor predominante en las diferentes secciones del ducto, se utilizan diferentes tamaños y formas geométricas de las pailas. El objetivo de este trabajo fue mejorar el aprovechamiento del flujo de calor de los gases de combustión mediante el diseño y construcción de un tipo de paila acorde con el mecanismo de transferencia de calor predominante. Se realizó la simulación del intercambiador de calor por dinámica de fluidos computacional (CFD) y luego se validó. El intercambiador de calor propuesto permitió aumentar el aprovechamiento del flujo de calor de 22,34 a 36,31 kW/m², en comparación con otro intercambiador de calor usado tradicionalmente en la misma parte del ducto.

Palabras clave: proceso de evaporación, transferencia de calor por radiación, transferencia de calor por convección, potencia térmica, dinámica de fluidos computacional

Nomenclatura

ANC: azúcar no centrifugada de caña

k : energía cinética de turbulenta (m^2/s^2)

S_{ij} : tasa media del tensor de deformación (Pa)

\tilde{U} : vector de velocidad (m/s)

x_i : vector de posición

μ : viscosidad molecular (Pa/s)

μ_t : viscosidad turbulenta (Pa/s)

ρ : densidad (kg/m^3)

σ_k : constante del modelo de turbulencia SST k- ω

$\sigma_{\omega,1}, \sigma_{\omega,2}$: constante del modelo de turbulencia SST k- ω

ω : frecuencia turbulenta (1/s)

Introducción

El proceso de elaboración de panela se realiza generalmente en una hornilla, la cual emplea bagazo de caña de azúcar para generar la energía requerida en las etapas térmicas del proceso (precalentamiento, clarificación, evaporación y concentración). En los sistemas tradicionales de producción de ANC, se estima que del 100 % de la energía generada solo se aprovecha un 30 %; la energía restante se pierde por las paredes del ducto y con los gases de combustión que salen por la chimenea. Este valor (30 %) indica que no se hace un uso eficiente de la energía generada en el proceso de combustión del bagazo (Sardeshpande et al., 2010),

situación que hace que el proceso no sea autosuficiente energéticamente, siendo necesario suplir el requerimiento energético con otros tipos de combustibles (leña, carbón, caucho de llanta, entre otros). Esta práctica hace que se incrementen los costos del proceso de elaboración de panela y provoca un impacto en el medio ambiente por la deforestación y las emisiones de gases de efecto invernadero (CO , CO_2 , NO_x y SO_x) (Amosun et al., 2000).

La etapa de evaporación del agua de los jugos de la caña de azúcar es la de mayor consumo energético del proceso de elaboración de panela, ya que en esta se remueve más del 80 % del agua presente en el jugo. La evaporación se realiza tradicionalmente en intercambiadores de calor abiertos (pailas) de diferentes configuraciones geométricas, construidos en acero inoxidable. Las configuraciones geométricas de las pailas varían según la etapa térmica del proceso. Las pailas pirotubulares, planas o acanaladas, con o sin aletas, se utilizan principalmente para las etapas de clarificación y evaporación, mientras que las pailas semicilíndricas o semiesféricas son adecuadas para la concentración, así como para la etapa de evaporación (La Madrid et al., 2016; Velásquez et al., 2021).

El mecanismo de ebullición que se realiza en la producción de ANC es conocido como “piscina” o “alberca” (convección natural) (Rodríguez et al., 2018). La evaporación realizada de esta forma incrementa el consumo de energía, debido a que se debe vencer la presión atmosférica y la ejercida por la columna de líquido dentro de la paila para lograr la ebullición del jugo. Adicionalmente, dada la baja relación de área de transferencia de calor por unidad de volumen, las hornillas paneleras presentan gran tamaño, costos elevados y altas pérdidas de energía.

La eficiencia térmica global de una hornilla depende, por un lado, de la capacidad del sistema de combustión para generar la energía térmica y, por otro lado, de los intercambiadores de calor para aprovechar la energía térmica de los gases de combustión para evaporar el agua presente en el jugo de caña.

La energía requerida para el proceso se obtiene de la transformación termoquímica del bagazo. El bagazo que resulta de la molienda de la caña de azúcar tiene el potencial energético suficiente para suplir la energía térmica del proceso. Sin embargo, diferentes estudios reportan que del calor generado en la combustión se pierde el 71,4 %, del cual el 80 % se pierde con los gases de chimenea, el 19,7 % con los inquemados y pérdidas por paredes, y el 0,3 % con las cenizas (Anwar, 2010).

Las herramientas de dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) han permitido definir perfiles de temperatura y mecanismos de transferencia de calor a lo largo del ducto de gases de combustión. En este aspecto, La Madrid et al. (2016) establecieron la tasa de transferencia de calor de los gases de combustión al jugo de caña considerando dos casos: 1) paredes adiabáticas sin incluir fenómenos de radiación térmica, y 2) perfil de temperatura lineal a lo largo de las paredes del ducto de combustión, incluida la radiación térmica del modelo P-1. Los resultados obtenidos por La Madrid et al. (2016) permitieron establecer el mecanismo predominante de transferencia de calor a lo largo del ducto de gases de combustión, así como validar la herramienta de CFD para el diseño de las unidades de producción. Con base en el estudio realizado por La Madrid et al. (2016), es posible modificar y distribuir los intercambiadores de calor a lo largo del ducto para aprovechar eficientemente el calor proveniente de los gases de combustión, aumentar la eficiencia térmica del proceso y garantizar la calidad fisicoquímica y organoléptica del jugo. Sobre este último aspecto, los largos tiempos de retención del jugo en el proceso de evaporación conducen a una serie de cambios en la composición, como inversión de sacarosa, cambios de color y degradación de compuestos nutritivos (Jaffé, 2015). Por lo tanto, el objetivo de este trabajo de investigación fue mejorar el aprovechamiento de los flujos de calor generados en el proceso de combustión del bagazo mediante el diseño e implementación de un intercambiador de calor semicilíndrico aleteado, usando la herramienta de CFD para predecir su desempeño energético.

Metodología

Configuración del módulo de producción

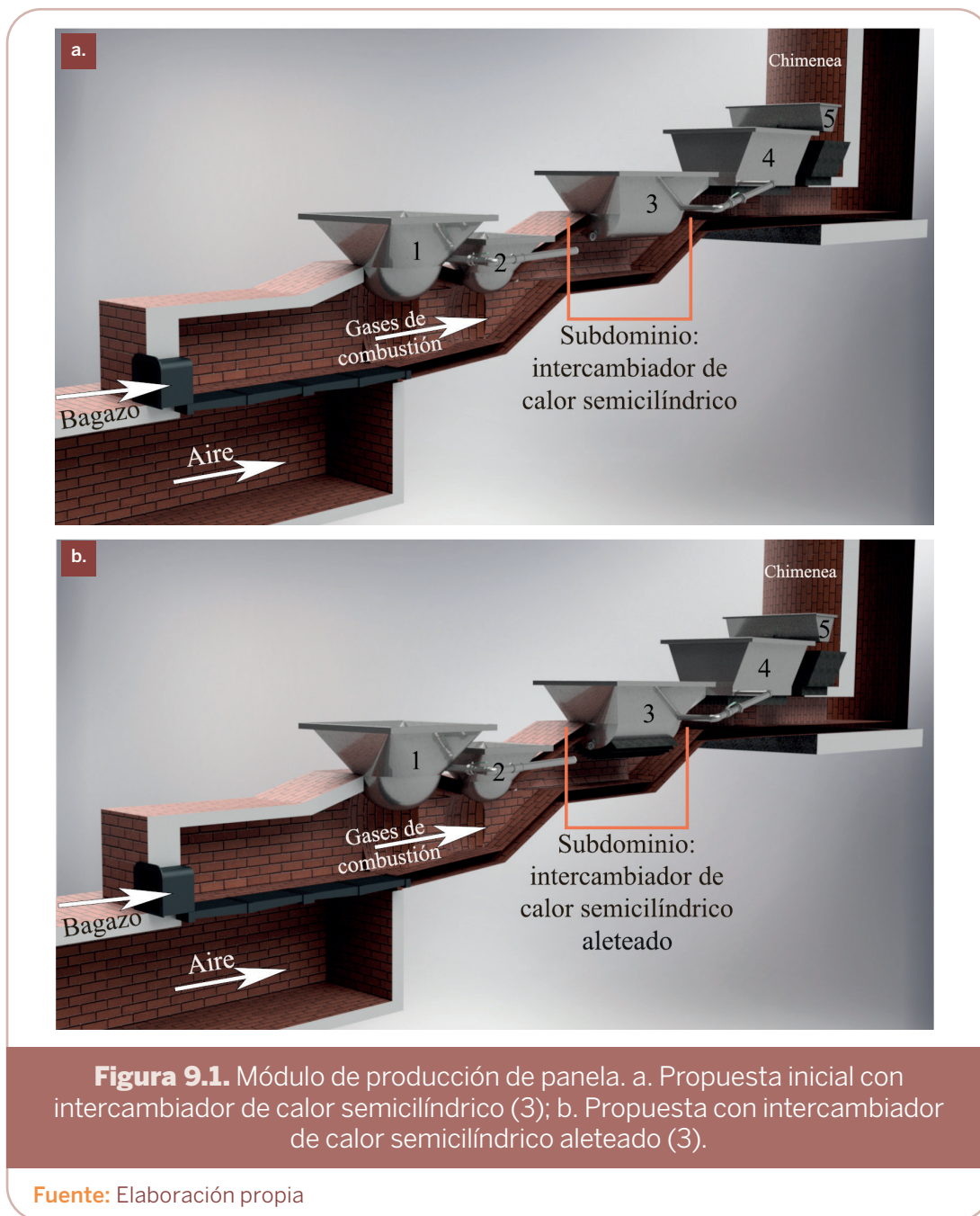
Para la experimentación, se consideró la planta piloto de producción de ANC ubicada en la sede Cimpa de AGROSAVIA ($5^{\circ} 56' 52,1''$ N y $73^{\circ} 36' 24,5''$ W). En la figura 9.1 se describe el módulo de producción de ANC con sus respectivos intercambiadores de calor (1-5). Los intercambiadores 1 y 3 son utilizados en la etapa térmica de evaporación, mientras que los intercambiadores 2 y 4 son utilizados para la concentración y clarificación, respectivamente. El intercambiador 5 se utiliza para obtener el subproducto cachaza como resultado del proceso de clarificación y limpieza de los jugos. El subdominio de estudio seleccionado fue el intercambiador 3, del que se realizaron simulaciones computacionales para evaluar la implementación de dos tipos de intercambiadores de calor abiertos: semicilíndrico (figura 9.1a) y semicilíndrico con aletas (figura 9.1b). Posteriormente, la paila con mejor desempeño fue construida y evaluada experimentalmente.

Formulación matemática

Los fenómenos térmicos y dinámicos se simularon en estado estacionario (Espitia et al., 2020) utilizando un conjunto de formulaciones matemáticas que incluyen ecuaciones de transporte de masa, momento y energía, acopladas a modelos que describen turbulencia y radiación térmica entre los gases de combustión y el intercambiador de calor abierto.

Se utilizaron las ecuaciones de Navier-Stokes (la *Reynolds-averaged Navier-Stokes* [RANS]) en estado estacionario definido para un marco euleriano, considerando el gas de combustión como un fluido comprimible (Versteeg & Malalasekera, 2007). Para la ecuación de transporte de energía, se considera que los términos de difusión térmica-molecular, el flujo turbulento convectivo de energía interna y el término fuente de radiación térmica tienen valores numéricos más altos en comparación con el término asociado a la disipación viscosa, por lo que este último no se tuvo en cuenta (Espitia

et al., 2020). De manera similar, el flujo de gases de combustión se considera subsónico, por lo que la energía asociada a las variaciones temporales de presión es despreciable (La Madrid et al., 2016).



El modelo de turbulencia SST $k-\omega$ transforma la ecuación de la tasa de disipación de energía cinética turbulenta ω usando la expresión de la frecuencia turbulenta $\xi=k\omega$ en las regiones cercanas a la pared, mientras que usa el modelo estándar de $k-\xi$ en regiones turbulentas lejanas a la pared (Menter, 1993). Para este modelo, se desarrollaron las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta k (ecuación 1) y la frecuencia turbulenta ω (ecuación 2) descritas por Espitia et al. (2020).

$$\nabla \cdot (\rho \omega \tilde{U}) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right] = 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho k \omega \quad (\text{ecuación 1})$$

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho \omega \tilde{U}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \nabla \omega \right] = \gamma_2 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right) - \beta_2 \rho \omega^2 \\ + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \quad (\text{ecuación 2}) \end{aligned}$$

Asimismo, para la transferencia de calor para líquidos en ebullición, se utilizó el modelo propuesto por Rohsenow (1951). Este modelo relaciona el flujo de calor con la temperatura de la pared de la superficie de calentamiento en función de las propiedades físicas y termodinámicas del líquido en ebullición a la concentración definida de sólidos solubles totales. Además, es útil por su fácil implementación tanto en modelos de CFD como en el diseño de sistemas de producción de ANC con ecuaciones simplificadas de origen teórico y empírico. Se consideró el modelo de radiación P-1 para determinar la transferencia de calor por radiación a partir de la intensidad de radiación (i) (Modest & Mazumder, 2021).

Finalmente, se utilizó el método de suma ponderada de gases grises, en el cual se asume que el coeficiente de absorción es constante para todo el medio gaseoso y el gas es reemplazado por una serie de gases grises, por lo que la transferencia de calor se calcula de forma independiente para cada gas (Hottel & Sarofim, 1970). La emisividad ϵ y los coeficientes de absorción α se calcularon según lo reportado por Espitia et al. (2020).

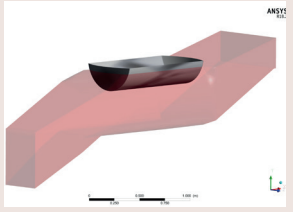
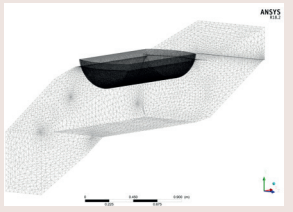
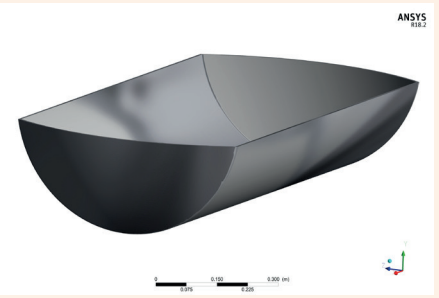
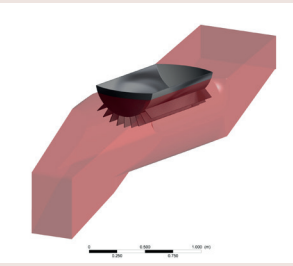
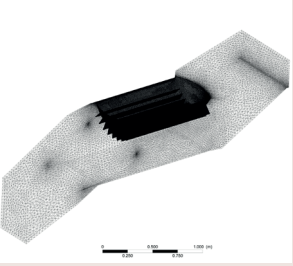
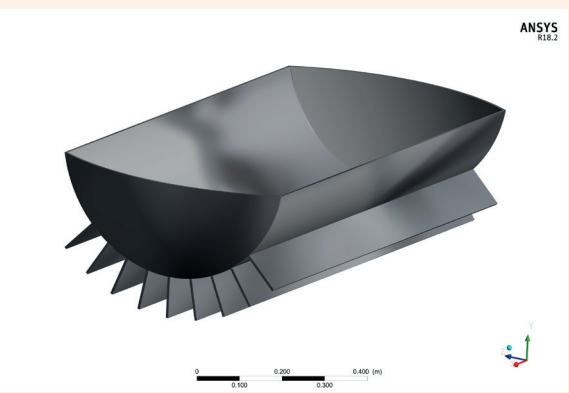
Dominio computacional

El dominio para los dos casos simulados está conformado, a su vez, por dos subdominios:

- Gases de combustión: subdominio de tipo fluido (de color rojo en la tabla 9.1). Los gases se forman en el proceso de combustión del bagazo de caña y luego se desplazan a través del ducto por efecto del tiro generado en la chimenea. Durante este desplazamiento, los gases suministran la energía térmica a los intercambiadores de calor abiertos para realizar el proceso de evaporación del jugo.
- Intercambiador de calor abierto: subdominio de tipo sólido (de color gris en la tabla 9.1). Corresponde al intercambiador de calor, el cual es de acero inoxidable y consta de una configuración semicilíndrica sin aletas (PS) y una semicilíndrica con aletas (PSA) para los casos 1 y 2, respectivamente.

Posteriormente, para la discretización de cada subdominio se elaboró una malla computacional con la *Ansys Meshing tool* (Ansys, 2013). Para obtener una mejor predicción de los fenómenos de capa, se realizaron refinamientos de malla (tabla 9.1) en las capas límite entre el gas de combustión y el intercambiador de calor abierto. Para la obtención de la solución numérica en estado estacionario, se utilizó el *software Ansys CFX* (Ansys, 2013). Las tablas 9.2 y 9.3 muestran las condiciones de frontera y las propiedades termodinámicas y de transporte para cada subdominio computacional, respectivamente.

Tabla 9.1. Geometría, dominios computacionales y calidad de malla

Caso	Configuración geométrica	Malla	Calidad de malla
PS			<p>Nodos: 322.596</p> <p>Elementos: 1.523.458</p> <p>Calidad ortogonal: 0,7478</p> <p>Aspect ratio: 1,9081</p>
			
PSA			<p>Nodos: 7.484.945</p> <p>Elementos: 39.947.735</p> <p>Calidad ortogonal: 0,7786</p> <p>Aspect ratio: 1,8322</p>
			

Nota: Caso 1: paila semicilíndrica sin aletas (PS); caso 2: paila semicilíndrica con aletas (PSA)

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.2. Condiciones de frontera por subdominio computacional

Subdominio	Región	Condición de frontera
Gases de combustión	Entrada	$Y_{CO_2} = 0,1378$, $Y_{CO} = 9e-4$, $Y_{O_2} = 0,1055$, $Y_{N_2} = 0,6974$, $Y_{H_2O} = 0,0584$
		Presión absoluta: 0,87 atm
		Temperatura: 833,31 °C
		Intensidad turbulenta: 0,05
		Caudal másico: 0,5199 kg/s
	Salida	Caudal másico: 0,5199 kg/s
	Pared del ducto	Pérdidas: 4 W/m ² K
Intercambiador de calor abierto (paila)	Material	Acero
	Pared	Temperatura: 98 °C
		Emisividad: 0,4

Fuente: Elaboración propia

Evaluación experimental

Las mediciones experimentales se realizaron para tres lotes de producción con tres réplicas cuando la hornilla alcanzó el equilibrio térmico (aproximadamente tres horas).

Las variables determinadas fueron la siguientes:

Temperatura y contenido de sólidos solubles totales en los jugos de caña

La temperatura de los jugos en cada intercambiador se midió utilizando un termómetro digital marca Testo 735 y una termocupla tipo κ para fase líquida. La determinación de la concentración de sólidos solubles (css) en jugos y mieles se hizo con refractómetros digitales Atago modelos PAL-1 y PAL-2 de 0 a 53 °Bx y de 45 a 93 °Bx, respectivamente. Las mediciones de temperatura y css

se realizaron al inicio y al final de cada etapa térmica. Por otra parte, se tomaron muestras de azúcar no centrifugada producida para determinar la CSS utilizando la técnica de dilución 1:4. La velocidad de calentamiento se obtuvo midiendo la temperatura y el tiempo simultáneamente.

Tabla 9.3. Propiedades termodinámicas y de transporte en los subdominios

Subdominio	Propiedad	Valor
Gases de combustión	Fase termodinámica	Gas
	Material	Mezcla de composición fija
	Temperatura de referencia	25 °C
	Presión de referencia	1 atm
	Propiedad de mezcla	Mezcla ideal
	Densidad	Gas ideal
	Capacidad calorífica	Mezcla ideal
	Viscosidad dinámica	Mezcla ideal
	Conductividad térmica	Mezcla ideal
	Emisividad de pared	0,96
Intercambiador de calor abierto (paila)	Fase termodinámica	Sólida
	Material	Acero
	Densidad	7.854 kg/m ³
	Capacidad calorífica	500 J/kgK
	Conductividad térmica	21,5 W/mK
	Emisividad de pared	0,4

Fuente: Elaboración propia

Capacidad de producción

Para determinar la capacidad de producción, se midió la masa de azúcar no centrifugada fría producida por hora durante la jornada

de producción. La primera medición fue descartada, por lo que se empezaron a tomar medidas a partir del segundo lote. Para la medición de la masa de panela producida se utilizó una balanza marca Lexus Fenix con una capacidad de 30 kg.

Caudal másico y contenido de humedad en el combustible

El combustible utilizado fue bagazo de caña, el cual se consideró como seco cuando el contenido de humedad oscilaba entre el 20 y el 35 % b. h., y como húmedo cuando la humedad era mayor al 36 % b. h. El peso del combustible se midió utilizando una báscula electrónica de plataforma marca Ohaus T21P, con una capacidad de 5-20.000 kg. Una vez se inició la toma de medidas, es decir, cuando se produjo el punto del lote de panela inmediatamente anterior, se procedió a pesar la cantidad de combustible suministrado y a medir el tiempo de consumo hasta la finalización del lote de producción.

Para la determinación del contenido de humedad del bagazo, se tomaron tres muestras de 100 g de combustible y se sometieron a secado durante 24 h a 105 °C en un horno convectivo con control de temperatura. El contenido de humedad se calculó de acuerdo con la ecuación 3.

$$H = \frac{P_i - P_f}{P_i} * 100 \text{ (ecuación 3)}$$

Temperatura de los gases de combustión

Para obtener el perfil de temperatura de los gases de combustión en la hornilla, se utilizaron termocuplas tipo κ (marca Instrumatic), para lecturas de hasta 1.200 °C, conectadas a un registrador de datos, el cual grababa la información cada 5 s. Se instalaron termocuplas en la cámara de combustión, entre cada intercambiador de calor abierto a lo largo del ducto de gases y en la chimenea.

Composición de los gases de combustión

Para determinar la concentración porcentual de CO_2 , CO y O_2 en los gases de combustión, se utilizó un analizador de gases marca Testo 350 XL. La evaluación de las emisiones se realizó por medición directa en la chimenea por triplicado. El equipo se programó para tomar datos en un lapso de 15 min con intervalos de medición cada 15 s.

Resultados

Inicialmente, se realizaron las simulaciones con CFD de los dos casos: paila semicilíndrica (PS) y paila semicilíndrica con aletas (PSA), tomando como referencia una temperatura de entrada de los gases de combustión a la entrada del dominio de $833,31\text{ }^\circ\text{C}$, la cual se comparó posteriormente con los resultados experimentales. A continuación, se reportan los resultados para el perfil de temperatura y flujo de calor.

Perfil de temperatura simulada por CFD

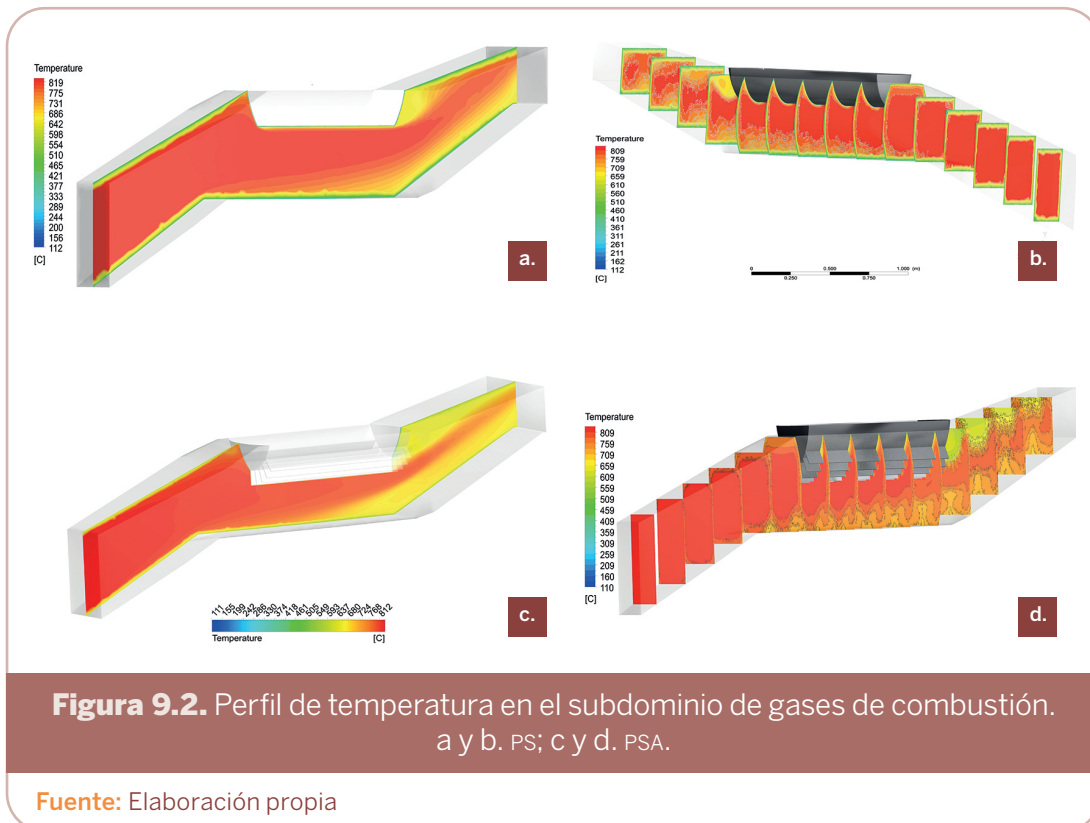
Como se muestra en la tabla 9.4, la PSA muestra un valor más bajo de temperatura a la salida del dominio ($744,60\text{ }^\circ\text{C}$) que la PS ($758,70\text{ }^\circ\text{C}$). Por otra parte, la figura 9.2 muestra la evolución del perfil de temperatura de los gases de combustión en el ducto de gases para ambos casos; se observa un agotamiento térmico más pronunciado de los gases de combustión en la PSA (figura 9.2c). En la figura 9.3 se describen los datos de temperatura promedio de cada plano mostrado en las figuras 9.2b y 9.2d, en los casos PS y PSA, respectivamente; el valor 0 en el eje de las coordenadas indica la localización del plano de corte, situado en el centro del subdominio de los gases de combustión. En general, la figura 9.3 muestra una disminución más significativa de la temperatura de los gases de combustión en cada plano para el caso de la PSA, lo que indica un mayor aprovechamiento energético por parte de esta configuración geométrica.

Tabla 9.4. Temperatura experimental y simulada

Caso	Temperatura de entrada (°C)	Temperatura de salida (°C)	Error* (%)
PS simulada	833,31	758,7	
PSA simulada	833,31	744,6	0,45
PSA experimental	833,31 ± 59,52	741,26 ± 51,47	

* Error con respecto a la temperatura de salida

Fuente: Elaboración propia



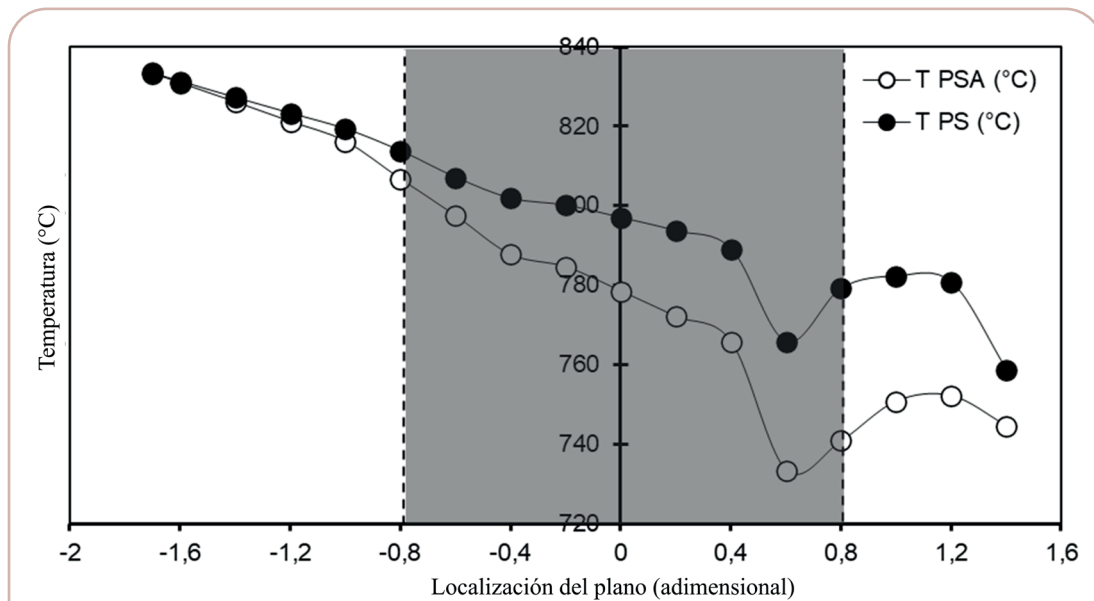


Figura 9.3. Perfil de temperatura promedio por plano transversal en PSA y PS.

Fuente: Elaboración propia

Calor transferido

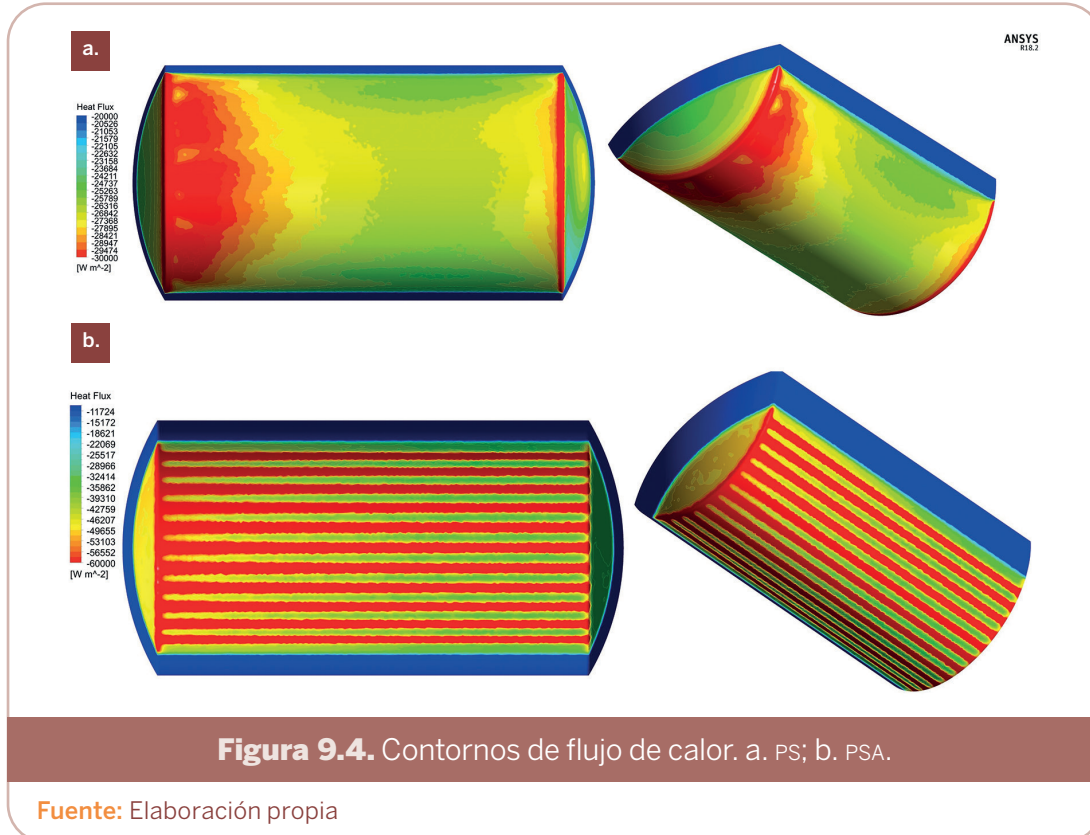
La tabla 9.5 muestra la potencia térmica por cada frontera establecida y el flujo de calor en cada caso simulado. La PSA transfirió un 25,85% más de potencia térmica que la PS. Por otra parte, la figura 9.4 muestra los contornos de flujo de calor para ambos casos. Se puede observar que se presenta una mejor distribución del flujo de calor en la PSA (figura 9.4b), donde se presentan valores máximos de 60 kW/m², a diferencia de la PS (figura 9.4a), donde los valores máximos están en el orden de 30 kW/m². El valor promedio de flujo de calor para los casos PSA y PS fue de 36,31 y 22,34 kW/m², respectivamente.

Tabla 9.5. Potencia térmica y flujo de calor

Frontera	Potencia térmica (kW)			Error* (%)
	PS	PSA	Experimental	
Entrada	484,67	484,67	452,28 ± 43,58	7,16
Potencia térmica transferida	10,90	14,70	13,73 ± 2,74	7,08
Pérdida de calor por las paredes	23,57	38,34	43,46 ± 8,68	11,79
Salida	450,21	431,66	395,09 ± 38,07	9,28
Flujo de calor (kW/m ²)	22,34	36,31	41,39	12,28

* Error con respecto a la PSA

Fuente: Elaboración propia



Construcción y validación experimental

De acuerdo con los resultados obtenidos entre las comparaciones de PSA y PS, la configuración geométrica PSA fue construida y evaluada experimentalmente. La PSA está compuesta por medio cilindro de lámina de acero inoxidable, dos cascos de aproximadamente $\frac{1}{4}$ de esfera, una pirámide truncada para almacenamiento de jugo (comúnmente denominada “falca”) y aletas en la parte de contacto con los gases de combustión (tabla 9.1). La PSA se caracteriza por tener una mayor área de transferencia de calor, a diferencia de las pailas planas, y su geometría permite reducir el ancho del ducto de la hornilla (figura 9.5).



Figura 9.5. Modelo de hornilla construido que incluye la PSA.

Fuente: Oscar Andrés Mendieta Menjura

Se obtuvo un buen ajuste entre el modelo y los datos experimentales en el perfil de temperatura y el flujo de calor. Entre los datos simulados de la PSA y los datos experimentales, las tablas 9.1 y 9.5 muestran un error absoluto de 0,45, 7,08 y 12,28% para los datos de temperatura, potencia térmica transferida y flujo de calor, respectivamente. Por lo tanto, la implementación de la PSA permitió un mejor aprovechamiento de la energía térmica de los gases de combustión, lo que aumenta la eficiencia energética del proceso.

Conclusiones

Los perfiles de temperatura medidos permiten establecer la bondad de ajuste del modelo basado en CFD como una herramienta para el análisis y diseño de pailas en unidades productoras de panela. La implementación de la paila semicilíndrica con aletas permite un mejor aprovechamiento de la energía térmica de los gases de combustión en comparación con la paila sin aletas. El modelo CFD implementado permite diseñar módulos de producción de panela más eficientes, lo que permite un aumento de la velocidad de evaporación y, por ende, un aumento de la producción (>5%), además de la mitigación de impactos ambientales. Con la nueva geometría del evaporador, se pudo aumentar la cantidad de calor aprovechado de los gases de combustión, con un incremento del 22% en la tasa de transferencia de calor respecto a la paila sin aletas. Con el diseño propuesto se aumentó el área de transferencia de calor, lo cual es requerido para aprovechar la transferencia de calor por convección. Además, la geometría semicilíndrica permite mejorar la transferencia de calor por radiación, debido al efecto de visión generado en el seno del ducto, por lo que es una alternativa para el intercambio de calor en la que predomina la transferencia entre radiación y convección. Finalmente, las mejoras para aumentar el aprovechamiento térmico del proceso tuvieron un efecto positivo en la calidad final de ANC, en términos de color y contenido de sacarosa.

Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo financiero de AGROSAVIA y al equipo de investigación del proyecto “Prototipo de sistema de evaporación y recomendaciones de implementación para la producción de panela a pequeña y/o mediana escala” por el desarrollo de la investigación.

Referencias

- Amosun, A., Gbabo, A., & Wada, A. C. (2000). Open pan sugar processing technology: An option for developing countries. *Sugar Tech*, 2(1), 19-22. <https://doi.org/10.1007/BF02945739>
- Ansys. (2013). *Ansys Fluent theory guide: Release 16.2*.
- Anwar, S. I. (2010). Fuel and energy saving in open pan furnace used in jaggery making through modified juice boiling/concentrating pans. *Energy Conversion and Management*, 51(2), 360-364. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.09.033>
- Espitia, J., Velásquez, F., López, R., Escobar, S., & Rodríguez, J. (2020). An engineering approach to design a non-centrifugal cane sugar production module: A heat transfer study to improve the energy use. *Journal of Food Engineering*, 274, artículo 109843. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2019.109843>
- Hottel, H. C., & Sarofim, A. F. (1970). Models of radiative transfer in furnaces. *Journal of Engineering Physics*, 19(3), 1.102-1.114. <https://doi.org/10.1007/BF00826234>
- Jaffé, W. R. (2015). Nutritional and functional components of non centrifugal cane sugar: A compilation of the data from the analytical literature. *Journal of Food Composition and Analysis*, 43, 194-202. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jfca.2015.06.007>
- La Madrid, R., Marcelo, D., Mendoza Orbegoso, E., & Saavedra, R. (2016). Heat transfer study on open heat exchangers used in jaggery production modules – Computational Fluid Dynamics simulation and field data assessment. *Energy Conversion and Management*, 125, 107-120. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.005>
- Menter, F. R. (1993, 6-9 de julio). *Zonal two equation k- ω turbulence models for aerodynamic flows* [presentación en conferencia]. 23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference, Orlando, Florida, Estados Unidos. <https://doi.org/10.2514/6.1993-2906>
- Modest, M. F., & Mazumder, S. (2021). *Radiative heat transfer* (4.^a ed.). Academic Press.
- Rodríguez, J., Velásquez, F., Espitia, J., Escobar, S., & Mendieta, O. (2018). Thermal performance evaluation of production technologies for non-centrifuged sugar for improvement in energy utilization. *Energy*, 152, 858-865. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.127>

- Rohsenow, W. M. (1951). *A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids*. MIT.
- Sardeshpande, V. R., Shendage, D. J., & Pillai, I. R. (2010). Thermal performance evaluation of a four pan jaggery processing furnace for improvement in energy utilization. *Energy*, 35(12), 4.740-4.747. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.09.018>
- Velásquez, F., Espitia, J., Hernandez, H., Mendieta, O., Escobar, S., & Rodríguez, J. (2021). Improving the thermal, productive, and environmental performance of a non-centrifugal cane sugar production module using a heat recovery system. *Journal of Food Engineering*, 308, artículo 110688. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2021.110688>
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method* (2.ª ed.). Pearson Education.