



REDISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE UN EQUIPO DE SECADO POR ASPERSIÓN MEDIANTE CFD

REDESIGN AND OPTIMIZATION OF A SPRAY-DRYER USING CFD

Pavel E. Ramírez Hermosa^{1a} y Carolina M. Sánchez-Sáenz^{1b*}

^{1a} Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia, Cra 45 #26-85 (CP111321), Bogotá D.C. Colombia

<https://0009-0000-3136-5350>

^{1b} Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia, Cra 45 #26-85 (CP111321), Bogotá D.C. Colombia

<https://0000-0002-2746-7714>

* Autora para correspondencia: cmsanchezs@unal.edu.co

RESUMEN

Desde los primeros desarrollos en el secado por aspersión en 1870, se han realizado numerosas contribuciones para obtener parámetros de diseño. Sin embargo, se requieren estudios experimentales para diseñar, optimizar y construir equipos de secado por aspersión para aplicaciones específicas. A partir de la información disponible en libros, catálogos y patentes, se han seleccionado las dimensiones y condiciones de operación para realizar el modelado matemático de un secador por aspersión en co-corriente, comenzando con un modelo relativamente simple de flujo monofásico incompresible y luego utilizando un modelo más complejo que contempla el flujo multifásico. Los objetivos de este trabajo fueron: (i) evaluar tres diseños diferentes de un equipo de secado por aspersión mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD); y (ii) seleccionar el diseño con las mejores características de flujo y transferencia de calor. Se evaluaron los perfiles de velocidad, las líneas de flujo, los mapas de presión y los perfiles de temperatura en cada diseño. A partir de los resultados, se construyó un nuevo prototipo con la modificación en la tapa del equipo y se realizaron pruebas experimentales para demostrar la efectividad del nuevo diseño.

Palabras clave: Simulación, Comsol, turbulencia, prototipo.

ABSTRACT

Since the first developments in spray drying in 1870, attempts have been made to obtain design parameters. However, experimental studies are required to design, optimize, and build spray drying equipment for specific applications. From the information reported in books, catalogs and patents, the dimensions and operating conditions have been selected to develop the mathematical modeling of a co-current spray dryer, starting with a relatively simple model of incompressible single-phase flow, and then using a more complex method with multi-phase flow. The objectives of this study were to: (i) evaluate three different designs of spray-drying equipment; and (ii) select the design that provided the best flow and heat transfer characteristics. The velocity profiles, flow lines, pressure

maps and temperature profiles of each design were evaluated. Based on the results obtained, a new prototype with the modification on the equipment lid was built and experimental tests were conducted to demonstrate the effectiveness of the new design.

Keywords: Simulation, Comsol, turbulence, prototype.

INTRODUCCIÓN

El secado por aspersión es un método conocido para convertir mezclas de líquidos y sólidos suspendidos en polvos secos. Esta técnica es ampliamente usada en la industria para la producción de productos alimenticios en polvo y en la industria farmacéutica para el encapsulamiento de vitaminas, enzimas y bacterias, entre otros (Masters, 1991). Normalmente, el secado por aspersión se lleva a cabo en la parte final del proceso de producción, y es un paso muy importante pues permite controlar la calidad, estabilidad y longevidad de los productos finales. Esta técnica presenta varias ventajas con respecto a otras técnicas de secado destacando las rápidas tasas de secado, el amplio rango de temperaturas de operación, y tiempos de residencia cortos. Sin embargo, diseñar y construir secadores por aspersión no es fácil, ya que requiere entender cómo funcionan las condiciones hidrodinámicas del sistema, el perfil de presión y la transferencia de calor (Kaushal y Sharma, 2012).

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es la combinación del poder computacional con la implementación de diferentes modelos matemáticos para modelar diferentes condiciones de flujo con el objetivo de obtener diseños y puntos de operación óptimos sin la necesidad de usar servicios industriales ni materias primas. La técnica consiste en resolver ecuaciones de conservación de masa, energía y momentum usando métodos numéricos para predecir los perfiles de velocidad, temperatura y presión dentro del sistema. Adicionalmente, la interfaz gráfica permite analizar el comportamiento de flujo mediante una gran variedad de imágenes en 3D. Ramachandran et al. (2018) hacen una revisión exhaustiva del poder computacional de los paquetes CFD y su aplicación en la simulación del proceso de secado.

En los últimos años, la dinámica de fluidos computacional ha sido ampliamente utilizada en diferentes áreas de procesamiento. En las operaciones de secado por aspersión este tipo de herramientas han empezado a tener mucha popularidad debido a las dificultades y los costos asociados a evaluar diferentes configuraciones de operación (temperatura de los flujos, diámetro de la boquilla, caudales, entre otros) y de caracterización (tamaño de partícula, contenido de agua, distribución de tamaño de partícula)

de los materiales obtenidos en equipos a escala industrial y de manera experimental. En la investigación realizada por Saleh y Hameed (2016) utilizaron CFD para predecir el patrón de flujo de aire en un secador por aspersión de planta piloto en co-corriente equipado con un atomizador de disco rotatorio. Los autores concluyeron que los resultados obtenidos en las simulaciones estuvieron en buen acuerdo con los datos experimentales. Wawrzyniak et al. (2012) utilizaron paquetes CFD para determinar la hidrodinámica del aire de secado en un secador industrial por aspersión a contracorriente y estudiaron el patrón de flujo en dicho secador.

Se sabe que el proceso de secado por aspersión es no-lineal debido a la gran cantidad de variables que influyen en él, como la distribución de las partículas en la cámara, el proceso de secado, y en algunos casos, la deposición de las partículas en las paredes internas de la cámara de secado. El control eficiente de estos fenómenos es la clave para obtener un producto de calidad y un proceso eficiente mediante el secado por aspersión. Es por esta razón que las aproximaciones tradicionales en las que se estudian este tipo de sistemas bajo el modelo de la “caja negra” ya no cumplen las expectativas, y se deben usar herramientas más poderosas como el CFD, que permiten un mejor entendimiento y una buena visualización de cómo se llevan a cabo estos fenómenos durante el proceso. La simulación de un equipo de secado por aspersión se basa en la predicción del flujo de aire y el fluido de trabajo en la cámara de secado, a unas condiciones de operación específicas y con unas condiciones de frontera determinadas. Sin embargo, las simulaciones de este tipo de sistemas pueden llegar a tener varios niveles de complejidad, pues se deben agregar diferentes sub-modelos al modelo principal para poder predecir la cinética de secado de las partículas, la distribución de éstas, la aglomeración o coalescencia, la deposición de polvo en las paredes y la predicción de la calidad y la distribución de tamaño de las partículas (Ramachandran et al., 2018).

Una consideración importante que debe ser tomada en cuenta a la hora de proponer un modelo de CFD para un equipo de secado por aspersión es el tipo y la orientación de la atomización. La atomización se puede dar en co-corriente, en contracorriente o incluso de forma mixta. La selección del tipo de atomización en un equipo va a tener una influencia directa en las tasas de secado

del producto. Adicionalmente, existen dos tipos principales de atomizadores usados para el secado por aspersión en la industria; el aspersor de disco rotatorio y el aspersor de boquilla presurizada. Ambos tienen diferentes comportamientos y están asociados a diferentes distribuciones de tamaño de partícula, la selección adecuada debe hacerse teniendo en cuenta la calidad que debe tener el producto de interés. Investigaciones más recientes se han centrado en estudiar las inestabilidades y las características del flujo interno de una boquilla deflectora, los efectos de la gravedad en el flujo interno de la boquilla, la distribución del caudal de líquido a la salida de la boquilla, y el espesor de la película y del riachuelo a la salida de los orificios de la boquilla (Charanandeh et al., 2023).

Otra consideración importante es que varios autores han estudiado diferentes aspectos con el fin de optimizar las condiciones de operación de los secadores. Keshani et al. (2015) y Southwell et al. (2001) utilizaron el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ modificado para condición de flujo anormal, que permitió simular con excelentes resultados sistemas que presentan flujo de tipo vórtice, como en ciclones, ventiladores y secadores por aspersión. Langrish et al. (2020), evaluaron a partir del análisis con CFD las tendencias probables en la deposición de las paredes que se esperaría en tres alternativas de diseño, guiando así el proceso de diseño de un secador por aspersión. Los autores resolvieron las ecuaciones estándar de Navier-Stokes con el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ estándar, utilizando un enfoque CFD de volumen de control. Además, rastrearon las partículas utilizando un modelo de fase discreta estándar con ecuaciones de movimiento newtonianas y coeficientes de arrastre estándar (Kethidi et al., 2011). Una vez realizadas las pruebas experimentales, el caso optimizado sugirió flujos de deposición de pared más bajos, con un rendimiento de sólidos un 3% más alto, aunque estos resultados no fueron estadísticamente significativos. En este trabajo, se realizó la simulación del comportamiento fluidodinámico del secador por aspersión construido y ubicado en el laboratorio de postcosecha (salón 100, Edificio 411, Universidad Nacional de Colombia), utilizando CFD como herramienta para mejorar las condiciones de operación (presiones de aire, caudales de líquido y temperatura del aire de entrada), y se validaron los resultados obtenidos en la simulación con datos experimentales.

MATERIALES Y MÉTODOS

Descripción del equipo de secado

El secador por aspersión se encuentra instalado en el laboratorio de postcosecha, salón 100,

del edificio 411 de la Universidad Nacional de Colombia – Sede Bogotá. Su estructura principal es en acero inoxidable AISI 304 Calibre 12, con 2,78 mm de grosor, La altura total del equipo es de 72,1 cm, que se divide en tres secciones; la sección de la tapa esférica, de 18,0 cm, la sección de aspersión y secado, de 41,0 cm, y finalmente la sección de recolección, de 13,0 cm. El diámetro interno en la sección más ancha es de 36,1 cm, con una reducción en el colector inferior hasta los 6,0 cm, el cual recolecta el producto por efecto de la gravedad. El diámetro del conducto de salida horizontal es de 6,0 cm, que conduce a un ciclo secundario para separar partículas finas del producto principal. El diseño inicial de alimentación del atomizador empleaba aire seco comprimido, el cual era calentado mediante el uso de un sistema de calentamiento con una potencia de 3200 W, capaz de llevar el aire de operación hasta 320 °C, el aire presurizado de 0,06 MPa a 0,15 MPa se mezclaba con el fluido de operación en el compartimiento de la boquilla para producir la atomización. El fluido de operación era alimentado a una presión de 0,16 MPa. La boquilla de aspersión empleada era de tipo mezclado interno, modelo 11005-1/4J-SS-20, fabricada en acero inoxidable, con sistema de autolimpieza y ángulo de aspersión de 67° (Spry Dryign Systems LTDA). El equipo emplea aire seco como medio de aspersión, suministrado por un compresor genérico con motor de 1 hp y 110 V que entregaba un máximo de 0,2 MPa, el cual era apoyado por una caída en la presión del sistema gracias al extractor acoplado al ciclón final, el cual tiene un motor de potencia de 1 hp, 220 V y una velocidad de salida de 6,7 m s⁻¹ (ensamblado en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Colombia). El proceso de secado por aspersión opera mediante el control del caudal de aire caliente, empleando un rotámetro modelo RMA-24-SSV (Dwyer LTDA) para regular el caudal de aire seco presurizado, además de un sistema de control de temperatura TC4S-14R (Autoniks) acoplado a una termocupla tipo K incrustada en la tubería a 30 cm del final del sistema de calentamiento. La alimentación del líquido de operación se realiza mediante el uso de una bomba recíprocante EMP 10005 (DOSIVAC), la cual permite regular el caudal de alimentación de 0,1 L hr⁻¹ hasta 10 L hr⁻¹. En la Fig. 1 se identifican los elementos principales del equipo, tanto el sistema de alimentación de aire seco presurizado, la chaqueta de calentamiento, hasta el bloque principal del equipo de aspersión.

Medición de propiedades

La velocidad del flujo a la salida del equipo, antes de entrar al ciclón de separación, se midió con un anemómetro RS-232 (VWR International).

La presión del aire presurizado empleado para la aspersión se midió con un manómetro genérico con un valor máximo de medición de 0,5 MPa, ubicado en la sección b de la Fig. 1. Adicionalmente, se utilizó otro manómetro genérico para medir la presión del aire a la salida del equipo de secado. Ambos manómetros utilizados fueron modelos M105, con una precisión de 0,01 MPa y una escala de lectura de 0-0,5 MPa. La elección de estos manómetros se basó en su disponibilidad, costo y en su capacidad para medir la presión de aire en el rango de presiones de operación esperado en el equipo.

Simulación CFD

La selección del modelo es la primera parte del proceso de simulación CFD. En esta etapa, se debe elegir el modelo de turbulencia y los parámetros que se utilizarán para representar el flujo del sistema. El modelo de turbulencia elegido debe ser adecuado para el problema en cuestión y debe tener en cuenta las propiedades del flujo, como la velocidad, la viscosidad y la densidad, además de

la escala de turbulencia presente y los fenómenos de transferencia de calor existentes (Keith et al., 2011).

La segunda parte del proceso de simulación es la implementación de la geometría, que implica la creación del modelo CAD de la geometría del sistema. El siguiente paso es la creación de una malla numérica, que divide el dominio de la simulación en pequeños volúmenes (llamados celdas) para poder aplicar las ecuaciones de flujo y el modelo de turbulencia seleccionado a cada uno de ellos. La calidad de la malla tiene un impacto significativo en la precisión de los resultados de la simulación, por lo que es importante realizar una buena selección y refinamiento de la malla (Colombo et al., 2012).

La última parte del proceso de simulación CFD es la solución numérica, donde se resuelven las ecuaciones de flujo para cada celda de la malla creada. Este proceso se realiza mediante el uso de un software especializado de CFD, donde se pueden usar diversos métodos de solución numérica como el método de volumen finito o

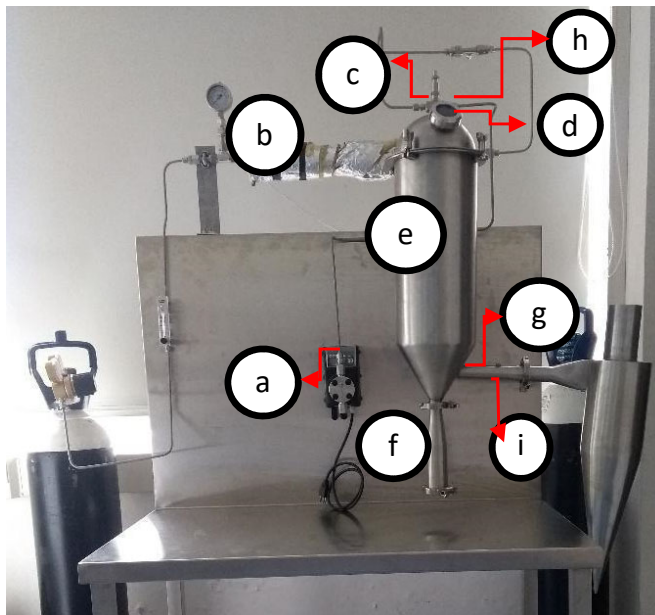


Fig. 1. Fotografía del equipo instalado en el laboratorio de postcosecha de la Universidad Nacional de Colombia. (a) bomba dosificadora del producto de interés; (b) sección de calentamiento; (c) sistema de aspersión con las entradas de aire comprimido y líquido; (d) visor; (e) cuerpo principal del secado; (f) recolector de producto; (g) salida al ciclón de separación final; (h) termopar para control de temperatura de entrada y (i) termopar para control de temperatura de salida.

Fig. 1. Photograph of the equipment installed in the post-harvest laboratory of the Universidad Nacional de Colombia. (a) Feed pump; (b) Heating source; (c) Sprinkler system with compressed air and liquid inlets; (d) Viewer; (e) Drying chamber; (f) Collector; (g) Outlet to the cyclone; (h) Thermocouple for input temperature control; and (i) Thermocouple for output temperature control outlet.

el método de elementos finitos, para calcular las variables de flujo, que para este caso son la velocidad, la presión, las variables de turbulencia y la temperatura. Una vez que se han resuelto las ecuaciones, se pueden analizar los resultados de la simulación para obtener información sobre el comportamiento del flujo, como la velocidad, la distribución de presión y la eficiencia de mezclado. Es importante tener en cuenta que los resultados de la simulación deben ser validados mediante experimentos o datos teóricos para asegurar su precisión.

Modelos de flujo

El principio básico sobre el cual se fundamenta CFD es la solución de las ecuaciones de continuidad de un sistema, conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes. Las ecuaciones de Navier-Stokes describen de forma simultánea el cambio de masa, momentum y energía en el tiempo.

Conservación de la masa

La masa (m) puede ser descrita en términos de la densidad (ρ) y el volumen (V) según:

$$m = \rho V \tag{ec. 1}$$

Cuando se aplica la conservación de la masa sobre un volumen de control, la tasa a la cual varía el cambio total de la masa en el tiempo (t), está dado por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV \tag{ec. 2}$$

De forma conservativa, la ecuación de anterior de conservación de la masa se puede escribir como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \tag{ec. 3}$$

donde ∇ es el divergente de la propiedad en todo el volumen de control. En este caso dicha propiedad es la velocidad y está definido de la siguiente forma:

$$\nabla \cdot u = \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \tag{ec. 4}$$

donde u_i es el componente de velocidad en cada una de las direcciones. Por lo tanto, la forma conservativa de la ecuación de conservación de la materia se puede expandir a la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = 0 \tag{ec. 5}$$

Conservación del momentum

Al igual que se definió la propiedad de la

masa en la ec. 1, la cantidad de momentum en un volumen finito está dada por la relación entre la densidad de la materia y su velocidad (u).

$$\rho = \rho V u \tag{ec. 6}$$

Por lo tanto, el cambio del momentum en un volumen de control será:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u dV \tag{ec. 7}$$

En un volumen de control finito, dentro de un intervalo de tiempo, tendrá un flujo neto de momentum a través del volumen dado por:

$$- \oint_S \rho u u \cdot n dS \tag{ec. 8}$$

De forma similar, para un volumen finito, las fuerzas a las que está sometido el fluido, principalmente la gravedad, es definida por:

$$\int_V \rho f dV \tag{ec. 9}$$

donde (f) es el valor neto de todas las fuerzas que afectan el sistema. Por otra parte, las fuerzas viscosas, dependientes principalmente del producto entre el tensor de estrés (T) y el vector normal a la superficie de control son:

$$\oint_S T \cdot n dS \tag{ec. 10}$$

Finalmente, la variación neta del momentum en un sistema, va a ser equivalente a:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u dV = - \oint_S \rho u u \cdot n dS - \oint_S T \cdot n dS + \int_V \rho f dV \tag{ec. 11}$$

La ecuación de conservación del momentum anterior puede ser re-escrita en forma conservativa, obteniendo:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} = \nabla \cdot (T - \rho u u) - \nabla p + \rho f \tag{ec. 12}$$

Conservación de la energía

En la forma integral de la ecuación de conservación de la energía, la tasa de cambio de la energía cinética e interna de un volumen de control será igual al flujo neto de energía cinética e interna al sistema, más el trabajo realizado por fuerzas sobre el sistema, el trabajo realizado por el tensor de estrés y el flujo neto de calor, según la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \left(e + \frac{1}{2} u^2 \right) dV = - \oint_S \rho \left(e + \frac{1}{2} u^2 \right) u \cdot n dS + \int_V u \cdot f dV + \oint_S n \cdot (uT) dS - \oint_S n \cdot q dS \quad \text{ec. 13}$$

En forma conservativa, la ecuación de conservación de la energía es:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \left(e + \frac{1}{2} u^2 \right) = \nabla \cdot \left(\rho \left(e + \frac{1}{2} u^2 \right) u - uT + q \right) \quad \text{ec. 14}$$

Solución de las ecuaciones de conservación

Al buscar solucionar las ecuaciones de Navier-Stokes en CFD, existen tres aproximaciones principales a cómo solucionar el sistema de ecuaciones, las Simulación Numérica Directa (DNS), Navier-Stokes con Reynolds promediado (RANS) y Simulaciones de Gran Remolino (LES). DNS se refiere a la solución directa de las ecuaciones de continuidad y Navier-Stokes aplicadas a un sistema específico. Los modelos DNS no incorporan aproximación al comportamiento turbulento, son dependientes del tiempo y solucionan todas las escalas de flujo presentes, haciendo estos modelos los más estrictos en cuanto a solución numérica y del comportamiento de flujo de un sistema (Baglietto et al., 2006). El uso de DNS está limitado debido a su excesivo uso de recursos computacionales, por lo tanto, hace que este modelo sea usado principalmente en casos de investigación científica y desarrollo de modelos de flujo, dejándolo fuera de aplicaciones prácticas como sería el caso de la simulación de un secador por aspersión.

Las simulaciones LES buscan solucionar el comportamiento de flujo en un sistema mediante la separación de las escalas de flujo presentes, dando prioridad a las grandes escalas de flujo sobre las pequeñas y todos sus fenómenos asociados. Las escalas pequeñas no son simuladas directamente, en lugar se utiliza un modelo que pueda dar una descripción general del comportamiento que pueda tener el sistema en esas escalas. Las simulaciones LES son acopladas normalmente a un modelo estreses de malla (SGS), lo cual las hace menos exigentes que las simulaciones DNS, pero más que las simulaciones RANS (You et al., 2019). Debido a la forma en que están definidas estas simulaciones, son aplicadas a sistemas de gran tamaño o escala y es necesario contar con suficiente potencia de cómputo, lo cual lo hace poco atractivo para simulaciones con interés industrial como las que se están desarrollando en este trabajo.

Debido a las dificultades que plantea la presencia de diferentes escalas de flujo y turbulencia en sistemas turbulentos completamente desarrollados, se plantea la

necesidad de usar una aproximación estadística para el modelamiento del flujo turbulento. Las simulaciones RANS se basan en la aproximación del comportamiento turbulento mediante la descomposición de Reynolds, la cual indica que el comportamiento de un flujo turbulento puede ser aproximado a la suma de una parte promediada y una parte fluctuante, según:

$$u(t) = \underline{u} + u' \quad \text{ec. 15}$$

$$p(t) = \underline{p} + p' \quad \text{ec. 16}$$

donde $u(t)$ y $p(t)$ son la velocidad y la presión instantáneas en un determinado tiempo t , \underline{u} y \underline{p} son la velocidad y la presión promedio, y u' y p' son los componentes fluctuantes de la velocidad y la presión. Las ecuaciones de Navier-Stokes se definen entonces como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad \text{ec. 17}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \underline{u}_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \underline{u_i u_j} \right) \quad \text{ec. 18}$$

La ecuación anterior es similar a la ec. 12, con la excepción de la inclusión del tensor $\underline{u_i u_j}$, conocido como tensor de estreses de Reynolds, lo cual convierte las ecuaciones de continuidad en un sistema indeterminado con seis grados de libertad. Para solucionar las ecuaciones del modelo RANS, es necesario usar la hipótesis de turbulencia-viscosidad propuesta por Pope (1975), definida como:

$$\underline{u_i u_j} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{ec. 19}$$

donde ν_t es la viscosidad turbulenta, con lo cual se reducen los grados de incertidumbre del modelo RANS de seis a uno, que es solamente la determinación de ν_t . Para la determinación de la viscosidad turbulenta, se han desarrollado diferentes aproximaciones mediante el uso de

modelos de una y dos ecuaciones, los cuales serán descritos más adelante.

Modelos de turbulencia

Los modelos de turbulencia se utilizan para proporcionar una descripción simplificada del comportamiento turbulento presente en un sistema, lo cual significa que se puede reducir el costo computacional asociado a las simulaciones CFD. Estos modelos se basan en la idea de que las propiedades turbulentas se pueden relacionar con propiedades más sencillas del flujo, como la velocidad media, la presión y la viscosidad. Existen modelos isotrópicos y no-isotrópicos, donde, el primer tipo de modelo asume que la turbulencia en el flujo se distribuye de manera uniforme en todas las direcciones (Van Cauwenberge et al., 2015). Esto significa que el modelo considera que la turbulencia se comporta de la misma manera en todas las direcciones, y no tiene en cuenta la influencia de la dirección del flujo o la presencia de superficies sólidas que puedan afectar la turbulencia. Por otra parte, los modelos de turbulencia no isotrópicos tienen en cuenta la distribución desigual de la turbulencia en diferentes direcciones, acá, se considera que la turbulencia es más intensa en ciertas direcciones, como la dirección del flujo principal o las direcciones cercanas a las superficies sólidas, además de incorporar efectos adicionales como la rotación y la curvatura del

flujo (Liu et al., 2012).

El flujo en los secadores por aspersión se caracteriza por la presencia de un remolino principal muy fuerte, lo que dificulta su simulación utilizando un modelo de turbulencia isotrópicos, así, es imprescindible capturar con precisión el flujo en remolino para evaluar la eficiencia de separación de las partículas que atraviesan el sistema (Hilton et al., 2013). Las líneas de corriente siguen esencialmente la dirección azimutal (a lo largo del sistema), mientras que la transferencia de momentum, debido a las fluctuaciones turbulentas presentes tiene lugar en la dirección radial del sistema, que resulta ser muy cercana a la dirección normal a la pared en la mayor parte del hidrociclón. Lo anterior hace que el modelo de turbulencia v2-f sea una buena opción para las condiciones de flujo prevalecientes.

Modelo v2-f

El modelo v2-f es una modificación del modelo $k - \epsilon$ estándar, donde se solucionan las ecuaciones de continuidad mediante el análisis de la energía cinética turbulenta (k) y su tasa de disipación (ϵ), además de incluir la disipación anisotrópica presente en las paredes y remolinos. El modelo v2-f estándar no es computacionalmente exigente y por lo tanto se presta para el análisis y estudio de casos prácticos e industriales. Las ecuaciones de k y ϵ son:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k u) = \nabla \cdot \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) (\nabla \cdot k) \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \tag{ec. 20}$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \epsilon u) = \nabla \cdot \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) (\nabla \cdot \epsilon) \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \tag{ec. 21}$$

donde ν_t es la viscosidad turbulenta, G_k es la generación de energía cinética turbulenta debido al promedio de los gradientes de velocidad, G_b es la generación de energía cinética turbulenta debido a las fuerzas de empuje, Y_M es la contribución de cómo fluctúan las dilataciones de la escala de turbulencia según la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta. C_1 , C_2 y $C_{3\epsilon}$ son constantes, σ_k y σ_ϵ son los números de Prandtl turbulentos para k y ϵ respectivamente, S_k y S_ϵ son términos ajustables. La viscosidad turbulenta es definida como:

$$\frac{\nu_t^2}{\epsilon} = C_\nu \nu^2 T \tag{ec. 22}$$

donde C_ν es un valor constante. Los valores definidos para aire son presentados en la Tabla 1 (Chavan, 2021).

Los valores de producción de energía cinética turbulenta debido a las fluctuaciones de flujo y la generación de energía cinética turbulenta debido a las fuerzas de empuje son:

$$G_k = -\rho u_i u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{ec. 23}$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\nu_i}{Pr_i} \frac{\partial T}{\partial x} \tag{ec. 24}$$

Tabla 1. Valores constantes empleados en el modelo $k-\epsilon$ para aire a 20 °C.
Table 1. Constant values used in the $k-\epsilon$ model for air at 20 °C.

Parámetro	Valor
C_1	1,44
C_2	0,45
C_v	0,22
C_T	6
C_L	0,25
C_η	0,22
σ_k	1,0
σ_ϵ	1,3

El modelo v^2-f también incluye la ecuación elíptica del factor de relajación f , definida como:

$$L^2 \nabla^2 f - f = \frac{C_1 - 1}{T} \left(\frac{v^2}{k} - \frac{2}{3} \right) - C_2 \frac{P_k}{\epsilon} \quad \text{ec. 25}$$

donde L es la escala de turbulencia, definida como:

$$L = C_L \left[\frac{k^{\frac{2}{3}}}{\epsilon}, C_\eta \left(\frac{v^3}{\epsilon} \right)^{\frac{1}{4}} \right] \quad \text{ec. 26}$$

y T es la escala turbulenta de tiempo, definida como:

$$T = \left[\frac{k}{\epsilon}, C_T \left(\frac{v}{\epsilon} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad \text{ec. 27}$$

Simulaciones en CFD

Para realizar las simulaciones en CFD se utilizó el programa COMSOL Multiphysics 5.9 (Schweitzer et al., 2021), ya que es capaz de modelar diferentes aspectos del flujo de fluidos como los utilizados en el secado por aspersión. Se simuló la geometría del secador actual, luego se modeló y simuló diferentes configuraciones de la tapa del secador, ya que como se mencionó anteriormente, se requiere mejorar el diseño del equipo para mejorar el proceso de secado. Además, cuando los aspersores se encuentran en la parte superior del secador y trabajan con flujos co-currentes se aconseja que la tapa sea plana ya que se crea la rotación del aire y del fluido dispersos, a través de la entrada tangencial, generando rápidamente un movimiento giratorio (Masters, 1991).

Construcción de la geometría de los sistemas y configuración de la Malla

A partir de las dimensiones del equipo,

se construyó la geometría del sistema inicial instalado en el laboratorio de postcosecha. Además, teniendo en cuenta las recomendaciones de diseño estudiadas en el trabajo de Masters (1991), se modelaron dos modificaciones propuestas; la primera con el sistema de aspersión ubicado sobre la tapa plana (b), y la segunda en un hueco (c). Ambos diseños se dieron buscando ajustar la boquilla al sistema y se deben únicamente a la necesidad de diseño que implica acoplar la boquilla y las conexiones de aire y alimentación del producto. La vista isométrica y la vista ortogonal de las geometrías son mostradas en la Fig. 2a, 2b y 2c.

Para la generación de la malla se utilizó la configuración establecida por defecto, en la cual se tuvo en cuenta las físicas de flujo turbulento y transferencia de calor. Los resultados de la generación de la malla se pueden ver a continuación, con la vista frontal ortogonal de la geometría (Fig. 2d, 2e y 2f).

Para la simulación de la transferencia de calor del sistema y la estructura metálica con el ambiente, se realizó una aproximación a la geometría donde se despreció el grosor de las superficies, que se conoce como aproximación de capa delgada para facilitar el cálculo de la solución.

Implementación de la simulación

La implementación de la simulación en COMSOL 5.9 requiere la definición de los materiales, las condiciones de frontera y el modelo de solución. Las configuraciones se hicieron buscando obtener las condiciones más cercanas posibles a las presentadas por el equipo real instalado y que se está rediseñando. El sistema consiste en un dominio principal definido a partir de las operaciones geométricas.

Materiales

Para la simulación se emplearon tres materiales, aire, agua y acero inoxidable. Las propiedades se definieron en la sección de COMSOL

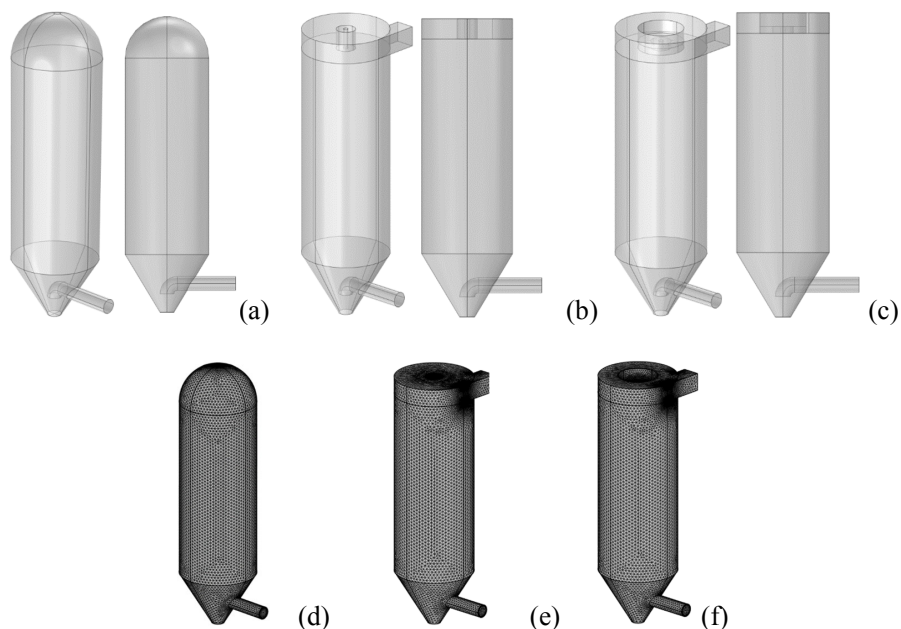


Fig. 2. Vista isométrica tridimensional de la geometría construida: (a) equipo actual; (b) modificación propuesta de tapa plana; y (c) modificación propuesta de tapa hueca. Vista ortogonal isométrica de la malla: (d) equipo actual; (e) modificación propuesta de tapa plana; y (f) modificación propuesta de tapa hueca.

Fig. 2. Three-dimensional isometric view of the constructed geometry: (a) initial model; (b) proposed modification with flat lid; and (c) proposed modification with hollow lid. Orthogonal isometric view of the mesh: (d) initial model; (e) proposed modification with flat lid; and (f) proposed modification with hollow lid.

correspondiente y se pueden evidenciar en la Tabla 2.

Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera fueron definidas bajo dos grupos principales: paredes, dominios y fronteras. A continuación, se presenta cada uno de los dominios. La superficie o volumen tomará un color azul cuando se aplique dicha condición.

Paredes, dominios y fronteras

Las paredes son aquellas fronteras del sistema donde no existe flujo de fluido, son sólidas y presentan propiedad de transferencias de calor o energía relacionada con las propiedades del acero AISI 304.

Los dominios son los volúmenes de la geometría que presentan las propiedades del aire o agua. Son las zonas donde existe flujo de fluidos y se dan los fenómenos descritos por las ecuaciones de Navier-Stokes (Fig. 3a, 3b y 3c). Para la simulación propuesta se definió 20 °C para la temperatura del fluido y 1 Atm para la presión del fluido.

Las fronteras son las superficies en las cuales se da un comportamiento específico del fluido en el dominio. Pueden ser por ejemplo donde se da entrada de flujo al sistema, salida de flujo del sistema o simetría axial. Las fronteras definidas en las simulaciones son mostradas en la Fig. 3d, 3e y 3f.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Cambio de geometría del cabezote del equipo

Como se mencionó anteriormente, según las recomendaciones presentadas por Masters (1991), sobre el sistema de alimentación del medio de transporte, se concluye que la tapa del secador debe ser plana. Inicialmente se realizó la simulación donde se analizaron los cambios necesarios a aplicar en la tapa mediante la evaluación del sistema usando CFD. La Fig. 4 muestra el modelamiento realizado. Se modelaron los perfiles de velocidad producidos por un caudal de 100 CFM, variando el diámetro de la apertura de ingreso del aire a la cámara de mezcla, mientras las dimensiones del acople al

Tabla 2. Propiedades físicas para el aire y el acero inoxidable empleadas en COMSOL.
Table 2. Physical properties for air and stainless steel used in COMSOL.

Propiedad	Variable	Aire Valor	Unidad
Viscosidad Dinámica	mu	1,74e-4	Pa s
Conductividad Térmica	k	0,024	W (m K) ⁻¹
Constante específica del gas	Rs	286,9	J (kg K) ⁻¹
Calor específico a presión constante	Cp	721	J (kg K) ⁻¹
Coefficiente de expansión térmica	alpha_i	0	1 K ⁻¹
Media de masa molar	Mn	0,0289	kg kmol ⁻¹
Viscosidad volumétrica	muB	1,805e-5	Pa s
Permeabilidad relativa	mur_is	1	1
Permitividad relativa	epsilon	1	1
Relación (o razón) de calores específicos	gamma	1,4	1
Conductividad eléctrica	sigma_	0[S m ⁻¹]	S m ⁻¹
Acero inoxidable			
Propiedad	Variable	Valor	Unidad
Coefficiente de expansión térmica	alpha_i	16	1 K ⁻¹
Relación (o razón) de calores específicos	gamma	1,8	1
Conductividad eléctrica	sigma_i	5,5e-6	S m-1
Calor específico a presión constante	Cp	460	J (kg K) ⁻¹
Densidad	rho	8000	kg m ⁻³
Conductividad Térmica	k_iso	16,3	W (m K) ⁻¹
Velocidad del sonido	c	5170	m s ⁻¹

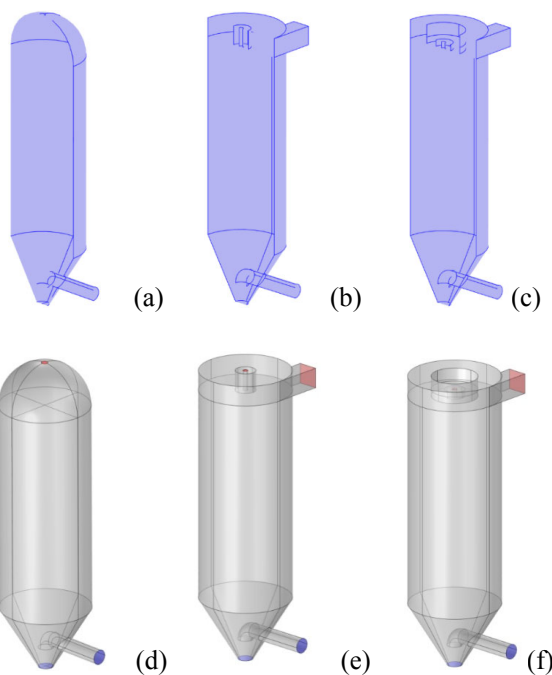


Fig. 3. Dominios donde se aplican condiciones iniciales: (a) equipo actual, (b) y (c) modificaciones propuestas. Vistas ortogonales isométricas de las fronteras que corresponden a entradas (rojo) y salidas (azul) de la geometría: (d) equipo actual, (e) y (f) modificaciones propuestas.

Fig. 3. Domains where initial conditions are applied: (a) initial model, (b) and (c) proposed modifications. Orthogonal isometric views of the boundaries corresponding to the inlets (red) and outlets (blue) of the geometry: (d) initial model, (e) and (f) proposed modifications.

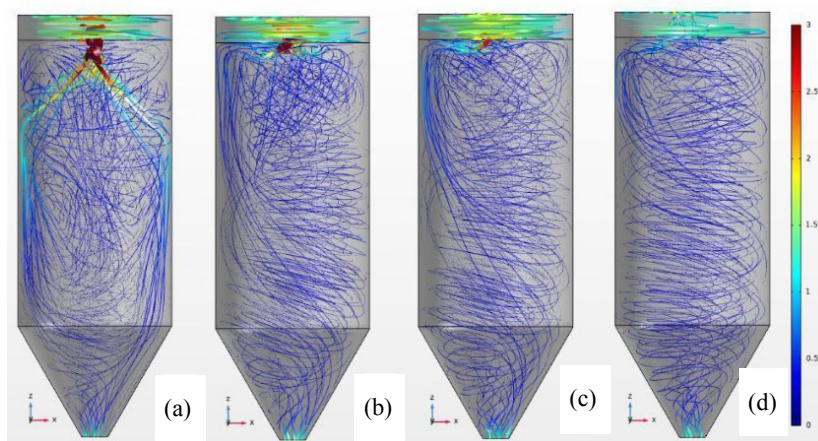


Fig. 4. Modelado de perfiles de velocidad para dimensionamiento de tapa de la cámara de mezcla: (a) diámetro de 20 mm, altura de 30 mm y ancho del acople de 30 mm; (b) diámetro de 25 mm, altura de 30 mm y ancho del acople de 30 mm; (c) diámetro de 30 mm, altura de 30 mm y ancho del acople de 30 mm; y (d) diámetro de 40 mm, alto de 30 mm y ancho del acople de 30 mm.

Fig. 4. Modeling of the velocity profiles for sizing the mixing chamber lid: (a) 20 mm diameter, 30 mm height and 30 mm coupling width; (b) 25 mm diameter, 30 mm height and 30 mm coupling width; (c) 30 mm diameter, 30 mm height and 30 mm coupling width; and (d) 40 mm diameter, 30 mm height and 30 mm coupling width.

ventilador (alto y ancho) se mantenían constantes en 30 mm. Se buscó que el perfil de velocidades fuera del tipo ciclón que permitiera el arrastre de las partículas, sin turbulencias altas que impulsara la aspersión hacia las paredes de la cámara de mezcla. Debido a la temperatura de las paredes, se podrían superar las temperaturas de transición vítrea y reducir la producción y calidad del producto. El mejor resultado fue cuando el diámetro de la apertura, el alto y ancho del acoplé midieron 30 mm. Se observa que según la escala de velocidad (ubicada en el costado), el diseño (a) presentó la mayor velocidad del medio de secado comparado con los otros diseños, pero, esto implica la pérdida de la formación de un vórtice de flujo en el cuerpo del equipo, el cual es de gran importancia para lograr un tiempo de residencia adecuado en el equipo. Los diseños (c) y (d) brindaron la mejor formación de un vórtice en el cuerpo del sistema, así, se decidió seleccionar el diseño (d) que presenta velocidades superiores a $0,5 \text{ m s}^{-1}$, y brindará el mayor control sobre el tiempo de residencia del producto en el sistema.

Evaluación experimental

Para la evaluación experimental del equipo, se realizaron pruebas con aire, el cual fue calentado a diferentes temperaturas y se evaluó la caída de temperatura en el equipo. Las condiciones empleadas corresponden a valores exploratorios, ya que se espera realizar futuros ensayos con el

nuevo diseño de la tapa donde se evalúen las variables de operación a partir de un diseño experimental. Estas temperaturas se midieron con termocuplas acopladas en el equipo. En la Tabla 3 se presentan los datos recolectados.

La observación más importante fue que al realizar cada prueba, en ningún caso se logró superar los $100 \text{ }^\circ\text{C}$ en la zona de secado. Se puede considerar que uno de los factores que afecta el balance térmico del sistema es usar pipetas de aire seco, ya que el aire se encuentra a una elevada presión y al expandirse disminuye su temperatura, lo cual lo hace altamente ineficiente energéticamente. Para solucionar el problema anterior, se instaló un acople para usar un compresor con su respectivo sistema de filtrado de aceite y humedad para el suministro del aire.

Al implementar el compresor se reducen los costos asociados a la adquisición de pipetas de aire seco, además de los problemas relacionados con el enfriamiento del gas a alta presión. Los resultados obtenidos demuestran que es necesario realizar modificaciones al mecanismo que suministra aire caliente, por lo tanto, el calor al sistema. Se propone modificar la geometría de la tapa, separando la corriente de aire caliente de la corriente de aire comprimido y producto.

Resultado de las simulaciones

Uno de los aspectos que más dificultad presentó en la ejecución de las simulaciones CFD fue el modelamiento de la boquilla y el

Tabla 3. Temperaturas medidas en el equipo construido. Se utilizó una termocupla adecuada sobre la tubería de aire, 10 cm después de la resistencia eléctrica.**Table 3. Temperatures measured in the built equipment. A suitable thermocouple was used on the air pipe, 10 cm after the resistor.**

Temperatura de control [°C]	Termocupla 1 [°C]	Termocupla 2 [°C]	Delta de temperatura [°C]
50	47	21	26
100	99	52	47
150	148	67	81
200	200	75	125

comportamiento de ésta. Para la simulación total del equipo se utilizó un modelo de acople de dos sistemas con diferentes escalas. El modelo de la boquilla descartó el mecanismo de limpieza y las roscas de las conexiones para simplificar la geometría y los requerimientos computacionales necesarios.

Comportamiento fluidodinámico

A continuación, se presentan los resultados del comportamiento del flujo dentro de los sistemas evaluados, donde se muestran los mapas vectoriales de flujo (Fig. 5a, 5b y 5c), las líneas de flujo del sistema (Fig. 5d, 5e y 5f), las líneas de presión (Fig. 5g, 5h y 5i) y las superficies que muestran la intensidad de la vorticidad (Fig. 5j, 5k y 5l).

Se puede observar en los resultados del perfil de velocidad (Fig. 5a, 5b y 5c), que, al usar una alimentación lateral, se tienen zonas de alta velocidad ubicadas en contacto con las paredes del equipo. El color rojo indica las zonas de mayor velocidad y azul las de menor velocidad. La caída de presión concuerda con la caída de presión medida experimentalmente. Se recomienda usar una configuración diferente a la entrada lateral a la cabeza del equipo para mejorar las zonas de distribución.

En las Fig. 5d, 5e y 5f las líneas de color representan la trayectoria de partículas en el sistema, mostrando la formación del vórtice. Se marcan con azul las partículas que salen por el ciclón y en morado las que salen por el colector.

En concordancia con lo encontrado en el perfil de velocidad, es necesario tener en cuenta que se forma una zona de vórtice en la parte superior de la cabeza del equipo, lo cual es una zona de flujo desfavorable para el proceso que se está desarrollando. El diseño del equipo permite la formación de un vórtice a lo largo de éste, lo cual es esperado para el proceso que se desea desarrollar.

Se tiene una zona de alta presión en la cabeza del equipo y ésta cae considerablemente a medida

que el aire atraviesa el sistema. También se observa una caída de presión a medida que se acerca a la salida del sistema, la reducción en el área de flujo tiene un efecto directo sobre la velocidad de flujo y su presión (Fig. 5g, 5h, 5i). Con relación a la intensidad de la vorticidad se observa que en la Fig. 5, correspondiente a la modificación de tapa hueca, ésta es más uniforme cuando comparada con la intensidad de la vorticidad, presentada en las otras dos configuraciones Fig. 5j y 5k.

Implementación del nuevo diseño

Para finalizar la implementación del nuevo diseño, se realizó la simulación del equipo empleando un modelo de partículas Lagrangiano-Euleriano. Las partículas fueron modeladas a partir de las gotas estimadas por la cabeza y se implementó el modelo descrito por Kuriakose y Anandharamakrishnan (2010). Se espera que la validación del comportamiento de las partículas a través del sistema sea evaluada en experimentaciones futuras. A partir de los resultados de la simulación, se elige el modelo C propuesto. Se realiza el diseño del nuevo cabezote del equipo y se manda construir (Fig. 6).

Además, se realizan los cambios necesarios para el suministro de aire caliente calculando a partir de las necesidades energéticas, la capacidad de ventilador que suministra el aire de entrada y las resistencias eléctricas que calentarán el aire de secado. El equipo con la nueva configuración funciona de forma adecuada y se logra extraer producto seco de jugo de naranja (Fig. 7).

Evaluación experimental con la nueva tapa

Las pruebas se realizaron inicialmente con agua, se seleccionaron diferentes presiones de aire, caudales de líquido y temperatura del aire de entrada. Se realizaron tres repeticiones por ensayo. En la Tabla 4 se observan los resultados experimentales expresados en la media y desviación estándar de las tres repeticiones realizadas en cada condición operacional.

En las condiciones de la 1 a la 12 se utilizaron

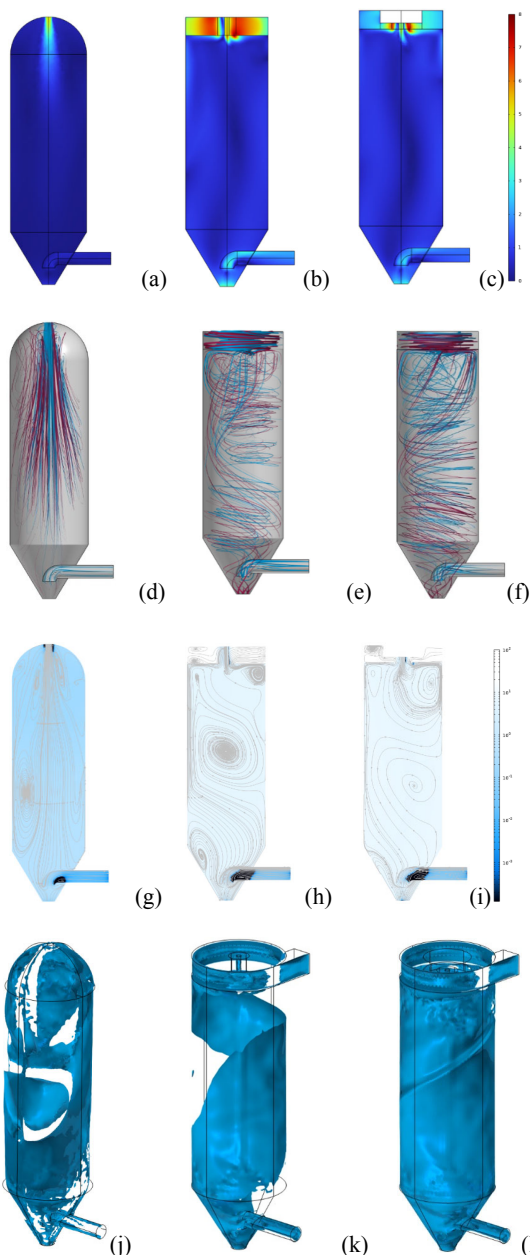


Fig. 5. Vista ortogonal frontal del mapa de velocidad para el secador: (a) equipo actual; (b) modificación propuesta de tapa plana; y (c) modificación propuesta de tapa hueca. Vista ortogonal mostrando las paredes del equipo y las líneas de flujo: (d) equipo actual; (e) modificación propuesta de tapa plana; y (f) modificación propuesta de tapa hueca. Líneas de presión graficadas sobre la superficie del equipo: (g) equipo actual; (h) modificación propuesta de tapa plana; y (i) modificación propuesta de tapa hueca. Superficie que muestra la intensidad de la vorticidad: (j) equipo actual; (k) modificación propuesta de tapa plana; y (l) modificación propuesta de tapa hueca.

Fig. 5. Frontal orthogonal view of the velocity map of the dryer: (a) initial model; (b) proposed modification with a flat lid; and (c) proposed modification with a hollow lid. Orthogonal view showing equipment walls and flow lines: (d) original equipment; (e) proposed modification with a flat lid; and (f) proposed modification with a hollow lid. Pressure lines plotted on the surface of the equipment: (g) original equipment; (h) proposed modification with a flat lid; and (i) proposed modification with a hollow lid. Surface showing vorticity intensity: (j) original equipment; (k) proposed modification with a flat lid; and (l) proposed modification with a hollow lid.

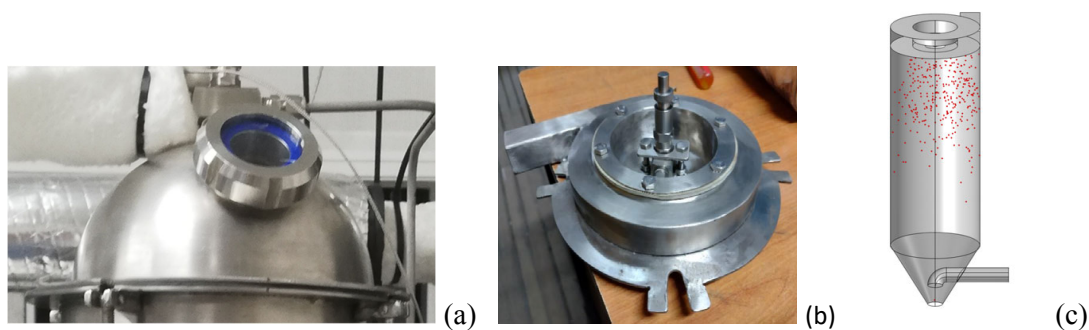


Fig. 6. Cabezote del equipo: (a) inicial (b) modificado. Comportamiento de las partículas obtenidas por simulación (c).

Fig. 6. Equipment lid: (a) initial, (b) modified. Particle behavior obtained by simulation (c).

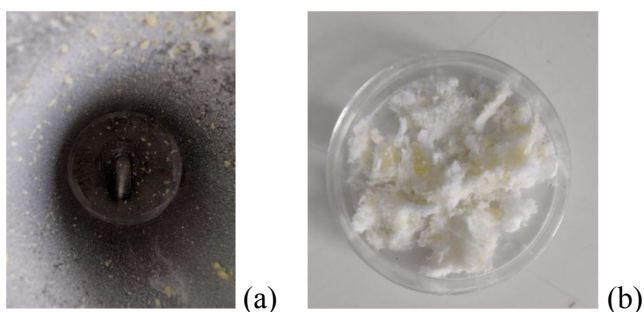


Fig. 7. (a) Producto depositado en la pared interna del equipo. (b) Producto obtenido tras el proceso de secado por aspersión.

Fig. 7. (a) Product placed on the inside wall of the equipment. (b) Product obtained after spray drying.

presiones de aire en 0,6; 1,1; 1,5 y 1,8 bares, mientras que los caudales de líquido se tomaron en 0,1; 0,15; 0,2 L h⁻¹. Se mantuvo la temperatura de entrada del aire alrededor de los 100°C para garantizar la evaporación del agua. Se observó que las presiones de aire de 1,5 y 1,8 bares presentaron las mejores aspersiones, el tamaño de partícula era fino, no se presentó goteo en la base y chocaron pocas partículas contra las paredes del secador. Luego, en las condiciones 13 y 14 se realizaron pruebas con las presiones de 1,5 y 1,8 bares aumentando el caudal de líquido a 0,3 L h⁻¹. En estas condiciones se observaron partículas de tamaño medio que chocaban con las paredes y caían algunas gotas a la base de la cámara de mezcla, por lo cual se descartó seguir aumentando los caudales de líquido. Ya en los ensayos del 15 al 20 se utilizaron las presiones de 1,5 y 1,8 bares con los caudales de líquido de 0,1; 0,15; 0,2 L h⁻¹, pero se aumentó la temperatura de entrada del aire. Se observó mejor desempeño del secador, al evidenciar que las paredes del secador quedaron más secas, las

gotas fueron más finas y no se presentó caída de gotas en la base del secado. Si bien los resultados indican una mejora en el diseño del sistema, existen diferencias entre los datos encontrados y los hallados mediante simulación. Además, las partículas si bien describen el comportamiento de estas en el sistema, no presentan detalles sobre su comportamiento termodinámico, de esta forma, podemos ver que las simulaciones CFD permitieron mejorar el desempeño del equipo, y su funcionamiento, pero aún debe ser ajustado el modelo para obtener resultados precisos con lo esperado en la experimentación.

CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos a través de la simulación CFD permitieron identificar las fortalezas y debilidades de cada diseño. Se analizaron las condiciones de flujo en el interior del equipo, donde la distribución de la velocidad del aire y la temperatura son cruciales para la eficiencia del proceso.

Tabla 4. Variables utilizadas en las pruebas experimentales y resultados obtenidos.
 Table 4. Variables used in the experimental tests and results obtained.

Condi- ción	PAIRE [bar]	Taire [°C]	QLIQ BOMBA [L h ⁻¹]	Ventrada		Ventrada REAL		Vsalida		QAIRE [l min ⁻¹]
				TEÓRICO	Ventrada	Mfinal [g]	V [ml]	Mfinal [g]	V [ml]	
1	0,6	104	0,1	8,3	1537,7 ± 7,3	1530,8 ± 6,5	6,8 ± 0,8	4090,3 ± 5,7	4086,7 ± 4,6	10 a 15
2	1,1	103	0,1	8,3	1492,3 ± 7,0	1484,5 ± 8,0	7,8 ± 1,5	4091,0 ± 2,6	4093,7 ± 4,5	14,0
3	1,5	104	0,1	8,3	1435,7 ± 8,5	1427,2 ± 8,0	8,5 ± 1,0	4086,3 ± 10,3	4077,3 ± 10,7	15,0
4	1,8	104	0,1	8,3	1376,5 ± 8,0	1369,0 ± 7,3	7,5 ± 0,9	4064,0 ± 8,0	4057,7 ± 5,7	15-20
5	0,6	104	0,15	12,5	1788,0 ± 13,0	1775,2 ± 12,0	12,8 ± 1,5	3824,3 ± 10,1	3817,3 ± 4,9	10 a 15
6	1,1	103	0,15	12,5	1336,2 ± 12,0	1324,5 ± 11,0	11,7 ± 1,2	3851,7 ± 2,5	3854,0 ± 2,0	15,0
7	1,5	104	0,15	12,5	1435,7 ± 11,8	1424,0 ± 11,5	11,6 ± 0,3	4017,0 ± 8,0	4012,0 ± 4,4	15-20
8	1,8	103	0,15	12,5	1347,7 ± 11,8	1336,3 ± 11,0	11,3 ± 0,8	3994,7 ± 4,5	3995,7 ± 3,1	15-20
9	0,6	104	0,2	16,7	1636,7 ± 16,0	1628,8 ± 11,7	550,8 ± 26,4	3813,7 ± 7,2	3816,0 ± 8,5	10 a 15
10	1,1	104	0,2	16,7	1243,7 ± 15,3	1228,2 ± 15,5	15,5 ± 0,5	3975,7 ± 1,5	3978,3 ± 5,1	14-15
11	1,5	104	0,2	16,7	1124,2 ± 15,5	1109,0 ± 15,3	15,2 ± 0,8	3987,0 ± 1,0	3987,7 ± 1,5	15,0
12	1,8	104	0,2	16,7	1012,5 ± 14,5	997,7 ± 15,0	14,8 ± 0,6	3998,0 ± 2,0	3998,0 ± 2,0	15-20
13	1,5	103	0,3	25	1165,5 ± 21,5	1143,7 ± 22,8	21,8 ± 1,6	4015,0 ± 6,6	4021,0 ± 6,6	15-20
14	1,8	103	0,3	25	1005,5 ± 23,0	984,2 ± 20,6	21,3 ± 2,9	4047,7 ± 6,7	4054,0 ± 7,5	15-20
15	1,5	123	0,1	8,3	1109,3 ± 10,2	1100,0 ± 7,3	9,3 ± 3,7	3956,7 ± 4,5	3954,3 ± 2,5	15-20
16	1,8	123	0,1	8,3	1174,5 ± 7,9	1166,8 ± 6,5	7,7 ± 2,3	4007,3 ± 9,5	3999,7 ± 4,5	15-20
17	1,5	123	0,15	12,5	975,5 ± 12,0	964,8 ± 9,3	10,7 ± 2,8	4037,3 ± 1,5	4035,7 ± 4,2	15-20
18	1,8	123	0,15	12,5	1233,7 ± 10,5	1223,0 ± 10,3	10,7 ± 1,0	3958,0 ± 8,7	3952,7 ± 0,6	15-20
19	1,5	120	0,2	16,7	1088,7 ± 18,3	1071,7 ± 16,3	17,0 ± 2,2	4007,7 ± 5,9	4006,0 ± 5,6	15-20
20	1,8	123	0,2	16,7	1333,7 ± 14,8	1319,2 ± 14,3	14,5 ± 0,5	4064,0 ± 5,6	4056,7 ± 7,8	15-20

La modificación propuesta en la tapa del prototipo simulada mediante CFD, permitió evaluar su impacto en el proceso de secado, donde el enfoque seleccionado permitió modelar con el comportamiento de las partículas del producto, facilitando la identificación de áreas de mejora. Los resultados obtenidos indicaron una mejora en los perfiles de velocidad, líneas de flujo, mapas de presión e intensidad de la vorticidad. Con estos resultados, se construyó el nuevo prototipo con la modificación en la tapa del equipo, y se realizaron pruebas experimentales, que demostraron la efectividad del nuevo diseño respecto al inicial, lo cual demuestra que la dinámica de fluidos computacional es una herramienta efectiva para reducir los costos asociados al diseño y mejora de equipos, ya que, en este caso, sólo se requirió la construcción del modelo final.

El uso de herramientas CFD permitió evaluar una mejora en el diseño del equipo, pero es necesario continuar trabajando en la consistencia del modelo empleado, para que no solo indique el comportamiento hidrodinámico, térmico y de las partículas, sino que también sea capaz de predecir de forma correcta las variables de operación de los equipos modelados.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo financiero de la Universidad Nacional de Colombia por su contribución con "UN INNOVA": Convocatoria nacional de proyectos para el fortalecimiento de la innovación, en la Universidad Nacional de Colombia a partir de desarrollo de prototipos y experiencias piloto 2016-2018.

LITERATURA CITADA

- Baglietto, E., H. Ninokata, and T. Misawa. 2006. CFD and DNS methodologies development for fuel bundle simulations. *Nuclear Engineering and Design* 236(14): 1503–1510. doi:10.1016/j.nucengdes.2006.03.045
- Charanandeh, A., Y. Seo, M. K. Kasbi, R. A. Dafsari, M. Y. Hashim, and J. Lee. 2023. Experimental and numerical analysis of the internal flow of a rotary atomizer. *Chemical Engineering Science* 267: 118327. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2022.118327>
- Chavan, A., V. Vitankar, and B. Thorat. 2021. CFD modeling and experimental study of solar conduction dryer. *Drying Technology* 39 (8): 1087-1100. doi:10.1080/07373937.2020.1846051
- Colombo, E., F. Inzoli, and R. Mereu. 2012. A methodology for qualifying industrial CFD: The Q3 approach and the role of a protocol. *Computers & Fluids* 54: 56–66. doi:10.1016/j.compfluid.2011.10.003
- Hilton, J. E., D. Y. Ying, and P. W. Cleary. 2013. Modelling spray coating using a combined CFD–DEM and spherical harmonic formulation. *Chemical Engineering Science* 99: 141–160. doi:10.1016/j.ces.2013.05.051
- Kaushal, P., and H. K. Sharma. 2012. Convective dehydration kinetics of noodles prepared from taro (*Colocasia esculenta*), rice (*Oryza sativa*) and pigeonpea (*Cajanus cajan*) flours. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal* 15(4): 202–212.
- Keshani, S., M.H. Montazeri, W.R.W. Daud, and M.M. Nourouzi. 2015. CFD modeling of air flow on wall deposition in different spray dryer geometries. *Drying Technology* 33: 784–795. doi: 10.1080/07373937.2014.966201
- Kethidi, M., A. Kovacevic, N. Stosic, and I. K. Smith. 2011. Evaluation of various turbulence models in predicting screw compressor flow processes by CFD. In 7th International Conference on Compressors and their Systems 2011 (pp. 347–357). doi:10.1533/9780857095350.8.347
- Kuriakose, R., Y. Anandharamakrishnan, C. 2010. Computational fluid dynamics (CFD) applications in spray drying of food products. *Trends in Food Science & Technology*, 21-8, 383–398. doi:10.1016/j.tifs.2010.04.009
- Langrish, T. A. G, J. Harrington, X. Huang, and C. Zhong. 2020. Using CFD Simulations to Guide the Development of a New Spray Dryer Design. *Processes* 8: 932. doi:10.3390/pr8080932
- Liu, H. F., J. Y. Xu, J. Zhang, H. Q. Sun, J. Zhang, and Y. X Wu. 2012. Oil/water separation in a liquid-liquid cylindrical cyclone. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B* 24(1): 116–123. doi:10.1016/S1001-6058(11)60225-4
- Masters, K., (1991), "Spray Drying Handbook", Longman Scientific and Technical: Harlow, UK.
- Ramachandran, R.P., M. Akbarzadeh, J. Paliwal, and S.Cenkowski. 2018. Computational fluid dynamics in drying process modelling—a Technical Review. *Food and Bioprocess Technology* 11:271–292. <https://doi.org/10.1007/s11947-017-2040-y>.
- Saleh, S.N., and L. A. Hameed. 2016. CFD Simulation of air flow patterns in a spray dryer fitted with a rotary disk. *Iraqi Journal of Chemical and Petroleum Engineering* 17(2): 69-77.

- Schweitzer, J.M., M. Serval, F. Salvatori, A. Dandeu, M. Minière, J. F. Joly, and F. R. A. Onofri. (2021). Spray drying of colloidal suspensions: Coupling of particle drying and transport models with experimental validations. *Chemical Engineering Research and Design* 170: 224–238. doi:10.1016/j.cherd.2021.04.004.
- Southwell, D.B., T.A.G. Langrish, and D.F. Fletcher. 2001. Use of computational fluid dynamics techniques to assess design alternatives for the plenum chamber of a small spray dryer. *Drying Technology* 19: 257–268.
- Van Cauwenberge, D. J., C. M. Schietekat, J. Floré, K. M. Van Geem, and G. B. Marin. 2015. CFD-based design of 3D pyrolysis reactors: RANS vs. LES. *Chemical Engineering Journal* 282: 66–76. doi:10.1016/j.cej.2015.03.020
- Wawrzyniak, P., M. Podyma, I. Zbicinski, Z. Bartczak, and J. Rabaeva. 2012. Modeling of air flow in an industrial countercurrent spray drying tower. *Drying Technology* 30: 217–224.
- You, B.H., Y. H. Jeong, and Y. Addad. 2019. Assessment of advanced RANS models ability to predict a turbulent swept liquid metal flow over a wire in a channel. *Nuclear Engineering and Design* 353: 110206. doi:10.1016/j.nucengdes.2019.110206