



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN LUIS
FACULTAD DE INGENIERÍA Y CIENCIAS AGROPECUARIAS

**MEJORAS DEL PROCESO INDUSTRIAL DE SECADO
DE CIRUELAS POR MEDIO DE SIMULACIÓN
FLUIDODINÁMICA**

RUIZ, JUAN JOSÉ

DIRECTOR
ESP. ING. GOICOA, VICTOR ISMAEL

CO DIRECTOR
ING. BERGOGLIO, MARIO FEDERICO

ASESOR
DR. BOURGES, GASTÓN

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

VILLA MERCEDES, SAN LUIS, ARGENTINA

2024



DERECHO DE AUTOR

© 2024, RUIZ, JUAN JOSÉ

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.



DEDICATORIA

A Silvia, mi mamá, por ser siempre un ejemplo de perseverancia y esfuerzo.

A Agos, mi compañera, por su amor y paciencia infinita.

A Cami y Rodri, mis hermanos, por cada palabra de aliento brindada en todas las etapas de este camino.

A Helena, mi hermana del corazón, por ser una fuente constante de sensatez y comprensión.

A mis amigos, por las ausencias perdonadas y las alegrías compartidas.

AGRADECIMIENTOS

A mis compañeros de INTI San Luis, especialmente a Victor, Matías y Mirta, por siempre brindarme el espacio y las herramientas necesarias para completar este trabajo.

A Fede, mi codirector y compañero, por su invaluable guía y apoyo a lo largo de este proceso.



RESUMEN

El presente trabajo, correspondiente a la asignatura N°39 “Trabajo Final” (según Plan 20/12) y presentado para la graduación del estudiante Ruiz Juan José de la carrera de Ingeniería Electromecánica, fue realizado en el Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI) en vinculación con una empresa alimenticia de la provincia de Mendoza. Su objetivo es mejorar la eficiencia energética y reducir los costos operativos del proceso de secado de ciruelas mediante simulación fluidodinámica. Utilizando el software Fluent de ANSYS, se analizó el flujo de aire dentro de un horno de secado tipo Californiano, generando un modelo bidimensional que permitió identificar y proponer mejoras en las variables críticas del secador, en particular el caudal de recirculación y el tipo de forzador utilizado. Se evaluaron escenarios con diferentes aperturas de la boca de recirculación del aire, encontrando que tanto la recirculación parcial como la nula mejoraron el Índice de Desempeño Energético (IDE), destacando la recirculación parcial con una mejora del 143,27%. Sin embargo, esta configuración aumentó la humedad en el ducto inferior del horno, lo que podría afectar la velocidad de deshidratación de las ciruelas y requiere un estudio adicional. Los perfiles de temperatura mostraron leves diferencias entre los escenarios, con temperaturas más altas en condiciones de mayor recirculación. La reducción de la recirculación disminuyó el rendimiento del forzador, aunque su consumo energético se mantuvo prácticamente constante según la hoja de datos del equipo. Implementar una recirculación nula o parcial podría generar ahorros del 13% y 76% en el consumo del quemador, respectivamente, sin necesidad de inversión adicional, aunque estas mejoras deben verificarse experimentalmente para asegurar que las condiciones de secado sean aceptables. Además, se identificó un bajo rendimiento del forzador actual y se recomendó reemplazarlo por uno de la marca Casals, modelo HBFX 100 T4, lo que aumentaría su eficiencia del 19,78% al 62% y resultaría en un ahorro energético del 46,92%. Finalmente se realizó un análisis de costos considerando esta mejora propuesta y se encontró que requiere una inversión inicial de U\$D 5.500 y tendría un periodo de retorno de inversión de 49 meses.

Palabras claves — Ciruelas, eficiencia, energía, fluidodinámica, horno, secado, simulación.



ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO 1: Propuesta	1
1.1. Introducción	1
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1. Objetivo general	2
1.2.2. Objetivos específicos.....	2
1.3. Alcance y limitaciones	2
1.3.1. Alcance.....	2
1.3.2. Limitaciones	3
CAPÍTULO 2: Marco teórico	5
2.1. Secado con hornos californianos	5
2.2. Ciruelas variedad D’Agen	7
2.3. Ecuaciones fundamentales de conservación	8
2.4. Computational Fluid Dynamics (CFD).....	13
2.4.1. Método de volúmenes finitos	13
2.4.2. Convergencia y residuos	15
2.4.3. Etapas del CFD.....	16
2.4.4. ANSYS Fluent	16
2.4.5. Criterios de optimización	22
2.4.6. Modelación de la turbulencia	26
2.5. Medios porosos	27
2.6. Eficiencia energética.....	30
2.7. Análisis económico de una mejora.....	31
CAPÍTULO 3: Desarrollo	33
3.1. Hornos analizados	33
3.2. Metodología empleada.....	40
3.3. Consideraciones y simplificaciones previas	41
3.3.1. Canastos de ciruelas como medio poroso	41



3.3.2. Selección de geometría	47
3.3.3. Consideraciones en el quemador	53
3.3.4. Consideraciones sobre forzador	59
3.3.5. Simplificaciones del proceso de deshumidificación de las ciruelas	64
3.4. Diseño de la geometría	68
3.5. Mallado	69
3.6. Simulación en Fluent	72
3.7. Validación de resultados	78
3.7.1. Contraste con perfiles de temperatura y humedad medidos	78
3.7.2. Contraste con velocidades medidas	82
CAPÍTULO 4: Resultados	85
4.1. Análisis general de variables	85
4.2. Análisis de zonas de interés	91
4.3. Evaluación del rendimiento de forzador	93
4.4. Indicador de Desempeño Energético IDE del horno	96
4.5. Matriz energética del horno de secado	97
CAPÍTULO 5: Propuestas de mejoras	99
5.1. Apertura óptima de recirculación	99
5.2. Forzador óptimo para el sistema	113
CAPÍTULO 6: Recomendaciones operativas generales	117
CAPÍTULO 7: Recomendaciones para futuras investigaciones	119
7.1. Mejora del modelo de simulación generado	119
7.2. Exploración de escenarios alternativos	119
CAPÍTULO 8: Conclusiones	121
Referencias bibliográficas	123
Apéndices	125
Dimensiones y esquema eléctrico de conjunto motor-ventilador recomendado	125



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama esquemático de un secador californiano típico.....	6
Figura 2. Cadenas de túneles californianos de secado habituales.	6
Figura 3. Ciruelas D'Agen.....	7
Figura 4. Porcentaje de superficie plantada en la provincia de Mendoza con ciruela según la variedad.	8
Figura 5. Experimento de Reynolds sobre un flujo de agua.....	10
Figura 6. Estudio de aerodinámica de un vehículo de la empresa Mercedes-Benz en el túnel de viento de Daimler AG, ubicado en la sede de Stuttgart-Untertürkheim, Alemania.	11
Figura 7. Modelación CFD del flujo causado por una rotura de presa en un distrito urbano.	12
Figura 8. Estudio térmico del flujo de aire que circula en un dispositivo electrónico mediante CFD.....	13
Figura 9. Representación del volumen de control de una malla.....	14
Figura 10. Malla utilizada en una simulación del punto muerto superior de un motor de combustión interna.	15
Figura 11. Esquema de dos mallas que ejemplifican la posición de los nodos en los vértices de los VCs (izquierda) o en sus centros (derecha).	15
Figura 12. Generación de una malla a partir de una geometría	17
Figura 13. Mallado del flujo externo de un avión.....	18
Figura 14. Refinamiento de una malla de una geometría compleja.	18
Figura 15. Tipos de formas de celdas de una malla.....	19
Figura 16. Representación de mallas estructuradas y no estructuradas.....	19
Figura 17. Atomización de agua modelado mediante DEM (Discrete Element Method).	20
Figura 18. Residuos en un caso de convergencia.	21
Figura 19. Residuos en un caso de divergencia.	21
Figura 20. Post-procesamiento de la solución del modelo de un reactor nuclear de muy alta temperatura (VHTR) realizado con el programa OpenFOAM.	22
Figura 21. Fragata M holandesa (a la derecha) y una geometría simplificada generada para su simulación mediante CFD (a la izquierda).	23
Figura 22. Malla optimizada de un monoplaza de F1.	23
Figura 23. Mallado del flujo externo del perfil de un aspa de una turbina de mar.....	24



Figura 24. Comparación entre los tres enfoques de modelado de turbulencia que existen...	26
Figura 25. Modelos de turbulencia basados en RANS disponibles en ANSYS Fluent.	27
Figura 26. Esquema de la estructura de un medio poroso con su respectiva ampliación..	28
Figura 27. Fotografías de materiales porosos existentes en la naturaleza tomadas a través de un microscopio electrónico (X10). (A) Arena fina, (B) Piedra arenisca, (C) Piedra caliza, (D) Pan de centeno, (E) Madera, (F) Sección de pulmón humano.	28
Figura 28. Esquema de partes de un horno secador de ciruelas.	34
Figura 29. Entradas y salidas de carros portadores de ciruelas.....	34
Figura 30. Zona de egreso de carros con producto seco.....	34
Figura 31. Zona de ingreso de carros con ciruelas frescas.....	34
Figura 32. Vista lateral y corte longitudinal de los secadores proporcionado por la empresa.	35
Figura 33. Vista frontal de secadores proporcionado por la empresa.	35
Figura 34. Vista de hornos a nivel de quemadores, junto con placa característica de los mismos.....	36
Figura 35. Bandejas de canastos hechas de álamo..	37
Figura 36. Dimensiones generales de carros portadores de ciruelas (Vista lateral).....	37
Figura 37. Curva característica del ventilador proporcionada por la empresa.....	38
Figura 38. Conjunto motor-ventilador de un horno de secado.	38
Figura 39. Ventanas regulables de ingreso de aire ubicadas en la zona de quemadores.	39
Figura 40. Mediciones de las condiciones del aire interno del horno N°1.	40
Figura 41. Representación de la simplificación tomada sobre los canastos en el modelo..	42
Figura 42. Representación de la simplificación que se hace para el cálculo de la porosidad de los canastos al desprestigiar el efecto de las bandejas de álamo.....	43
Figura 43. Representación de la capa de ciruelas analizada para el cálculo de porosidad...44	44
Figura 44. Representación del cubo circunscripto en cada ciruela..	45
Figura 45. Variantes de geometría analizadas para un enfoque tridimensional.	48
Figura 46. Modelo 3D realizado para el análisis de la posición del quemador.	50
<i>Figura 47. Representación frontal del secador, con las posiciones del quemador analizado</i>	<i>50</i>
Figura 48. Comparación entre dos modelos 3D simple del secador sin canastos en su interior..	51



Figura 49. Geometría 2D seleccionada para llevar adelante la simulación.	52
Figura 50. Representación de la simplificación que se hace al considerar un modelo bidimensional. Vista frontal.....	52
Figura 51. Imagen de la llama que proporciona el quemador dentro del túnel superior del secador.	53
Figura 52. Dimensiones asumidas para la abertura que representa el quemador cada dos hornos de secado.....	56
Figura 53. Parte del modelo 2D (izquierda), junto con la representación de la pared frontal del horno en función de la profundidad de referencia introducida en el software.....	57
Figura 54. Recta que simula el sensor de temperatura en las proximidades de la garganta del modelo bidimensional.	58
Figura 55. Región dentro del dominio del fluido del modelo bidimensional que simula el forzador.	60
Figura 56. Representación tridimensional de la consideración geométrica que se toma con el forzador.....	60
Figura 57. Gráfico comparativo entre la curva digitalizada del forzador de aire provista por la empresa y la curva del horno de secado determinada a partir de pruebas realizadas sobre el modelo 2D generado.	61
Figura 58. Representación de la abertura en el techo del secador del modelo 2D para el paso de correa del motor de accionamiento del forzador.....	63
Figura 59. Representación tridimensional de las dimensiones de la abertura para el paso de correas.	63
Figura 60. Volumen del bloque de canastos calculado en función de la profundidad de referencia.	65
Figura 61. Representación de la distribución de la cantidad de vapor generado en cada tramo del bloque de canastos.....	66
Figura 62. Valores de sumidero de energía para cada tramo del bloque de canastos para el modelo bidimensional.....	68
Figura 63. Comparación entre los dos tipos de mallas sobre el modelo 2D para analizar la carga computacional de cada una.....	70
Figura 64. Malla del modelo 2D. Tamaño de elementos: 0,05 m – Método de mallado: “Cuadrilateral Dominant” – N° de elementos: 30589.	71
Figura 65. Modelo finalmente simulado con las respectivas entradas y salidas.....	76
Figura 66. Residuos generados a partir de la simulación de tipo transitoria.	76
Figura 67. Valor del sensor de temperatura modelado durante la simulación 2D.....	76
Figura 68. Representación tridimensional del modelo 2D simulado con las respectivas entradas y salidas.	77



Figura 69. Resultados de mediciones de temperatura del aire circulante entre los canastos durante su permanencia dentro del horno, con el quemador ajustado a 80°C.....	79
Figura 70. Resultados derivados de mediciones de humedad relativa del aire de las inmediaciones de los canastos durante su permanencia en el secador.....	79
Figura 71. Representación de la recta de puntos generada dentro del programa para graficar los perfiles de temperatura y humedad.....	80
Figura 72. Gráfico comparativo entre el perfil de temperatura medido con un corte del quemador establecido en 80°C y el perfil obtenido mediante la simulación.....	80
Figura 73. Comparación entre perfil de humedad promedio medido con un corte del quemador en 80°C y el perfil de humedad generado en el software.....	81
Figura 74. Recta de toma de velocidades simuladas en el ducto inferior del secador.....	83
Figura 75. Velocidad promedio del aire en la abertura de ingreso de correa de transmisión.....	84
Figura 76. Velocidad del aire circulante entre bandejas de canastos.....	84
Figura 77. Velocidad del aire circulante encima de los canastos.....	84
Figura 78. Gráfico de contorno de temperatura del aire circulante dentro del secador.....	85
Figura 79. Gráfico de contorno de humedad relativa del aire circulante dentro del secador.....	85
Figura 80. Potencia instantánea del quemador modelado.....	86
Figura 81. Variaciones de temperatura medidas por el sensor modelado.....	87
Figura 82. Humedad absoluta del aire dentro del secador.....	88
Figura 83. Líneas de corriente con punto de inicio el quemador, entrada de correa y zona de ingreso de canastos.....	88
Figura 84. Mapa de presiones dentro del secador.....	89
Figura 85. Mapa de velocidades del aire circulante dentro del secador, con el quemador apagado	90
Figura 86. Mapa de velocidades del aire circulante dentro del secador, con el quemador encendido	90
Figura 87. Identificación de los puntos de interés en el secador.....	91
Figura 88. Potencia térmica obtenida de los puntos de mayor interés del horno simulado.....	92
Figura 89. Flujo másico obtenido de los puntos de mayor interés del horno simulado.....	93
Figura 90. Variación de temperaturas claves del secador simulado.....	93
Figura 91. Tipos de ventiladores axiales según su relación diámetro de buje y diámetro del ventilador D_b/D	94



Figura 92. Curva de funcionamiento y potencia de forzador junto con su curva de rendimiento basada en incremento de presión estática.....	95
Figura 93. Matriz anualizada del horno secador. a) Matriz energética de consumos; b) Matriz de costos de consumos.....	97
Figura 94. Fotografía de la placa metálica utilizada para el bloqueo del aire de recirculación.	99
Figura 95. Mapa vectorial comparativo de velocidades en los tres escenarios de recirculación planteados.....	100
Figura 96. Detalle de zona de recirculación de mapa vectorial de velocidades en los tres escenarios de recirculación planteados.....	101
Figura 97. Comparación de Indicador de Desempeño Energético (IDE) (a) y rendimiento del forzador (b) para los 3 escenarios planteados.....	101
Figura 98. Potencia térmica instantánea del quemador para las distintas situaciones de recirculación planteadas.....	102
Figura 99. Puntos de funcionamiento de los casos de recirculación del horno secador.....	103
Figura 100. Potencia térmica promedio del aire circulante por el horno para cada escenario planteado. a) A través de la zona de recirculación, b) A través de la zona de ingreso al túnel inferior.	103
Figura 101. Comparación de perfiles de temperatura para distintos tipos de recirculación en el secador.....	104
Figura 102. Humedad promedio del aire recirculado para distintas aperturas de recirculación.	105
Figura 103. Perfil de humedad para distinta apertura de recirculación.	105
Figura 104. Mapa de humedad absoluta para cada escenario de recirculación.....	106
Figura 105. Comparación entre distintos porcentajes de apertura de boca de recirculación. A) Velocidad de aire de ingreso por apertura de paso de correa de transmisión, b) Temperatura promedio de aire en el ingreso al túnel inferior.....	107
Figura 106. Mapa de presiones existentes en el interior del secador para distinto porcentaje de recirculación.	108
Figura 107. Mapa de la magnitud de la velocidad del aire en cada punto del horno.	109
Figura 108. Temperatura en el interior del horno secador según el porcentaje de recirculación.....	110
Figura 109. Ahorro energético de consumo del quemador para los dos casos de recirculación estudiados.	111
Figura 110. Fotografía del ventilador axial de pared seleccionado.....	113
Figura 111. Comparación entre la eficiencia calculada en base al cambio de presión estática de ambos forzadores.....	113



Figura 112. Curva de presión y rendimiento del forzador seleccionador. 114

Figura 113. Comparación entre curvas de presión estática de los dos ventiladores analizados respecto de la curva del sistema de secado. 114

Figura 114. Contrastes de consumos eléctricos entre el forzador actual y el propuesto. 115



INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tabla resumen de las características del conjunto motor-ventilador	39
Tabla 2. Tabla de mediciones realizadas sobre motores N°15 y 19	39
Tabla 3. Condiciones óptimas de secado de la variedad D'Agen.....	40
Tabla 4. Características consideradas para la ciruela D'Agen.	42
Tabla 5. Pruebas realizadas sobre el modelo 2D, a fin de obtener la curva característica del sistema de secado.	62
Tabla 6. Punto de funcionamiento determinado según comparación entre curva de funcionamiento del ventilador y curva característica del sistema.	62
Tabla 7. Cálculo de agua evaporada por canasto durante su residencia.	64
Tabla 8. Comparación entre dos tipos de mallas en el modelo 2D con igual tamaño de elementos, pero diferentes formas de volúmenes de control.	71
Tabla 9. Resumen de la configuración de parámetros para simulación 2D.	73
Tabla 10. Características del dispositivo informático utilizado para llevar adelante las simulaciones.	75
Tabla 11. Especificaciones con las que se llevó adelante la simulación 2D.	75
Tabla 12. Puntos del secador con velocidades conocidas.	82
Tabla 13. Resumen de datos promedios obtenidos a partir de simulación en puntos de interés.	92
Tabla 14. Punto de funcionamiento actual del ventilador.	95
Tabla 15. Energías evaluadas durante 5 ciclos de quemador para cálculo de indicador de desempeño energético IDE.	96
Tabla 16. Detalle de los consumos energéticos y costos de estos anualizados.	98
Tabla 17. Resumen de datos más importantes para distintas situaciones de recirculación.	102
Tabla 18. Consumos mensuales y anuales del quemador para las distintas variantes de recirculación en base a datos de simulación.	111
Tabla 19. Ahorros que representa el cambio a una recirculación con apertura del 50% en términos energéticos, económicos y emisiones de CO ₂ equivalentes.....	112
Tabla 20. Ahorros que representa el cambio a una recirculación nula en términos energéticos, económicos y emisiones de CO ₂ equivalentes.	112
Tabla 21. Resumen de características del conjunto motor-ventilador tentativo.	113
Tabla 22. Punto de funcionamiento del nuevo forzador.	114



Tabla 23. Ahorros energéticos, monetarios y en emisiones equivalentes que significaría el cambio de forzador para distintos periodos evaluados considerando el funcionamiento de 40 túneles de secado funcionando 24 horas durante 6 días a la semana..... 115

Tabla 24. Costos implicados en el cambio del forzador..... 115



CAPÍTULO 1: Propuesta

1.1. Introducción

La industria alimenticia es un sector clave en la economía de la región de Cuyo y, como tal, es importante garantizar su sostenibilidad y eficiencia operativa. En particular, la industria del secado de ciruelas toma gran relevancia en la región, siendo Mendoza la principal provincia productora de estos frutos con destino a secado en Argentina, con una superficie productiva de 15.055 hectáreas en la temporada 2017/2018 que representa el 95% de la superficie plantada del país [1], siendo esta producción destinada casi en su totalidad a la exportación, principalmente en forma de ciruelas deshidratadas [2].

Aunque actualmente no existen estadísticas precisas sobre la cantidad de productores de ciruela en la provincia de Mendoza, el Clúster de Ciruela Industria de Mendoza agrupa alrededor de 2.500 productores, más de 100 establecimientos de secado y unas 20 empresas exportadoras¹. Esto destaca la importancia de esta actividad en la economía de Cuyo, subrayando la necesidad de garantizar la sostenibilidad y optimización del proceso de secado.

Los hornos secadores de ciruelas estudiados en este trabajo son de tipo Californianos, diseñados para un proceso continuo de deshidratación de ciruelas en canastos mediante circulación forzada de aire calentado por un quemador. Los mismos fueron desarrollados por la empresa basándose en imitaciones de proyectos similares ejecutados en otros lugares del mundo, sin un estudio técnico detallado. Por ello, el objetivo de este proyecto recae en proporcionar información técnica fiable para que se pueda tomar decisiones informadas sobre la operatividad de sus hornos, los cuales son vitales para la calidad del producto y rentabilidad de la empresa.

Para lograr el cometido, se realizó un modelo de simulación fluidodinámica utilizando el software Fluent de la empresa ANSYS, lo que permitió analizar en profundidad las variables que determinan el estado actual del horno y generar escenarios alternativos sin costo operativo. A partir de estos resultados, se proponen mejoras específicas para optimizar el funcionamiento y la eficiencia energética de los hornos. Estas mejoras no solo beneficiarán a los equipos bajo estudio, sino que también tienen el potencial de impactar positivamente en

¹ Datos obtenidos del sitio web del Cluster de Ciruela Industria de Mendoza. Véase en: <https://www.ciruelaindustria.com.ar/>



la industria alimenticia en general, ya que los hallazgos y propuestas pueden aplicarse a otros procesos de secado de frutas y productos similares.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

El objetivo general del proyecto es proponer mejoras a secadores de ciruela tipo californianos a fin de optimizar su desempeño energético.

1.2.2. Objetivos específicos

- Analizar los puntos críticos del horno de secado a partir de sus características técnicas para su posterior modelado;
- Desarrollar el modelo de simulación multifásico en régimen estacionario del proceso de secado;
- Generar recomendaciones que permitan mejorar el proceso de secado y el funcionamiento del equipo a partir del análisis de los resultados de las simulaciones;
- Realizar un análisis de costos de las sugerencias realizadas.

1.3. Alcance y limitaciones

1.3.1. Alcance

A partir de este proyecto, se busca proporcionar a la empresa un análisis detallado del funcionamiento de sus hornos industriales de secado de ciruelas mediante una simulación fluidodinámica. Con este análisis, se pretende identificar y sugerir mejoras en el proceso, optimizando los parámetros operativos de los secadores para reducir el consumo energético y, en consecuencia, disminuir los costos de producción, contribuyendo así a su rentabilidad y sostenibilidad.

Este trabajo no contempla la implementación de las sugerencias, ya que esto queda a consideración y decisión de la empresa. Tampoco se abordan aspectos relacionados con el mantenimiento, reparación, vida útil o durabilidad de los equipos. No se realizó un análisis mecánico ni térmico de la estructura de los dispositivos, ni se proporcionaron



recomendaciones sobre los materiales necesarios para su correcto funcionamiento. Asimismo, no se consideraron otros sistemas o aparatos de la planta relacionados con el proceso de secado de ciruelas, más allá de los propios hornos.

La validación del modelo fluidodinámico se realizó mediante datos bibliográficos de trabajos similares e información experimental, generada en gran parte a partir de visitas anteriores a la planta por parte de agentes de INTI Mendoza, sin intervenir en el proceso productivo de la empresa.

Finalmente, se espera cumplir con los objetivos planteados utilizando los recursos disponibles, proporcionando a la empresa información para la toma de decisiones basada en un análisis técnico.

1.3.2. Limitaciones

Una de las limitaciones de este proyecto es la disponibilidad y precisión de los datos necesarios para generar y validar la simulación, siendo crucial el rigor de esta información para obtener un modelo fiable. Esto incluye la obtención de parámetros precisos sobre las características de los materiales, y datos experimentales de variables internas como velocidades, temperaturas, humedad y presiones. A pesar de este condicionamiento sobre la exactitud de algunos datos sobre las condiciones de contorno, no es un impedimento obtener resultados valiosos y aplicables.

Los modelos utilizados en la simulación presentan ciertas simplificaciones y suposiciones que podrían afectar la precisión de los resultados. Las mismas están relacionadas con la geometría del horno, la técnica de mallado seleccionada, las propiedades de los materiales y las condiciones de contorno. Estas decisiones son necesarias para manejar la complejidad del sistema y los recursos computacionales disponibles, pero introducen un cierto grado de incertidumbre en los resultados, sin embargo, cada una de estas suposiciones y simplificaciones son evaluadas rigurosamente en cada caso particular para asegurar que no se comprometa la aplicabilidad posterior de los resultados.

Además, es importante considerar las limitaciones relacionadas con los recursos computacionales en este tipo de simulaciones. Dependiendo del tamaño del modelo, se puede requerir una cantidad considerable de recursos, lo que afecta el tiempo de procesamiento y la elección del tamaño de la malla. Esto, a su vez, impacta en la resolución, precisión y capacidad para explorar múltiples escenarios. Por lo tanto, la optimización de los recursos computacionales es crucial para equilibrar la precisión del modelo y el tiempo de simulación, un criterio que se mantiene presente a lo largo de todo el trabajo.



Reconocer estas limitaciones permite ajustar y calibrar el modelo de manera más efectiva, proporcionando una representación razonable del comportamiento real del sistema.



CAPÍTULO 2: Marco teórico

En este apartado, se exponen los conceptos teóricos necesarios para abordar el presente trabajo. Se exploran los detalles del proceso de secado mediante hornos tipo californianos, fundamentos matemáticos de la dinámica de fluidos computacional (en adelante CFD según sus siglas en inglés) y las consideraciones prácticas y metodológicas en el uso de ANSYS Fluent. Además, se describen las etapas del proceso de simulación, incluyendo creación del modelo, generación de la malla, definición de las condiciones de contorno y la interpretación de los resultados. Estas ideas fundamentales permiten una comprensión profunda de la metodología empleada y los resultados obtenidos en este trabajo.

2.1. Secado con hornos californianos

El secado es fundamental en diversas aplicaciones industriales y agrícolas, donde la eliminación controlada de la humedad es esencial para preservar la calidad y durabilidad de productos tales como madera o alimentos. En términos generales, un proceso de secado implica la extracción de pequeñas cantidades de humedad de un material específico. Cuando este material es sometido al proceso de secado por calor, ocurren simultáneamente dos procesos clave [3]:

1. Una transferencia de energía en forma de calor desde el entorno hacia el material para evaporar la humedad presente en la superficie del mismo.
2. Una migración de la humedad interna del sólido hacia su superficie y posteriormente al entorno.

La velocidad del secado depende de la rapidez con que ocurren los dos procesos previamente mencionados. Por su parte, la transferencia de calor desde el entorno hacia el material puede realizarse mediante convección, conducción, radiación, o una combinación de estos métodos, dependiendo de las condiciones específicas del proceso [3].

Las diversas técnicas de secado dan lugar a una amplia variedad de equipos secadores o deshidratadores, cada uno con sus propias ventajas y limitaciones. Entre estos, se encuentran los deshidratadores californianos, que son el principal foco de estudio en este trabajo.

Los hornos de secado tipo californiano son ampliamente utilizados en el secado de alimentos, aunque su origen específico no está claramente definido. Diversas fuentes indican que su uso se popularizó a principios del siglo XX en California, Estados Unidos [4] [5], razón



por la cual reciben su nombre. Los mismos se emplean en distintas partes del mundo para aplicaciones como el secado y tostado de nueces de macadamia, secado de hongos, deshidratación de pasas y tratamiento de frutas tropicales con aire caliente forzado [4] [5]. Desde su creación, sus características han evolucionado hasta alcanzar el diseño característico actual, que incluye dos largos túneles, uno superior y otro inferior, de hasta 24 metros en algunos casos. El túnel superior contiene un quemador de gas natural o propano [5] y un ventilador, lo que genera una circulación de aire caliente forzada que luego se dirige al túnel inferior, donde los productos a secar se transportan usualmente en carros, teniendo como característica distintiva la recirculación de aire. Si bien siguen existiendo ciertas variaciones constructivas hoy en día, en la Figura 1 se muestra una representación típica de estos hornos.

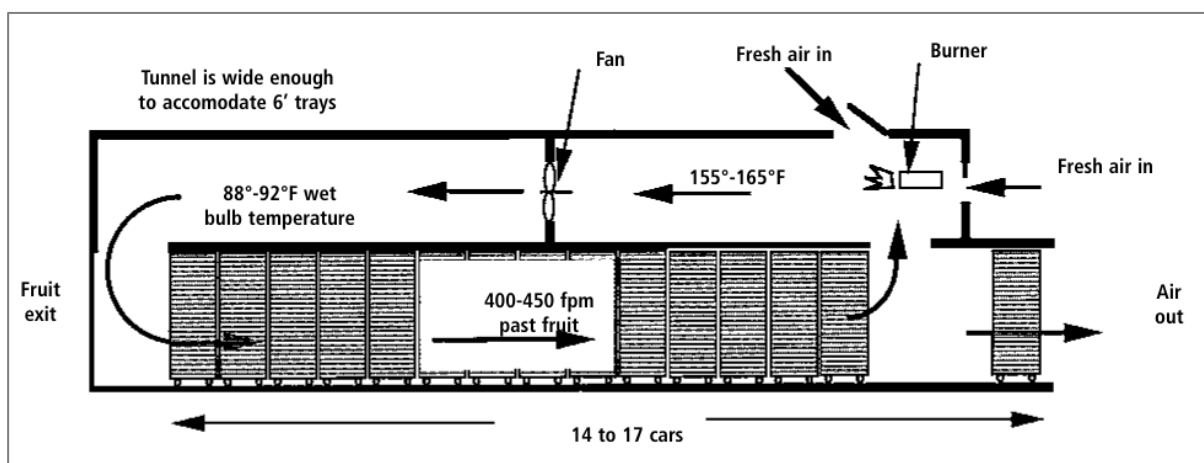


Figura 1. Diagrama esquemático de un secador californiano típico.

Extraída de <https://iv.ucdavis.edu/files/24415.pdf>

Los túneles se construyen usualmente utilizando métodos de construcción con bloques de hormigón [5], instalándose normalmente múltiples adyacentes en el mismo lugar para optimizar el uso de materiales, como se muestra en la Figura 2.



Figura 2. Cadenas de túneles californianos de secado habituales.

a) California, Estados Unidos; b) San Rafael, Mendoza.

Fotografías extraídas de: <https://iv.ucdavis.edu/files/24415.pdf>

https://bdigital.uncu.edu.ar/objetos_digitales/13098/17-ciencia-tecnologa-e-innovacin-garca-jos-uncuyo.pdf



Los carros que contienen el producto generalmente poseen ruedas que permiten su desplazamiento a lo largo del ducto de secado, y cada uno de ellos contiene alrededor de 25 bandejas de madera contrachapada, construidas con separadores que permiten el flujo de aire entre ellas [5].

Por su parte, el secador opera en un flujo semicontinuo, con una nueva carga de canasto con materia prima fresca y la remoción de uno con producto terminado con una frecuencia de entre 1,5 a 2 horas [5]. Es posible configurar estos secadores de dos formas distintas: en paralelo y en contracorriente. A pesar de que se han realizado diversas investigaciones para determinar cuál es la más adecuada, no se han encontrado diferencias significativas entre ambas, siendo la primera configuración la de uso más extendido en la práctica, donde la dirección del flujo de las cargas de frutas es opuesta a la dirección del de aire caliente.

En cuanto al quemador suele estar limitado por un sensor de temperatura en el extremo caliente del ducto superior, con un valor de corte que oscila entre 80 y 92°C, dependiendo de la aplicación y las dimensiones del ducto.

2.2. Ciruelas variedad D'Agen

A nivel global, los principales lugares destacados en la producción de ciruela deshidratada incluyen California en Estados Unidos, O'Higgins en Chile, Lot-et-Garonne en Francia y Mendoza en Argentina. En cuanto al consumo, debido a sus reconocidas propiedades saludables, las ciruelas deshidratadas experimentan una alta demanda en Rusia, Alemania, Brasil y Japón [6].

Las ciruelas seleccionadas para su deshidratación son principalmente aquellas variedades con un alto contenido de sólidos solubles, como las variedades D'Agen, D'Ente (D'Agen 707) y Stanley [1]. La Figura 3 muestra una fotografía de ciruelas típicas de la variedad D'Agen.



Figura 3. Ciruelas D'Agen. Extraído de https://www.copefrut.com/wp-content/themes/copefrut/img/revistas/2020_N3.pdf

Particularmente, las dos primeras variedades mencionadas son de suma importancia en la región de Mendoza, representando aproximadamente el 98% de la superficie cultivada de la provincia [7], como se muestra en el gráfico de la Figura 4. Dado que, como se ha

señalado previamente, la producción de ciruela desecada tiene un destacado papel en el mercado de exportación, ejerce una considerable influencia en la economía del sector.

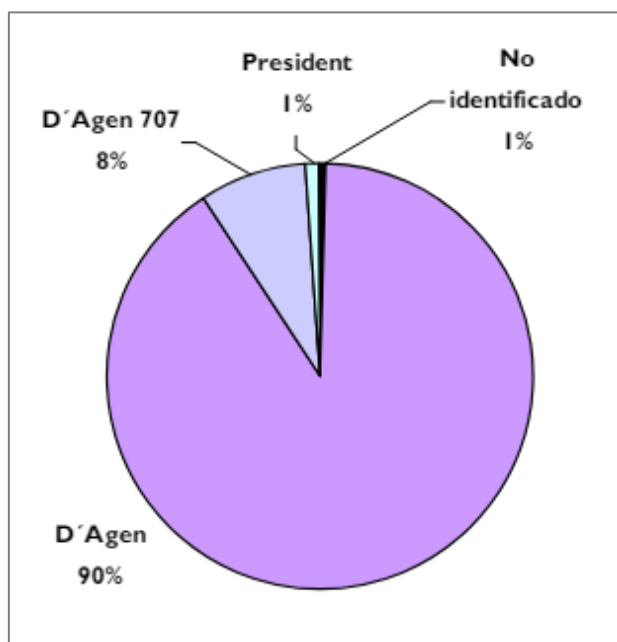


Figura 4. Porcentaje de superficie plantada en la provincia de Mendoza con ciruela según la variedad.
Extraído de: <https://www.idr.org.ar/wp-content/uploads/2012/07/Informe-Ciruela-Industria.pdf>

2.3. Ecuaciones fundamentales de conservación

Las ecuaciones constitutivas que modelan el movimiento de fluidos se derivan de los principios fundamentales de conservación de la física [8]. Estos principios, que incluyen la conservación de la masa, la conservación de la cantidad de movimiento y la conservación de la energía, sirven como cimientos para la formulación matemática de los fenómenos fluidodinámicos.

En cuanto a la ecuación de **conservación de la masa**, también conocida como ecuación de continuidad, se fundamenta en el principio homónimo [8]. Esta ecuación describe cómo la masa de un fluido se conserva dentro del dominio y cómo fluye a través del mismo. La formulación tridimensional de la ecuación de continuidad para un punto de un fluido compresible y no estacionario se presenta en la Ecuación 1. El primer término del lado izquierdo representa la tasa de cambio de la densidad (masa por unidad de volumen), mientras que el segundo término describe el flujo neto de masa fuera del elemento analizado a través de sus límites y se conoce como término convectivo [8].



$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho * \mathbf{u}) = 0$$

Ecuación 1

Siendo:

ρ : Densidad del fluido

\mathbf{u} : Velocidad

t : Tiempo

Respecto a la ecuación de **conservación de la cantidad de movimiento** (o momentum), esta se basa en la segunda ley de Newton, que establece que la tasa de cambio de la cantidad de movimiento es igual a la suma de las fuerzas aplicadas sobre una partícula [8]. Al analizar un fluido, el cambio en la cantidad de movimiento de una partícula está determinado por la fuerza total aplicada en la dirección analizada, debido a las tensiones superficiales, más la tasa de incremento de la cantidad de movimiento debido a fuentes. Esta expresión se desglosa en tres ecuaciones válidas para cualquier fluido en cualquier tipo de movimiento, considerando los efectos a lo largo de cada uno de los tres ejes cartesianos en el espacio, representados por la Ecuación 2 para el eje x, la Ecuación 3 para el eje y, y la Ecuación 4 para el eje z.

En x:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx}$$

Ecuación 2

En y:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} + S_{My}$$

Ecuación 3

En z:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz}$$

Ecuación 4

Siendo:

ρ : Densidad del fluido

u, v, w : Las componentes de la velocidad en la dirección x, y, z respectivamente

p : Presión

τ : Esfuerzo tangencial o viscoso

S_M : Fuente de incremento de la cantidad de movimiento



Por otro lado, la ecuación de **conservación de la energía** se fundamenta en la primera ley de la termodinámica, la cual establece que la tasa de cambio de energía es igual a la suma de la tasa de adición de calor y la tasa de trabajo realizado sobre una partícula de fluido [8]. Esta ecuación, aplicable a cualquier tipo de fluido y a cualquier tipo de movimiento, se presenta en la Ecuación 5.

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\nabla \cdot (p\mathbf{u}) + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} + \nabla \cdot (k \nabla T) + S_E$$

Ecuación 5

Siendo:

<p>E: Energía</p> <p>ρ: Densidad del fluido</p> <p>p: Presión</p> <p>t: Tiempo</p> <p>\mathbf{u}: Velocidad</p> <p>τ: Esfuerzo tangencial o viscoso</p>	<p>S_E: Fuente de incremento de energía</p> <p>T: Temperatura</p> <p>u, v, w: Las componentes de la velocidad en la dirección x, y, z respectivamente</p> <p>k: Constante de conductividad térmica del fluido</p>
---	---

En resumen, el movimiento de un fluido se describe mediante un sistema no lineal compuesto por las cinco ecuaciones diferenciales parciales presentadas anteriormente y las ecuaciones complementarias correspondientes al tipo de problema [8]. Para resolver este sistema de ecuaciones y determinar el comportamiento de un fluido, existen tres enfoques principales: el método analítico, el método empírico y los métodos numéricos [9].

El método **analítico** consiste en resolver matemáticamente las ecuaciones mencionadas en los puntos del fluido que son de interés, realizando suposiciones y simplificaciones para obtener un sistema lineal y reducir la complejidad. Esto incluye asumir flujos ideales, incompresibilidad, viscosidad constante, unidimensionalidad, entre otros. Dependiendo de la complejidad del problema, este método puede ser engorroso o práctico y rápido.

Por su parte, en el enfoque **experimental** se obtienen datos empíricos mediante la medición directa de las propiedades del fluido en la

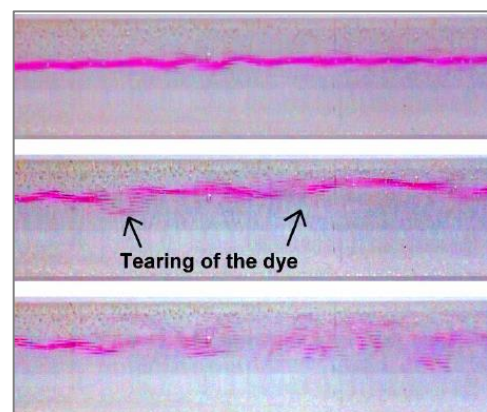


Figura 5. Experimento de Reynolds sobre un flujo de agua. Extraído de: <https://acortar.link/y6ZMXg>



situación estudiada usando sensores, equipos de medición, visualización de flujo, entre otros; o en un entorno experimental utilizando herramientas como túneles de viento. En la Figura 6 se muestra a modo de ejemplo un túnel de viento aplicado para analizar la aerodinámica de un vehículo; y por otro lado, en la Figura 5, el conocido experimento de Reynolds donde se emplean tintas sobre un flujo de agua para estudiar su movimiento. El método empírico es una manera valiosa de obtener datos precisos, pero a veces no es factible debido a diversas limitaciones.



Figura 6. Estudio de aerodinámica de un vehículo de la empresa Mercedes-Benz en el túnel de viento de Daimler AG, ubicado en la sede de Stuttgart-Untertürkheim, Alemania. Extraído de: https://roadstars.mercedes-benz-trucks.com/es_ES/magazine/2021/february/the-art-of-the-mercedes-benz-developers-is-demonstrated-in-the-wind-tunnel.html

Finalmente, existe la posibilidad de resolver las ecuaciones mediante **métodos numéricos**. Esto es lo que se hace al utilizar un software de CFD comercial o específico al problema, implementando métodos como diferencias finitas, volúmenes finitos o elementos finitos. Este enfoque era poco utilizado hace algunos años debido a los altos recursos computacionales necesarios, pero hoy en día, con los avances en informática y la reducción de costos de la electrónica, se ha vuelto una opción mucho más viable y relevante en el sector industrial [8].

Aunque existe una marcada diferencia entre los tres métodos, en la práctica es muy útil combinarlos para aprovechar las ventajas de cada uno. Las simulaciones numéricas proporcionan una visión más amplia de los resultados que el método analítico, aunque siempre requieren validación mediante datos experimentales o analíticos. Los datos experimentales son técnicamente valiosos, ya que solo están sujetos a errores de medición, aunque a veces pueden ser difíciles o costosos de obtener. En casos donde no es posible

conseguir datos experimentales, se pueden realizar simplificaciones y consideraciones en las ecuaciones para resolver el problema analíticamente de manera más rápida y ágil, aunque esto depende del detalle requerido.

Por ejemplo, en un proceso de desarrollo, el camino a seguir no está universalmente definido, aunque usualmente la forma de proceder es realizar cálculos analíticos simples para definir una idea inicialmente, luego refinar esa idea mediante simulaciones que permitan crear un primer prototipo lo más ajustado posible, reduciendo recursos al evitar la repetición y ajustes sobre un prototipo físico. A modo de ejemplo, en la Figura 7 se muestra la comparativa entre un modelo físico del flujo de una represa hidráulica y su respectiva simulación computacional. El proceso de desarrollo es un caso típico donde los tres métodos se complementan; sin embargo, no siempre es así, ya que, dependiendo de la complejidad y características del problema, se puede optar por uno u otro método, o una combinación de ellos.

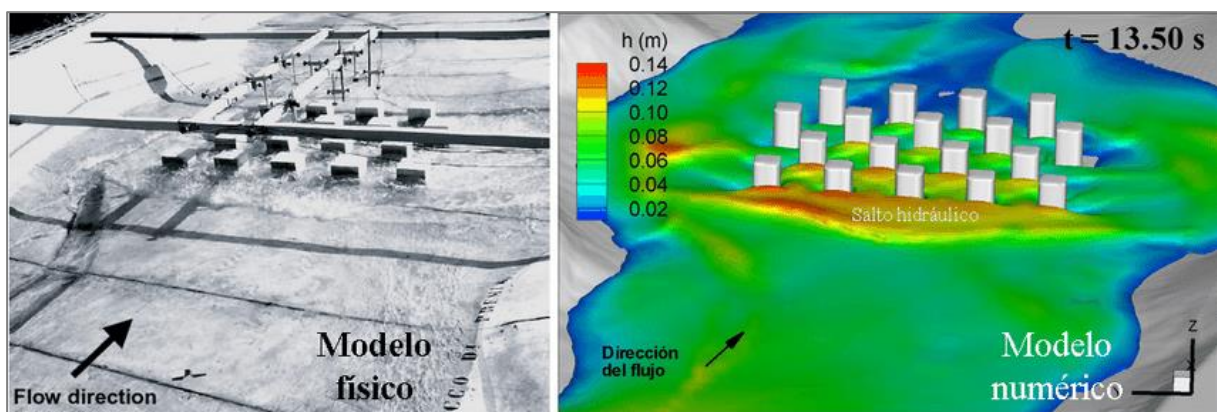


Figura 7. Modelación CFD del flujo causado por una rotura de presa en un distrito urbano.

Extraído de:

https://www.researchgate.net/publication/327671465_modelacion_cfd_de_rotura_de_presas_en_presencia_de_obstaculos

2.4. Computational Fluid Dynamics (CFD)

La dinámica de fluidos computacional, conocida como CFD por sus siglas en inglés, es una rama de la mecánica de los fluidos que analiza el comportamiento de fluidos, la transferencia de calor y otros fenómenos relacionados a través de simulaciones por computadora, conformando una herramienta extremadamente versátil y utilizada en diversas áreas, tanto en aplicaciones industriales como en campos no industriales, abarcando una gran variedad de problemas de la mecánica de los fluidos, como ondas de choque, combustión, superficies libre, entre otros [8] [10]. Esto se realiza mediante métodos numéricos que discretizan las ecuaciones constitutivas que caracterizan el comportamiento del fluido, resolviéndola por medio de aproximación a lo largo de todo el dominio analizado durante el tiempo deseado, logrando así generar información sobre las variables de interés en forma de gráficos, mapas de variables, curvas y superficies de nivel, etc., tal como se ve en el ejemplo de la Figura 8.

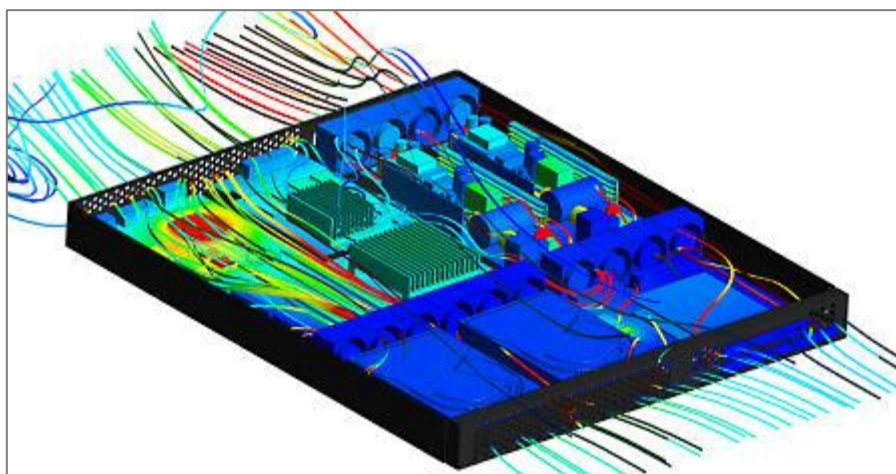


Figura 8. Estudio térmico del flujo de aire que circula en un dispositivo electrónico mediante CFD. Extraído de: <https://www.ansys.com/de-de/news-center/press-releases/10-27-21-ansys-collaborates-with-tsmc-to-deliver-thermal-analysis-solution-for-3d-ic-designs>

2.4.1. Método de volúmenes finitos

Los métodos numéricos son un conjunto de técnicas que se utilizan para buscar de manera aproximada la solución a ciertos problemas que no se pueden resolver analíticamente o que resulta engorroso hacerlo de esa manera. Esto se hace simplificando las operaciones para resolverlo, reemplazándolas por operaciones aritméticas y lógicas elementales, resolviendo el problema de manera iterativa [11]. Algunos ejemplos conocidos de estos métodos incluyen la bisección, Newton-Raphson, Euler, etc.



En particular, en la mecánica de los fluidos se ha vuelto esencial recurrir a métodos numéricos para la resolución de problemas, dado que las soluciones analíticas de las ecuaciones conservativas que describen el comportamiento de fluidos solo han sido desarrolladas para flujos en geometrías simples y en condiciones ideales. En el campo del CFD el método que toman mayor relevancia es el método de volúmenes finitos (FVM), ya que es utilizado por los softwares de CFD más reconocidos y ampliamente utilizados [12], como Ansys Fluent, que se utiliza en este trabajo y se describirá en apartados posteriores. El método de volúmenes finitos fue introducido en la década de 1970 por McDonald, MacCormack y Paullay, y en general, su proceso consta de los siguientes pasos [10]:

1. Dividir el dominio en pequeños volúmenes de control.
3. Discretizar las mencionadas ecuaciones conservativas en cada volumen de control definido.
4. Resolver de manera iterativa el sistema de ecuaciones obtenido.
5. Ensamblar y resolver el sistema algebraico resultante.

Se comienza dividiendo el dominio de interés en pequeñas regiones llamadas volúmenes de control (VCs), de manera que el volumen total de fluido sea igual a la suma de los volúmenes de control individuales (Figura 9) [13]. Estos volúmenes de control y los puntos donde se asignan datos, llamados nodos, se definen mediante una rejilla conocida como malla de discretización (Figura 10). Los nodos se encuentran en los vértices de esta malla o en los centros de los volúmenes (Figura 11) y actúan como puntos de referencia para calcular la solución en otras partes del dominio.

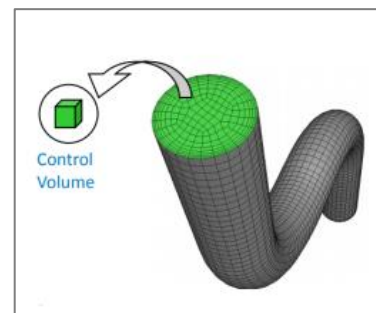


Figura 9. Representación del volumen de control de una malla. Extraído de: <https://www.esss.com/es/blog/dinamica-de-fluidos-computacional-que-es/>

Una vez definidos los volúmenes de control, se discretizan las ecuaciones diferenciales de conservación evaluándolas en cada volumen de control [10] [14], lo que resulta en un sistema de ecuaciones algebraicas, generalmente no lineal. Finalmente, se resuelve este sistema, obteniendo una solución final que está caracterizada por los valores finales asignados a cada nodo de la malla.

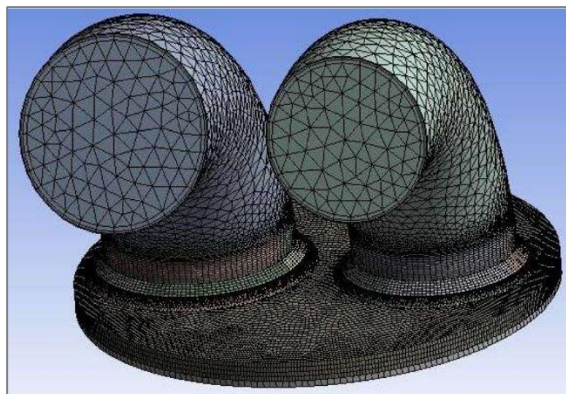


Figura 10. Malla utilizada en una simulación del punto muerto superior de un motor de combustión interna. Extraído de:
https://www.researchgate.net/figure/Malla-utilizada-en-las-simulaciones-CFD-en-el-PMS_fig3_369971660

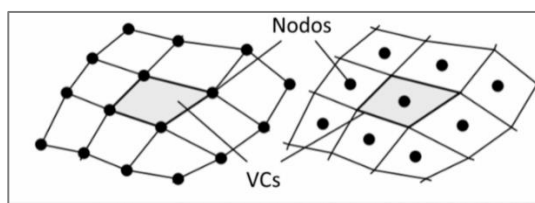


Figura 11. Esquema de dos mallas que ejemplifican la posición de los nodos en los vértices de los VCs (izquierda) o en sus centros (derecha). Extraído de:

<https://www.esss.co/es/blog/el-metodo-de-volumenes-finitos/>

2.4.2. Convergencia y residuos

Es fundamental entender el concepto de errores o **residuos** en el método de volúmenes finitos, ya que se utilizan para evaluar la precisión de los resultados obtenidos respecto a los resultados reales [15]. Los residuos se definen como la suma de todos los desbalances de las ecuaciones de conservación discretizadas en todas las celdas del dominio, en relación con sus celdas adyacentes [15]. Un residuo grande indica baja precisión en la solución numérica, mientras que un residuo pequeño sugiere una mayor calidad de la solución.

La **convergencia** de un método numérico se refiere a su capacidad para acercarse a la solución exacta a medida que se realizan más iteraciones [16]. En términos de residuos, si estos disminuyen con cada iteración, se dice que los resultados se acercan a la convergencia. Si un método numérico requiere menos iteraciones para acercarse al valor deseado, se dice que tiene una mayor **velocidad de convergencia** [16]. Este concepto es crucial ya que una mayor velocidad puede marcar la diferencia entre necesitar diez o un millón de iteraciones para alcanzar la solución deseada.

Por su parte, la **estabilidad** de un modelo se refiere al nivel de garantía de que convergerá en lugar de divergir, es decir, alejarse cada vez más del resultado deseado [16]. Dicho de otra manera, cuando un método numérico es más confiable en términos de convergencia en una amplia gama de situaciones de modelado matemático, se considera que tiene una mayor estabilidad. Este segundo concepto es importante ya que, un modelo que converge pero es inestable puede dejar de converger con pequeñas modificaciones, ante el



deseo de estudiar escenarios alternativos. A veces, es posible encontrar métodos que convergen rápidamente, pero son inestables, mientras que otros son muy estables, pero convergen lentamente.

2.4.3. Etapas del CFD

Un análisis por CFD se puede descomponer en función de las tres etapas que se detallan a continuación [8].

Pre-procesamiento: En esta fase inicial, se definen y configuran los parámetros del problema a resolver. Esto implica la creación y modelado de geometrías, la definición de un mallado, la especificación de condiciones de contorno, la introducción de propiedades del fluido y la selección del fenómeno físico y químico que necesita ser modelado.

Procesamiento: La fase de procesamiento se centra en la aplicación de métodos numéricos para resolver mediante aproximación las ecuaciones de fluidos que gobiernan el comportamiento del flujo.

Post-procesamiento: Tras completar la simulación y obtener resultados numéricos, se ingresa a la fase de post-procesamiento. Aquí se analizan y visualizan los resultados mediante gráficos y representaciones visuales que facilitan la interpretación de los datos.

Cabe destacar que estas etapas están descritas de manera general y pueden variar de un paquete comercial de CFD a otro.

2.4.4. ANSYS Fluent

Con la intención de facilitar el aprovechamiento de su capacidad de resolución, todos los paquetes comerciales de CFD incorporan interfaces de usuario avanzadas para la introducción de parámetros del problema y la evaluación de los resultados. Aunque las características específicas de los distintos paquetes pueden variar, en términos generales, los pasos básicos para llevar adelante un análisis de CFD son los siguientes [14]:

- Creación de una geometría.
- Generación de un mallado.
- Elección del modelo de representación del problema.
- Determinación de la configuración del problema.



- Cálculo de la solución.
- Post procesamiento de los datos obtenidos.

De los cuales, los primeros cuatro pasos forman parte del preprocesamiento, el cálculo de la solución corresponde al procesamiento, y el post-procesamiento se refiere a la etapa final del análisis.

Existe una gran variedad de paquetes de software CFD, tales como SolidWorks Flow Simulation, Autodesk Simulation CFD, SimScale, etc. En este apartado se hará foco sobre ANSYS Workbench, utilizado en este trabajo. El mismo consiste en una plataforma que integra diversas herramientas de simulación, CAD, mallado, post procesamiento, etc.

La creación de la geometría, por lo general, se realiza con un programa de CAD externo al que pueda poseer el paquete de software CFD. Sin embargo, debido a que el generador de malla presenta ciertos requerimientos específicos sobre la geometría que se importa, con frecuencia es necesario realizar una "limpieza" de la misma, y es por ello que la mayoría de los paquetes de CFD incluyen una herramienta de CAD propia [14]. La geometría generada con esta herramienta CAD integrada es directamente compatible con el generador de mallas y evita los problemas que puede traer aparejado la incompatibilidad. En ANSYS Workbench, las herramientas CAD integradas son SpaceClaim y DesignModeler. Otros programas CAD comunes son Solidworks, AutoCAD, Fusion 360, Tinkercad, Inventor, CATIA y Rhino 7.

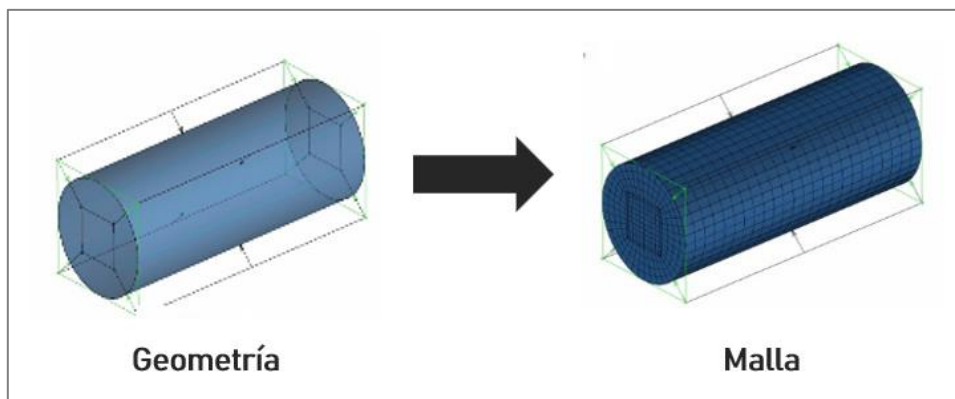


Figura 12. Generación de una malla a partir de una geometría. Extraído de:
<https://www.learncax.com/knowledge-base/blog/by-category/cfd/grid-generation-for-cfd-simulations-introduction>

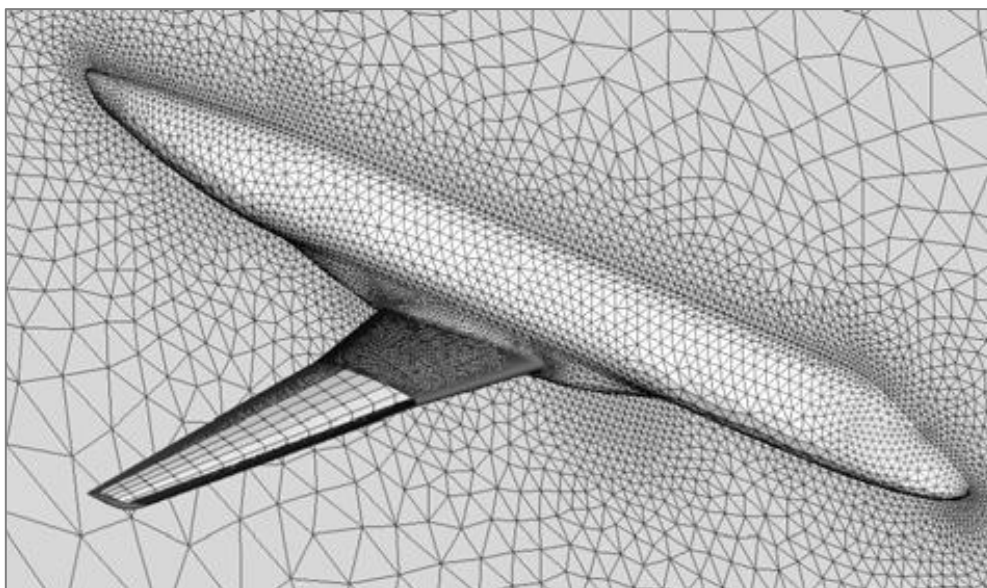


Figura 13. Mallado del flujo externo de un avión. Extraído de:
https://www.researchgate.net/figure/CFD-unstructured-mesh-and-CSD-structured-mesh_fig1_228722909

Una vez definida la geometría, se procede a crear la malla que se aplicará sobre ella. En términos generales, este proceso implica determinar tanto el tamaño como la forma de los elementos de la malla. Dependiendo de las características de la geometría, el mallado puede variar desde configuraciones simples, como un ducto de sección circular (Figura 12), hasta casos más complejos, como el flujo externo de un avión (Figura 14). Es por esto que el proceso de mallado se puede tornar en un desafío en sí mismo, ya que algunas zonas de la geometría pueden requerir una mayor precisión, lo que implica reducir el tamaño de los elementos, aumentando la precisión de la solución, pero también incrementando el tiempo necesario para alcanzarla. La Figura 14 ilustra cómo la precisión de una

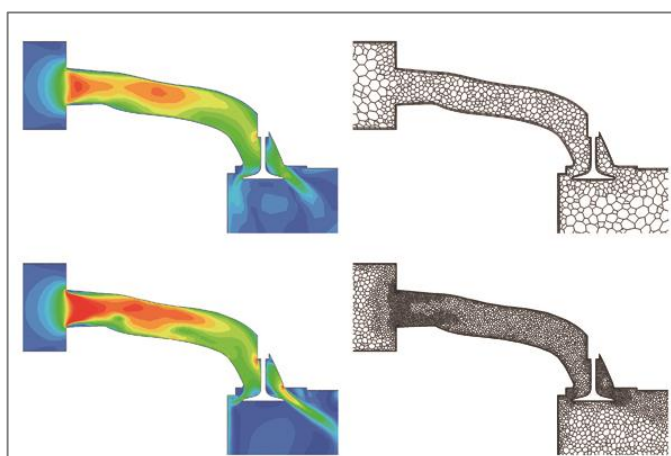


Figura 14. Refinamiento de una malla de una geometría compleja. Extraído de:
<https://www.cradle-cfd.com/product/sctetra.html>

solución mejora al refinar una malla en áreas con mayor gradiente de la propiedad analizada. Por su parte, el software de mallado Meshing, utilizado en este informe, tiene la capacidad de adaptarse a distintos tipos de mallas, permitiendo resolver problemas de flujo en estructuras complejas. Entre los tipos de malla compatibles con este se incluyen las triangulares y cuadrangulares en 2D y las tetraédricas, hexaédricas, piramidales y poliédricas en 3D, así como combinaciones híbridas [17]. En la Figura 15 se muestran los distintos tipos de celdas que se pueden utilizar en una malla. Por otro lado, las mallas pueden ser estructuradas o no

estructuradas, como se observa en la Figura 16, siendo las estructuradas, las que generan una menor cantidad de elementos, lo que resulta en una menor carga computacional y mayor rapidez de convergencia en términos generales; aunque poseen menor adaptabilidad a geometrías complejas, a diferencia de las mallas no estructuradas.

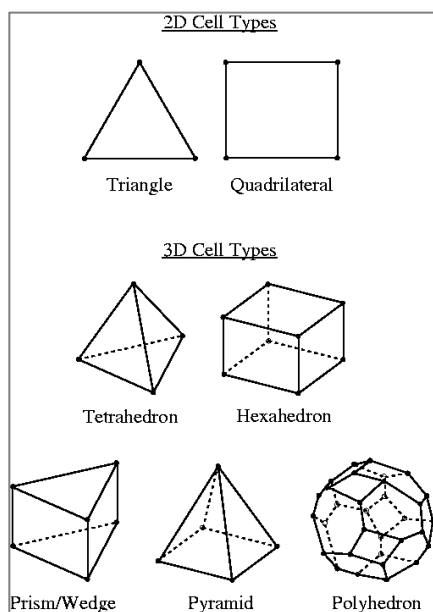


Figura 15. Tipos de formas de celdas de una malla. Extraído de:
<https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node161.htm>

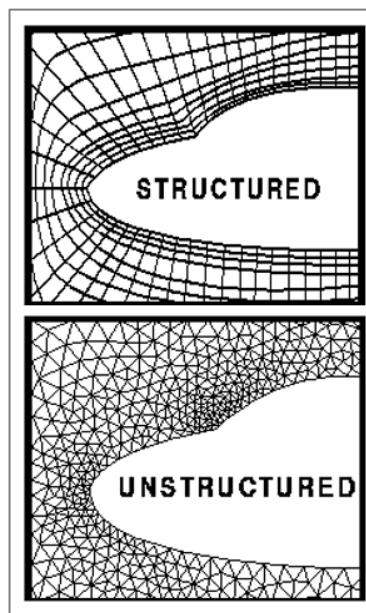


Figura 16. Representación de mallas estructuradas y no estructuradas. Imagen extraída de:
https://www.nas.nasa.gov/Software/FAST/RND-93-010.walaska-clucas/htmldocs/chp_16.surferu.html

Por otro lado, la elección del modelo de representación implica decidir si el problema se simulará en dos o tres dimensiones, si será estacionario o se estudiará un flujo transitorio, el modelo de turbulencia a utilizar, si se incluirán fenómenos como transferencia de calor, transferencia de masa, reacciones químicas, combustión, etc. [14]. Además, deben considerarse las particularidades de los flujos multifásicos, partículas discretas, geometrías en movimiento, entre otros aspectos. Como ejemplo ilustrativo, se presenta en la Figura 17, la simulación de un sistema de atomización de agua a alta presión para el control del polvo en suspensión en el aire, modelado mediante el método específico de elementos discretos conocido como DEM.

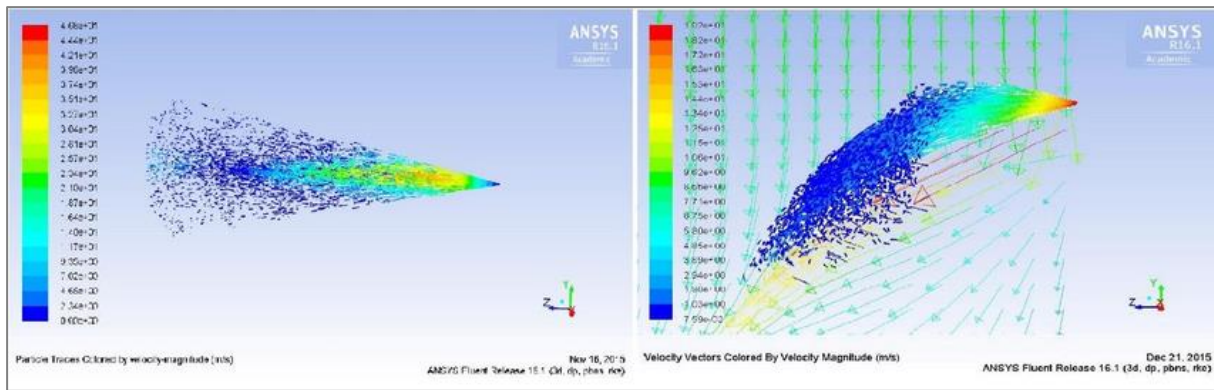


Figura 17. Atomización de agua modelado mediante DEM (Discrete Element Method). Extraído de: https://www.researchgate.net/figure/CFD-Simulations-of-High-Pressure-Sprays-a-Spray-in-Static-Conditions-b-Spray-with_fig5_305379922

A continuación, se procede con diversas tareas, que incluyen la definición adecuada de las condiciones de contorno en los límites de la región de interés (tales como las de entrada, salida y paredes), la definición de las propiedades del fluido, el ajuste de la malla, etc.; para posteriormente ejecutar el cálculo de la solución y proporcionar sus resultados. En el caso de Workbench, estas etapas se llevan a cabo utilizando los solucionadores integrados Fluent o CFX. Para lograr una convergencia exitosa en el cálculo de una solución utilizando el software ANSYS Fluent, es necesario realizar un número adecuado de iteraciones y satisfacer los criterios de convergencia definidos por el usuario [15]. Existen varias formas de evaluar la convergencia en este software, siendo una de las más comunes la generación y examen de gráficos de residuos para supervisar el proceso de cálculo [15]. Cuando los residuos caen por debajo de los criterios de convergencia establecidos por el usuario, el programa detiene el cálculo porque se considera que se ha alcanzado una solución satisfactoria. La definición de un criterio de convergencia por parte del usuario es esencial, ya que no existe un criterio universal de convergencia que se pueda aplicar a todos los problemas [15]. En ANSYS Fluent, los residuos que se muestran durante una simulación incluyen los asociados con la ecuación de continuidad o conservación de masa, los de la conservación de la cantidad de movimiento (momentum) en los tres ejes coordenados, los de la ecuación de conservación de la energía, y los relacionados con el modelo de turbulencia utilizado para la simulación (en este caso, se utilizó el modelo k-omega). En la Figura 18, se muestra un ejemplo de convergencia, ya que los residuos disminuyen a medida que aumentan las iteraciones. Por otro lado, en la Figura 19, se muestra un caso de divergencia, donde los residuos tienden a infinito en las últimas iteraciones.

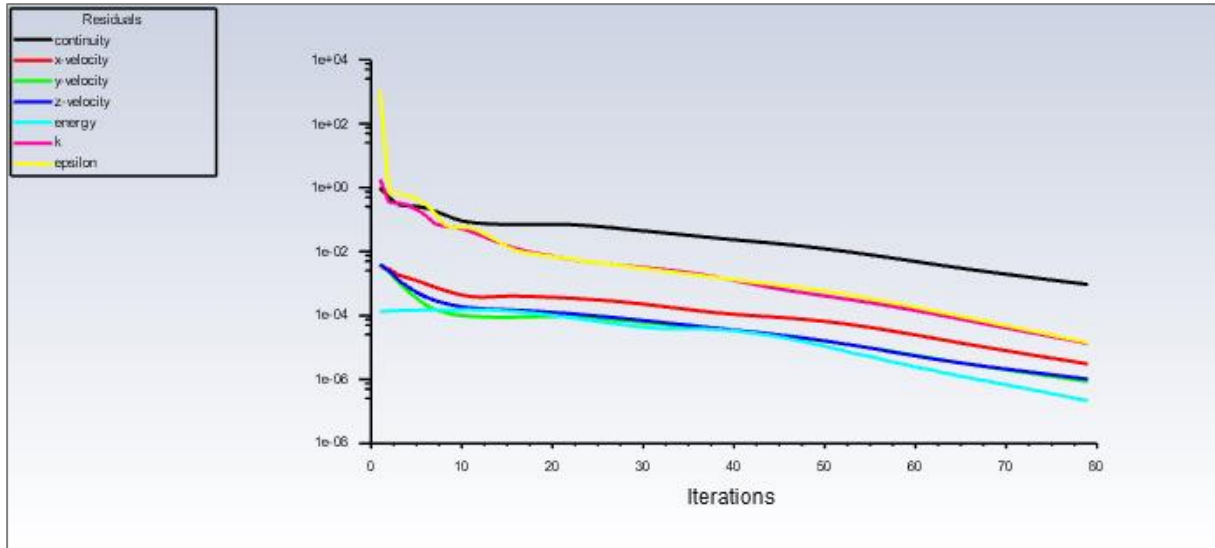


Figura 18. Residuos en un caso de convergencia. Imagen generada por el autor.

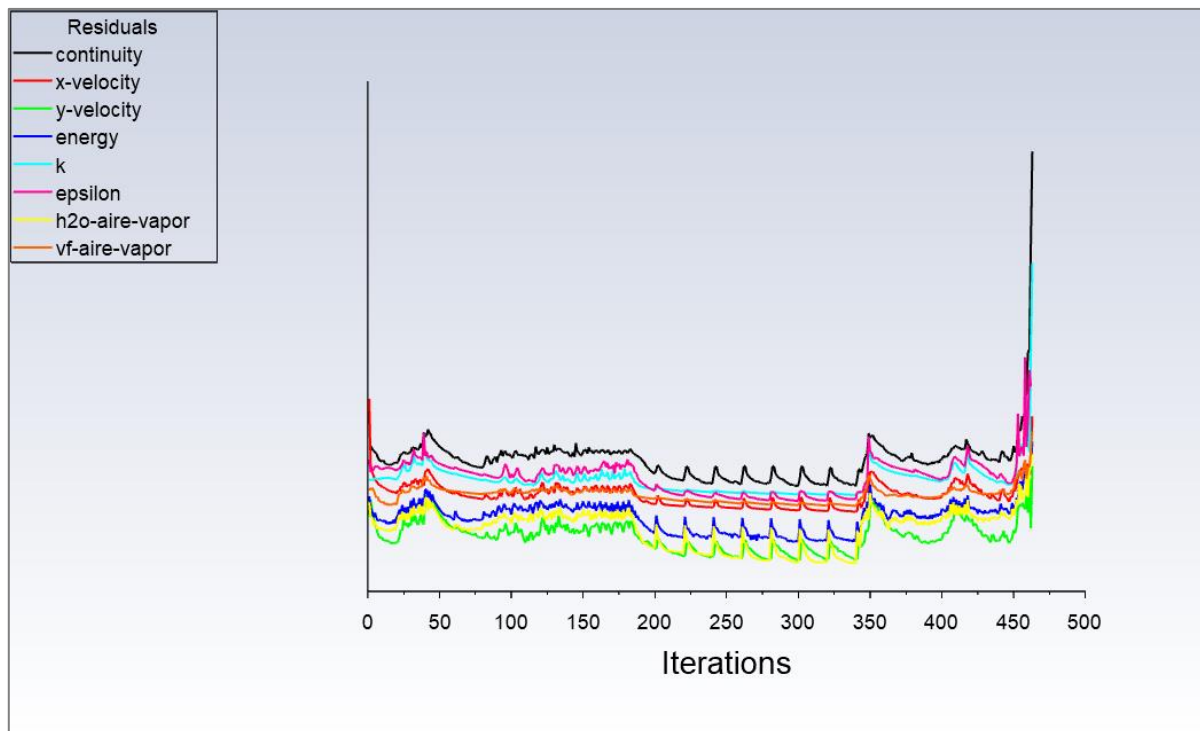


Figura 19. Residuos en un caso de divergencia. Imagen generada por el autor.

Finalmente, el post-procesamiento de los resultados implica la creación de gráficos, mapas de variables, animaciones, etc.; tal como se ve en la Figura 20, donde se han generado gráficos de las variables de interés sobre el sistema de un reactor nuclear de muy alta temperatura. Aunque los programas de procesamiento suelen incluir funciones de post-procesado, también existen softwares específicos para esta tarea, como CFD-Post, utilizado en este trabajo.

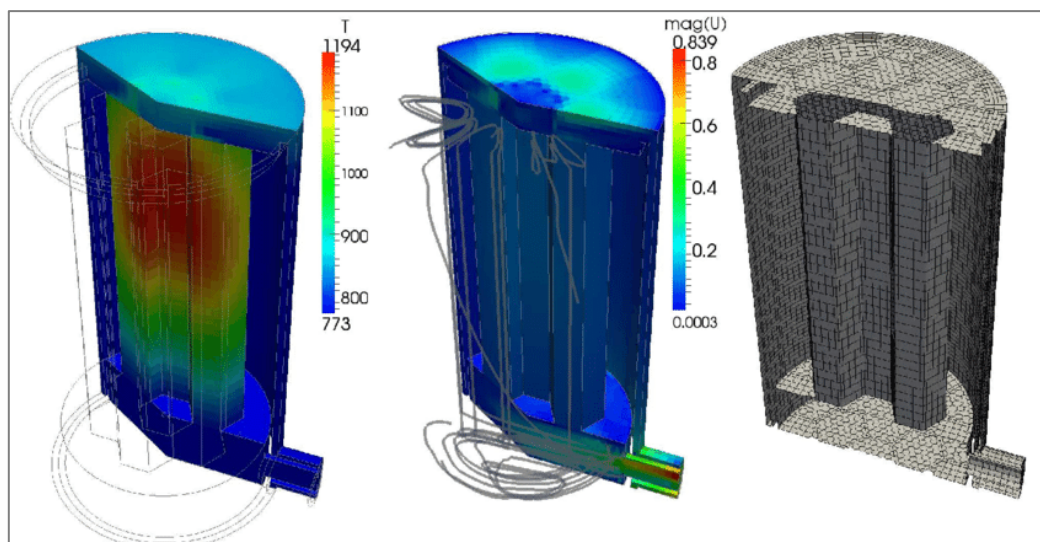


Figura 20. Post-procesamiento de la solución del modelo de un reactor nuclear de muy alta temperatura (VHTR) realizado con el programa OpenFOAM. Extraído de:

Extraído de: https://www.researchgate.net/figure/Coarse-mesh-CFD-solution-and-mesh-for-buoyancy-driven-flow-in-a-VHTR_fig1_267204888

2.4.5. Criterios de optimización

Dentro de un proceso de CFD existen diversos aspectos que afectan a la optimización de la simulación, o dicho de otra manera, a la idea de ahorrar tiempo y recursos computacionales a la hora de hacer la simulación, sin sacrificar la precisión de los resultados. A lo largo de este, el usuario debe poseer competencias en diversos campos para poder tomar decisiones de **simplificación y consideraciones** correctas según el problema, que afectan a la geometría, la malla, las condiciones de contorno, los modelos utilizados para emular la situación real. Todo esto se ve influenciado por las limitaciones del hardware, que pueden afectar la velocidad de la solución, pero siempre se debe procurar mantener la coherencia y precisión de los resultados. Las decisiones típicas incluyen la simplificación de geometrías, la optimización de mallas, la aplicación de simetrías y los efectos de la turbulencia, que requieren habilidades sólidas de modelado para simplificar sin perder detalles clave, ya que la calidad de la información depende de estas simplificaciones.

En cuanto a la **geometría**, a menudo se requiere simplificar la forma del dominio a simular para no complejizar el mallado posteriormente o para facilitar la introducción de condiciones de contorno, según el nivel de detalle requerido y análisis requerido. Por ejemplo, en simulaciones de hidrodinámica de barcos, es común simplificar la geometría eliminando detalles innecesarios y representando el barco de manera más básica, como se muestra en la Figura 21 donde se compara una fragata M holandesa con la geometría simplificada utilizada en los cálculos de CFD.

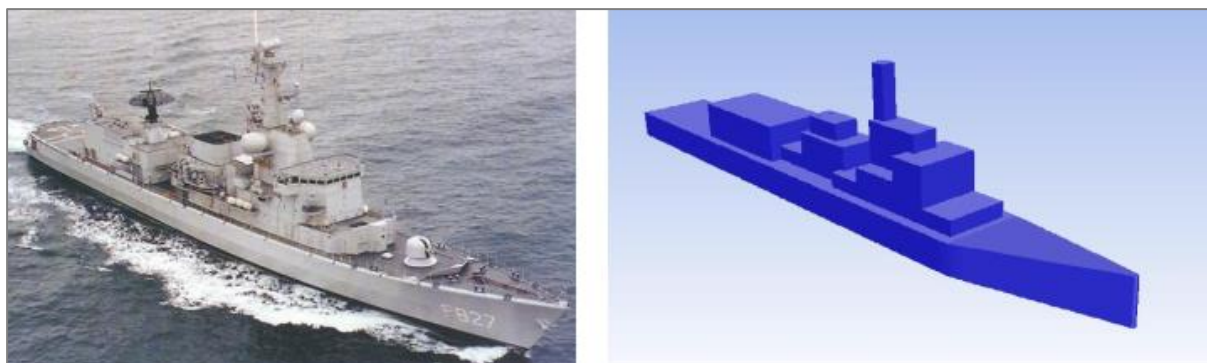


Figura 21. Fragata M holandesa (a la derecha) y una geometría simplificada generada para su simulación mediante CFD (a la izquierda). Extraído de:

https://www.researchgate.net/figure/Dutch-M-frigate-and-the-simplified-geometry-used-in-the-CFD-calculations_fig2_268130492

Respecto al **mallado**, la precisión de una solución de CFD está determinada por la cantidad de celdas en la malla [8]. Dicho de otra manera, a medida que se aumenta el número de celdas de la malla, la precisión de la solución mejora, a costa de una necesidad de mayor recurso computacional y tiempo de cálculo. Una forma de eliminar los errores debido a la rudeza de una malla, es realizar un estudio de dependencia de malla [8], es decir, refinar gradualmente una malla inicialmente gruesa hasta que los resultados clave permanezcan constantes, logrando así independencia de la malla en la simulación. Esto se puede lograr reduciendo el tamaño de los elementos uniformemente en todo el dominio o, preferiblemente, utilizando diversas técnicas de mallado para refinar únicamente las áreas donde sea necesario, generando así una malla más eficiente, como es el caso de la malla generada sobre la geometría de un monoplaza de Fórmula 1 que se muestra en la Figura 22. Un criterio similar se aplica a la forma de los elementos, combinando varios tipos en una misma malla, como en el caso del perfil de aspa mostrado en la Figura 23, donde se realizó una combinación de elementos tetraédricos y hexaédricos. Además, una opción adicional es simplificar la geometría para facilitar el mallado sin sacrificar la precisión de los resultados.

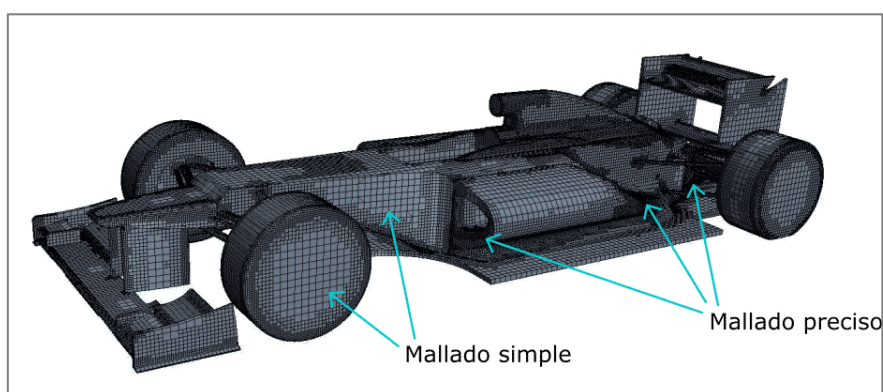


Figura 22. Malla optimizada de un monoplaza de F1. Extraído de:
<https://lebalap.academy/f1/simulacion-cfd/>

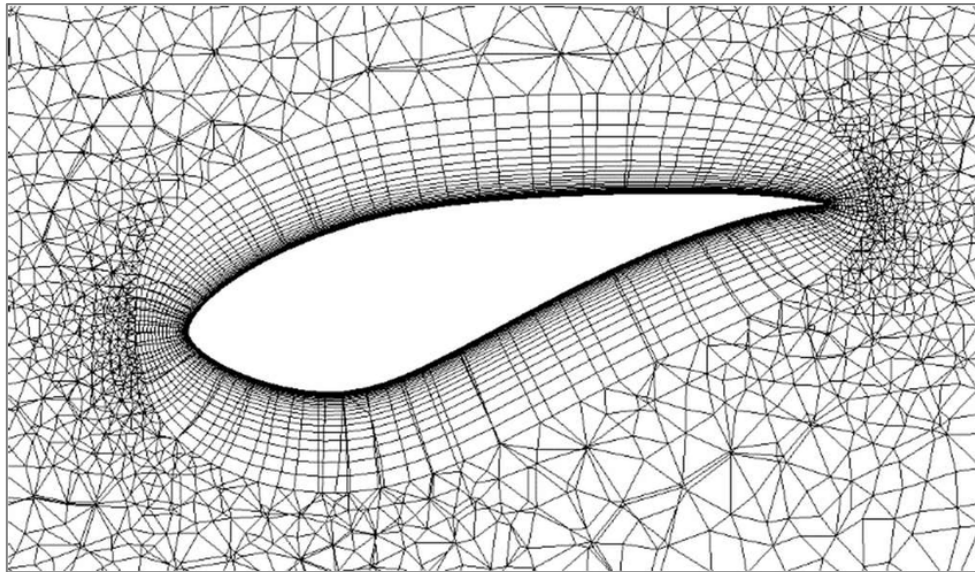


Figura 23. Mallado del flujo externo del perfil de un aspa de una turbina de mar. Extraído de: https://www.researchgate.net/figure/Detailed-view-of-blade-inflation-layer-Total-thickness-was-chosen-for-the-inflation_fig5_306452927

En relación a los **modelos** utilizados para representar el problema, existen enfoques que permiten reducir el costo computacional sin sacrificar la calidad de los resultados, como los modelos específicos de medios porosos, partículas discretas, combustión, etc. El operador del software debe decidir si aplicar uno de estos métodos más simplificados o realizar una simulación con mayor detalle, lo que implicará un aumento en los recursos computacionales y el tiempo de cálculo. Esta decisión se basa en las características del problema, los recursos disponibles y el nivel de detalle requerido.

Una manera de conocer la precisión de los resultados es a través de los gráficos de **residuos** ya mencionados en este trabajo. Es importante tener en cuenta que, a veces, los residuos pueden ser relativamente altos debido a efectos locales, pero aun así se puede obtener una solución aceptable en general. Sin embargo, si los desbalances son demasiado significativos, los resultados globales serán afectados. Estos efectos locales se refieren a irregularidades o variaciones en el campo de estudio que pueden deberse a condiciones específicas en ciertas regiones o a fenómenos que no se ajustan perfectamente a las simplificaciones o suposiciones globales del modelo. Esto provoca que los residuos en esas áreas específicas sean relativamente altos en comparación con el resto del dominio, indicando que la solución no es completamente uniforme en todas partes.

Además de los residuos, siempre se debe realizar una **validación** de los resultados obtenidos, contrastándolos con datos empíricos de la situación real si es posible, con situaciones similares, o en su defecto, con cálculos analíticos. Nunca se debe confiar



plenamente de los resultados que arroja el programa, ya que pueden estar sujetos a errores de criterio o a la introducción de alguna configuración incorrecta. Es decir, el usuario debe decidir en función de su criterio, si la simulación arroja resultados lo suficientemente acertados para resolver el problema en cuestión [8].

Por su parte, es importante entender cómo afecta cada componente del hardware al rendimiento de la simulación, con el fin de conocer los límites de los recursos computacionales disponibles. A continuación, se presenta un resumen de cómo las diferentes partes de una computadora impactan en este proceso:

- **Procesador (CPU):** El procesador juega un papel vital en la velocidad de cálculo de la simulación, ya que cuanto más rápido sea el procesador, más rápido se realizarán los cálculos numéricos requeridos por la simulación. Por su parte, algunos programas de CFD aprovechan los múltiples núcleos que puede tener el mismo para paralelizar los cálculos y acelerar el proceso. Sin embargo, no todos los paquetes de CFD pueden aprovechar eficientemente una gran cantidad de núcleos, ya que algunos están optimizados para trabajar con un número específico de núcleos, y más allá de cierto punto, agregar más no necesariamente acelerará la simulación [18].

- **Memoria RAM:** Este componente tiene la función de almacenar los datos y las instrucciones necesarias para la simulación, por lo que una mayor cantidad de RAM permite manejar modelos más grandes y complejos, a fin de lograr almacenar los datos intermedios durante la simulación. En caso de que la cantidad de memoria disponible sea insuficiente para cumplir con los requisitos del modelo, el solucionador recurrirá al uso de intercambio de archivos, lo que resultará en una notable disminución en la velocidad del análisis [18].

- **Placa de Video (GPU):** Aunque en algunos casos estos componentes no son esenciales para CFD, ciertos códigos de simulación pueden beneficiarse del procesamiento paralelo que ofrecen las GPU agilizando los cálculos y mejorando la velocidad de la simulación.

- **Almacenamiento:** Un almacenamiento rápido y eficiente es importante para cargar y guardar datos de simulación, sin mencionar que si el solucionador debe recurrir al intercambio de archivos (si se alcanza el límite de RAM), la velocidad del disco duro supondrá una gran diferencia [18]. Discos de estado sólido (SSD) son preferibles sobre discos duros convencionales (HDD) debido a su velocidad de lectura y escritura más rápida.

En resumen, la optimización de una simulación de CFD requiere un equilibrio cuidadoso entre la precisión de los resultados y los recursos computacionales disponibles.

2.4.6. Modelación de la turbulencia

En CFD, existen tres enfoques básicos para simular un flujo turbulento [8]: DNS (Direct Numerical Simulation), LES (Large Eddy Simulation) y RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes). En el primer caso, lo que se hace es resolver las ecuaciones de Navier-Stokes completas, teniendo en cuenta todos los detalles del flujo turbulento, incluso los cambios pequeños en el movimiento, aunque se necesitan mallas muy finas y por lo tanto un potente recurso computacional, por lo que resulta impráctico [8]. Respecto al enfoque LES, se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes filtradas, obteniendo una forma intermedia de cálculo y representación de la turbulencia [8], conllevando un menor costo que DNS, pero los esfuerzos y los recursos computacionales necesarios siguen siendo demasiado grandes para la mayoría de las aplicaciones prácticas. Finalmente, los métodos RANS resuelven las ecuaciones promediándolas en el tiempo, modelando todo el movimiento turbulento y economizando en potencia de procesamiento [8].

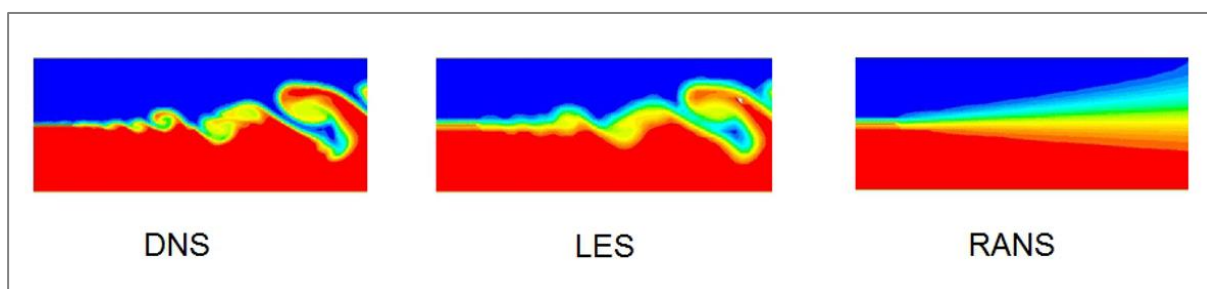


Figura 24. Comparación entre los tres enfoques de modelado de turbulencia que existen. Extraído de: <https://www.researchgate.net/figure/Comparison-of-DNS-LES-and-RANSS-of-an-interfacial-flow-71-> Reprinted-with-permission_fig5_254706435

El enfoque RANS es ampliamente utilizado en la mayoría de los problemas, ya que para aplicaciones industriales, el nivel de detalle que proporciona suele ser suficiente y los recursos necesarios suelen ser accesibles.

Por su parte, Los modelos de turbulencia basados en el enfoque RANS disponibles en ANSYS Fluent son los que se observan en la Figura 25.

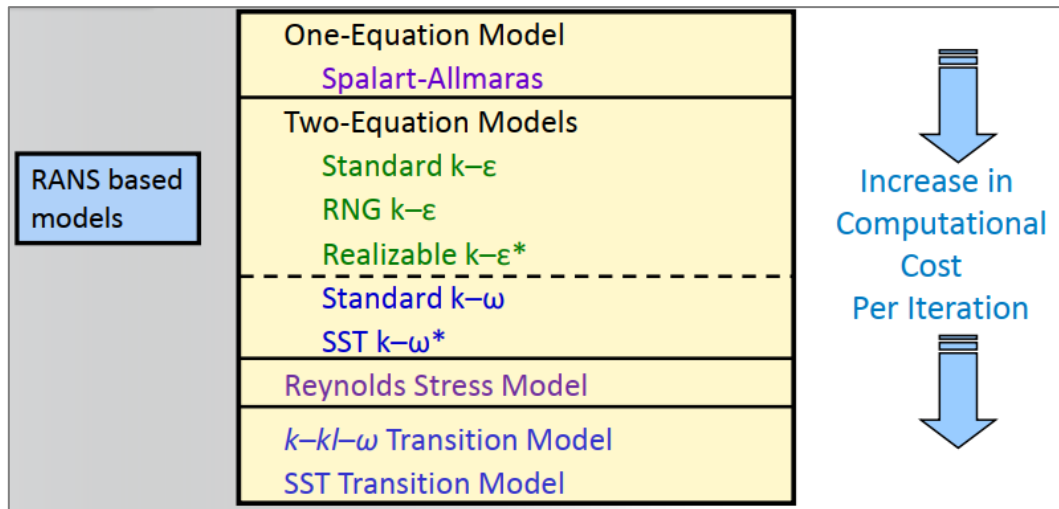


Figura 25. Modelos de turbulencia basados en RANS disponibles en ANSYS Fluent. Extraído de: https://www.academia.edu/36090206/Lecture_7_Turbulence_Modeling_Introduction_to_ANSYS_Fluent

Los modelos de turbulencia disponibles en ANSYS Fluent se dividen en cuatro grupos principales. Los primeros dos grupos añaden una o dos ecuaciones adicionales a las ecuaciones de Navier-Stokes para modelar la turbulencia [19]. En el tercer grupo se encuentra el modelo de estrés de Reynolds, el cual difiere de los anteriores al no considerar la turbulencia como isotrópica [17]. Finalmente, en el último grupo se ubican los modelos de transición, diseñados específicamente para simular el proceso de transición de flujo laminar a turbulento [19].

De estos modelos se destacan los modelos del segundo grupo SST $k-\omega$ y el Realizable $k-\epsilon$, los cuales son de uso más extendido [19]. El primero se utiliza cuando se necesita definir con mayor detalle la capa límite, por ejemplo, para un perfil alar donde hay gran desprendimiento de la misma; en contrapartida, el modelo Realizable $k-\epsilon$ sirve cuando no se necesita definir muy bien esta.

2.5. Medios porosos

Se define a los medios porosos como aquellos materiales que poseen una estructura especial caracterizada por dos fases: una matriz sólida y una red de poros [20], es decir, cavidades que pueden estar llenas de líquido o gas, tal como se puede ver en el esquema de la Figura 26. En la naturaleza se puede encontrar una gran variedad de este tipo de materiales tales como arena fina, piedra caliza, etc. (Figura 27)

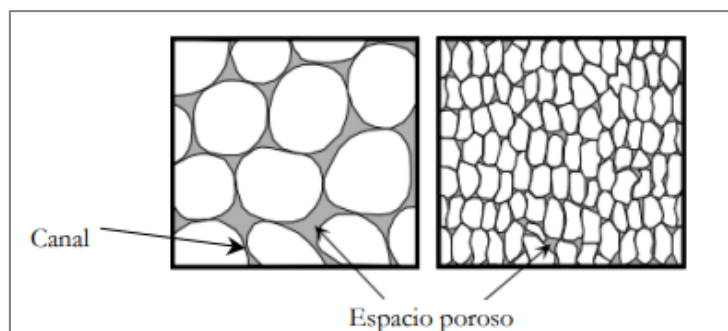


Figura 26. Esquema de la estructura de un medio poroso con su respectiva ampliación. Extraído de: "Caracterización de Medios Porosos y Procesos Percolativos y de Transporte" del Dr. López H. R.

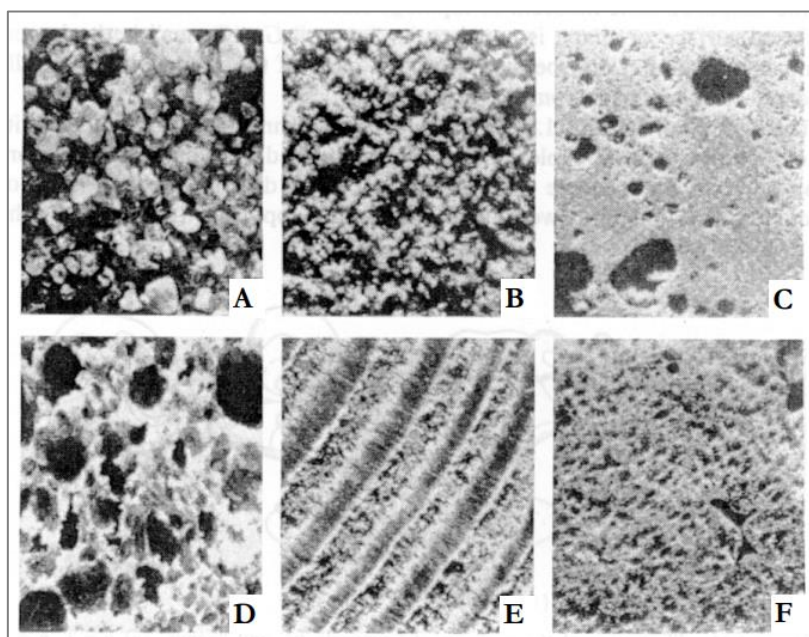


Figura 27. Fotografías de materiales porosos existentes en la naturaleza tomadas a través de un microscopio electrónico (X10). (A) Arena fina, (B) Piedra arenisca, (C) Piedra caliza, (D) Pan de centeno, (E) Madera, (F) Sección de pulmón humano. Extraído de: "Caracterización de Medios Porosos y Procesos Percolativos y de Transporte" del Dr. López H. R.

En el modelado del horno de secado tipo californiano del presente trabajo se optó por modelar los canastos transportadores de ciruelas como medios porosos, mediante un modelo específico integrado para tal fin en el software, tal como se detallará en el capítulo de desarrollo. Esta decisión se ha respaldado en una serie de investigaciones previas que han empleado un método similar para modelar el secado de diversos productos agrícolas, como maíz, uva, higos, entre otros, en una variedad de configuraciones de secadores, tales como secadores tipo cabina, bandeja, entre otros [21]. El comportamiento de los medios porosos en el software se caracteriza por tres propiedades clave: la porosidad, la resistencia viscosa y la resistencia inercial, las cuales se describen a continuación.



La porosidad γ^2 se refiere a la fracción del volumen total que está ocupada por el fluido, es decir, los poros. Se expresa típicamente como un porcentaje entre 0 y 100%, y se calcula dividiendo el volumen de los poros por el volumen total del medio poroso (Ecuación 6), siendo una alta porosidad indicativa de una mayor disponibilidad de espacio para el flujo de fluidos [17]. Por ejemplo, un medio poroso de $\gamma = 0,6$ tiene un 60% de su volumen formado por el fluido que lo atraviese, como puede ser el caso del aire.

$$\gamma = \frac{\text{Volumen de poros}}{\text{Volumen total del medio poroso}} \quad \text{Ecuación 6}$$

Otros conceptos importantes relacionados con los medios porosos son la resistencia inercial (C_2) y la resistencia viscosa ($1/\alpha$)³.

La resistencia inercial se refiere a aquella resistencia que ofrece el medio a la transferencia de energía debido a la inercia del fluido. Esta es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido y toma relevancia a velocidades relativamente grandes [17]. Su unidad es $\frac{1}{m}$.

En cambio, la resistencia viscosa es aquella que ofrece el medio a la transferencia de energía debido a la viscosidad del fluido [17]. La misma está dada en $\frac{1}{m^2}$ y es la inversa de la permeabilidad absoluta.

El cálculo de la porosidad y las resistencias viscosa e inercial en un medio poroso puede requerir métodos experimentales o modelado computacional, ya que dependen de la compleja interacción entre las propiedades del fluido y la estructura del medio poroso. Por ejemplo, en la modelización de un lecho empacado, es decir, aquellos medios porosos con una estructura de poros similares a una esponja, o dicho de otra manera, cuando los poros son aproximadamente esféricos, se utiliza aproximaciones simplificadas que surgen de la ley de Darcy, que describe como es el comportamiento de los fluidos a través de medios porosos; y la ecuación de Ergun [17], que es una aproximación simplificada para calcular la permeabilidad absoluta de un medio poroso basada en sus propiedades geométricas, como el tamaño de los poros y la porosidad, y es especialmente útil cuando se trabaja con este tipo de las estructuras porosas.

² En algunas fuentes también se puede encontrar la porosidad representada con la letra ϵ .

³ La resistencia viscosa también es denominada como $1/k$.



$$\alpha = \frac{D_p^2}{150} \frac{\gamma^3}{(1-\gamma)^2} \quad \text{Ecuación 7}$$

$$C_2 = \frac{3,5(1-\gamma)}{D_p \gamma^3} \quad \text{Ecuación 8}$$

Siendo:

α : Permeabilidad absoluta del medio poroso.

D_p : Diámetro medio de los poros.

γ : Porosidad

C_2 : Coeficiente de resistencia inercial.

Como se puede ver en la Ecuación 7, la permeabilidad es directamente proporcional al diámetro de los poros y a la porosidad del medio, y es inversamente proporcional a la resistencia del flujo en los poros. Esta permeabilidad es inversamente proporcional a la resistencia viscosa, tal como se muestra en la Ecuación 9.

$$1/\alpha = \text{Resistencia viscosa} \quad \text{Ecuación 9}$$

Por su parte, la Ecuación 8 sugiere que el coeficiente de resistencia inercial es inversamente proporcional al diámetro de los poros y es directamente proporcional a la porosidad, lo que significa que en medios con poros más grandes y una mayor porosidad, la resistencia inercial es menor.

2.6. Eficiencia energética

Se define la eficiencia energética como la relación entre el resultado en términos de desempeño, de servicios, de bienes o de energía y la entrada de energía de un sistema [22]. Esta definición se refleja en la Ecuación 10, que sugiere que mejorar la eficiencia energética implica aumentar los resultados, medidos en los términos que resulten más convenientes, mientras se reduce la entrada de energía al sistema, de tal manera que se obtenga más a partir de menos energía.

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Resultados obtenidos}}{\text{Energía invertida}} \quad \text{Ecuación 10}$$



En el ámbito de los análisis energéticos, se destaca la utilidad de los Indicadores de Desempeño Energético (IDE), herramientas que ofrecen valores cuantitativos o medidas del rendimiento energético, los cuales pueden manifestarse como simples mediciones, cocientes o modelos más complejos [22]. Es crucial definir estos indicadores en cada caso específico, optando por la representación más adecuada para la eficiencia del sistema analizado, facilitando un seguimiento y una medición apropiada de las variables involucradas.

Los IDE entonces permiten determinar una base comparativa para visualizar el efecto de mejoras energéticas en un sistema. Los mismos pueden ser el consumo de energía por unidad de tiempo, consumo de energía por unidad de producción y modelos multi-variables [22].

Cabe remarcar que un IDE no es un rendimiento, ya que mientras que un índice de desempeño energético es una medida relativa que compara el desempeño energético con un estándar o referencia, el rendimiento energético es una medida absoluta que indica la eficiencia real de un sistema en la conversión de energía que va de 0 a 100%.

2.7. Análisis económico de una mejora

El análisis económico de las mejoras energéticas planteadas a lo largo del trabajo, es una fase fundamental para evaluar la viabilidad y el impacto monetario de los cambios propuestos en el proyecto. El indicador económico elegido para realizar esto es el periodo de retorno de inversión (PRI) que mide el tiempo que tarda una inversión en recuperarse, es decir, en generar ingresos suficientes para cubrir el capital invertido inicialmente [23], dicho de otra manera, muestra cuánto tiempo se tardará en recuperar el dinero invertido. Si bien existen diversas maneras de calcularlo, de manera simplificada se calcula dividiendo la inversión inicial por los flujos de caja netos anuales generados por la inversión, tal como se ve en la Ecuación 11. De esta manera, si se invierten \$10.000 en un proyecto que genera un flujo de caja neto anual de \$2.000, el PRI sería de 5 años.

$$PRI = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Flujo de caja neto anual}} \quad \text{Ecuación 11}$$

Un PRI bajo indica que la inversión se recupera rápidamente, lo que hace al proyecto más rentable. Por el contrario, un PRI alto sugiere que la inversión tardará más tiempo en recuperarse, lo que reduce la rentabilidad del proyecto.



Aplicado al caso de mejoras energéticas en un sistema, el PRI se calcula dividiendo la inversión inicial de las mejoras entre el ahorro energético generado por estas, como se muestra en la Ecuación 12. Por ejemplo, si una mejora genera un ahorro anual de \$1.000 con una inversión inicial de \$5.000, el PRI sería de 5 años.

$$PRI = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Ahorro energético}} \qquad \text{Ecuación 12}$$

Si bien este indicador es limitado en comparación con otros indicadores financieros, ya que no considera el valor del dinero en el tiempo ni el riesgo de la inversión, es una medida simple y práctica para evaluar económicamente una mejora, por eso su elección.



CAPÍTULO 3: Desarrollo

En esta sección se detallará el trabajo realizado sobre la eficiencia energética de hornos secadores de ciruela pertenecientes a una empresa del sector alimenticio de la Provincia de Mendoza. La misma cuenta con varias líneas de trabajo, y una de ellas es el secado de ciruelas (variedad D'Agen) mediante hornos Californianos.

La revisión energética del proceso de secado, se realizó haciendo uso de técnicas de simulación CFD. El proceso descrito abarca desde la creación y simplificación de la geometría en SolidWorks, pasando por la ejecución de las simulaciones en ANSYS Fluent, hasta la propuesta y análisis de mejoras. Se abordarán las estrategias de simplificación utilizadas en el modelado, describiendo las consideraciones técnicas y limitaciones de recursos computacionales. Se proporcionará una visión completa de cómo se llevó a cabo el estudio y se obtuvieron los resultados que posteriormente se analizarán en detalle.

3.1. Hornos analizados

Los secadores de ciruelas analizados en este trabajo son del tipo californiano, caracterizados por la recirculación del aire caliente, lo que ofrece, en principio, una ventaja en términos de eficiencia energética frente a otros diseños de secadores. Como se muestra en la Figura 28, el aire es calentado mediante un quemador en la parte superior del secador, luego este aire caliente junto a los productos de la combustión es forzado a circular a través del ducto superior hasta una garganta, donde desciende hacia el ducto inferior. En este último, se posicionan canastos de madera con ciruelas en sus bandejas para ser secadas, con una circulación a contracorriente respecto al movimiento del aire caliente (Figura 29). Los hornos cuentan con una compuerta metálica en la zona inferior de la garganta (Figura 30) y una salida sin compuerta al final del ducto (Figura 31), por donde ingresan y egresan los canastos con ciruelas. En la parte final del túnel inferior, existe una comunicación entre la parte inferior y la superior del horno, lo que permite la recirculación del aire caliente. Las dimensiones de los hornos fueron proporcionadas por la empresa y se muestran en los croquis de la Figura 32 y Figura 33.

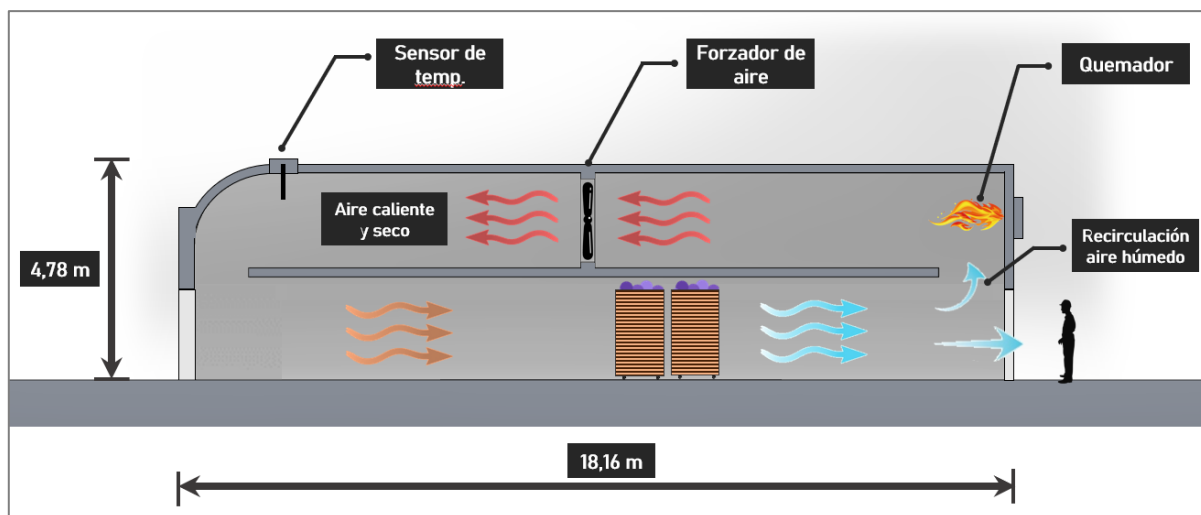


Figura 28. Esquema de partes de un horno secador de ciruelas. Imagen generada por el autor.

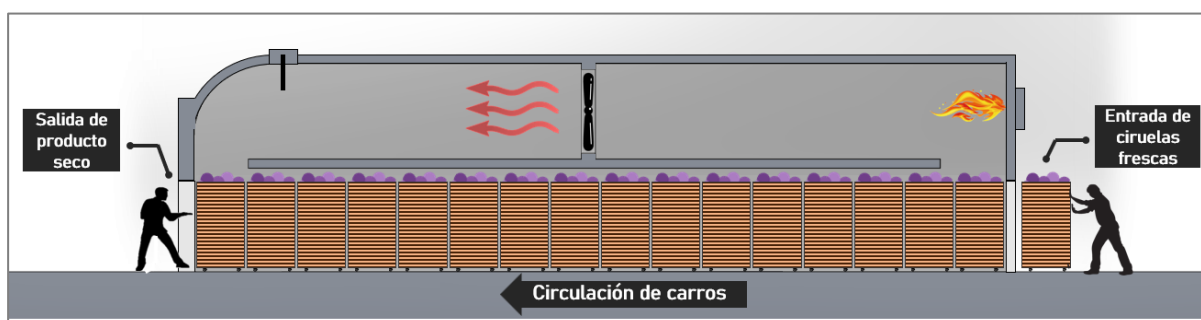


Figura 29. Entradas y salidas de carros portadores de ciruelas. Imagen generada por el autor.



Figura 30. Zona de egreso de carros con producto seco. Extraído del trabajo de tesis "Deshidratado de ciruelas D'Agen en túneles de configuraciones inversas" de la Dr. Delia Paola Urfalino [1].



Figura 31. Zona de ingreso de carros con ciruelas frescas. Imagen proporcionada por la empresa.

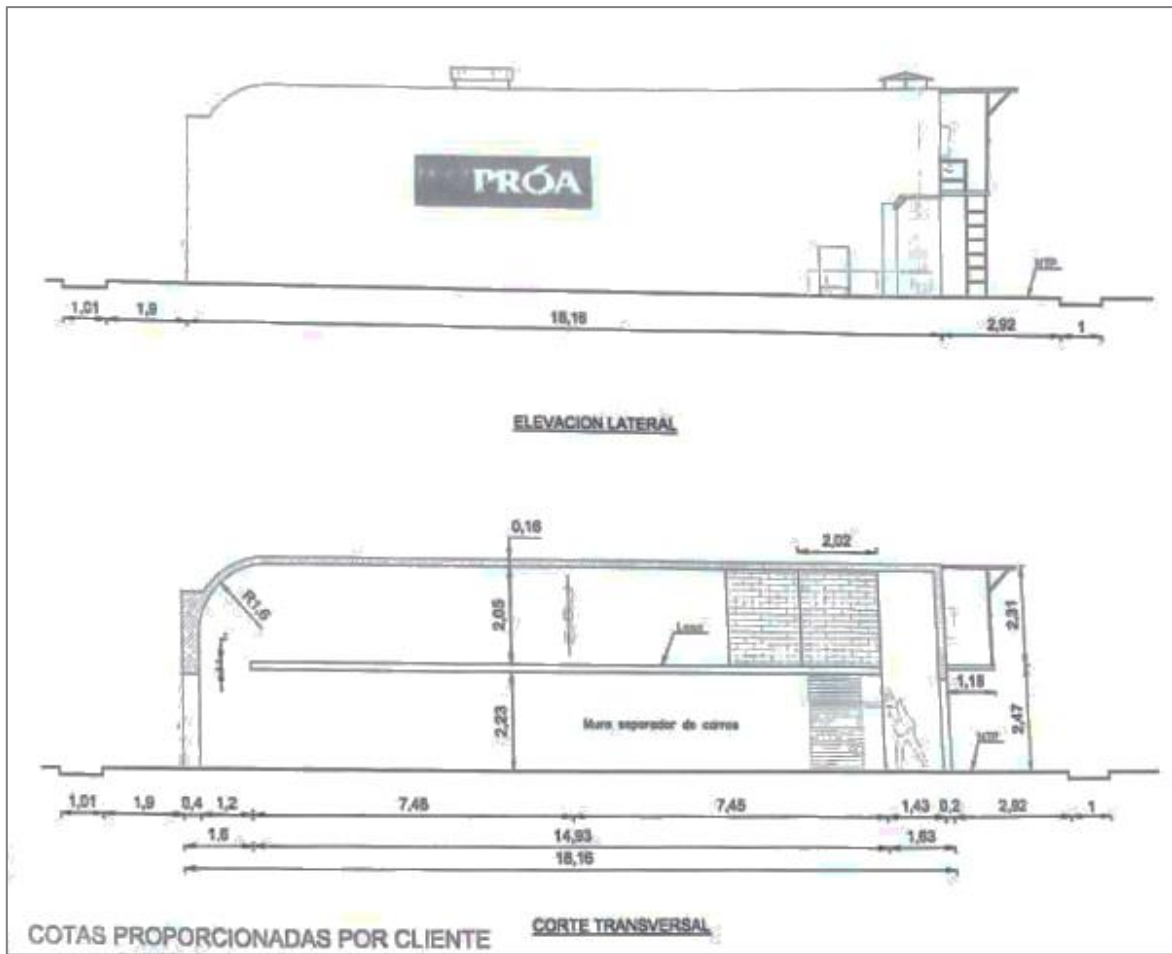


Figura 32. Vista lateral y corte longitudinal de los secadores proporcionado por la empresa.

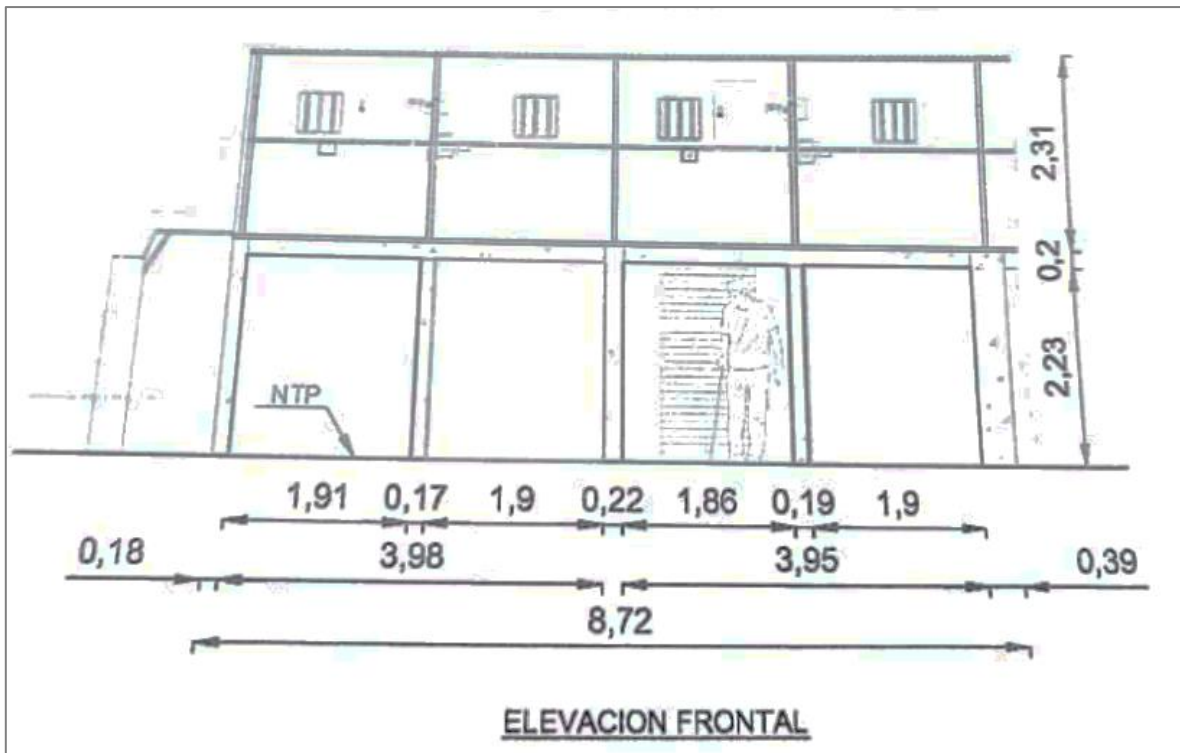


Figura 33. Vista frontal de secadores proporcionado por la empresa.



Las ciruelas utilizadas son del tipo D'Agen, llevando cada bandeja una sola capa de las mismas, de similar tamaño entre sí, según comentarios de operadores.

La empresa cuenta con 40 de estos hornos con un quemador cada dos de ellos. La mitad de estos quemadores son de tecnología ON-OFF y los restantes de tipo modulantes⁴. Su capacidad es de 800.000 kCal/h, estando los 10 de tipo ON-OFF seteados en 83°C. Véase en Figura 34 la placa característica de los quemadores.



Figura 34. Vista de hornos a nivel de quemadores, junto con placa característica de los mismos. Imagen proporcionada por la empresa.

Según información del Jefe de Producción, los carros tienen una estadía total dentro del horno 22 horas con 30 minutos en promedio, produciéndose una entrada de un nuevo carro cada 1h y 24 min, pudiendo entrar en simultáneo 16 carros por horno en total. Cada carro cuenta con 23 bandejas y cada bandeja carga alrededor de 17 kg de ciruela. Estas bandejas perforadas se construyen completamente de madera de álamo, de un espesor de 40 mm aproximadamente, con un espacio libre entre bandejas de 30 mm (véase en Figura 35 y Figura 36).

⁴ Los quemadores ON-OFF operan a plena potencia cuando están encendidos y se apagan completamente cuando no se requiere calor. En cambio, los quemadores modulantes regulan de manera continua la cantidad de combustible y aire que se quema, ajustando la potencia de salida en función de la demanda energética, lo que evita ciclos de encendido y apagado.



Figura 35. Bandejas de canastos hechas de álamo. Imagen proporcionada por la empresa.

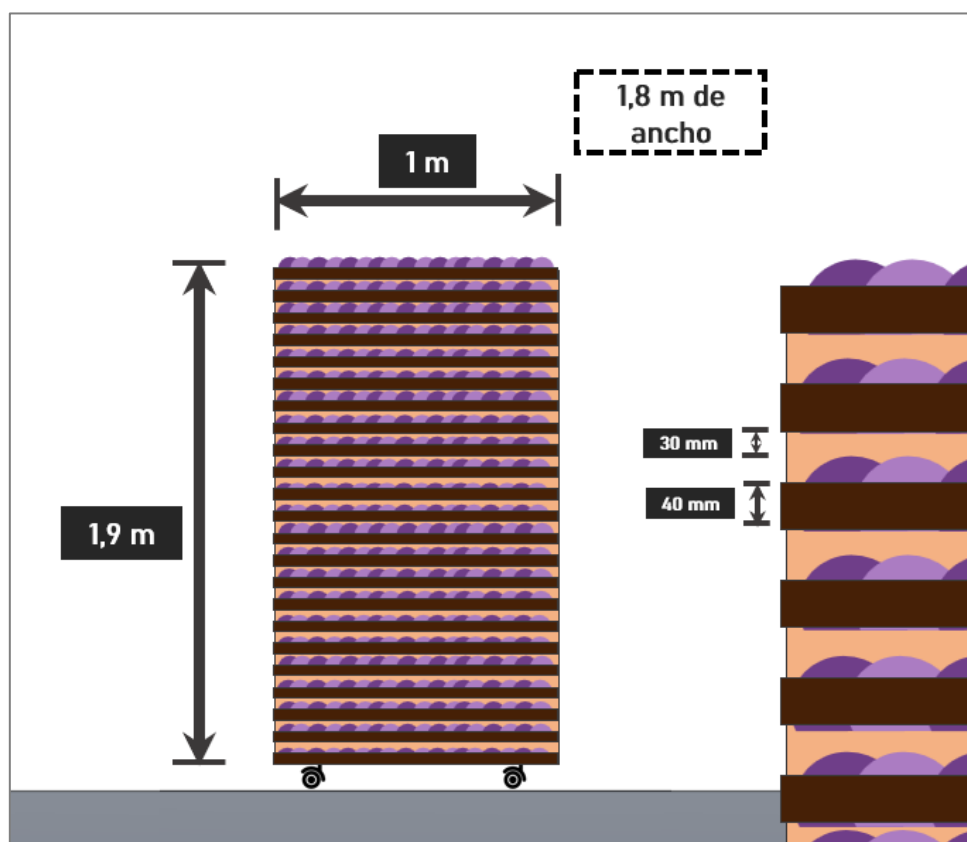


Figura 36. Dimensiones generales de carros portadores de ciruelas (Vista lateral). Imagen generada por el autor.

Por su parte, los equipos cuentan con ventiladores axiales iguales sin regulación de velocidad, los cuales cumplen la función de realizar la circulación constante de aire de secado en el interior de los túneles. Dicho ventilador se encuentra alojado en el túnel superior de cada equipo, inmediato al túnel inferior por donde circulan los carros con ciruelas. Véase curva característica del equipo en la Figura 37.

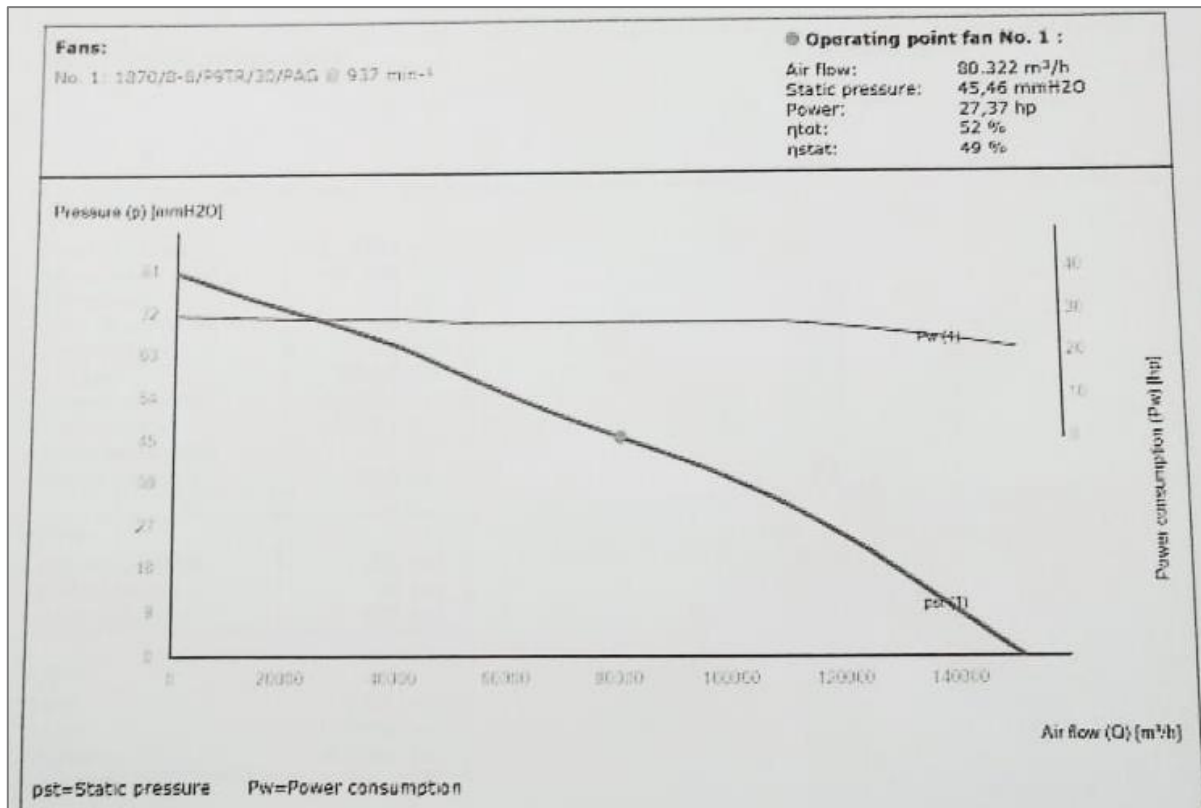


Figura 37. Curva característica del ventilador proporcionada por la empresa.

El motor que impulsa el movimiento de estos ventiladores está alojado en el techo de cada horno (parte externa) con una transmisión por correas y reducción por poleas (Figura 38). A través de la abertura que permite el paso de esta correa de transmisión, ingresa aire a una velocidad de entre 5,5 a 7 m/s según valores medidos, siendo esta abertura de entre 480x240 mm a 500x240 mm de acuerdo con las especificaciones del personal de la empresa.



Figura 38. Conjunto motor-ventilador de un horno de secado. Imagen proporcionada por la empresa.

Además, se observa por mediciones realizadas por el equipo de INTI Mendoza, que no ingresa aire fresco por las ventanas ubicadas en la zona de quemadores (Figura 39), por



lo que se supone que solo ingresa aire por la entrada de aire primario del quemador y por la abertura del techo que permite el paso de las correas del ventilador.



Figura 39. Ventanas regulables de ingreso de aire ubicadas en la zona de quemadores.

En la Tabla 1 se pueden encontrar los principales datos recabados sobre los forzadores y su respectivo motor de los secadores de ciruelas.

Tabla 1. Tabla resumen de las características del conjunto motor-ventilador

Ventilador			
Diámetro del ventilador	1.860 mm	Polea de ventilador	Ø240 mm
Diámetro del rotor	550 mm	Polea del motor	Ø160 mm
Número de palas	8	Material de aspas	PAG (Poliamida reforzada con fibra de vidrio)
Dirección de rotación	R	Ángulo de paso	30°
Perfil de aspa	P9T		
Motor			
Tipo	Trifásico	Eficiencia estándar	IE1
Pot. Mecánica	22 kW	Velocidad	1.465 rpm
Frecuencia	50 Hz		

Se realizó medición de consumo de potencia eléctrica de los motores correspondientes a los hornos 15 y 19, con los siguientes resultados:

Tabla 2. Tabla de mediciones realizadas sobre motores N°15 y 19

Mediciones	Motor de horno N°15	Motor de horno N°19
Potencia eléctrica activa	12,96 kW	12,41 kW
Cos φ	0,75	0,67



Por su parte, se realizaron mediciones de las condiciones de flujo de aire interno en el horno N°1. En la zona de ingreso de carros el aire se encontraba a 62°C y 51% de humedad relativa, y entre las bandejas del último carro ingresado entre 45 y 52°C y una humedad relativa de 54%. Por su parte, las velocidades medidas fueron 3,3 m/s entre las bandejas del carro y 10 m/s en el espacio que separa la última bandeja del techo del túnel inferior. Por otro lado, según mediciones realizadas por la empresa, la temperatura de ingreso del aire a cámara es de 82°C. Véase en Figura 40.

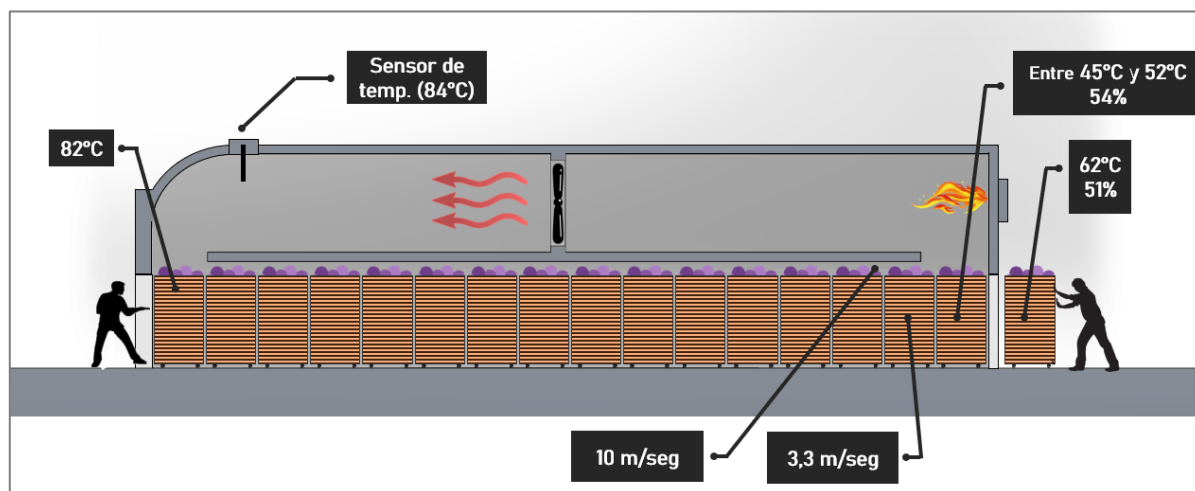


Figura 40. Mediciones de las condiciones del aire interno del horno N°1. Imagen generada por el autor.

Estos son datos de gran interés, teniendo en cuenta que los parámetros óptimos de secado que se deben buscar obtener en la periferia de la fruta son las siguientes⁵:

Tabla 3. Condiciones óptimas de secado de la variedad D'Agen

Condición	Valor
Temperatura	85°C ±1,5°C
Humedad relativa	10% ± 1%
Velocidad del aire circulante (horizontal)	2,5 m/s

3.2. Metodología empleada

Para buscar la optimización en términos de eficiencia energética de los secadores, lo que se hizo fue aplicar técnicas de simulación CFD para poder identificar mejoras de optimización y analizar la viabilidad de su aplicación tanto técnica como económicamente.

Como primera medida, se realizó una geometría del espacio de circulación del fluido mediante un programa CAD, posteriormente se confeccionó el mallado con el software que trae el paquete Workbench de Ansys (licencia educativa) llamado Meshing. Una vez obtenida

⁵ Según estudios de la Dra. Delia Paola Urfalino (INTA EEA Rama Caída).



esta malla se pasó al solver Ansys Fluent para poder correr el modelo generado, bajo ciertas consideraciones geométricas y de parámetros introducidos en base a la información obtenida en el relevamiento previo, los cuales se detallan en el apartado siguiente con mayor detalle. Este proceso se desarrolló para un modelo en 2D, debido a que requiere menores recursos computacionales, donde se logró simular características tanto de la mecánica del movimiento del aire (como velocidades y presiones), como propiedades relacionadas a cuestiones termodinámicas y de transferencia de masa.

El modelo y la simulación se desarrolló en varias etapas, introduciendo en cada una de ellas mayor detalle, a fin de eliminar con facilidad los errores que suelen aparecer a la hora de llegar a la convergencia e ir ajustando tanto el modelo geométrico como la técnica de mallado utilizado.

Una vez realizada la simulación, se validaron los resultados con valores medidos y se propusieron mejoras posibles. Con las mejoras propuestas, se hizo un análisis técnico, corriendo simulaciones con modificaciones en caso de serlo necesario; y un análisis económico para verificar la factibilidad de invertir en las mismas.

3.3. Consideraciones y simplificaciones previas

Dentro del trabajo se hicieron consideraciones y simplificaciones que son fundamentales para lograr una simulación factible en términos de recursos disponibles y tiempo de cálculo. Reconocer estas limitaciones es esencial para entender que los resultados proporcionan una visión general de las variables en los hornos con ciertos márgenes de error previsibles y aceptables. En este apartado se describen las mencionadas consideraciones que se plantearon a la hora de empezar el proceso de simulación.

3.3.1. Canastos de ciruelas como medio poroso

Respecto a la simulación de los canastos de ciruelas, se tomó la decisión de considerarlos como medios porosos, ya que no es de interés tener detalle sobre el comportamiento del fluido entre las frutas, sino el efecto que causan estas en sus alrededores. Esto es beneficioso porque no se debe refinar el mallado en esta zona, ahorrando en cantidad de elementos, reduciendo así la carga computacional. En este caso, el software resuelve las ecuaciones de conservación modificadas para un medio poroso, lo que provoca que el cálculo sea más eficiente.

El medio poroso considerado fue dibujado como rectángulo en la simulación bidimensional, el cual representa un prisma rectangular, cuyas medidas engloba la totalidad

de los canastos con las ciruelas. En la Figura 41 se puede ver una representación de dicha simplificación para el modelo.

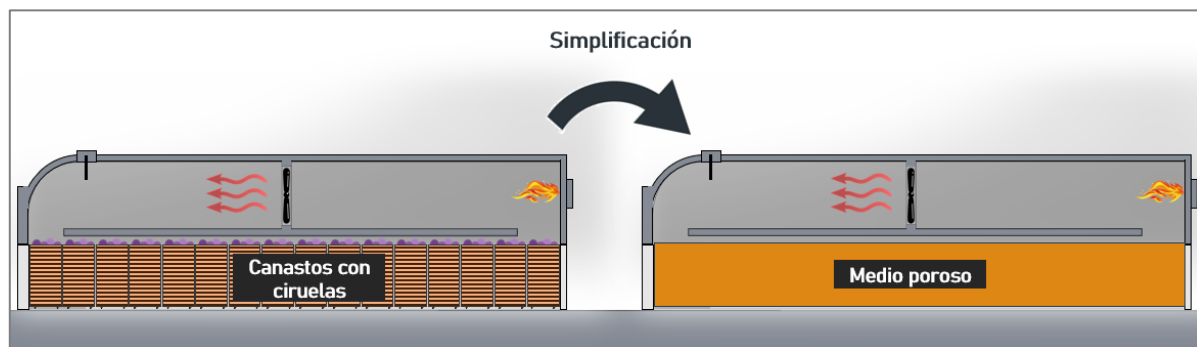


Figura 41. Representación de la simplificación tomada sobre los canastos en el modelo. Imagen generada por el autor.

Para introducir un medio poroso en el software, se requiere ciertas variables características que se obtuvieron mediante cálculo. Para ello se adoptaron principalmente dos suposiciones:

1. Ciruelas perfectamente esféricas.
2. Porosidad constante.

Respecto a la primera, a pesar de la fruta analizada es de forma ovalada, lo que se hizo fue considerar que todas las ciruelas son esferas perfectas, algo que simplifica el cálculo del medio poroso introduciendo un error despreciable para los fines de este trabajo. Las características asumidas para las ciruelas son las que se detallan en la Tabla 4.

Tabla 4. Características consideradas para la ciruela D'Agen.

Característica	Valor
Diámetro promedio D_p	40 mm
Densidad aparente ⁶ :	$1043 \pm 10 \frac{kg}{m^3}$
Calor específico C_p	$3535,8 \frac{J}{kg.K}$
Conductividad térmica K	$0,40 \frac{W}{m.K}$
Contenido de humedad	75%

⁶ Se conoce la densidad aparente como el cociente entre la masa del objeto y su volumen total, considerando los espacios vacíos. En contraste, la densidad real no considera los "huecos" que puede tener el objeto.



De diversas fuentes se sabe que las ciruelas tienen diámetros que varían entre los 20 mm y los 60 mm, por lo que se tomó como un valor de referencia el promedio de los dos anteriores (40 mm). Por su parte, el dato del contenido de humedad utilizado fue extraído del trabajo “Deshidratado de ciruelas D’Agen en túneles de configuraciones inversas” de la Dr. Delia Paola Urfalino. Finalmente, el resto de las características fue información provista por el Departamento de Ingeniería Agrícola de la Universidad Nacional de Cuyo.

En segunda medida, se supuso constante la porosidad de este medio, lo cual no es totalmente cierto ya que en la realidad lo que sucede es que la misma va aumentando a medida que se deshidratan las ciruelas y reducen su tamaño, aumentando por ende los espacios de aire en el medio. A fines prácticos esta variación es despreciable y simplifica los cálculos considerablemente.

Las variables características para introducir un medio poroso en el software son las siguientes:

- Porosidad [Adimensional]
- Resistencia viscosa [$1/m^2$]
- Resistencia inercial [$1/m^2$]

El cálculo de la porosidad de los canastos simulados, se hizo solamente sobre una capa de ciruelas, haciendo extensible este valor para todo el medio poroso. Con esto estamos despreciando el efecto de las maderas en la porosidad del material y suponiendo que todo el medio poroso está formado solamente por ciruelas y los espacios que existen entre ellas (Figura 42).

La porosidad de los canastos simulados como medio poroso se obtuvo a partir de la relación entre el volumen neto del espacio existente entre las ciruelas y del volumen total, tal como indica la Ecuación 6:

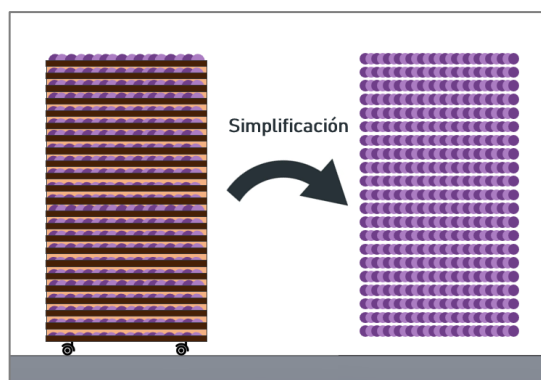


Figura 42. Representación de la simplificación que se hace para el cálculo de la porosidad de los canastos al despreciar el efecto de las bandejas de álamo. Imagen generada por el autor.

$$\gamma = \frac{\text{Volumen de poros}}{\text{Volumen total del medio poroso}}$$

Ecuación 6

$$\gamma = \frac{\text{Volumen de poros en la capa de ciruelas}}{\text{Volumen total de la capa de ciruelas}} = \frac{V_{\text{poros}}}{V_T}$$

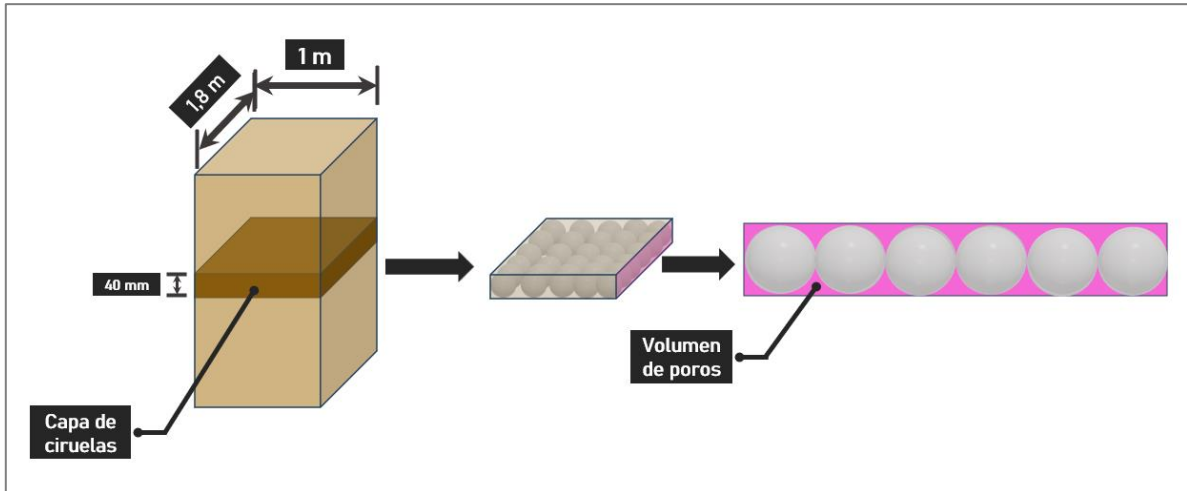


Figura 43. Representación de la capa de ciruelas analizada para el cálculo de porosidad. Imagen generada por el autor.

En primer término, se calcula el volumen de la capa de ciruelas:

$$V_{\text{Total}} = V_T = 1,8 \text{ m} * 1 \text{ m} * 0,04 \text{ m}$$

$$V_T = 0,072 \text{ m}^3$$

Por otro lado, para el cálculo del volumen de poros de la capa de ciruelas, se hará una diferencia entre el volumen total calculado anteriormente y el volumen de las ciruelas contenidas en esa capa.

$$V_{\text{poros}} = V_T - V_{\text{ciruelas}}$$

Ecuación 13

Siendo el volumen de las ciruelas en la capa analizada V_{ciruelas} :

$$V_{\text{ciruelas}} = V_{\text{Una ciruela}} * (n^\circ \text{ de ciruelas})$$

Ecuación 14

Para ello necesitamos por un lado el volumen de una ciruela $V_{\text{Una ciruela}}$, el cual está dado por:



$$V_{Una\ ciruela} = \frac{4}{3} * \pi * r^3$$

$$r = \text{radio de ciruelas} = \frac{40\text{ mm}}{2} = 20\text{ mm}$$

$$V_{Una\ ciruela} = \frac{4}{3} * \pi * (20\text{ mm})^3$$

$$V_{Una\ ciruela} = 33.510,32\text{ mm}^3 = 33,51 * 10^{-6}\text{ m}^3$$

Por su parte, el cálculo de la cantidad de ciruelas que pueden entrar en la capa analizada se realizó mediante una relación entre el volumen de la capa y el volumen del cubo circunscrito en cada ciruela (véase Figura 44), tal como se ve en la Ecuación 15.

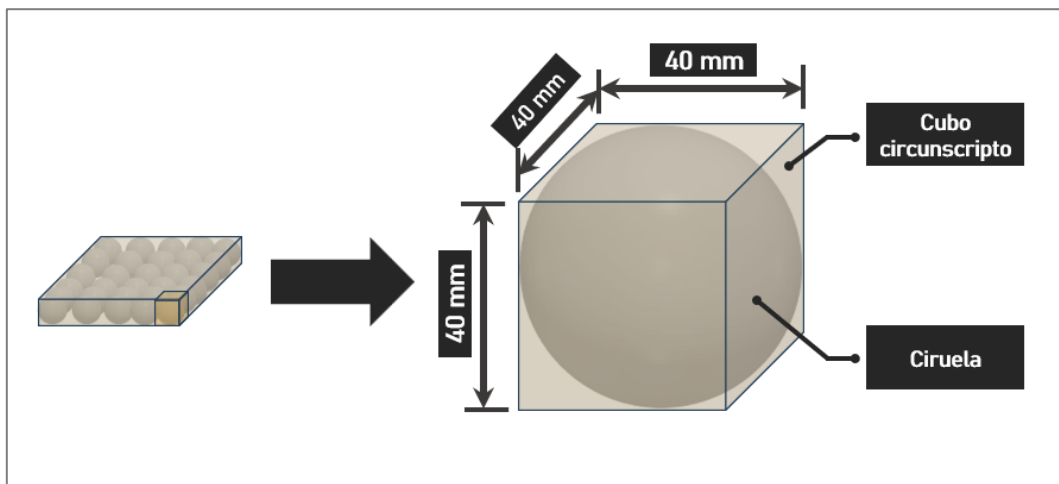


Figura 44. Representación del cubo circunscrito en cada ciruela. Imagen generada por el autor.

$$n^{\circ}\text{ de ciruelas} = \frac{V_T}{V_{Cubo\ circ.}}$$

Ecuación 15

$$V_T = \text{Volumen total de la capa de ciruelas} = 0,072\text{ m}^3$$

$$V_{Cubo\ circ.} = \text{Volumen del cubo circunscrito en cada ciruela}$$

$$V_{Cubo\ circ.} = (40\text{ mm})^3 = 64 * 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{ciruela}}$$

$$n^{\circ}\text{ de ciruelas} = \frac{0,072\text{ m}^3}{64 * 10^{-6}\text{ m}^3/\text{ciruela}}$$

$$n^{\circ}\text{ de ciruelas} = 1.125\text{ ciruelas}$$



Reemplazando entonces en la Ecuación 14:

$$V_{ciruelas} = V_{Una\ ciruela} * (n^{\circ}\ de\ ciruelas) \quad \text{Ecuación 14}$$

$$V_{ciruelas} = (33,51 * 10^{-6} m^3) * (1\ 125)$$

$$V_{ciruelas} = 0,0377 m^3$$

Reemplazando en la Ecuación 13:

$$V_{poros} = V_T - V_{ciruelas} \quad \text{Ecuación 16}$$

$$V_{poros} = 0,072 m^3 - 0,0377 m^3$$

$$V_{poros} = 0,0343 m^3$$

Finalmente se reemplazan los datos obtenidos en la mencionada Ecuación 6 para el cálculo de la porosidad γ :

$$\gamma = \frac{V_{Poros}}{V_T} \quad \text{Ecuación 6}$$

$$\gamma = \frac{0,0343 m^3}{0,072 m^3}$$

$$\gamma = 0,476$$

Por otro lado, se hace el cálculo de resistencia inercial y resistencia viscosa respectivamente con las ecuaciones empíricas detalladas en el apartado 2.5. del marco teórico.

Combinando la Ecuación 7 y Ecuación 9, se obtiene la Ecuación 17:

$$\alpha = \frac{D_p^2}{150} \frac{\gamma^3}{(1 - \gamma)^2} \quad \text{Ecuación 7}$$

$$1/\alpha = \text{Resistencia viscosa} \quad \text{Ecuación 9}$$

$$1/\alpha = \frac{150 (1 - \gamma)^2}{D_p^2 \gamma^3} \quad \text{Ecuación 17}$$

En función de esta última y los datos obtenidos, se determina la resistencia viscosa:

$$1/\alpha = \frac{150 (1 - \gamma)^2}{D_p^2 \gamma^3} = \frac{150 (1 - 0,476)^2}{(0,04 m)^2 0,476^3}$$

$$1/\alpha = 238678,33 \frac{1}{m^2}$$

Se hace lo mismo para la resistencia inercial:

$$C_2 = \frac{3,5(1-\gamma)}{D_p \gamma^3} \quad \text{Ecuación 8}$$
$$C_2 = \frac{3,5(1-\gamma)}{D_p \gamma^3} = \frac{3,5}{0,04 \text{ m}} \frac{(1-0,476)}{0,476^3}$$
$$C_2 = 425,13 \frac{1}{\text{m}}$$

3.3.2. Selección de geometría

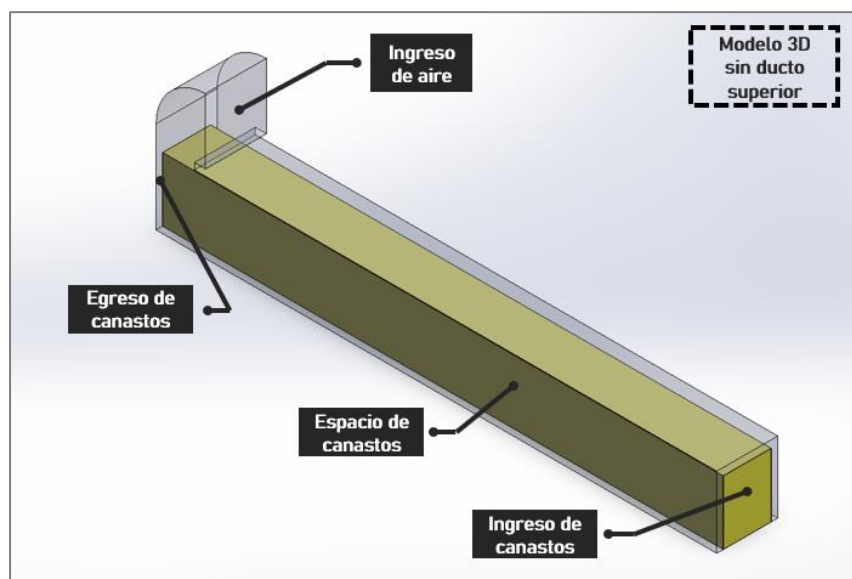
En esta sección se detallará el proceso de selección de geometría, en el que se tuvieron en cuenta diversos factores, tales como velocidad de simulación, complejidad de ejecución, variables a analizar la eficiencia del secador, etc.; evaluando así, las distintas geometrías junto con las ventajas y desventajas de cada una conlleva.

3.3.2.1. Opciones de geometrías analizadas

En primera medida, se consideró trabajar el modelo dentro de un enfoque tridimensional debido al nivel de detalle que ofrece. Se evaluaron diversas alternativas, ponderando las implicaciones de cada una en términos de precisión y eficiencia computacional. Estas alternativas valoradas fueron las que se ven en la Figura 45.

- Modelo 3D completo.
- Modelo 3D con geometría dividida desde el ventilador.
- Modelo 3D sin ducto superior.





c)

Figura 45. Variantes de geometría analizadas para un enfoque tridimensional.

Se contempló inicialmente la opción de utilizar el modelo 3D completo, tal como se ve en la Figura 45 a), el cual abarcaría todo el secador, incluyendo los efectos de los canastos con ciruelas, su deshumidificación, el impacto sobre la temperatura, etc. Sin embargo, esta alternativa se descartó debido a que el proceso de simulación se volvía poco ágil y complejo. La geometría detallada dificultaba la generación de una malla adecuada y aumentaba la probabilidad de errores, además de alargar significativamente el tiempo de ejecución de la simulación.

Como resultado de estas consideraciones, se exploraron dos variantes adicionales. Una de ellas consistía en realizar una simulación que únicamente abarcara la geometría desde el forzador hasta la salida del aire, utilizando los datos del ventilador como condición de contorno de entrada, como se muestra en la Figura 45 b). De manera similar, se contempló la posibilidad de modelar únicamente el ducto inferior (Figura 45 c), utilizando valores de velocidad y temperatura del aire provenientes del ducto superior como condiciones de entrada. Sin embargo, estas dos alternativas adicionales fueron descartadas debido a las dificultades que presentaban para determinar el porcentaje de recirculación de aire caliente en el horno y su impacto en la eficiencia energética, aspecto crucial en el análisis. Por otro lado, al dividir la geometría, surgiría la necesidad de medir las condiciones en los nuevos puntos de entrada del fluido (el forzador y el inicio del túnel inferior respectivamente), lo cual resultaría en un proceso complejo. Alternativamente, se podría asignar valores estimados constantes con una dirección de flujo perpendicular al área de entrada, pero esto distaría



demasiado de la realidad, ya que el fluido en estos puntos ya ha conseguido desarrollarse y presenta condiciones diferentes.

En segunda instancia, se evaluó la viabilidad de trabajar en dos dimensiones. El enfoque 2D presenta ventajas significativas en términos de eficiencia computacional, dado que simplifica el modelo al reducir la cantidad de celdas contenidas en él, lo que resulta en un análisis más rápido y un menor tiempo de procesamiento. No obstante, esta simplificación conlleva una posible pérdida de detalle en comparación con el enfoque tridimensional. En este último, se logra una representación más completa de la geometría y el flujo, aunque requiere mayores recursos computacionales y un prolongado tiempo de simulación, incrementando la posibilidad de errores debido a la mayor complejidad del mallado y generando desafíos adicionales para alcanzar la convergencia.

El uso tanto de la simulación en dos dimensiones como del trabajo con simetría en modelos 3D propuestos constituyen elementos fundamentales de las buenas prácticas en CFD, que enfatizan la reducción de elementos en el modelo siempre que sea posible para mejorar la eficiencia de la simulación. Estos dos tipos de simplificación señalados, están sujetos a la simetría que tiene el flujo dentro del horno, siendo la posición del quemador un punto crítico de análisis. Como se mencionó en el apartado 3.1. “Hornos analizados”, los quemadores no están centralizados en cada horno debido a que se comparte uno por cada dos secadores, lo que sugiere inicialmente una asimetría en el flujo de aire. Para evaluar esto, se llevaron a cabo dos simulaciones simples en 3D de los túneles de secado sin los canastos en su interior (Figura 46), variando la posición del quemador, tal como se muestra en la Figura 47.

Se presenta la comparación entre las dos simulaciones realizadas para cada caso, observándose claramente en la Figura 48 a) y b), que la posición del quemador afecta a la simetría del flujo que sale de este, resultando asimétrico en caso de estar posicionado de manera descentrada. Sin embargo, en la Figura 48 c) se destaca que este efecto se manifiesta principalmente en el túnel superior del secador, mientras que, al ingresar el flujo del quemador a la zona de canastos, las diferencias entre ambos casos son mínimas, con la mayoría de los movimientos concentrados en el plano XY y efectos en el eje Z poco significativos. Por lo tanto, las diferencias observadas no justifican los tiempos de ejecución de una simulación tridimensional que considere un quemador asimétrico.

Como resultado de esto se consideran opciones razonables trabajar con un modelo matemático que incorpore un plano de simetría longitudinal a los túneles (lo que implicaría una reducción significativa en la cantidad de elementos y en el tiempo de simulación) o incluso



optar por un modelo 2D, dado que la mayor parte de los movimientos de aire se producen en el plano XY.

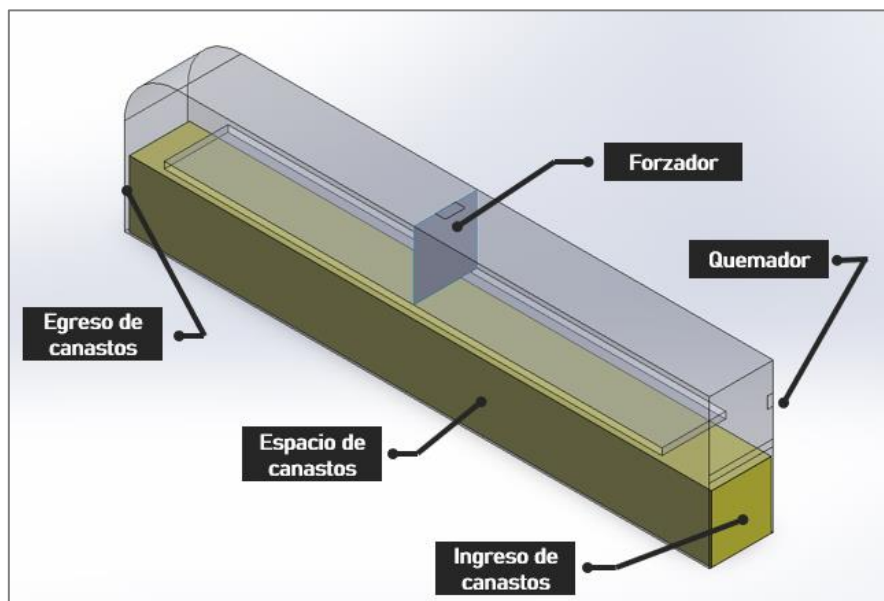


Figura 46. Modelo 3D realizado para el análisis de la posición del quemador.

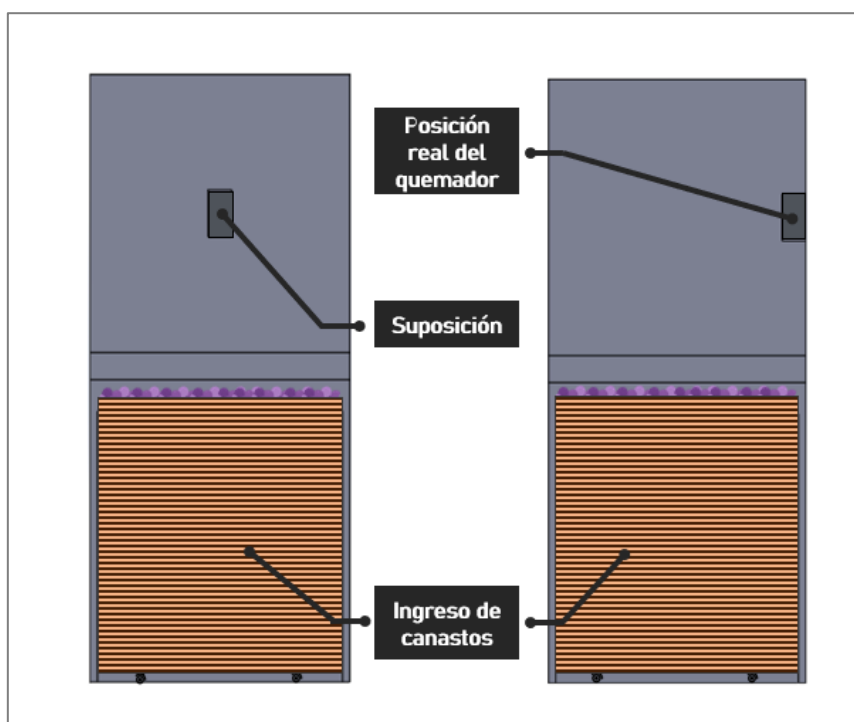
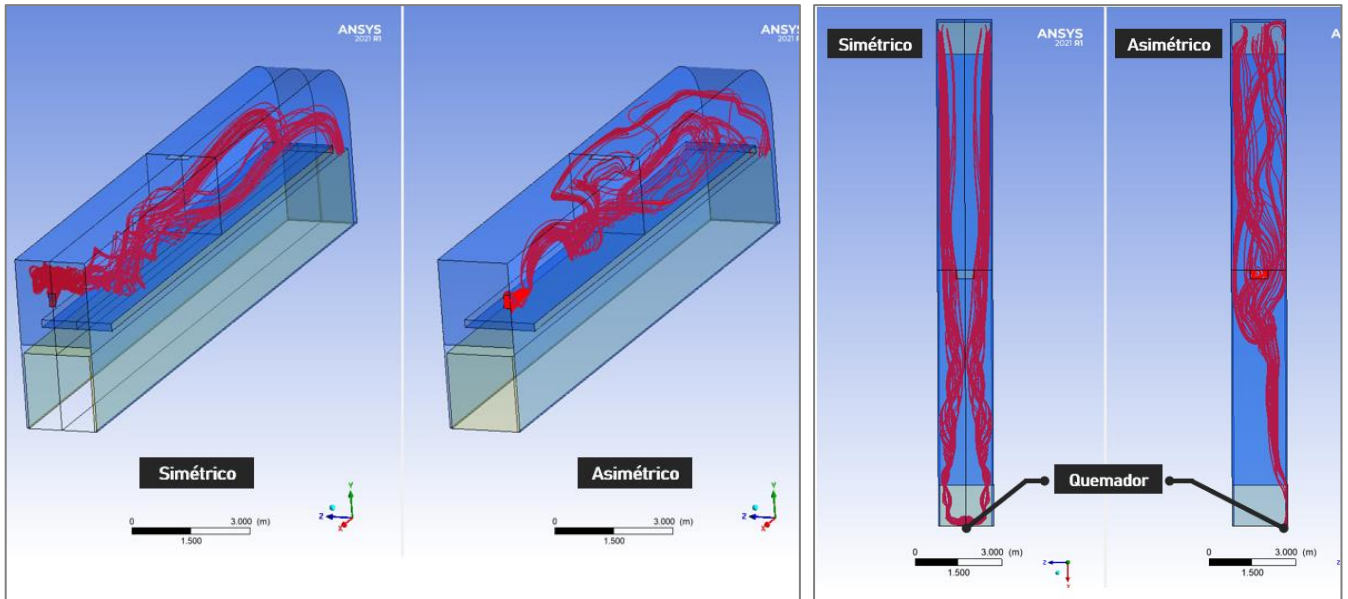


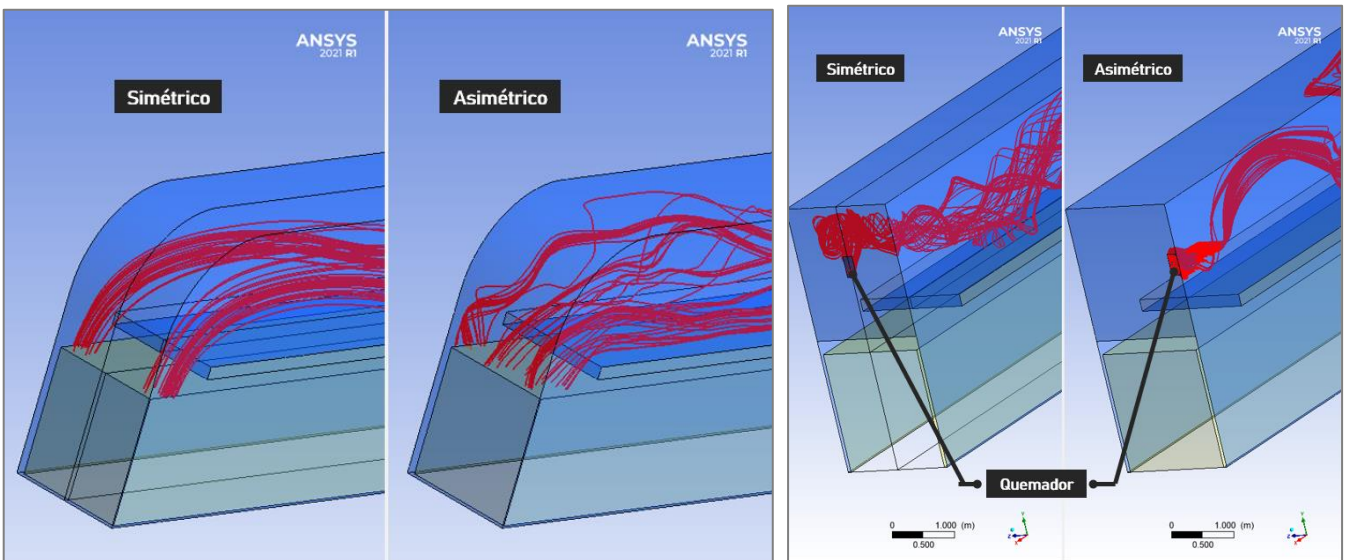
Figura 47. Representación frontal del secador, con las posiciones del quemador analizado.

Imagen generada por el autor



a)

b)



c)

d)

Figura 48. Comparación entre dos modelos 3D simple del secador sin canastos en su interior. Uno de los modelos tiene el quemador asimétrico (como en el caso real) y otro posee el quemador en una posición simétrica (modelo con condición de borde de simetría longitudinal). Líneas de corriente desde el respectivo quemador.

a) Perspectiva, b) Vista superior, c) Entrada de las líneas de corriente a la zona de los canastos, d) Salida de las líneas de corriente desde el quemador.

3.3.2.2. Geometría seleccionada

Finalmente se optó por realizar un análisis en 2D (Figura 49), incorporando la transferencia de masa y energía debido al proceso de deshumidificación existente. Esta decisión se basó en la distribución predominante del fluido en el plano XY.

Por su parte, dado que el flujo simulado es de tipo transitorio periódico, es decir, es un flujo que varía en torno a una media estacionaria [9], es de interés la menor carga computacional del modelo 2D, ya que con este se pueden analizar de manera más ágil el transitorio que se da debido al encendido y apagado del quemador.

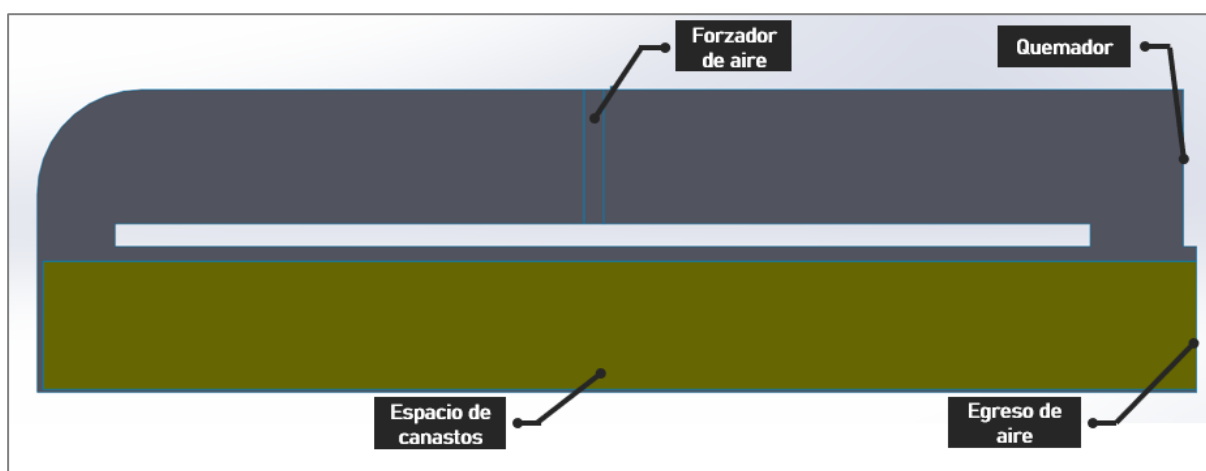


Figura 49. Geometría 2D seleccionada para llevar adelante la simulación.

Para la simulación, el software Fluent utilizado para el proceso de cálculo requiere una profundidad del modelo que toma como referencia. La profundidad adoptada fue 1,91 metros, la cual coincide con la profundidad real del secador. Esta profundidad se aplica de manera uniforme a todas las entidades dibujadas en el modelo, incluyendo canastos, forzador, quemador, etc. (véase Figura 50). En el caso de los canastos, esta simplificación no incurre prácticamente en errores, dado que el ancho de los canastos y del horno no difieren en gran medida. Por otro lado, el ventilador, se modela como un hexaedro de ancho 1,91 metros en este enfoque bidimensional⁷. Por último, el quemador también se simplificó como un rectángulo de ancho de 1,91

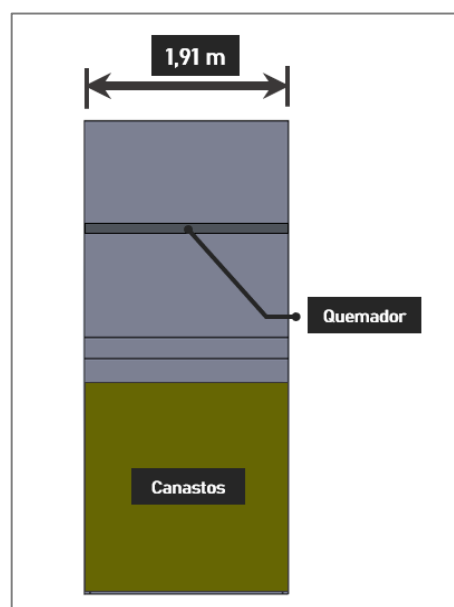


Figura 50. Representación de la simplificación que se hace al considerar un modelo bidimensional. Vista frontal. Imagen generada por el autor.

⁷ Véase en el apartado 3.3.4. “Consideraciones sobre forzador”.



metros⁸, ajustando su altura de manera que el área proyectada permitiera mantener el caudal a la potencia que el quemador tiene en la realidad.

3.3.3. Consideraciones en el quemador

El modelado del quemador se llevó adelante con ciertas simplificaciones debido a la elevada demanda computacional asociada con la simulación de combustión. Consecuentemente, la representación del mismo se hizo mediante un ingreso rectangular de aire caliente en la pared frontal del secador, definiendo por un lado la temperatura de este aire caliente y por otro el flujo másico de ingreso.

En primer lugar, se tomó en cuenta que la temperatura de ingreso de este aire es de 1.960 °C, la cual corresponde a la temperatura teórica de una llama de gas natural cuando el comburente es aire⁹. Aunque esta temperatura teórica puede no ser precisa, se acepta el margen de error generado debido a la falta de mediciones sobre el quemador.



Figura 51. Imagen de la llama que proporciona el quemador dentro del túnel superior del secador.

Además de la temperatura, el otro dato necesario para definir completamente la entrada en el programa es caudal del fluido que ingresa. En esta modelización, el caudal considerado proviene exclusivamente de la entrada de aire primario del quemador y del suministro de gas natural utilizado para la combustión. En otras palabras, no se ha considerado el efecto de las ventanas situadas en la zona de quemadores (Figura 39), ya que,

⁸ Véase en el apartado 3.3.3. "Consideraciones en el quemador".

⁹ Valor extraído de "North American Combustion Handbook: A Basic Reference on the Art and Science of Industrial Heating with Gaseous and Liquid Fuels". 3rd ed. North American Mfg. Co., Cleveland, OH, 1985.



según las mediciones realizadas por el equipo de INTI Mendoza, no se ha detectado la entrada de aire a través de ellas, lo que hace que su contribución en el modelo sea insignificante.



Figura 39. Ventanas regulables de ingreso de aire ubicadas en la zona de quemadores.

A pesar de no disponer del caudal proporcionado por el quemador, se cuenta con el caudal de gas natural en condiciones nominales, que es de $86,02 \frac{Nm^3}{h}$ según la placa característica del quemador (Figura 34). Utilizando este dato, considerando además un volumen teórico de aire para el gas natural de $9,31 \frac{Nm^3_{aire}}{Nm^3_{GN}}$ ¹⁰, y suponiendo un exceso de aire del 3%¹⁰, se calculó el caudal de aire mediante la Ecuación 18. Finalmente, se determinó el caudal másico total basándose en la densidad del aire en condiciones normales de presión y temperatura como una simplificación (Ecuación 20), debido a la ausencia de datos sobre la composición de los gases de combustión generados por el quemador.



¹⁰ Valores de referencia obtenido del artículo “Eficiencia en la combustión” de Javier Ponce (CNI – Confederación nacional de Instaladores de España). Disponible en línea: <https://www.cni-instaladores.com/wp-content/uploads/2023/09/cni-eficiencia-de-la-combustion.pdf>



Figura 34. Placa característica del quemador.

$$Q_{aire} = Q_{GN} * V_{taGN} * (1 + \alpha) \quad \text{Ecuación 18}$$

$$Q_{aire} = 86,02 \frac{Nm^3}{h} * 9,31 \frac{Nm^3_{aire}}{Nm^3_{GN}} * (1,03)$$

$$Q_{aire} = 824,87 \frac{Nm^3}{h}$$

$$Q_{quemador} = Q_{aire} + Q_{GN} \quad \text{Ecuación 19}$$

$$Q_{quemador} = 824,87 \frac{Nm^3}{h} + 86,02 \frac{Nm^3}{h}$$

$$Q_{quemador} = 910,89 \frac{Nm^3}{h} = 0,253 \frac{Nm^3}{seg}$$

$$\dot{m}_{quemador} = Q_{quemador} * \rho_{aire} \quad \text{Ecuación 20}$$

$$\dot{m}_{quemador} = 0,3 \frac{kg}{seg}$$

Siendo:

Q_{aire} : Caudal de la entrada primaria de aire del quemador.

Q_{GN} : Caudal de gas natural.

V_{taGN} : Volumen teórico de aire para el gas natural.

α : Exceso de aire en la combustión.

$Q_{quemador}$: Caudal total emitido por el quemador.

$\dot{m}_{quemador}$: Caudal másico total emitido por el quemador.

ρ_{aire}^{11} : Densidad del aire en condiciones normales de presión y temperatura= $1,184 \text{ kg}/Nm^3$

Dado que existe un quemador para cada dos secadores de ciruelas, como se mencionó en secciones anteriores, se considera que la potencia térmica proporcionada por este se divide en dos partes iguales, y por ende, su caudal también. Por esto, el caudal final que llega a cada secador \dot{m}_{horno} es la mitad del calculado con la Ecuación 20.

¹¹ Valor extraído de Cengel, Yunus A. and Cimbala, John M. " Mecánica de Fluidos". 1ra edición. McGraw-Hill, 2006. Tabla A-9 "Propiedades del aire a 1 atm de presión", p. 894.

$$\dot{m}_{\text{horno}} = \frac{\dot{m}_{\text{quemador}}}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{horno}} = \frac{0,3 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{horno}} = 0,15 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

Por otro lado, al carecer de datos precisos sobre las dimensiones del quemador, se asumió una abertura de $35 \text{ cm} \times 35 \text{ cm}$, como se muestra en la Figura 52, lo que resulta en un área total de $A_{\text{Quemador}} = 0,1225 \text{ m}^2$. Dado que cada quemador alimenta dos hornos, se estima que cada secador tiene una entrada de aire equivalente a la mitad del área supuesta anteriormente para cada quemador ($35 \text{ cm} \times 17,5 \text{ cm} - A_{Q-\text{Horno}} = 0,06125 \text{ m}^2$).

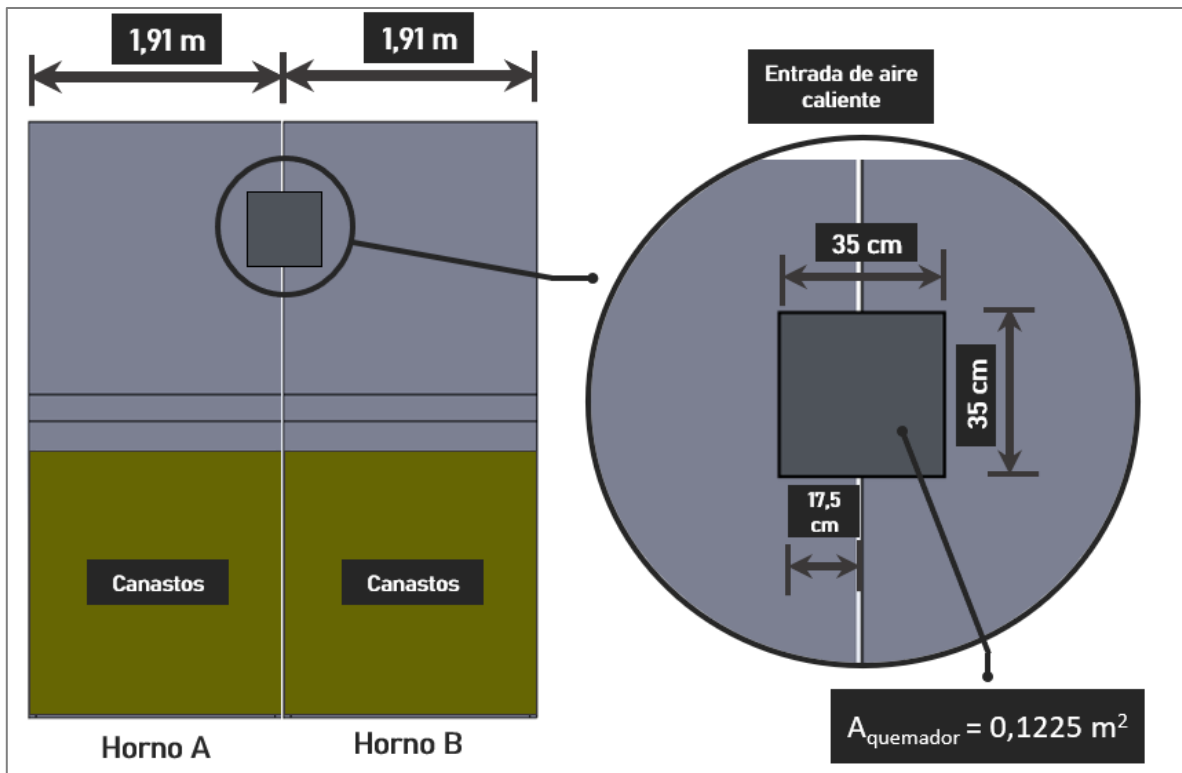


Figura 52. Dimensiones asumidas para la abertura que representa el quemador cada dos hornos de secado. Imagen generada por el autor.

En cuanto al modelo realizado, por ser bidimensional, se establecieron dimensiones para el ingreso de aire caliente que representa el quemador de $35 \text{ cm} \times 1,91 \text{ m}$ (Figura 53). Como se explicó previamente, la profundidad de referencia utilizada en el modelo es de 1,91 m, lo que significa que todas las entidades dibujadas en la geometría adoptan este valor para el cálculo de áreas, caudales y otros parámetros. En consecuencia, en el modelo, el ingreso

de aire caliente se representa como una línea que corresponde a un rectángulo con un ancho de 1,91 m y una altura determinada por el largo de esta recta dibujada (35 cm). Aunque la altura de 35 cm provoca que no coincida esta área con la supuesta inicialmente ($A_{Quemador} = 0,1225 \text{ m}^2$), se optó igualmente por esta configuración para evitar que la abertura de ingreso de aire se estrechara demasiado, ya que un estrechamiento excesivo habría requerido un refinamiento adicional de la malla en esa zona, generando así dificultades para lograr la convergencia del modelo. Es importante destacar que, aunque no se mantuvo el área establecida inicialmente, se garantizó que la temperatura y el caudal másico de ingreso de aire se conservaran conforme a los parámetros proporcionados, lo que significa que la precisión de los resultados obtenidos no se ve significativamente afectada.

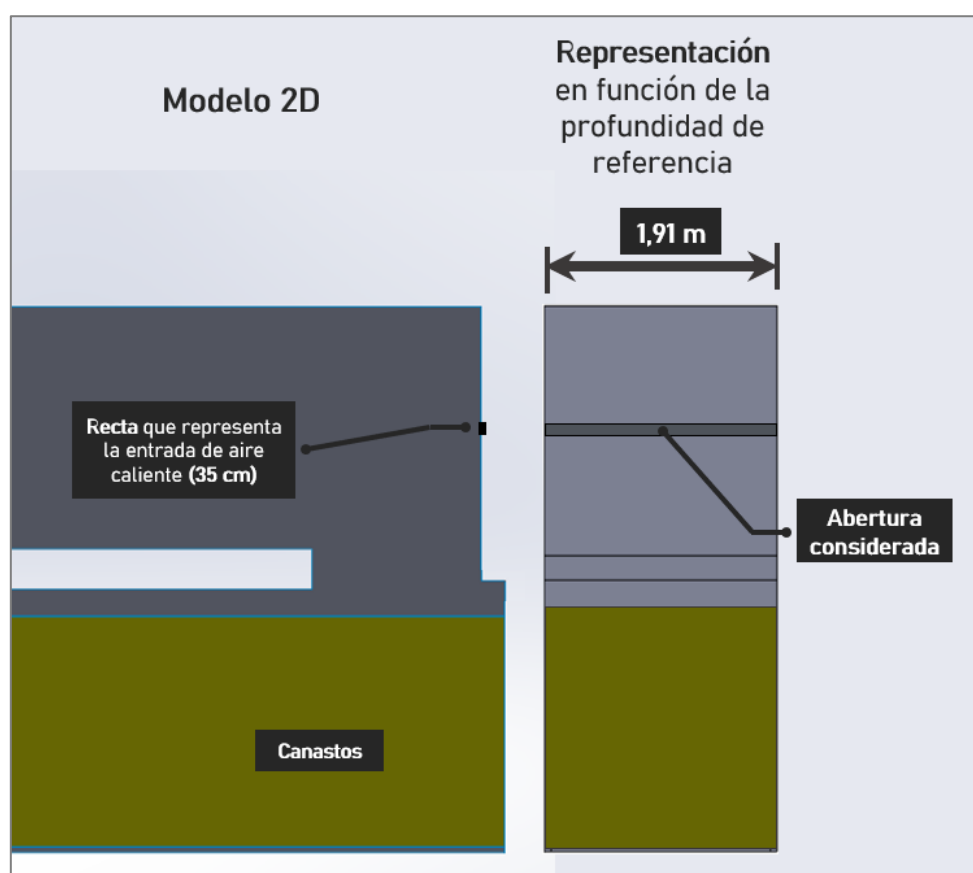


Figura 53. Parte del modelo 2D (izquierda), junto con la representación de la pared frontal del horno en función de la profundidad de referencia introducida en el software. Imagen generada por el autor.

El valor de temperatura del aire de ingreso se introdujo en el software como un valor constante, mientras que el caudal de entrada se modeló mediante una función booleana¹² (Ecuación 22), donde su valor depende de la temperatura registrada por un sensor ubicado al final del túnel superior, como se muestra en la Figura 54.

¹² La función booleana sigue el formato y sintaxis establecido por el software en su manual. Véase en [17].

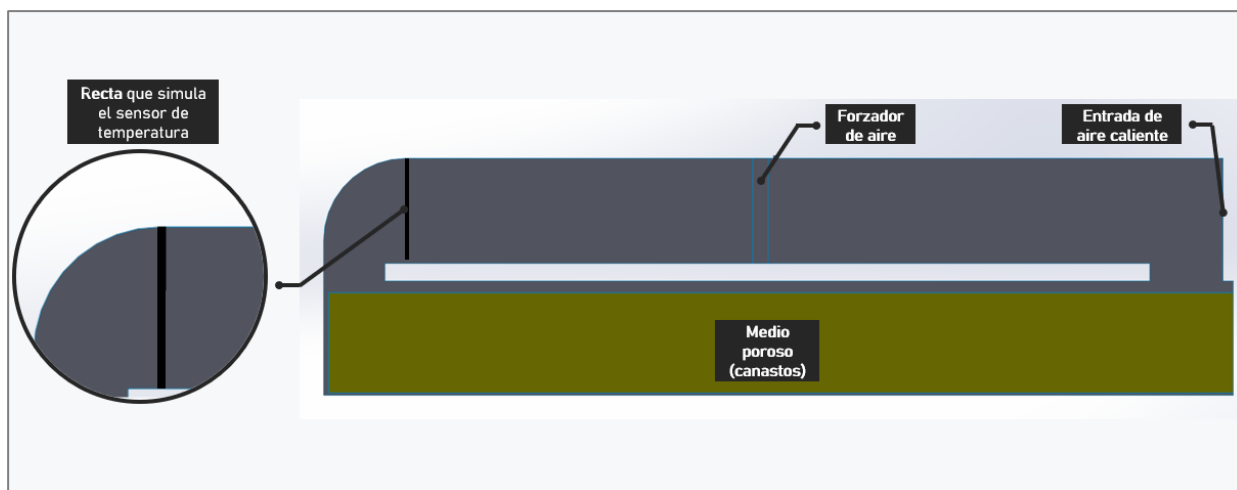


Figura 54. Recta que simula el sensor de temperatura en las proximidades de la garganta del modelo bidimensional. Imagen generada por el autor.

$$v = IF(\text{Condición}, \text{resultado}_{\text{si verdadero}}, \text{resultado}_{\text{si falso}})$$

$$v = IF(\{temp - sensor\} < 355[K], 0,15 [kg/s], 0 [kg/s])$$

Ecuación 22

Siendo:

v : velocidad de entrada

$\{temp - sensor\}$: Valor de temperatura que devuelve el sensor

Con esta expresión se modela un quemador ON-OFF, con un caudal que se establece en $0,15 \frac{kg}{s}$ cuando la temperatura medida es inferior a $83^{\circ}C$, lo que simula el quemador encendido; mientras que se fija en $0 \frac{kg}{s}$ cuando la temperatura es mayor, representando el quemador apagado. El sensor correspondiente se ha simplificado como una recta de extensión $2,05 m$, ubicada en las cercanías de la garganta del horno (véase en Figura 54). Esta línea calcula un promedio de las temperaturas en todos sus puntos, y con base en esa temperatura promedio, se controla la velocidad del ingreso de aire caliente.

Con la incorporación de esta función booleana, se introduce una variable temporal al modelo, generando así dos estados estables bien definidos, uno cuando el quemador está apagado y otro cuando está encendido. Para visualizar la transición entre ambos estados, se requerirá realizar una simulación utilizando la función de modelo transitorio, lo cual conlleva un aumento notable en carga computacional. Esto resalta una vez más la ventaja de disponer de un modelo 2D, el cual facilitará la observación de estas condiciones.

El flujo descrito anteriormente se clasifica como un flujo transitorio periódico, en el cual las propiedades del fluido fluctúan alrededor de un valor medio estacionario [9], por lo que algunas fuentes bibliográficas también lo denominan como flujo cuasi estacionario.

3.3.4. Consideraciones sobre forzador

Los ventiladores de los equipos analizados, son de tipo axiales sin regulación de velocidad que se encuentran ubicados en los túneles superior, encargados de impulsar la circulación del aire (Figura 38). Para llevar a cabo una modelización de estos, se tuvieron en cuenta diversas consideraciones, ya que de otra manera habría sido necesario incorporar al software todos los efectos asociados con un ventilador, como la distribución tridimensional del flujo y el impacto del buje en el fluido, entre otros. Estos efectos requieren una modelización compleja y un análisis exhaustivo, con tiempos de procesamiento mayores, lo cual no siempre justifica su inclusión.



Figura 38. Conjunto motor-ventilador de un horno de secado. Imagen proporcionada por la empresa.

Para modelar el ventilador, se optó por utilizar una fuente de cantidad de movimiento. Esto implica introducir una geometría con las dimensiones del forzador dentro del dominio del fluido (Figura 55) y asignarle la condición de fuente de cantidad de movimiento en el eje x. Con esto, el software asigna internamente valores al término fuente S_{Mx} de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en el eje X en las celdas que pertenecen a esta geometría del ventilador (Ecuación 2). Aunque esta aproximación puede no capturar con precisión los patrones de flujo complejos asociados con el movimiento tridimensional de un ventilador, se considera útil debido a que sus efectos son despreciables para este estudio.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad \text{Ecuación 2}$$

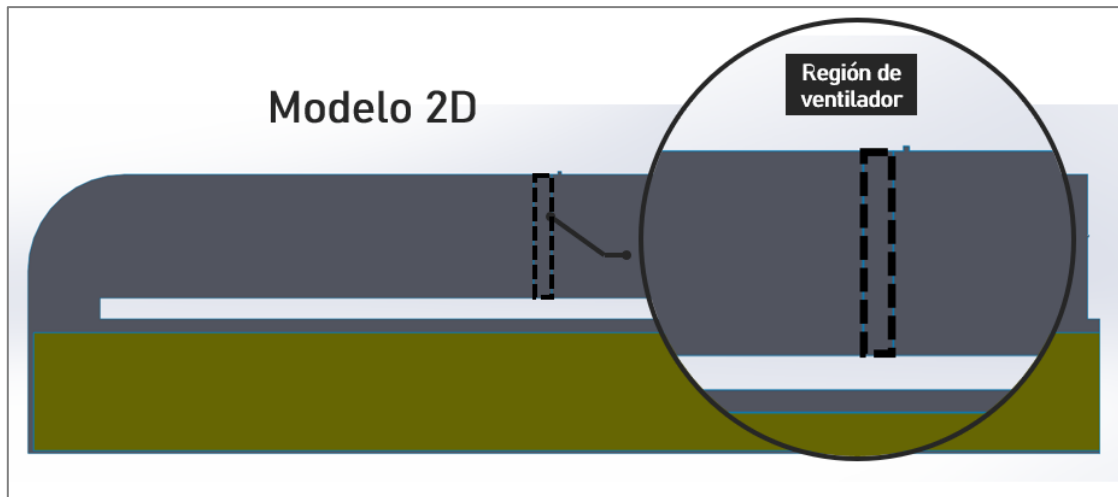


Figura 55. Región dentro del dominio del fluido del modelo bidimensional que simula el forzador. Imagen generada por el autor.

Es importante señalar que los ventiladores fueron modelados con secciones rectangulares en lugar de circulares. Aunque esta simplificación aleja los modelos de la realidad, resulta considerablemente útil para generar la malla correspondiente de manera más sencilla. Véase para mayor claridad una representación tridimensional de lo mencionado en la Figura 56.

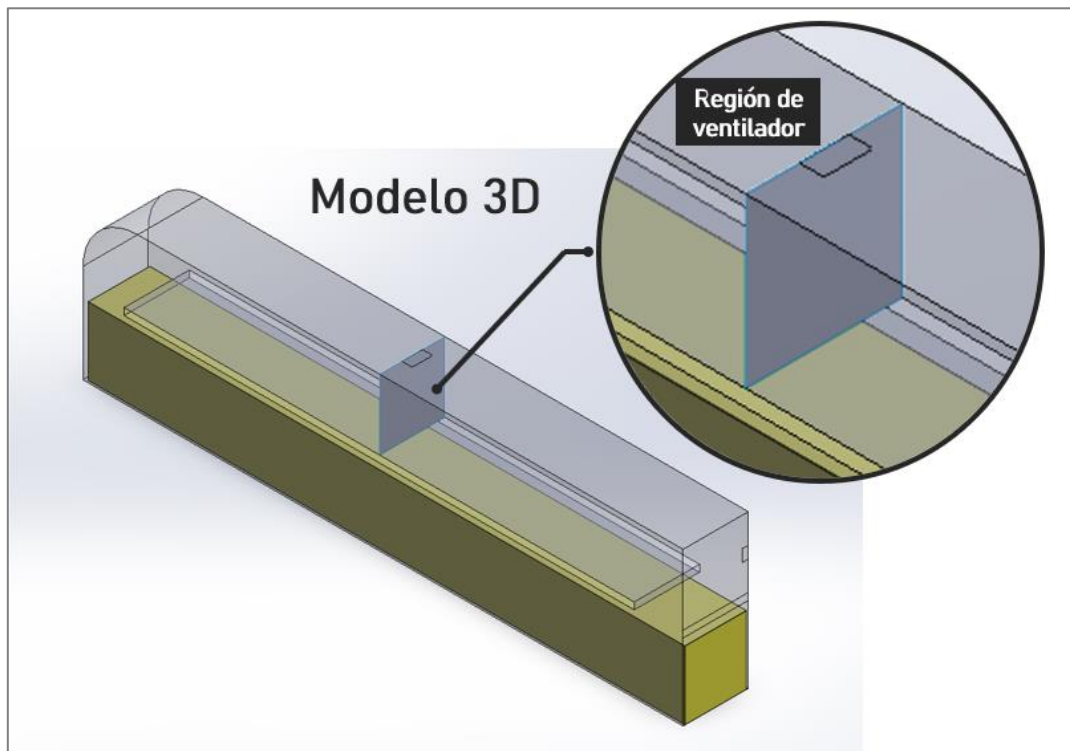


Figura 56. Representación tridimensional de la consideración geométrica que se toma con el forzador. Imagen generada por el autor.



Se realizaron diversas simulaciones para distintos saltos de presión del forzador, obteniendo así una variación de caudal circulante correspondiente. A partir de estos datos, se generó la curva del sistema y, al compararla con la curva característica del ventilador proporcionada por la empresa (Figura 37), se determinó el punto de funcionamiento del mismo. Vease Figura 57.

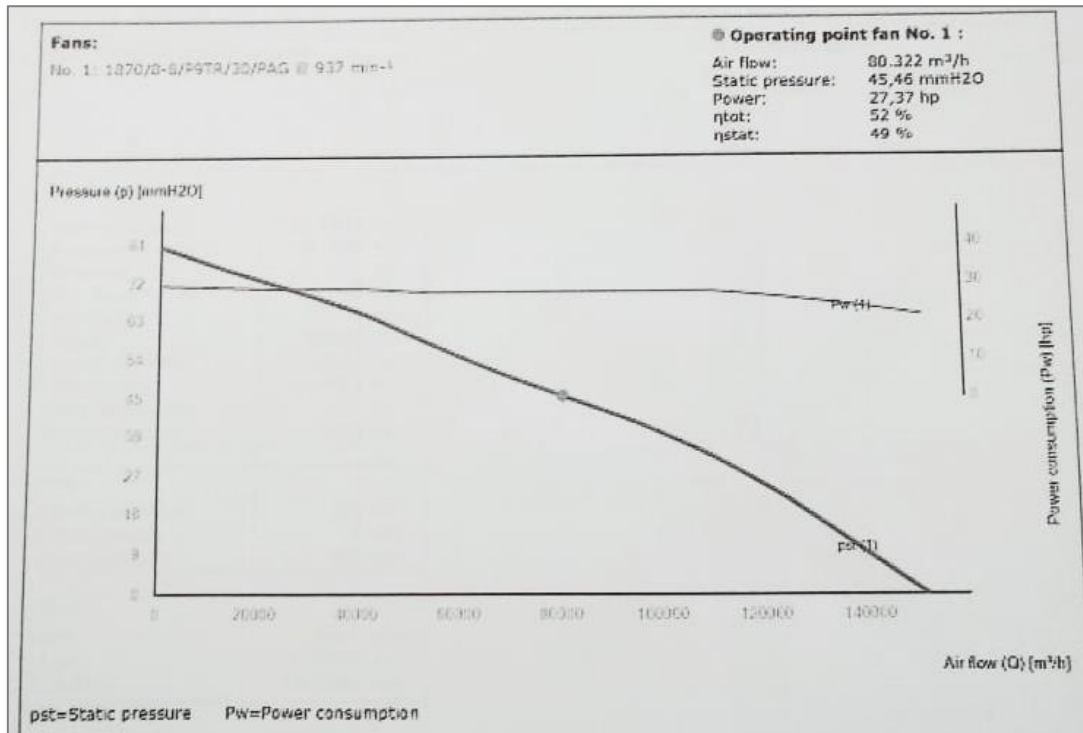


Figura 37. Curva característica del ventilador proporcionada por la empresa.

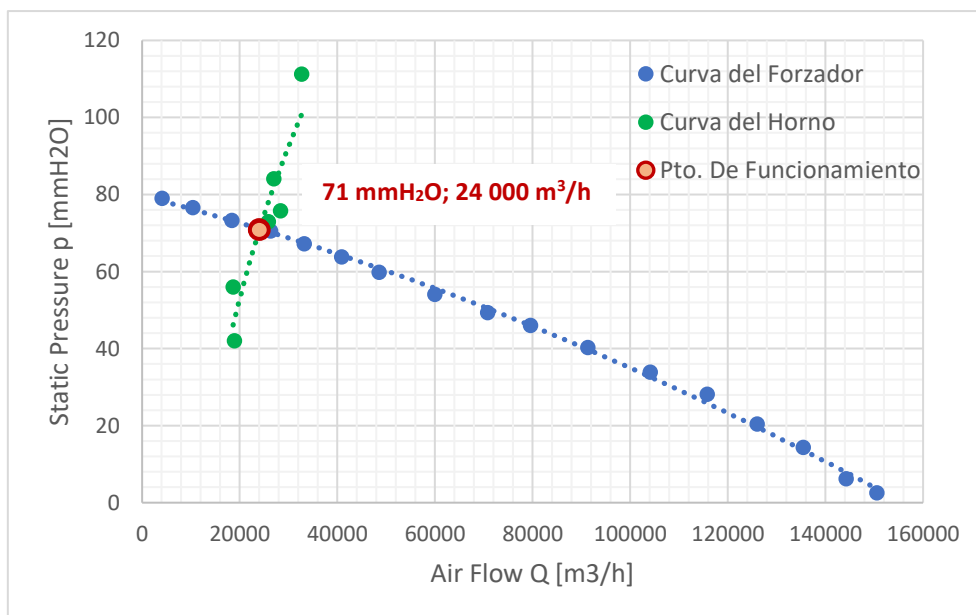


Figura 57. Gráfico comparativo entre la curva digitalizada del forzador de aire provista por la empresa y la curva del horno de secado determinada a partir de pruebas realizadas sobre el modelo 2D generado.



Tabla 5. Pruebas realizadas sobre la simulación, a fin de obtener la curva característica del sistema de secado.

Cant. de movimiento [N/m ³]	Presión p [mmh ₂ O]	Caudal Q [m ³ /h]
4000	111,23	32724
3000	84,09	27000
2700	75,73	28368
2600	72,89	25884
2200	55,97	18648
1500	42,01	18936

Tabla 6. Punto de funcionamiento determinado según comparación entre curva de funcionamiento del ventilador y curva característica del sistema.

Cant. de movimiento [N/m ³]	Presión p [mmh ₂ O]	Caudal Q [m ³ /h]
2550	71	24000

De esta manera, el valor introducido de generación de cantidad de movimiento dentro del dominio del ventilador modelado para replicar las condiciones de funcionamiento determinadas en la Tabla 6 es de $2.550 \frac{N}{m^3}$. Es importante resaltar que los valores obtenidos en esta serie de pruebas mostrados en la Tabla 5 son datos promedios, dado que en la realidad existe una variación del caudal que fluye a través del ventilador a lo largo del tiempo, acompañado de un campo de presiones que tampoco es constante ni uniforme a lo largo de toda el área del ducto.

En apartados posteriores, se examinará más detalladamente el rendimiento de este punto de funcionamiento.

En cuanto a la abertura situada en la parte superior del horno, destinada al paso de la correa del motor de accionamiento del ventilador (Figura 38), se observa que constituye un punto de entrada de aire, como lo indican las mediciones realizadas por el equipo de INTI Mendoza. Estas mediciones revelan que estas aberturas tienen un ancho de 240 mm, una longitud que oscila entre 480 y 500 mm, y una velocidad de ingreso de aire a través de ella de entre 5,5 y $7 \frac{m}{s}$.

Esta abertura se tuvo en cuenta en los modelos generados, ya que tiene un impacto en el flujo de aire cerca del ventilador. Por lo tanto, se simuló esta abertura como una entrada de aire con una condición de presión atmosférica. Se consideró que la abertura tiene dimensiones promedio de 240 x 490 mm (Figura 59), lo que resulta en un área de $0,1176 m^2$. En el modelo 2D, la abertura se representó como una línea de longitud suficiente para

mantener el mismo caudal y velocidad (Figura 58), manteniendo así el área total, con la profundidad de referencia adoptada de 1,91 m.

En futuras etapas de este estudio, se empleará la velocidad medida como un punto de verificación del modelo desarrollado.

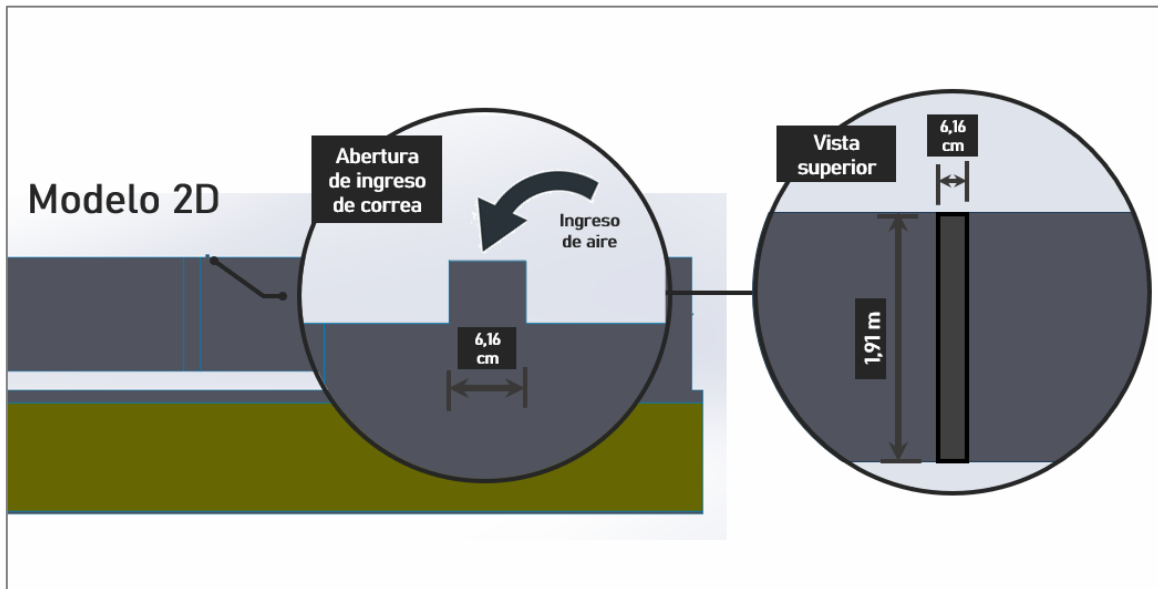


Figura 58. Representación de la abertura en el techo del secador del modelo 2D para el paso de correa del motor de accionamiento del forzador. Imagen generada por el autor.

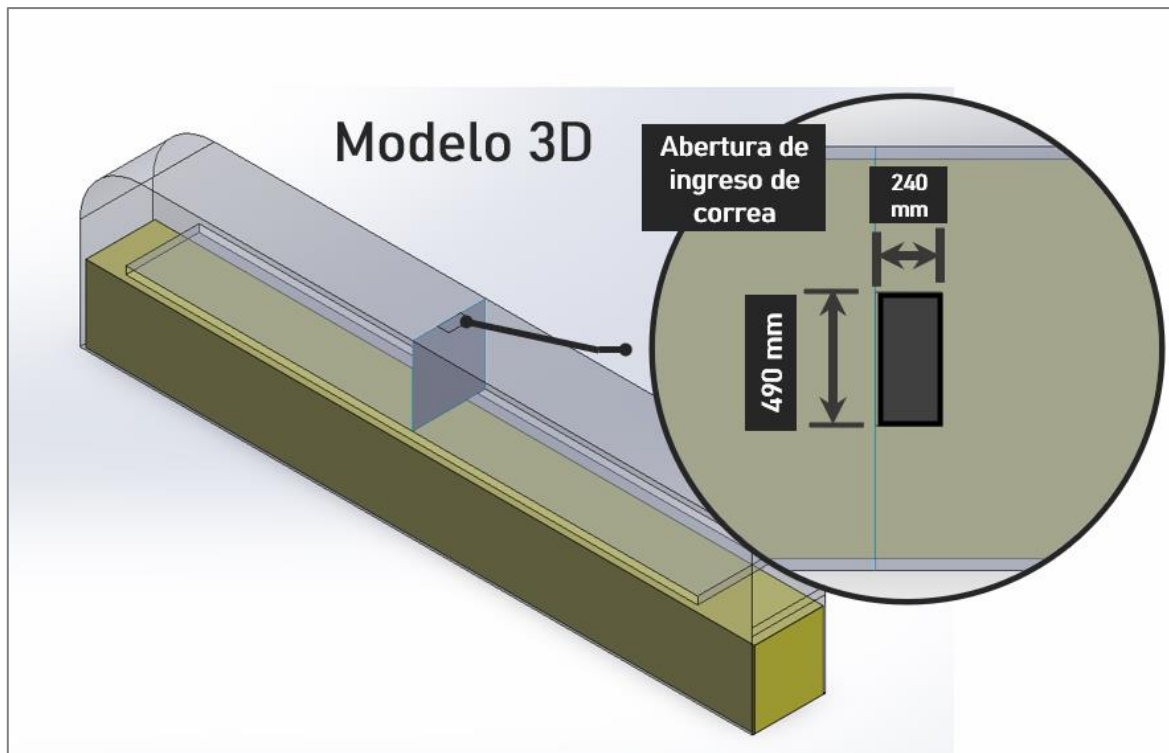


Figura 59. Representación tridimensional de las dimensiones de la abertura para el paso de correas. Imagen generada por el autor.



3.3.5. Simplificaciones del proceso de deshumidificación de las ciruelas

El proceso de transferencia de masa y energía que se da entre las ciruelas y el aire circulante, provoca que vapor de agua se mezcle con el aire caliente proveniente del ducto superior. Además, este proceso resulta en un enfriamiento del aire debido en gran medida al calor latente absorbido durante el cambio de fase del agua de las ciruelas al vapor de agua¹³. Para simular esto, se convirtió el medio poroso en un generador de masa (vapor de agua) y un sumidero de energía que representa el calor latente extraído del aire circulante a través de las ciruelas¹⁴.

3.3.5.1. Cantidad de vapor de agua generado

Para establecer esta fuente de vapor de agua, en primer lugar, se calcula la cantidad de agua evaporada por cada canasto durante su estancia en el horno. Para ello, se considera que cada canasto tiene una masa inicial de ciruelas de 575 kg con una humedad inicial del 75%; y al finalizar el proceso, la humedad de las ciruelas se reduce al 19,80% [1]. Con estos datos, se determina la masa de agua evaporada, como se detalla en la Tabla 7.

Tabla 7. Cálculo de agua evaporada por canasto durante su residencia.

Estado inicial	575 kg de ciruela por canasto 75% de humedad inicial	431,25 kg de agua + 143,75 kg de materia orgánica
Estado final	179,24 kg de ciruela por canasto 19,80% de humedad final	35,49 kg de agua + 143,75 kg de materia orgánica
= 395,76 kg de agua evaporados por canasto		

El intervalo entre el ingreso de un nuevo carro y la salida de uno con el producto final ocurre cada 1 hora y 24 minutos. Por ende, este período de funcionamiento del secador fue tomado en consideración en la simulación realizada, ya que, de lo contrario, sería necesario abordar los efectos de los movimientos de carros y variaciones ocasionadas por la apertura de la compuerta de salida, entre otros aspectos.

Entonces, si se asume para este cálculo una deshumidificación constante en todo el horno, cada canasto evaporará aproximadamente 24,74 kg de agua durante el período

¹³ Si bien existe también una transferencia de calor sensible en este proceso, se desprecian sus efectos en la simulación a fin de simplificar la misma.

¹⁴ Internamente el software coloca un valor distinto de cero al término fuente de la ecuación de conservación de la energía mostrada anteriormente. Véase Ecuación 5.



analizado de 1 hora y 24 minutos. Con este dato y las consideraciones realizadas, es posible calcular la cantidad total de agua evaporada por los 16 canastos durante ese lapso, como se detalla a continuación.

$$m_{\text{evaporada por canasto}} = \frac{395,76}{16} \text{ kg} = 24,74 \text{ kg}$$

$$n = \text{cantidad de canastos} = 16$$

$$m_{\text{evaporada TOTAL}} = m_{\text{evaporada por canasto}} * n$$

$$m_{\text{evaporada TOTAL}} = 395,76 \text{ kg}$$

$$t = \text{tiempo analizado} = 1,4 \text{ hs} = 5040 \text{ seg}$$

Entonces, la tasa de evaporación es de:

$$\dot{m}_{\text{Total}} = \frac{m_{\text{evaporada TOTAL}}}{t} = \frac{395,76 \text{ kg}}{5040 \text{ seg}}$$

$$\dot{m}_{\text{Total}} = 0,078524 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

Aunque la cantidad total de agua evaporada por todos los canastos durante el periodo analizado sobre la que se basó este cálculo será menor en la realidad debido a la variabilidad en la velocidad de secado, se asume este error como una simplificación.

Una vez obtenida esta tasa de evaporación y considerando las dimensiones del bloque de canastos modelado, se determinó el valor exacto de la fuente de vapor de agua que se incorporó en el software expresada en $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \text{ s}}$.

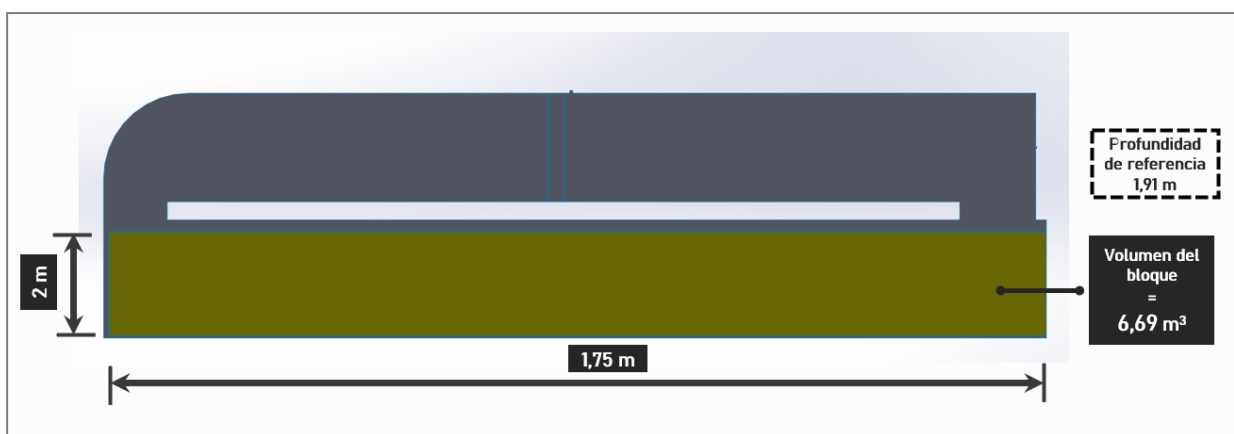


Figura 60. Volumen del bloque de canastos calculado en función de la profundidad de referencia. Imagen generada por el autor.

$$V_{canastos} = 6,69 \text{ m}^3$$

$$\dot{m}_{Total} = 0,078524 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

$$\dot{m}_{por \text{ m}^3} = 0,01174 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 * \text{seg}}$$

Esto implica que en el bloque de canastos simulado se producirán 11,74 gramos de vapor de agua por segundo por cada metro cúbico del dominio del bloque.

Se ha observado que la deshumidificación de las ciruelas, especialmente la variedad D'Agén a 80°C, experimenta una mayor tasa de secado durante la primera hora en comparación con el resto del proceso¹⁵, lo cual marca una clara tendencia hacia una mayor generación de vapor en los primeros tramos del horno. Sobre esta base, se modeló esta fuente de vapor de agua mediante una ecuación booleana (Ecuación 23), suponiendo que en los primeros 5 metros los canastos ocurre el 80% de la evaporación, en los siguientes 8 metros el 15%, y en el tramo final de 4 metros, un 5% (Figura 61).

$$IF(x < 4[m], 0.000587[\text{kg} * \text{m}^3 - \text{s} - 1],$$

$$IF(x < 12[m], 0.001761[\text{kg} * \text{m}^3 - \text{s} - 1],$$

Ecuación 23

$$0.009392[\text{kg} * \text{m}^3 - \text{s} - 1]))$$

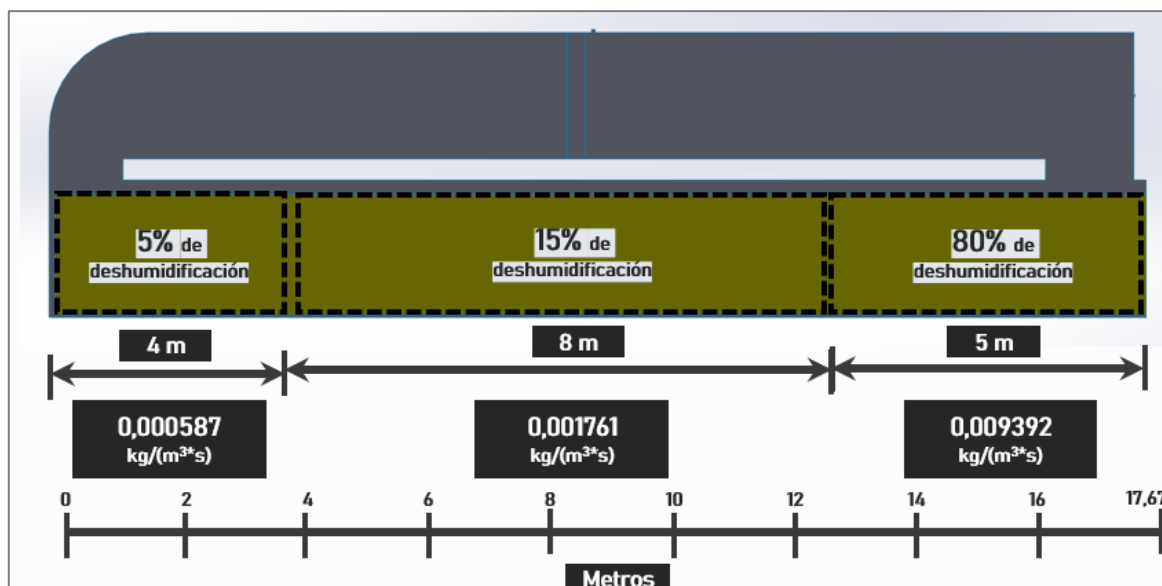


Figura 61. Representación de la distribución de la cantidad de vapor generado en cada tramo del bloque de canastos. Imagen generada por el autor.

¹⁵ Véase detalles del estudio en W. H. Newman, "Factors influencing the drying of prunes 1. Effects of temperature upon the kinetics of moisture loss during drying" Food Chemistry, vol. 57, no. 2, pp. 241-244, 1996.



3.3.5.2. Cantidad de calor latente absorbido

Por otro lado, al calcular el sumidero de energía que representará el calor latente de vaporización absorbido por el aire, se asume una temperatura promedio de $66,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en todo el bloque, basado en el conocimiento de que la temperatura a lo largo del horno oscila entre $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $83\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1]. Este valor del sumidero que se introdujo en el programa se determinó entonces con el dato de la entalpía de vaporización a $66,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($2.346\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)¹⁶, junto a la cantidad de agua evaporada por el bloque de canastos durante el periodo de 1 hora y 24 minutos, y el volumen del bloque.

$$P = \frac{\text{Calor absorbido}}{\text{por unidad de tiempo}}$$

$$h_{\text{vaporización}} = 2346\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{evaporada TOTAL}} = 395,76\text{ kg}$$

$$t = 1\text{ hr } 24\text{ min} = 5.040\text{ seg}$$

$$P = \frac{h_{\text{vaporización}} * m_{\text{evaporada TOTAL}}}{t}$$

$$P = -184.216,86\text{ W}$$

Si dividimos este calor latente P obtenido por el volumen del bloque de canastos, obtenemos el término sumidero de energía S requerido por el programa de simulación. Es importante destacar que el volumen del bloque de canastos es diferente para el modelo tiene una cierta diferencia con el de la realidad debido a que en el modelo 2D se considera el valor de la profundidad de referencia de 1,91 metros que afecta a todas las entidades dibujadas en el plano, mientras que en el horno estudiado la profundidad real para este bloque de canastos de 1,8 metros.

$$V_{2D} = 6,69\text{ m}^3 ; P = -184.216,86\text{ W}$$

$$S_{2D} = \frac{P}{V_{2D}} = \frac{-184.216,86\text{ W}}{6,69\text{ m}^3}$$

$$S_{2D} = -27.536,15\frac{\text{W}}{\text{m}^3}$$

Este término sumidero será introducido al bloque de canastos mediante una expresión lógica (Ecuación 24) similar a la generada para la generación de vapor, de manera que la mayor cantidad de energía consumida sea en los primeros tramos del secador. En la

¹⁶ Valor extraído de Cengel, Yunus A. and Cimbala, John M. " Mecánica de Fluidos". 1ra edición. McGraw-Hill, 2006. Tabla A-3 "Propiedades del agua saturada", p. 888.

Figura 62 se observa los valores energía consumidos en cada tramo del horno según esta suposición para el modelo bidimensional.

$$IF(x < 4[m], -1376.81[W/(m^3)],$$

$$IF(x < 12[m], -4130.42[W/(m^3)],$$

Ecuación 24

$$-22028.92[W/(m^3)])$$

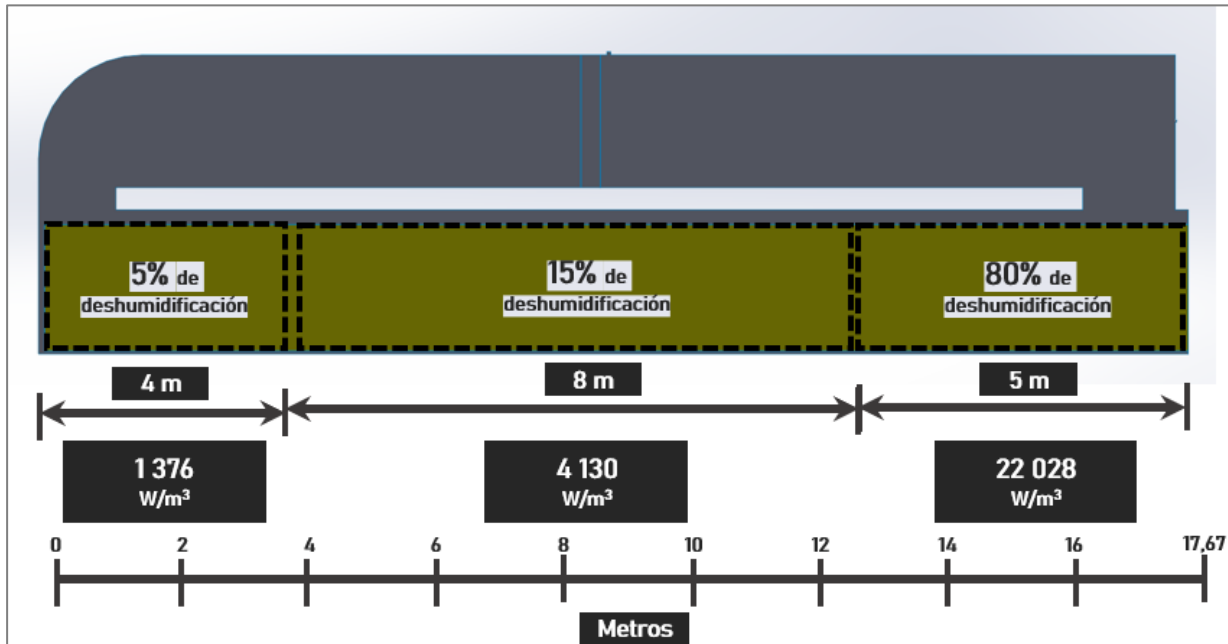


Figura 62. Valores de sumidero de energía para cada tramo del bloque de canastos para el modelo bidimensional. Imagen generada por el autor.

3.4. Diseño de la geometría

Para elaborar la geometría, se recurrió a un software de diseño asistido por ordenador (CAD) externo al paquete Workbench de ANSYS. Siguiendo los esquemas proporcionados por la empresa y todas las consideraciones y simplificaciones explicadas en secciones anteriores, se creó una representación geométrica del dominio del fluido, excluyendo las paredes del secador.

Las dimensiones promedio se establecieron tomando en cuenta los croquis proporcionados, fotografías y comentarios de los operarios de la empresa, dado que los hornos varían en tamaño. Por otro lado, los 16 canastos dentro del secador fueron representados como un bloque prismático, lo que permitió ejecutar el modelo sin necesidad de un refinamiento de malla como sería requerido para simular las bandejas con más detalle. Además, el forzador se simplificó como un prisma rectangular, buscando nuevamente facilitar



la etapa de mallado. Por su parte, las entradas y salidas de aire fueron dibujadas sobre las paredes del dominio según las consideraciones tomadas previamente.

La geometría generada se muestra en la Figura 49.

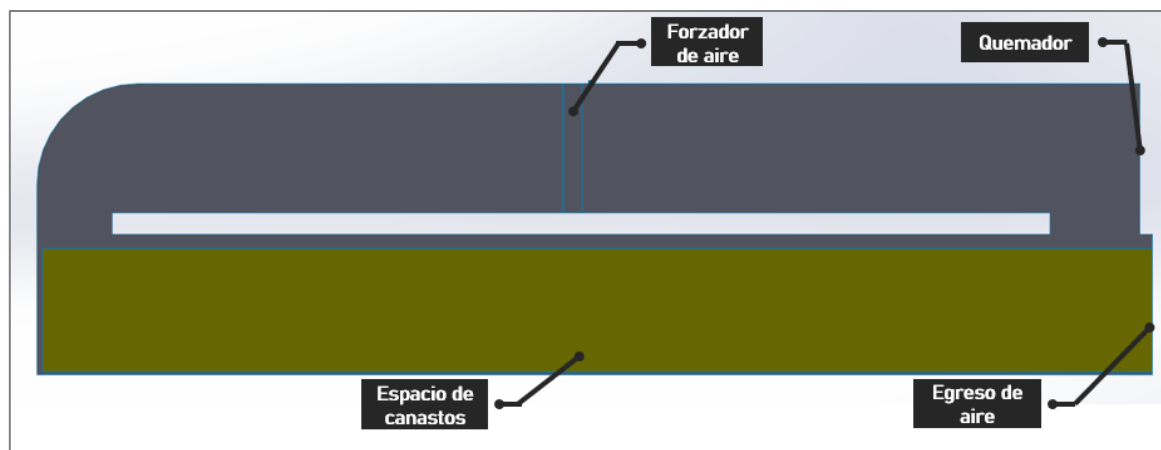


Figura 49. Geometría del modelo bidimensional. Imagen generada por el autor.

3.5. Mallado

El mallado de la geometría se llevó a cabo utilizando el programa Meshing del paquete Workbench ANSYS, diseñado específicamente para esta tarea. El archivo generado por este puede luego utilizarse en el solver Fluent para establecer las variables de entrada y proceder con la simulación. En cuanto a las técnicas de mallado empleadas, se optó por simplificar la geometría para poder crear una malla con celdas hexaédricas en lugar de tetraédricas, es decir, se prefirió una malla estructurada. Esto se debe a que, en general, las mallas estructuradas tienden a converger más rápidamente, requieren menos recursos computacionales y tiempo de ejecución en comparación con mallas no estructuradas (tetraédricas)¹⁷.

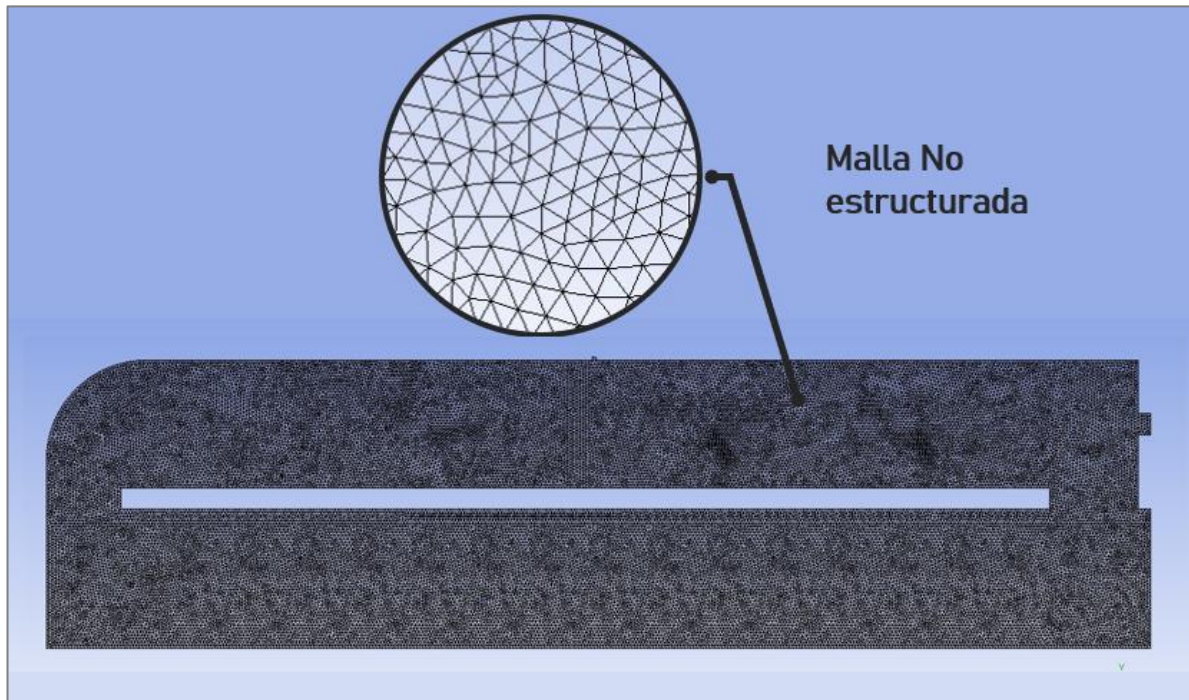
Para ejemplificar lo dicho anteriormente, se tomó un mismo modelo con igual tamaño de elementos ($0,05\text{ m}$) y se modificó la forma de los volúmenes de control modelados. Como se puede observar en la

Tabla 8, la malla hexaédrica de la Figura 63-b (estructurada) consta de 33,524 elementos, mientras que la malla tetraédrica de la Figura 63-a (no estructurada) cuenta con 63,885 elementos. Esto representa una diferencia del 47,52% en la cantidad de elementos, lo

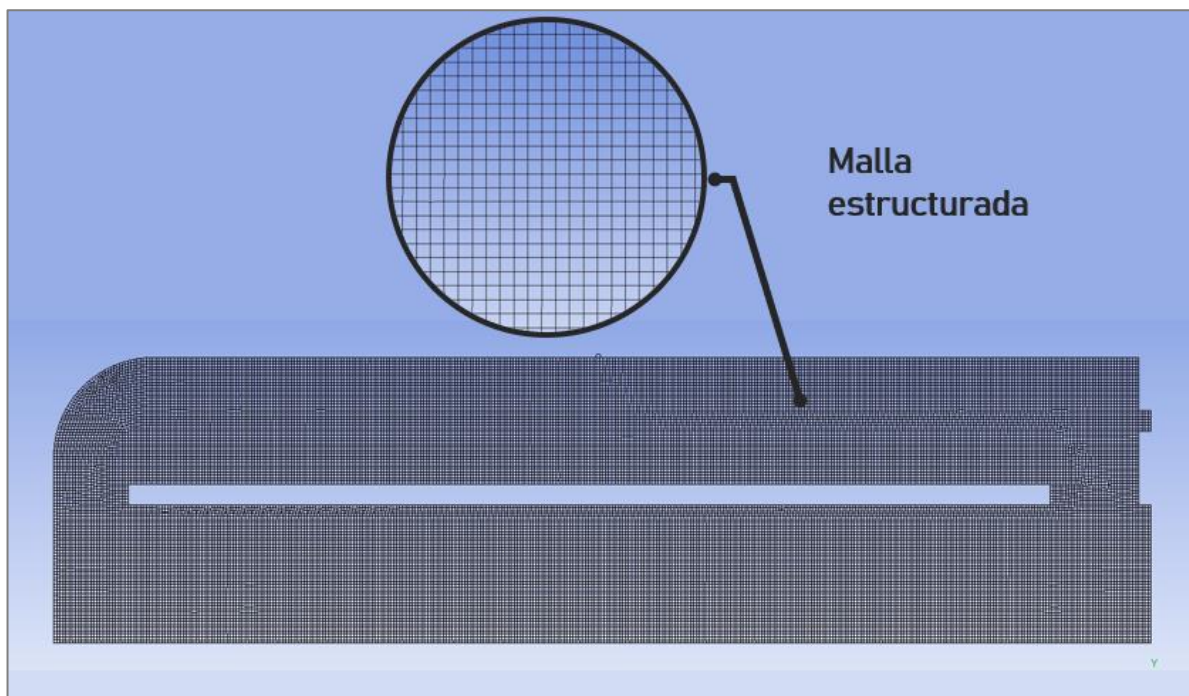
¹⁷ Las mallas estructuradas generan menor cantidad de elementos, menos uso de recurso computacional y mayor facilidad para llegar a la convergencia; por otro lado, Las mallas no estructuradas tienen una mejor respuesta en geometrías más complejas o irregulares, teniendo una gran flexibilidad para adaptarse a estas.



que implica un aumento en la cantidad de cálculos requeridos por iteración en la malla no estructurada.



a)



b)

Figura 63. Comparación entre los dos tipos de mallas sobre el modelo 2D para analizar la carga computacional de cada una. Imagen generada por el autor.

a) Malla tetraédrica (No estructurada); b) Malla hexaédrica (Estructurada)



Tabla 8. Comparación entre dos tipos de mallas en el modelo 2D con igual tamaño de elementos, pero diferentes formas de volúmenes de control.

	Malla tetraédrica (No estructurada)	Malla hexaédrica (Estructurada) <u>ELEGIDA</u>
Tamaño promedio de elementos	0,05 m	0,05 m
Cantidad de elementos	63.885	30.589
Cantidad de nodos	33.524	32.154

En la Figura 64 se presenta la malla utilizada finalmente en el modelo. Se observa que el tamaño de elemento promedio se mantuvo uniforme en todo el dominio. Aunque las buenas prácticas de mallado indican que se debe refinar en áreas donde se esperan cambios significativos en las propiedades del flujo para capturar adecuadamente los fenómenos físicos, en esta ocasión se optó por una malla uniforme a modo de simplificación. Esta decisión se basó en la complejidad inherente del proceso de refinamiento de malla, el cual demanda un estudio exhaustivo que resultaba inviable en términos de tiempo, teniendo en cuenta los plazos de entrega de este proyecto.

Es importante señalar que el método de mallado utilizado fue predominantemente estructurado. Esto quiere decir que el mallado no es completamente estructurado, debido a que en algunas zonas se necesitó recurrir a elementos tetraédricos para completar la malla.

Por otra parte, el tamaño medio de los elementos de la malla generalmente se selecciona mediante un estudio de sensibilidad de la malla, que verifica cómo afecta su variación en la precisión de los resultados, contrastándolos con valores experimentales. Sin embargo, en este caso, debido a la falta de mediciones precisas de las variables del horno, se optó por seleccionar un tamaño de los elementos lo más pequeño posible, dentro de los límites enmarcados por el recurso computacional y manteniendo tiempos de procesamiento razonables.

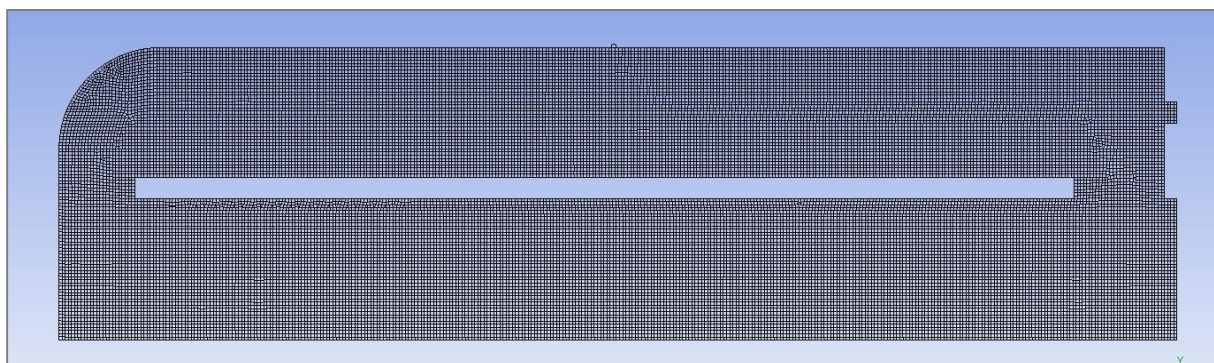


Figura 64. Malla del modelo 2D. Tamaño de elementos: 0,05 m – Método de mallado: “Cuadrilateral Dominant” – N° de elementos: 30589.



3.6. Simulación en Fluent

Las simulaciones se realizaron utilizando el solver Fluent de ANSYS, el cual requiere un archivo de geometría mallada para introducir las variables de entrada y ejecutar la etapa de procesamiento.

Dentro del modelo se consideraron los efectos de la deshumidificación de las ciruelas, así como los efectos térmicos y mecánicos del flujo de aire y vapor de agua. Esto se hizo utilizando la opción de flujo transitorio para observar la transición en el flujo del horno entre los estados de encendido y apagado del quemador. El tiempo de simulación utilizado fue de 1 hora y 24 minutos (5040 segundos), durante el cual no se producen ingresos ni salidas de canastos con ciruelas, simplificando así la modelización al no tener en cuenta el efecto de la apertura de la compuerta de salida de los canastos, los movimientos de carros, entre otros aspectos.

En la Tabla 9 se resumen los valores introducidos en la configuración de la simulación.

Como se observa, el modelo seleccionado para simular la turbulencia es el K-Epsilon Realizable, ampliamente utilizado en casos donde no se observa un desprendimiento significativo de la capa límite.

Para abordar los efectos de la deshumidificación y visualizar el comportamiento del vapor de agua mezclado con el aire en todo el horno, se optó por emplear conjuntamente los modelos multifase y transporte de especies químicas. El primero se utiliza para simular flujos de múltiples fases en un sistema, particularmente el modelo "Mixture Multiphase" que permite representar sistemas donde las fases están íntimamente mezcladas y se comportan como un único fluido [17], como es el caso del vapor de agua en el aire. Por otro lado, el modelo de transporte de especies se emplea para simular la interacción y el transporte de diferentes especies químicas en un flujo, lo que permite calcular la concentración de cada especie a lo largo del dominio de flujo [17], lo que resulta útil para evaluar el nivel de humedad en diferentes secciones del horno. Con esto, el programa internamente lo que hace es resolver las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía para cada fase y especie, considerando la interacción entre ellas.



Tabla 9. Resumen de la configuración de parámetros para simulación 2D.

General setup		Boundary conditions setup	
Gravedad "g"	-9,81 m/s ² en el eje Y	Inlet 1 (Quemador)	Tipo: Entrada de flujo másico Temperature=1960 °C Mass Flow = $IF(\{temp - sensor\} < 355[K], 0,15 [kg/s], 0 [kg/s])$ Vapour mass fraction = 0
Time	Transient	Inlet 2 (Abertura de correa)	Condición: 0 Pa manométricos Temperature = 25 °C Vapour mass fraction = 0,011
Models setup		Outlet (Salida de aire)	Condición: 0 Pa manométricos Temperature = 25°C Vapour mass fraction = 0,011
Modelo de turbulencia	k-Epsilon Realizable	Walls	Roughness Height = 0,002 m Roughness Constant = 0,5 Heat flux=0 W/m ² (adiabático)
Energy Equation	ON	Reference Values	
Multiphase	Modelo: Mixture Numero de fases: 2	Profundidad	Depth = 1,91 m
Species	Modelo: Species transport	Inicialización	
Materials setup		Initial values	Gauge pressure = 0 Pa X velocity = Y velocity = 0 Temperature = 80°C Vapour mass fraction = 0,011
Mezcla aire-vapor	Características por defecto	Run calculation	
Agua	Características por defecto	Number of Time Steps	5040
Ciruelas	Densidad aparente: 1043 kg/m ³ C _p = 3535,8 J/kg*K K=0,4 W/m*K	Time Step Size	1 segundo
Cell zone conditions setup		Reporting Interval	1
Bloque de canastos	Porous zone Solid Material Name: Ciruelas Fluid Porosity= $\gamma = 0,476$ Viscous resistance = $1/\alpha = 238678,33 \text{ 1/m}^2$ Inertial resistance = C ₂ = 425,13 1/m Source mass vapour = $IF(x < 4[m], 0.000587[kg * m^{\wedge} - 3 * s^{\wedge} - 1], IF(x < 12[m], 0.001761[kg * m^{\wedge} - 3 * s^{\wedge} - 1], 0.009392[kg * m^{\wedge} - 3 * s^{\wedge} - 1]))$ Energy source = $IF(x < 4[m], -1376.81[W/(m^{\wedge}3)], IF(x < 12[m], -4130.42[W/(m^{\wedge}3)], -22028.92[W/(m^{\wedge}3))])$		
Forzador	X Momentum source = 2550 N/m ³		



En relación con la porosidad del bloque de canastos, se introdujeron valores de porosidad, resistencia viscosa y resistencia inercial en el eje x según los cálculos realizados en secciones anteriores. En contraste, en el eje y se aplicaron valores elevados para dirigir el flujo principalmente en la dirección x . Esta configuración ayuda a modelar el comportamiento del aire en el horno que se da debido a la limitación del flujo que existe en las demás direcciones debido a la estructura de madera de los canastos.

A diferencia de los efectos de la evaporación del agua contenida en las ciruelas, que son modelados por las funciones de generación de vapor y sumidero de energía, se consideró que los efectos de la condensación del vapor de agua circulante en el horno eran insignificantes y, por lo tanto, no se incluyeron en el modelo.

En lo que respecta a la simulación del forzador del horno, dado que no fue posible dibujar superficies dentro del dominio del fluido al trabajar en un plano, se abordó su modelización mediante un generador de cantidad de movimiento en el eje x . Aunque este método no es tan preciso como el anterior, permite su implementación en los modelos bidimensionales mediante el dibujo de un subdominio dentro del área por donde circulará el fluido.

Los datos de entrada y salida de aire se definieron conforme a lo descrito en el apartado de consideraciones. Además, se consideró una temperatura externa de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una humedad relativa del 55%, que corresponde al promedio histórico para la ciudad de San Rafael, Mendoza¹⁸, donde se encuentra ubicada la planta. Esta humedad relativa equivale a una humedad absoluta de $0,011\text{ kg}$ de agua por kg de aire seco¹⁹.

Asimismo, se simplificó el modelo al considerar el horno como adiabático, lo que significa que no se tuvo en cuenta la transferencia de calor entre el horno y el entorno.

Dado que no se encontró información sobre la altura de rugosidad en las paredes de ladrillo, se supuso una altura de 2 mm . Además, debido a la falta de una guía clara para seleccionar la constante de rugosidad [17, p. 1422], se estimó que esta constante es de 0,5, asumiendo así una rugosidad constante a lo largo de todas las paredes.

¹⁸ Dato extraído del Servicio Meteorológico Nacional Argentino. Disponible en: <https://www.smn.gov.ar/descarga-de-datos>

¹⁹ Dato extraído de Y. A. Cengel y M. A. Boles, "Termodinámica: Un Enfoque de Ingeniería," 7a ed., McGraw-Hill Education, Ciudad de México, 2011, p. 997, Fig. A-31E "Carta psicrométrica a 1 atm de presión total"



Finalmente, para iniciar la simulación, se establecieron condiciones de presión manométrica de $0 Pa$, velocidades de aire nulas, una temperatura de $80^{\circ}C$ y humedad absoluta igual a la del aire exterior al horno.

En esta etapa de procesamiento, el objetivo principal es generar una solución que nos permita obtener una serie de magnitudes necesarias para el análisis. Entre estas magnitudes se incluyen las velocidades del flujo, las presiones en distintos puntos del dominio, las temperaturas a lo largo del horno y el contenido de humedad en diversas secciones. Las características de la computadora utilizada para este propósito se pueden ver en la Tabla 10.

Tabla 10. Características del dispositivo informático utilizado para llevar adelante las simulaciones.

CPU	12th Gen Intel(R) Core (TM) i7-12700 2.10 GHz 12 Núcleos Físicos
Memoria RAM	32 GB
GPU	AMD Radeon RX 6400 (Marca no compatible con el software)
Memoria ROM	SSD 500 GB

Las especificaciones que se usaron para llevar a cabo la simulación en el plano se pueden ver en la Tabla 11, junto con una imagen de este modelo en la Figura 65.

Tabla 11. Especificaciones con las que se llevó adelante la simulación 2D.

Cantidad de elementos	30.589
Tipo	Transitoria
Tiempo de simulación	4 hs 56 min
Cantidad de pasos de tiempo	5040
Tamaño de pasos de tiempo	1 segundo
Intervalos de reporte	1
Máxima cantidad de iteraciones por paso de tiempo	20
Cantidad de núcleos del procesador utilizados	10

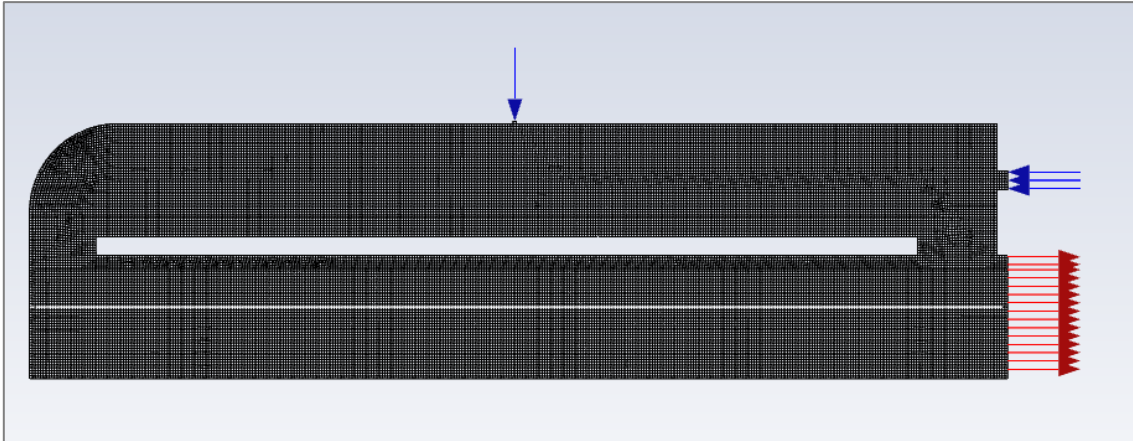


Figura 65. Modelo finalmente simulado con las respectivas entradas y salidas.

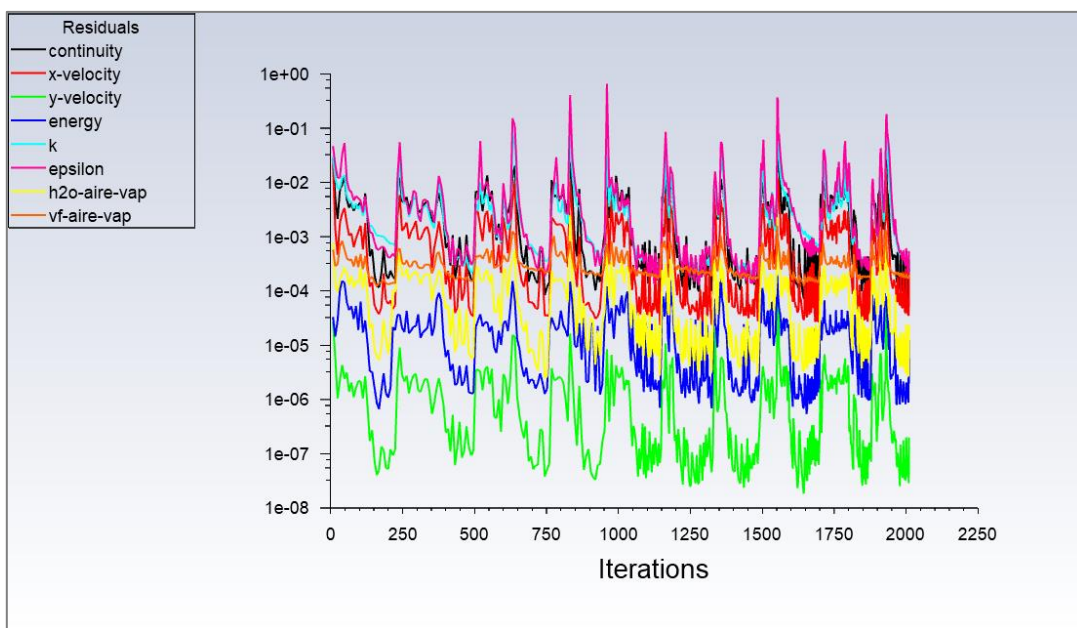


Figura 66. Residuos generados a partir de la simulación de tipo transitoria.

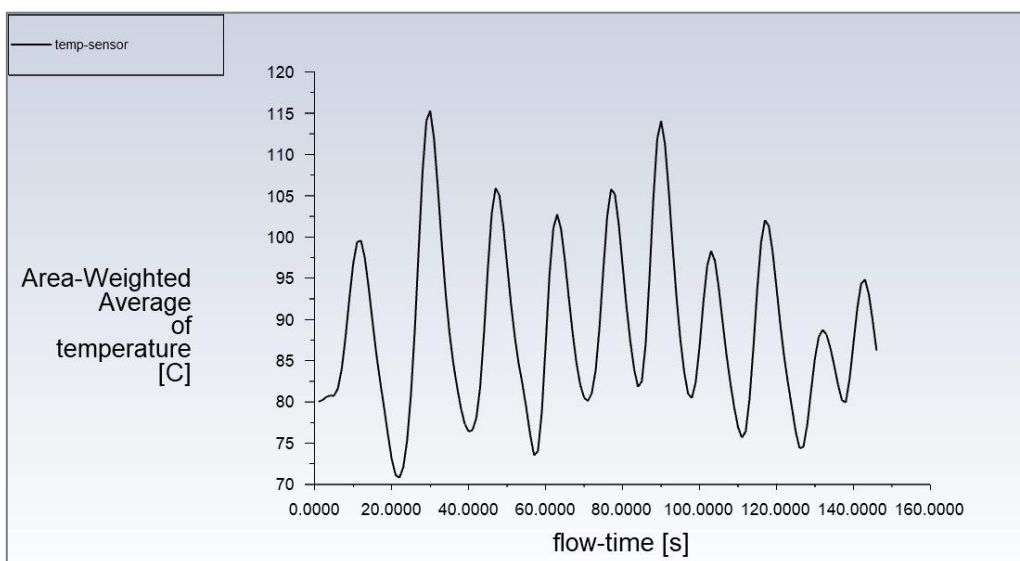


Figura 67. Valor del sensor de temperatura modelado durante la simulación 2D.



En la Figura 66 se presentan los residuos de la simulación, constituyendo un gráfico de control de la precisión del proceso. Estos residuos exhiben una variación típica de simulaciones de estado no estable, con valores relativamente bajos de acuerdo a la experiencia en este tipo de simulaciones para cada una de las 8 ecuaciones de conservación usadas, lo que indica una exactitud de resultados aceptable. Se observa que cada estampa de tiempo generada se itera como máximo 20 veces, según los valores introducidos, con claros picos de residuos en los momentos de encendido del quemador, momento donde se dan relativamente grandes gradientes de propiedades como la temperatura, velocidad, etc. Además de estos residuos, otro parámetro de control utilizado fue el valor de temperatura registrado por el sensor modelado (Figura 67), ya que, si este valor no resulta aceptable, se podría requerir una corrección en el modelo. Este último muestra los ciclos de encendido y apagado del quemador, que naturalmente afectan la temperatura del horno, con variaciones entre 70°C y 115°C , considerando una inicialización supuesta de 80°C .

A partir de la Tabla 11 se conoce que el tiempo de procesamiento necesario es de 4 horas con 56 minutos, lo que resulta en una simulación transitoria de 1 hora con 24 minutos. No obstante, no es imprescindible ejecutar el modelo durante todo ese lapso, dado que aproximadamente después del ciclo número 20 de encendido y apagado del quemador, el flujo de aire en el horno alcanza un estado transitorio periódico, con propiedades que oscilan alrededor de un valor medio estable, lo cual se puede ver en el gráfico de temperatura detectada por el sensor modelado (Figura 67).

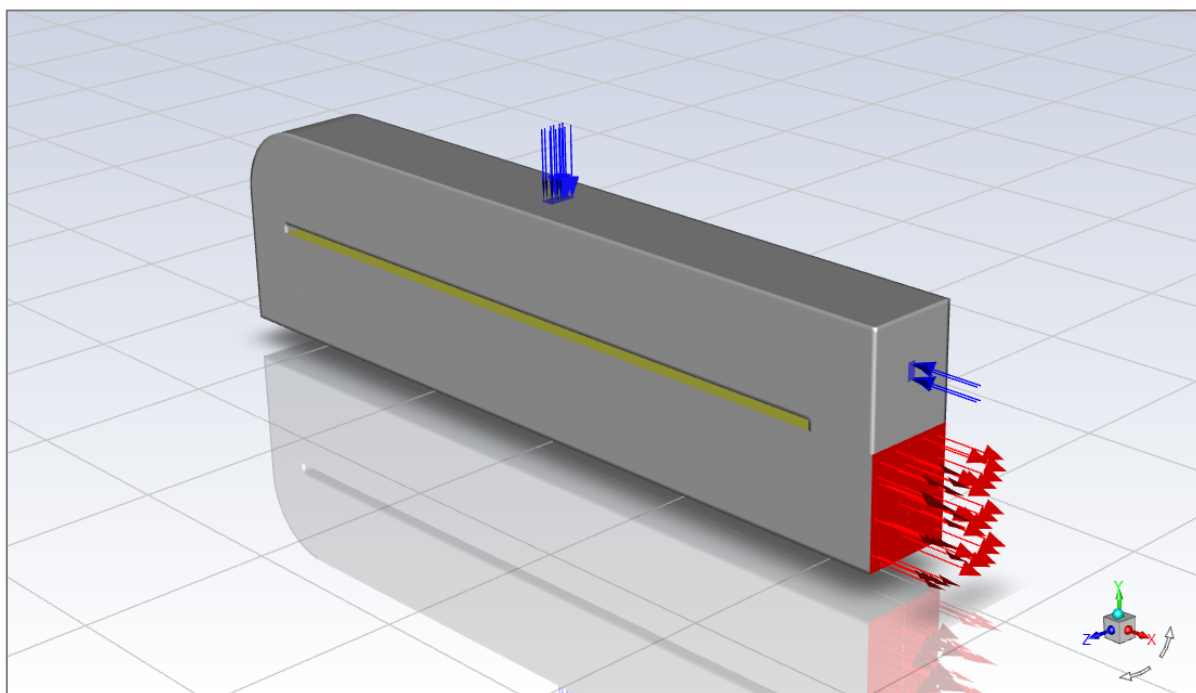


Figura 68. Representación tridimensional del modelo 2D simulado con las respectivas entradas y salidas.



3.7. Validación de resultados

Es sabido que, al generar una simulación, la cual se basa en métodos de solución por aproximación como son los métodos numéricos, y en modelos con ciertas simplificaciones que no reflejan con total exactitud la realidad, es necesario validar los datos obtenidos contrastándolos con valores experimentales.

3.7.1. Contraste con perfiles de temperatura y humedad medidos

Para este propósito, se recurrió a la información previamente recopilada en el estudio "Deshidratado de ciruelas D'Agén en túneles de configuraciones inversas" realizado por la Dra. Delia Paola Urfalino [1]. En dicho estudio, se obtuvo un perfil de temperatura y humedad para los secadores de la misma empresa, con el quemador configurado en una temperatura de corte de 80°C. Aunque la temperatura de corte del quemador difiere de la utilizada en este análisis, estos datos empíricos resultan de gran utilidad para evaluar la precisión de los resultados.

Las mediciones mencionadas se realizaron mediante la colocación de dos sensores de temperatura/humedad tipo i-button en los canastos con el horno funcionando en régimen, fijados a las bandejas N°2 y N°22, con un registro de estos parámetros cada 30 minutos durante todo el proceso de secado [1]. Las mismas se pueden ver en los gráficos de la Figura 69 y Figura 70.

Estos gráficos exhiben una clara tendencia de aumento de la temperatura y disminución de la humedad relativa del aire circulante a medida que los carros se acercan a la zona de egreso. Aunque estas mediciones están relacionadas con el tiempo de residencia de los canastos dentro del secador, se logró obtener el perfil de temperatura y humedad a partir de las mismas, considerando el tiempo de reposición de canastos, que es de aproximadamente cada 1 hora 24 minutos en promedio [1].

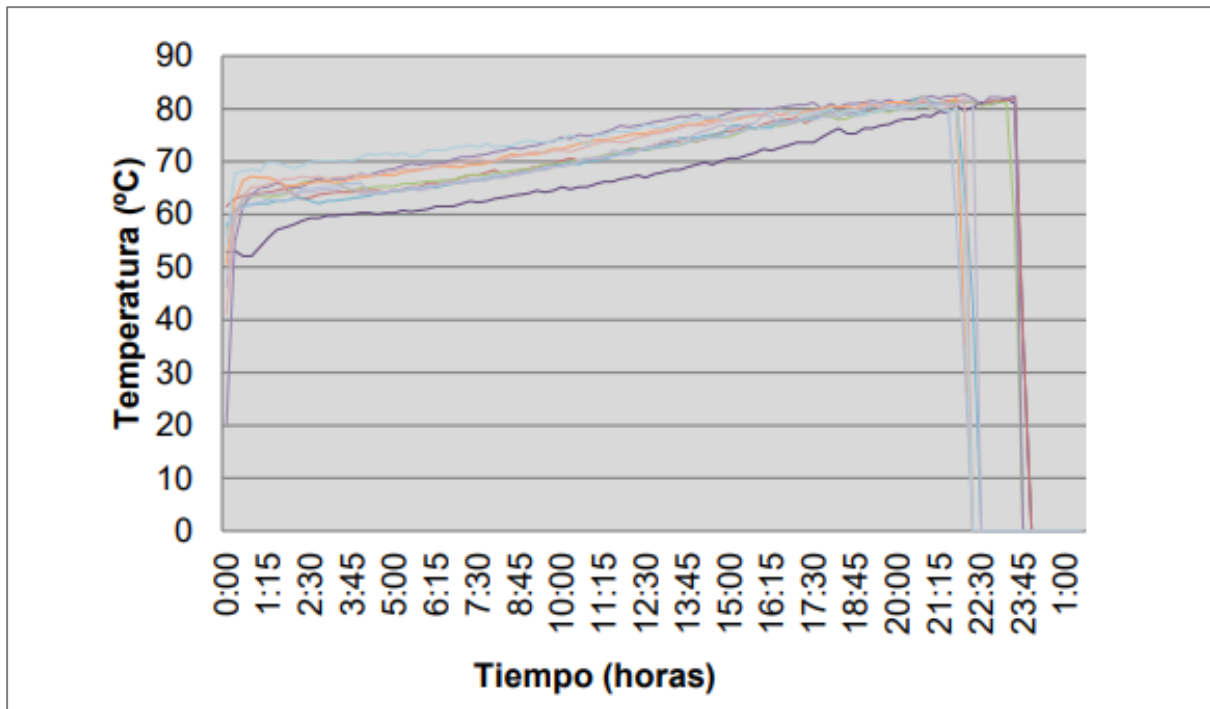


Figura 69. Resultados de mediciones de temperatura del aire circulante entre los canastos durante su permanencia dentro del horno, con el quemador ajustado a 80°C. Extraído de: P. Urfalino, "Deshidratado de ciruelas D'Agén en túneles de configuraciones inversas" Universidad Nacional de Santiago del Estero, Santiago del Estero, 2019.

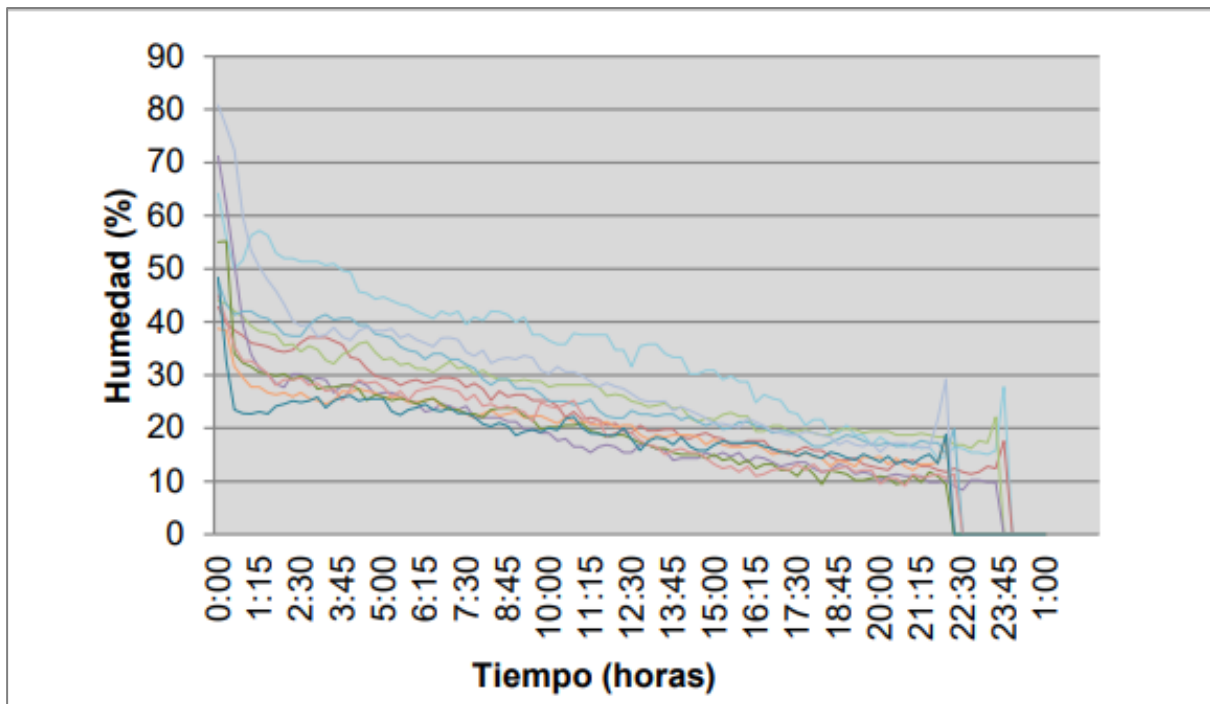


Figura 70. Resultados derivados de mediciones de humedad relativa del aire de las inmediaciones de los canastos durante su permanencia en el secador. Extraído de: P. Urfalino, "Deshidratado de ciruelas D'Agén en túneles de configuraciones inversas" Universidad Nacional de Santiago del Estero, Santiago del Estero, 2019.



Por otro lado, el perfil de temperatura generado mediante la simulación se obtuvo a partir de datos tomados a una altura de 1,3 m sobre el suelo, con el propósito de obtener un valor representativo del aire circulante entre los canastos (Figura 71). En la Figura 72 se muestra una comparación entre el perfil de temperatura medido y el obtenido a partir del modelo desarrollado. Del mismo modo, en la Figura 73 se presenta la comparación correspondiente para la humedad relativa.

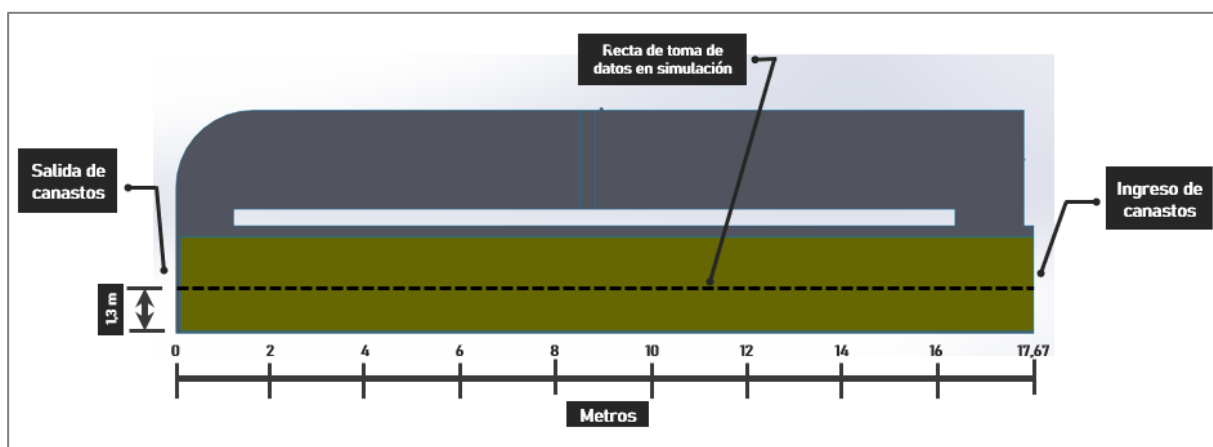


Figura 71. Representación de la recta de puntos generada dentro del programa para graficar los perfiles de temperatura y humedad.

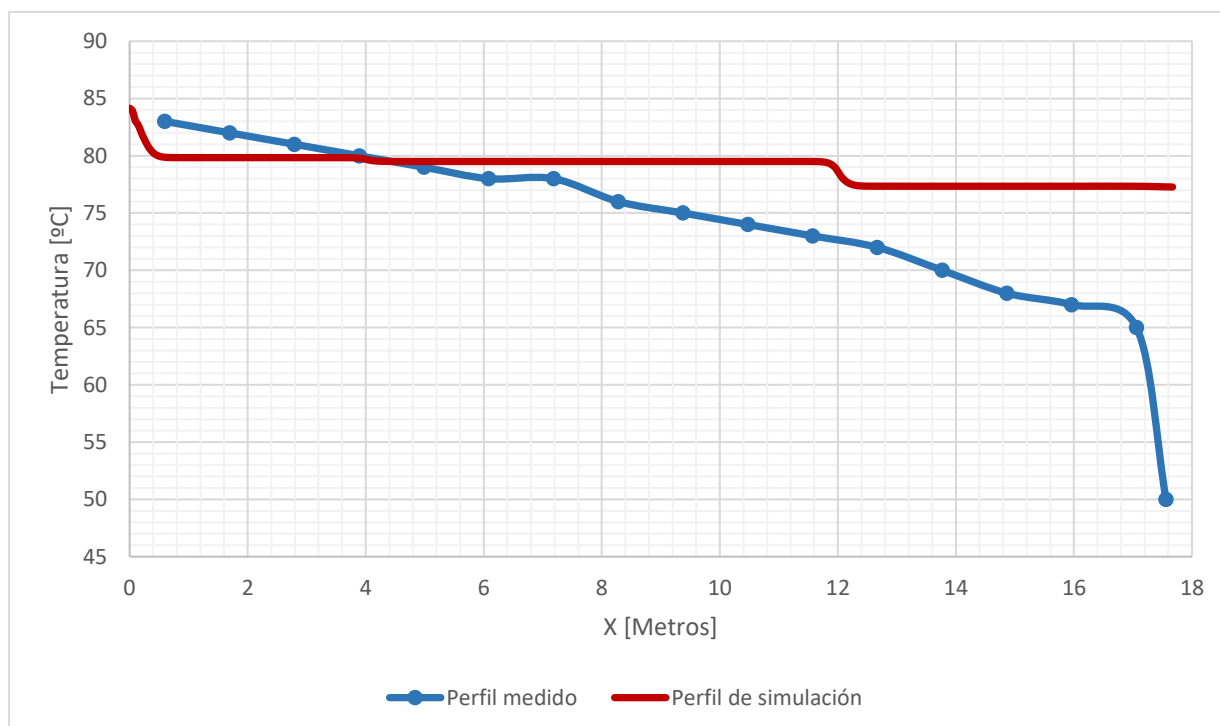


Figura 72. Gráfico comparativo entre el perfil de temperatura medido con un de corte del quemador establecido en 80°C y el perfil obtenido mediante la simulación.



El perfil de temperatura medido se basa en la curva calculada a partir de los datos promedio del gráfico de la Figura 69, por medio de un ajuste del eje x de tiempos a metros, considerando las dimensiones del horno y la frecuencia de avance de los canastos, que es cada 1 hora y 24 minutos. Este perfil muestra que, en la zona de salida de canastos, las temperaturas oscilan alrededor de los 83°C . A medida que se avanza en la longitud del horno, la temperatura desciende a una tasa aproximada de $0,91 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{m}}$, hasta el último tramo de medio metro donde la temperatura cae bruscamente desde los 65°C hasta los 50°C . Por otro lado, la curva generada por la simulación muestra una temperatura inicial de aproximadamente 84°C , con una caída en los primeros 0,5 metros hasta llegar a los 80°C , manteniéndose relativamente constante a lo largo del horno, excepto por pequeñas variaciones observadas en los 4 y 12 metros debido a las consideraciones aplicadas en el modelado de deshumidificación por tramos aplicado en el bloque de canastos.

Como era de esperarse, las dos curvas no son exactamente iguales. Aunque ambas comienzan en valores similares, sus pendientes son distintas y los valores finales difieren en la zona de entrada de los canastos (17,67 metros). Esto sugiere que la disminución de la temperatura a medida que se avanza en el horno, como indica la curva del perfil medido, se debe en gran parte a factores distintos del calor latente absorbido por el aire debido al cambio de fase del agua al evaporarse. Esto se puede deber a la condición adiabática establecida en el modelo, por ejemplo, ya que no se representó la pérdida de calor a través de paredes y techo.

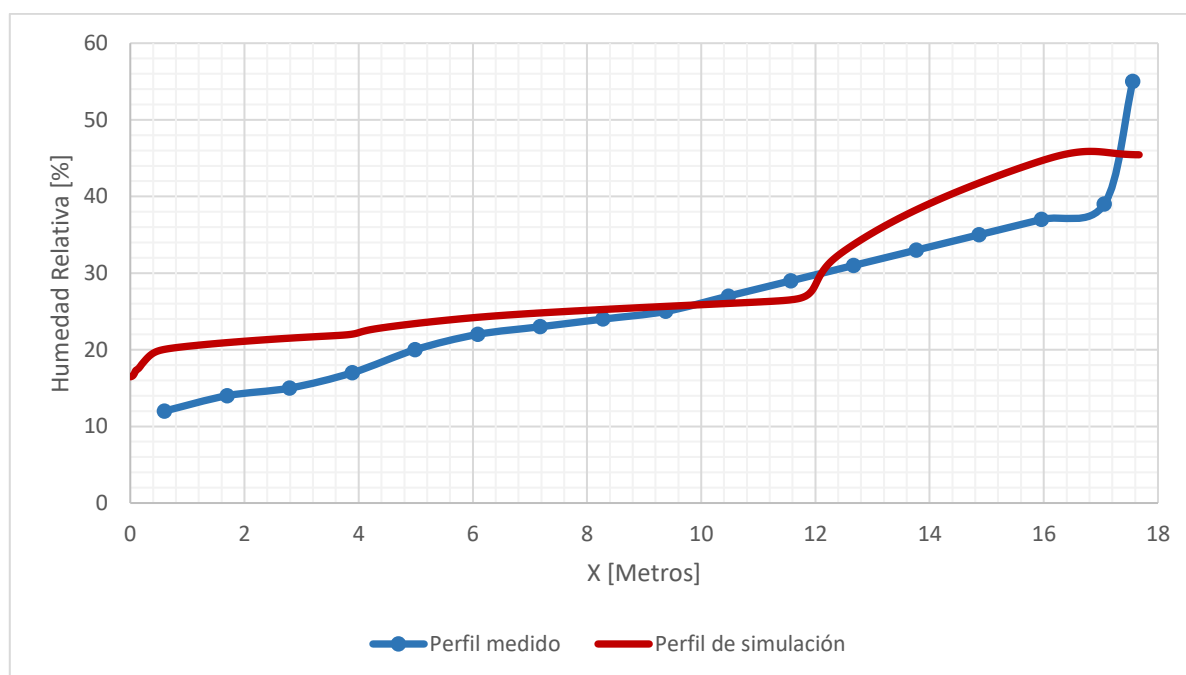


Figura 73. Comparación entre perfil de humedad promedio medido con un corte del quemador en 80°C y el perfil de humedad generado en el software.



Por otro lado, el perfil de humedad medido está basado en el gráfico de la Figura 70, el cual presenta grandes variaciones en sus valores entre cada muestra, a diferencia del perfil de temperatura. Al contrastar el perfil de humedad medido con el generado por el software, se observa una semejanza aceptable. El perfil medido comienza en una humedad del 12% y aumenta con una pendiente relativamente constante de 1,83 %/m en promedio, hasta el último tramo de medio metro del horno, donde la humedad pasa del 39% al 55%. Por su parte, el perfil generado por el software comienza en un 16% de humedad relativa y aumenta con pendientes distintas en los 3 tramos donde se han definido tasas de evaporación diferentes, habiendo un cambio de pendiente en los 4 y 12 metros, llegando a un valor final que ronda el 45%. Es importante destacar que la humedad relativa es una variable dependiente de, entre otros factores, por la temperatura; por lo que las diferencias observadas en ambos perfiles de humedad se deben en parte a las variaciones de las temperaturas respectivas de cada punto.

En resumen, las discrepancias existentes entre ambos perfiles, tanto de temperatura como de humedad, resultan insignificantes para el análisis llevado a cabo en este estudio. Estas diferencias se atribuyen a las disparidades en las condiciones de corte definidas para los quemadores, a la generación del perfil medido a partir de valores promedios, y a las consideraciones y suposiciones realizadas en la generación del modelo para este trabajo.

3.7.2. Contraste con velocidades medidas

Además, se llevó a cabo una validación en relación con velocidades conocidas. Como se mencionó previamente, se consideraron tres valores de velocidad conocidos: la del aire que ingresa por la abertura de entrada de correa de transmisión, la velocidad entre bandejas de los carros y la velocidad medida en el espacio donde se encuentra la última bandeja del techo del túnel inferior. Estos valores se presentan en la Tabla 12.

Tabla 12. Puntos del secador con velocidades conocidas.

Zona de medición	Valor
Aire de ingreso por abertura de correa de transmisión (forzador)	Entre 5,5 y 7 m/s
Entre bandejas de carros	3,3 m/s
Espacio que separa la última bandeja del techo del túnel inferior	10 m/s

Estas velocidades medidas se compararon con los valores obtenidos a lo largo de la simulación. En el gráfico de la Figura 75 se muestra la velocidad del aire de ingreso en la abertura de paso de la correa de transmisión, la cual, aunque presenta ciertas variaciones, el



valor promedio de $8 \frac{m}{s}$ se aproxima al valor medido, y el error, insignificante para este análisis, se atribuye a las diferencias mencionadas anteriormente.

En la Figura 76 y Figura 77 se presentan las variaciones de la velocidad del aire entre las bandejas de los canastos y en la parte superior de los mismos respectivamente. Estos datos fueron registrados a una distancia de 9 metros desde la zona de salida de los canastos, como se indica en la Figura 74. Ambos gráficos observan variaciones a lo largo del tiempo. El promedio de la velocidad en la parte superior de los canastos es de $11,3 \frac{m}{s}$, ligeramente superior a los $10 \frac{m}{s}$ medidos, pero aún dentro de un rango aceptable. Por otro lado, la velocidad promedio registrada por la simulación dentro del bloque de canastos es de $0,43 \frac{m}{s}$, una diferencia considerable respecto a los $3 \frac{m}{s}$ medidos, la cual se atribuye principalmente a la consideración de modelar el bloque de canastos como un medio poroso en la simulación, aproximación que difiere de la realidad, pero se acepta este error ya que simplifica significativamente el modelo computacionalmente y no afecta al análisis de las propiedades externas al bloque de canastos, que es el enfoque principal de este estudio.

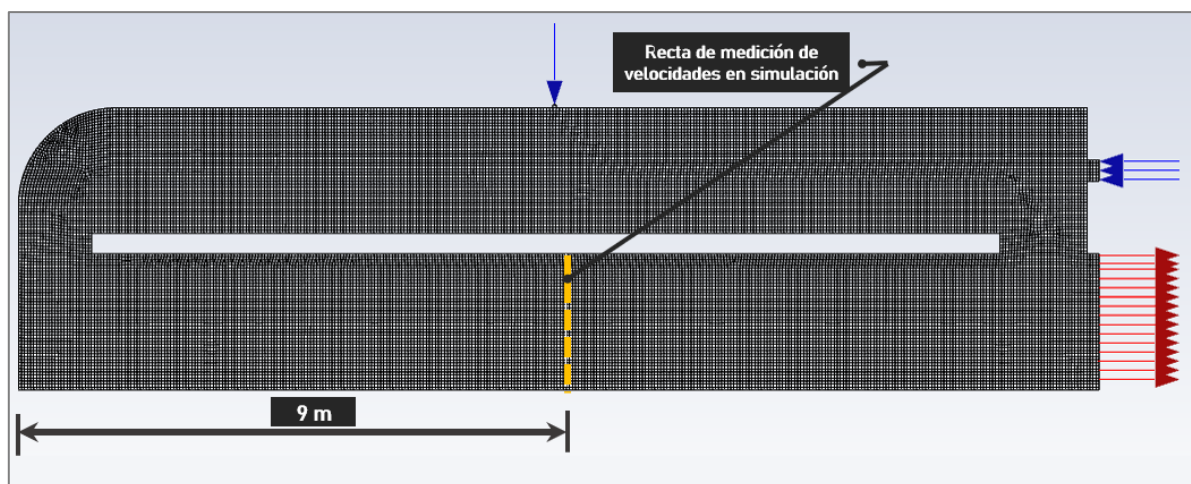


Figura 74. Recta de toma de velocidades simuladas en el ducto inferior del secador.

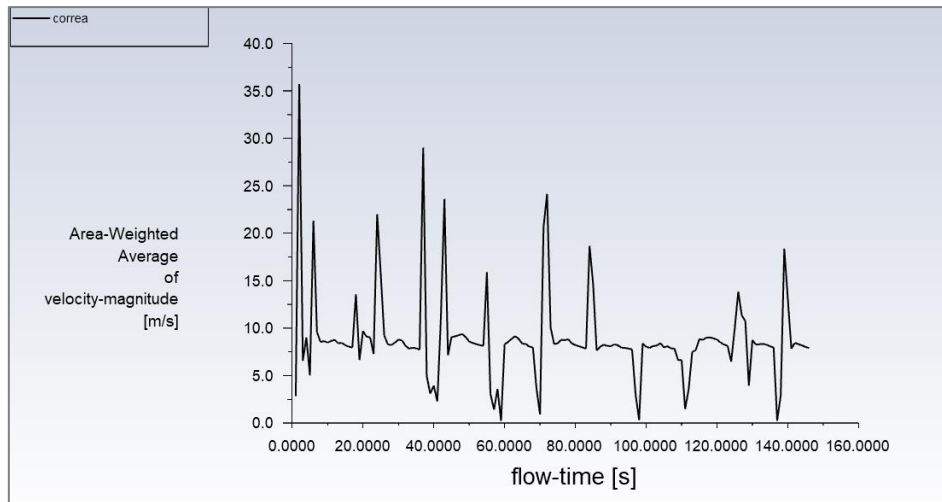


Figura 75. Velocidad promedio del aire en la abertura de ingreso de correa de transmisión.

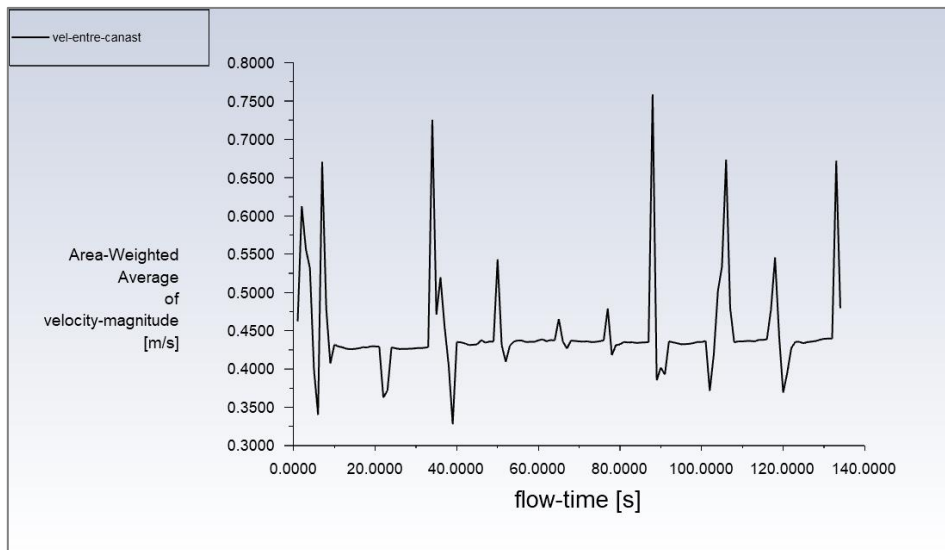


Figura 76. Velocidad del aire circulante entre bandejas de canastos.

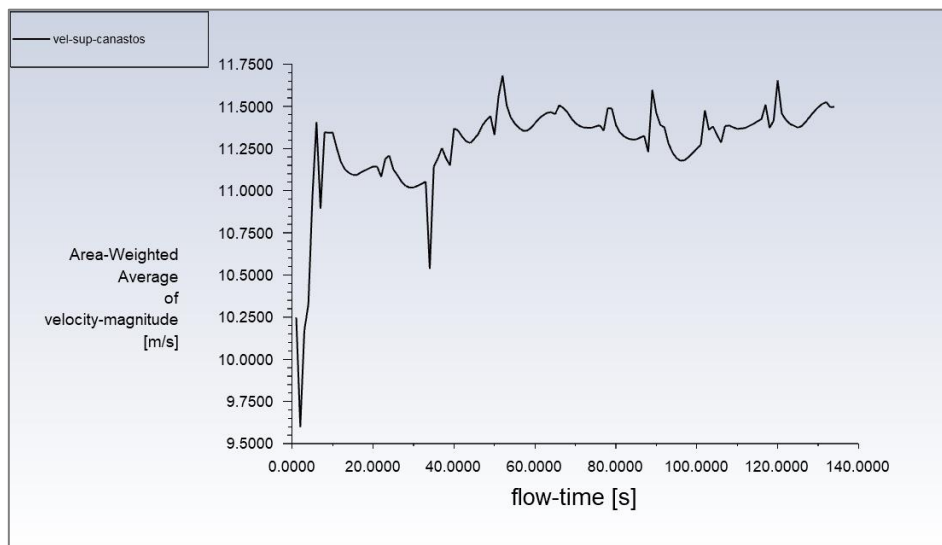


Figura 77. Velocidad del aire circulante encima de los canastos.

CAPÍTULO 4: Resultados

Esta sección presenta los resultados obtenidos a partir de la simulación generada, así como los hallazgos más relevantes derivados de estos datos, junto con sus respectivos análisis.

4.1. Análisis general de variables

En la Figura 78 y Figura 79 se muestran las temperaturas y humedades relativas del aire a lo largo de todo el horno, datos que se utilizaron para confeccionar los perfiles de humedad y temperatura respectivos, empleados en la validación del modelo, detallada en el apartado anterior.

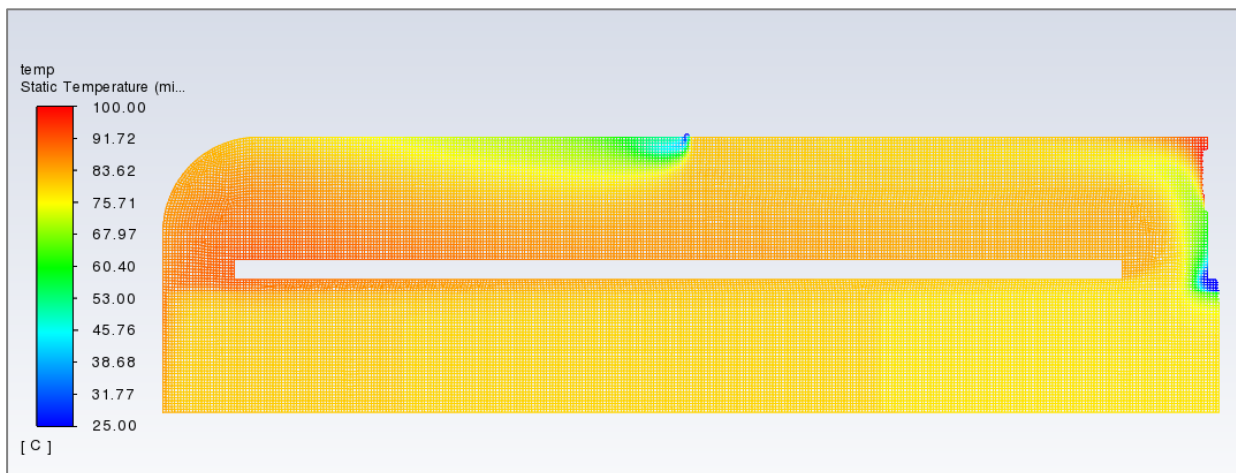


Figura 78. Gráfico de contorno de temperatura del aire circulante dentro del secador.

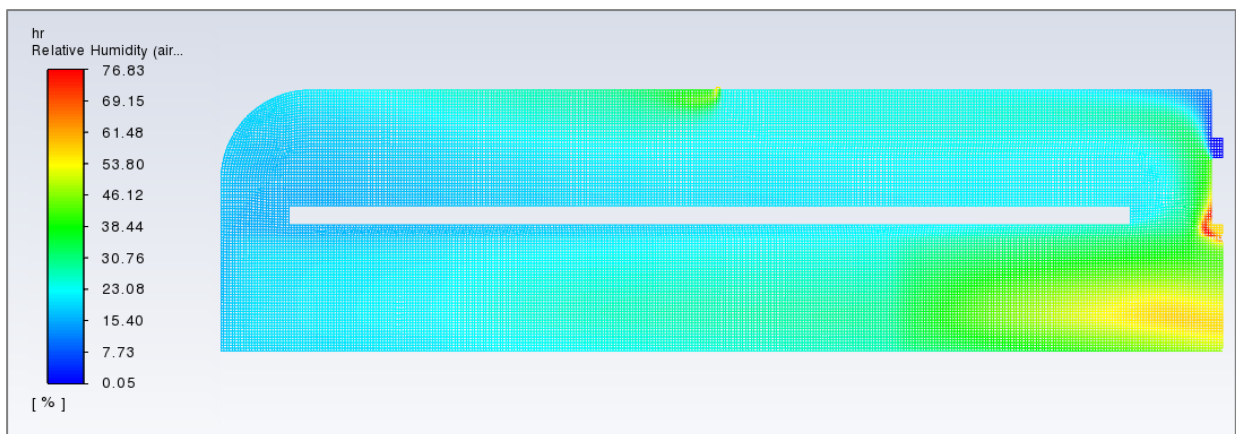


Figura 79. Gráfico de contorno de humedad relativa del aire circulante dentro del secador.



Estos gráficos confirman la presencia de una región de alta humedad y baja temperatura en la entrada de los canastos, mientras que a medida que se avanza a lo largo del túnel inferior hacia la zona de salida, existe una transición hacia temperaturas más altas y humedad más baja. Además, se observa el efecto del enfriamiento causado por la entrada de aire fresco a través de la abertura de la correa de transmisión en la parte superior del ducto. Asimismo, se registra otro enfriamiento en la zona de entrada de los canastos, donde se produce un contraflujo en la parte superior de los mismos, enfriando el aire que se recircula. Por otra parte, se aprecia el efecto del quemador en sus proximidades y cómo el aire caliente se mezcla directamente con el aire de recirculación.

En el ducto superior se observa una fluctuación de la temperatura, generada en gran medida por el período de encendido y apagado del quemador, el cual es de 4,83 segundos de encendido y 13,8 segundos²⁰ de apagado en promedio en el modelo generado (Figura 80). Esto se ve reflejado en el gráfico de la Figura 81 que muestra la temperatura medida por el sensor modelado durante el encendido y apagado del quemador. Este gráfico muestra picos de temperatura de 115°C y extremos inferiores cercanos a los 70°C. Además, esto revela la inercia térmica del horno, ya que cuando la temperatura en el sensor cae por debajo de su temperatura de corte de 83°C, el quemador se enciende y tarda en promedio 6 segundos en calentar nuevamente ese punto hasta esa temperatura.

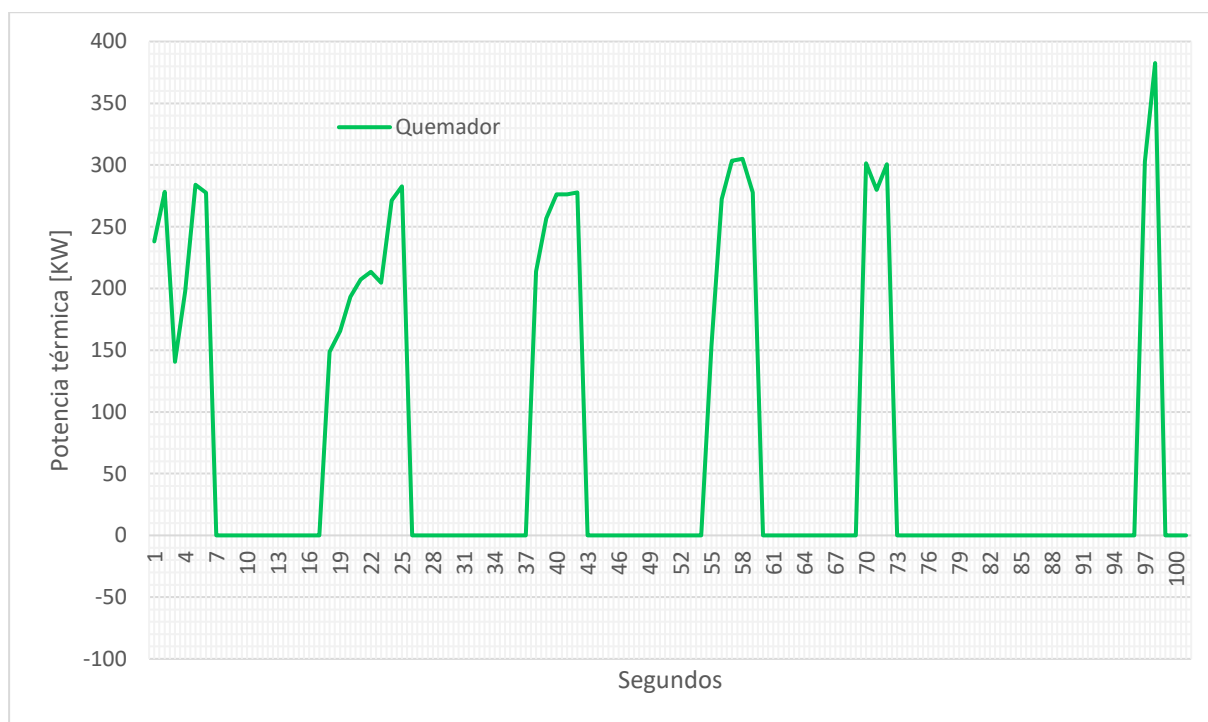


Figura 80. Potencia instantánea del quemador modelado.

²⁰ Cabe señalar que el ciclo de encendido y apagado del quemador corresponde a valores de simulación y está directamente relacionado con las consideraciones adoptadas para modelar su efecto en el horno.

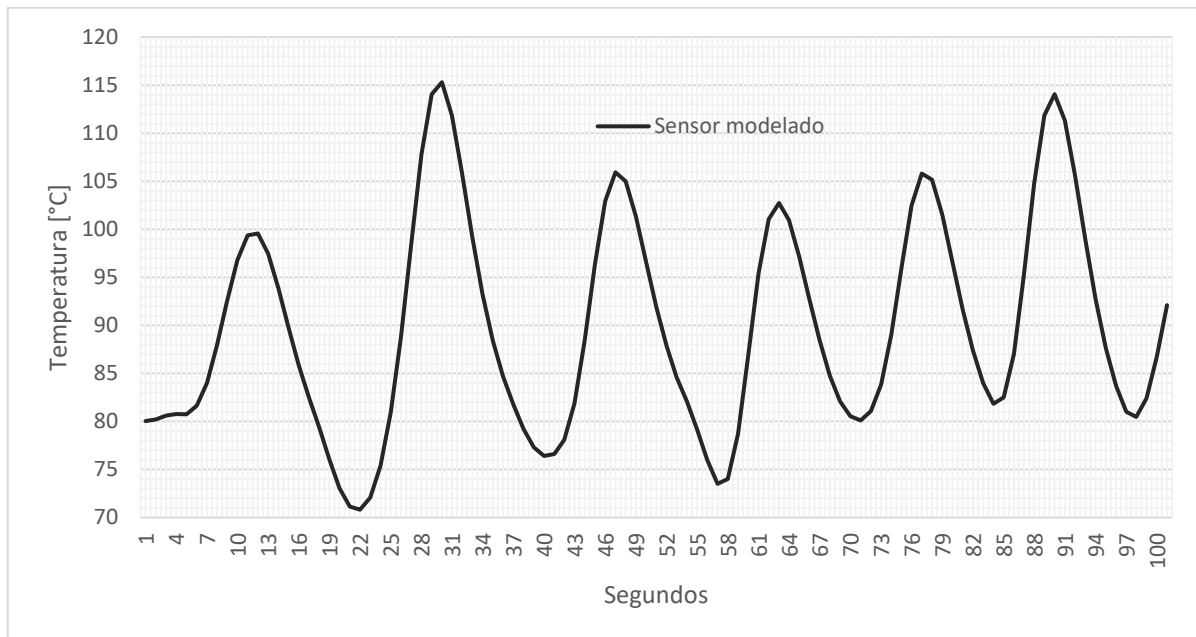


Figura 81. Variaciones de temperatura medidas por el sensor modelado.

En cuanto a la humedad, dado que la humedad relativa está vinculada a las condiciones atmosféricas en ese punto, lo que varía la capacidad del aire para retener agua influyendo en el valor de humedad relativa, se presenta un gráfico de humedad absoluta que ilustra los kilogramos de agua por cada kilogramo de aire seco (Figura 82). En este gráfico se observa que la humedad que ingresa a través de la abertura de la correa y la zona de ingreso de los canastos es insignificante en comparación con el nivel de humedad que el horno mantiene en su interior, siendo de $0,011 \text{ kg}$ de agua por kg de aire seco, tal como se detalló en las condiciones de contorno, en contraste con una humedad absoluta promedio en el ducto inferior de $0,083 \text{ kg}$ de agua por kg de aire seco. La humedad dentro del ducto inferior varía desde los $0,056$ hasta los $0,15 \text{ kg}$ de agua por kg de aire seco en el extremo de ingreso de canastos, donde se observa una zona de alta humedad (a partir de los $13,5$ metros del ducto, por debajo de $1,5$ metros de altura), una condición que podría impactar en el proceso de deshidratación de las ciruelas en esa área, ya que estos picos de humedad representan un 50% de humedad relativa, frente a la condición ideal de secado de ciruelas de 10% .

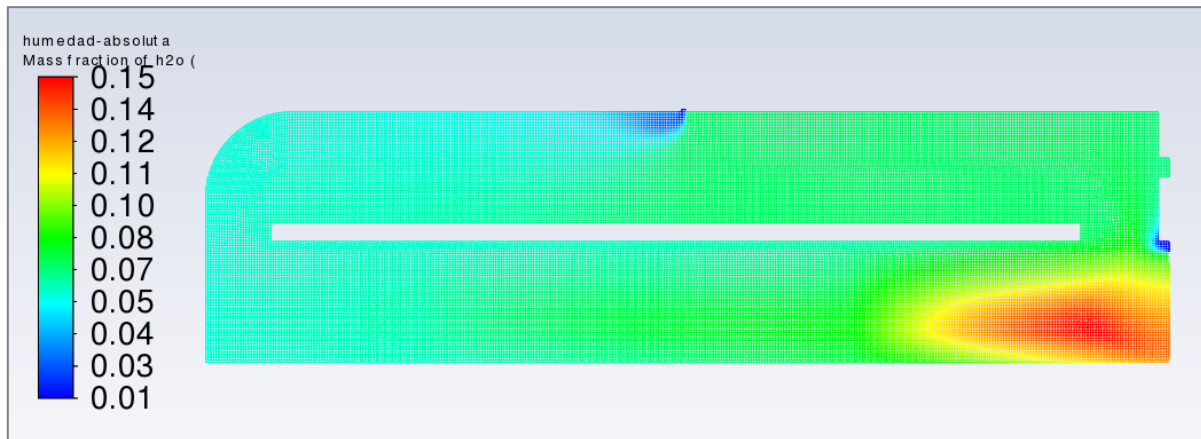


Figura 82. Humedad absoluta del aire dentro del secador.

Por otro lado, en el gráfico de la Figura 83 se pueden apreciar las líneas de corriente que parten del quemador, la abertura de paso de correa y la entrada de canastos. Estas líneas revelan que, debido a las diferencias de presión generadas por los ciclos de operación del quemador, en los períodos en que este se encuentra apagado, se forma una contracorriente en la salida de aire del ducto inferior, representada en azul, la

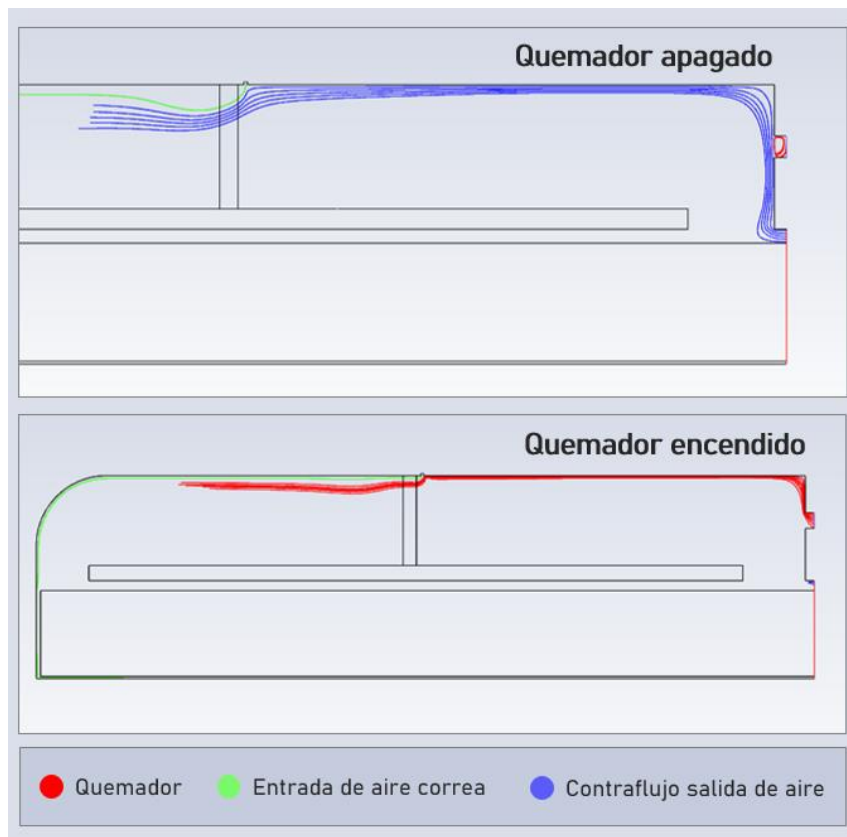


Figura 83. Líneas de corriente con punto de inicio el quemador, entrada de correa y zona de ingreso de canastos.

cual ingresa por la abertura de recirculación. Este fenómeno produce un efecto contrario al buscado con la recirculación, ocasionando un enfriamiento en la cámara superior debido a la entrada de aire fresco. Por otro lado, cuando el quemador está encendido, esta contracorriente desaparece, permitiendo la recirculación completa del aire proveniente de la zona de canastos.

En cuanto al mapa de presiones dentro del horno, representado en la Figura 84, se observa claramente el efecto del aumento de presión generado por el forzador de aire, lo que resulta en una disminución gradual de la presión a lo largo de todo el ducto inferior, alcanzando valores cercanos a la presión atmosférica en la zona de ingreso de canastos. Por otro lado, se aprecia un descenso continuo de la presión desde la zona de recirculación de aire hasta la entrada del forzador en el ducto superior, llegando a presiones inferiores a la atmosférica.

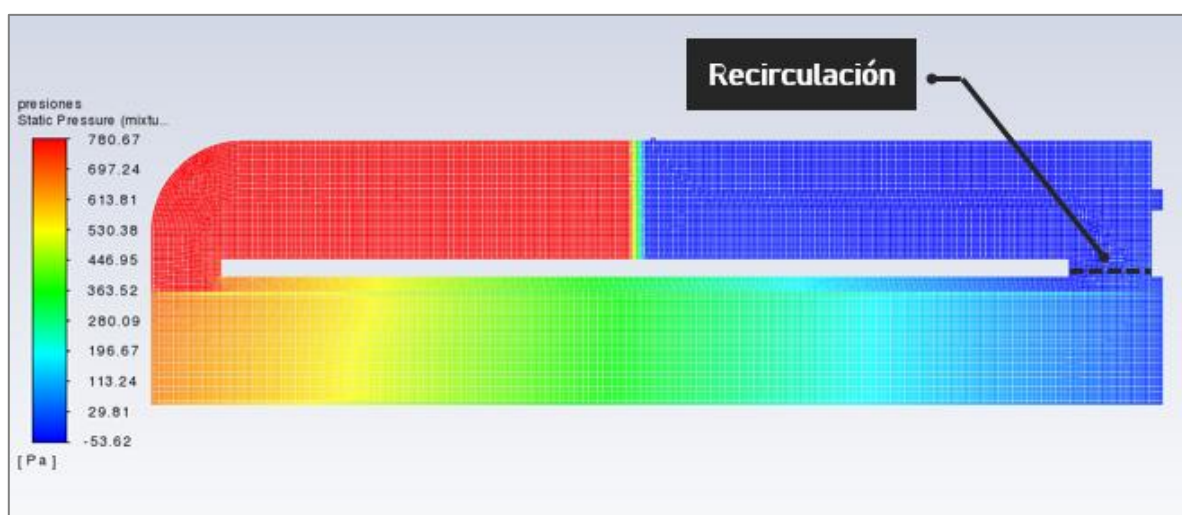


Figura 84. Mapa de presiones dentro del secador.

En los mapas de velocidades presentados en la Figura 85 y Figura 86, se visualiza el vector velocidad de las partículas de aire en cada punto del horno, tanto durante el funcionamiento del quemador como cuando está en estado apagado. En ambos casos, se observan características similares, siendo la diferencia más notable la presencia del contraflujo en la parte superior de la abertura de entrada de los canastos. A nivel general, se aprecian diversos remolinos que generan pérdidas en el desplazamiento del aire, siendo el más prominente de ellos el ubicado en el ducto superior. Este último torbellino, originado en la zona de recirculación, genera que el aire quede atrapado en él, provoca pérdidas energéticas debido a la disminución del caudal y a velocidades nulas o negativas en aproximadamente un cuarto del ducto superior. Estas condiciones se deben a la inercia del fluido que circula por la parte superior de los canastos, lo que ocasiona que, en su mayoría, tienda a adherirse al techo del ducto superior, generando depresiones que dan lugar a este remolino.

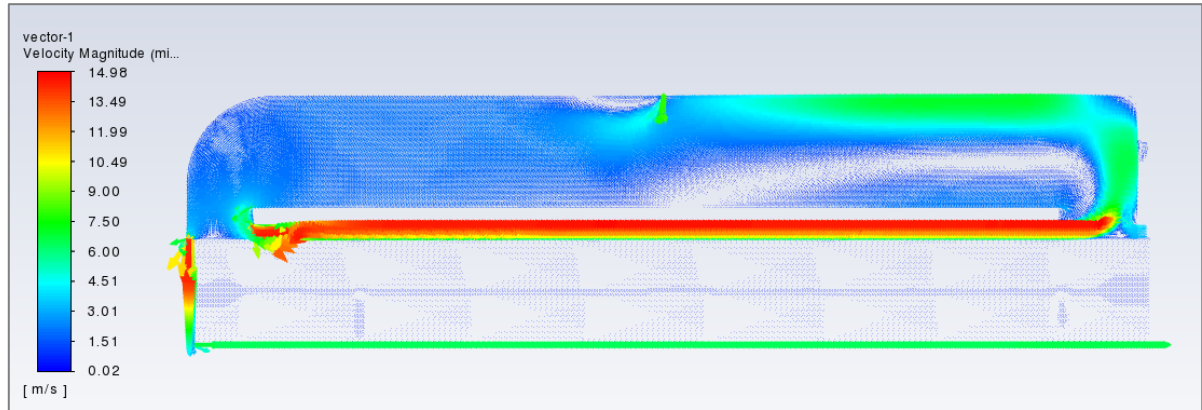
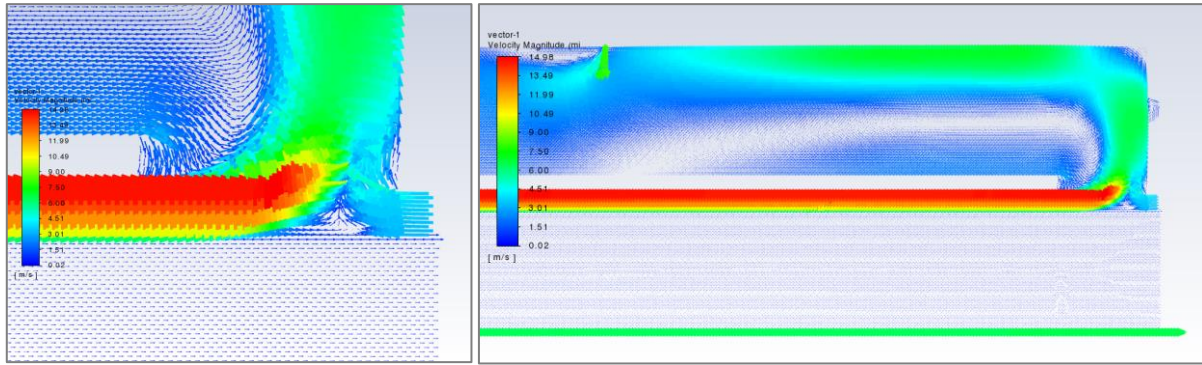


Figura 85. Mapa de velocidades del aire circulante dentro del secador, con el quemador apagado.

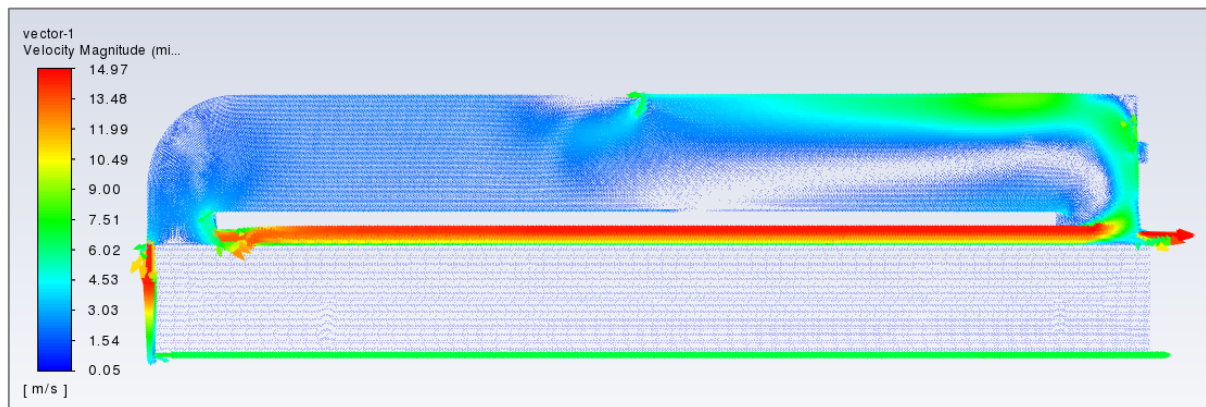
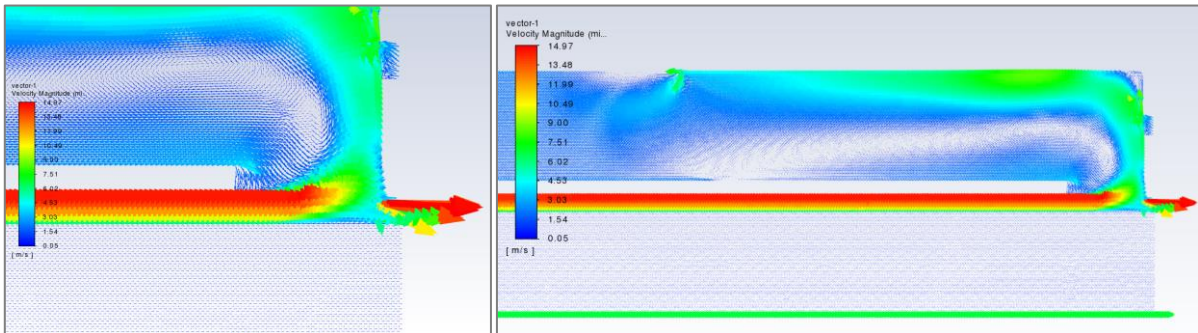


Figura 86. Mapa de velocidades del aire circulante dentro del secador, con el quemador encendido.

4.2. Análisis de zonas de interés

Se determinó la potencia térmica, flujo másico y otros datos relevantes en ciertas zonas de interés, como se muestra en la Figura 87, que incluyen la entrada al túnel inferior, la zona de recirculación, la entrada del quemador y la salida de aire del ducto inferior. En la Tabla 13 se presentan estos datos promedio obtenidos del programa, acompañados de las gráficas de la Figura 88 (potencias térmicas), Figura 89 (flujos másicos) y Figura 90 (temperaturas), donde se visualizan estas variables para un tiempo de simulación de 100 segundos.

Particularmente, en la Figura 88, se observa que cuando el quemador se enciende, tiene un impacto en la potencia térmica que atraviesa la zona de entrada al túnel inferior, la salida y la recirculación, con un retraso debido a la inercia térmica. Por otro lado, la curva de la zona de entrada al túnel inferior muestra fluctuaciones en su potencia térmica provocadas por las variaciones de temperatura en esos puntos (Figura 90), manteniendo un flujo másico prácticamente constante cercano a los $7 \frac{kg}{s}$ (Figura 89). Respecto a la potencia térmica de la salida de aire, en ciertos momentos toma valores negativos, lo que se relaciona con el flujo másico neto negativo en esos momentos, producto del contraflujo generado en la parte superior de la salida cuando el quemador está apagado, como se mencionó anteriormente. Se observa que en los momentos en que la salida presenta un flujo neto bajo, debido al contraflujo en su parte superior, la recirculación alcanza su flujo máximo, ya que se suma este aire fresco proveniente de la salida. En cuanto a la recirculación, presenta fluctuaciones en la temperatura de periodo similar a la temperatura de entrada al ducto inferior, pero con menores variaciones, mostrando temperaturas máximas cercanas a $95^{\circ}C$ y mínimas de $75^{\circ}C$. Además, como se muestra en la Tabla 13, la humedad absoluta recirculada es de $68,31 \frac{g_{H_2O}}{kg_{aire\ seco}}$, valor que supera al que ingresa finalmente a la zona de canastos de $58,20 \frac{g_{H_2O}}{kg_{aire\ seco}}$, debido al ingreso de aire seco caliente proporcionado por el quemador modelado.

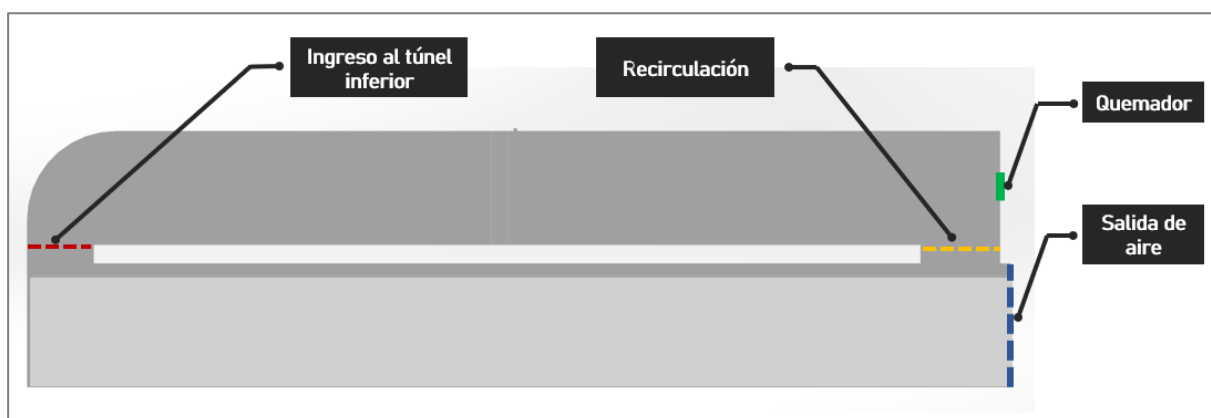


Figura 87. Identificación de los puntos de interés en el secador. Imagen generada por el autor.



Tabla 13. Resumen de datos promedios obtenidos a partir de simulación en puntos de interés.

Quemador	Potencia encendido= 251,15 kW Tiempo de encendido= 4,83 s Tiempo de apagado= 13,8 s Flujo másico encendido= 0,208 kg/s
Salida	Potencia térmica= 71,09 kW Flujo masico= 1,41 kg/s
Zona de ingreso al túnel inferior	Potencia térmica= 244,6 kW Flujo masico= 6,85 kg/s Humedad= 58,20 g H ₂ O/kg de aire seco Temperatura= 89,8 °C
Recirculación	Potencia térmica= 72,11 kW Flujo masico= 5,38 kg/s Humedad= 68,31 g H ₂ O/kg de aire seco Temperatura= 85,5 °C

Todos los datos presentados en esta tabla corresponden a valores promedio.

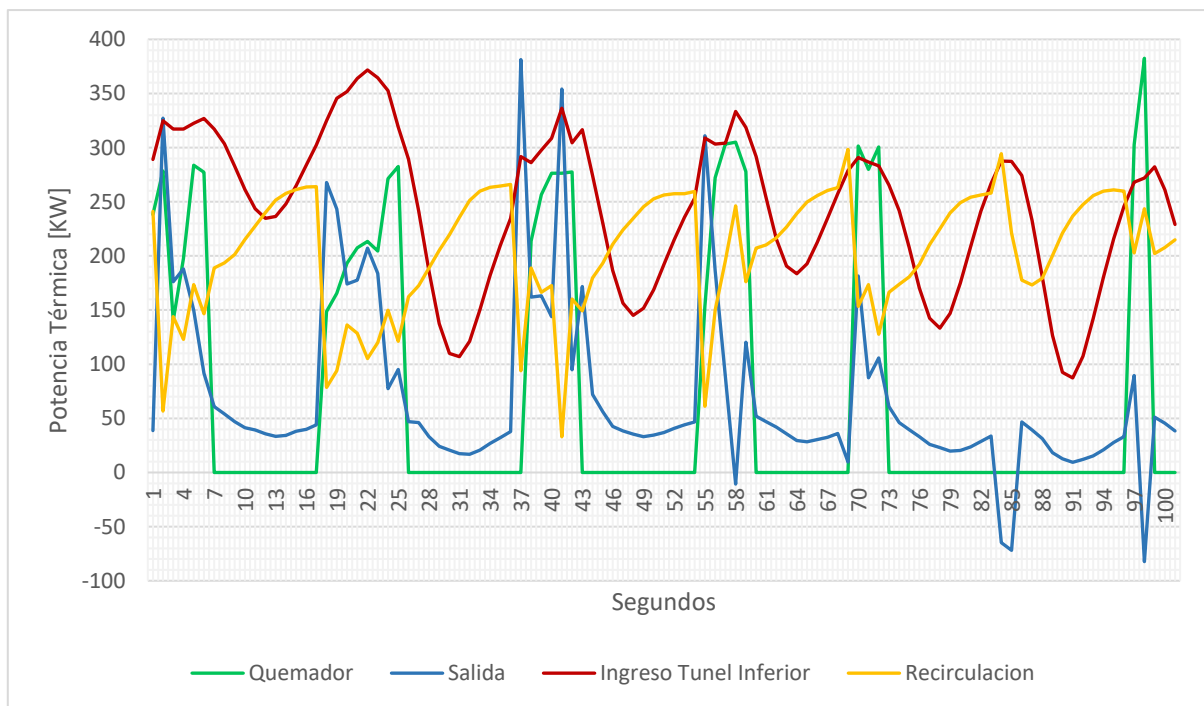


Figura 88. Potencia térmica obtenida de los puntos de mayor interés del horno simulado.

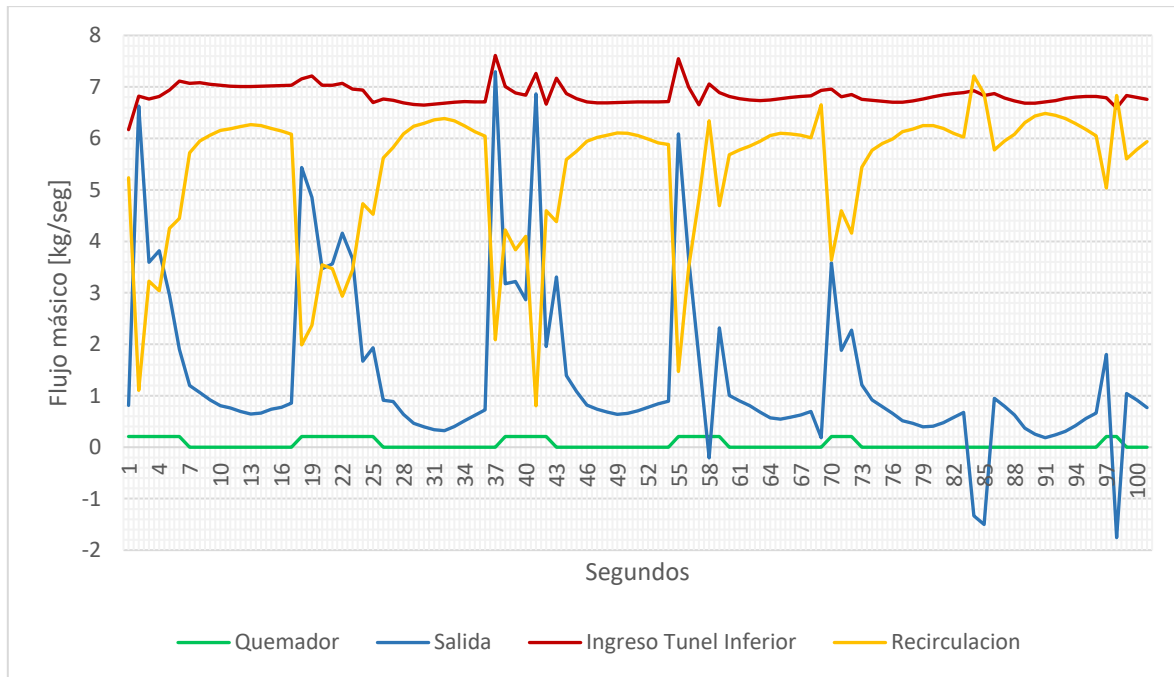


Figura 89. Flujo másico obtenido de los puntos de mayor interés del horno simulado.

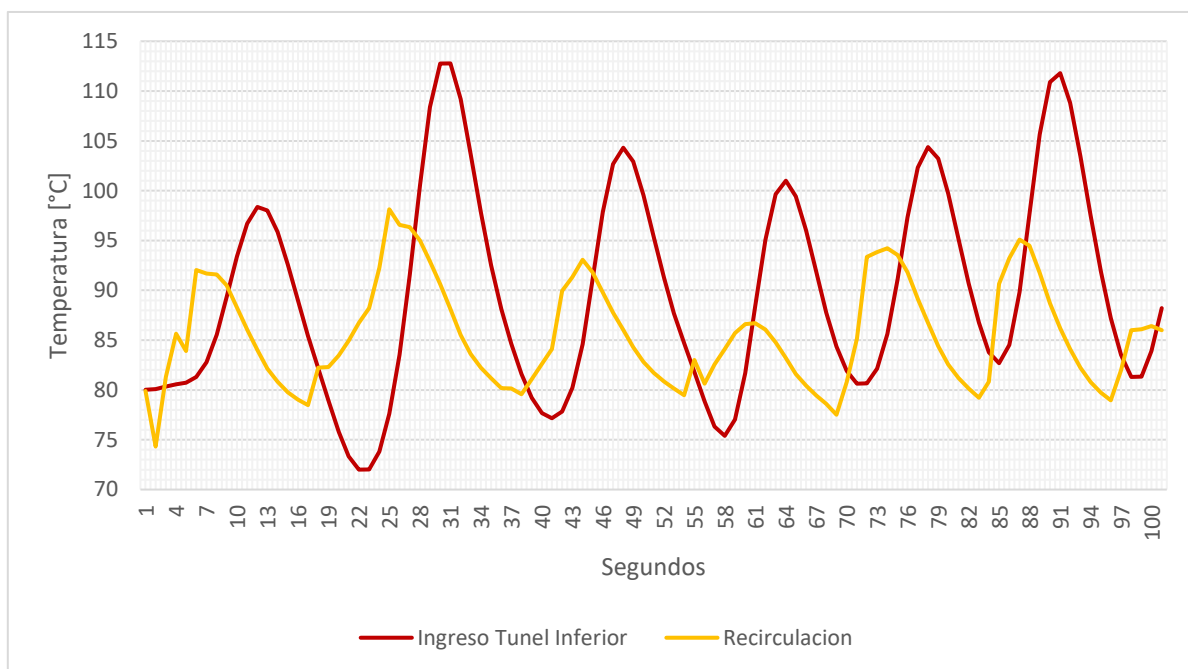


Figura 90. Variación de temperaturas claves del secador simulado.

4.3. Evaluación del rendimiento de forzador

En cuanto al ventilador axial ubicado en el ducto superior, se empleó su curva característica proporcionada por la empresa y la simulación realizada para determinar el punto de funcionamiento del dispositivo, como se mencionó en secciones anteriores. Lamentablemente, la documentación suministrada solo incluye la curva de presión estática en función del caudal, junto con la correspondiente curva de potencia consumida, pero no ofrece

datos sobre la eficiencia del ventilador. Ante esta limitación, si bien estas curvas se obtienen habitualmente de manera experimental, a modo de simplificación se optó por calcular la eficiencia del ventilador en su punto de funcionamiento actual.

En términos generales, el rendimiento de los ventiladores se define como la relación entre la potencia útil entregada al fluido y la potencia consumida. La potencia útil puede calcularse de dos formas distintas, una basada en el aumento de la presión total y otra en el aumento de la presión estática (Ecuación 25 y Ecuación 26 respectivamente) [24], siendo la segunda más comúnmente utilizada debido a que el incremento de presión dinámica solo se tiene en cuenta cuando hay cambios significativos en la velocidad.

$$\eta = \frac{\text{Potencia útil}}{\text{Potencia consumida}}$$

Rendimiento de ventilador basado en el salto de presión total:

$$\eta = \frac{Q * \Delta p_T}{P_{consumida}} \quad \text{Ecuación 25}$$

Rendimiento de ventilador basado en el salto de presión estática:

$$\eta = \frac{Q * \Delta p_E}{P_{consumida}} \quad \text{Ecuación 26}$$

Siendo:

η : Rendimiento del forzador

Q : Flujo volumétrico $P_{consumida}$: Potencia consumida

Δp_T : Salto de presión total

Δp_E : Salto de presión estática

El forzador examinado es de tipo axial, los cuales se clasifican en función de la relación entre el diámetro del buje y el del ventilador, tal como se muestra en la Figura 91 [24], siendo este del primer tipo con $D_b/D < 0,35$.

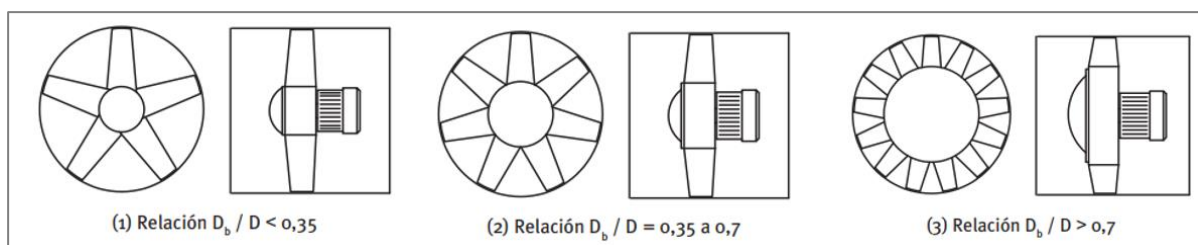


Figura 91. Tipos de ventiladores axiales según su relación diámetro de buje y diámetro del ventilador D_b/D . Imagen extraída de “Guía técnica de selección de equipos de transporte de fluidos” Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR), IDAE, 2012.



$$\text{Diametro buje} = D_b = 550 \text{ mm}$$

$$\text{Diametro ventilador} = D = 1860 \text{ mm}$$

$$D_b/D = 0,3 < 0,35 \text{ (primer tipo)}$$

Los ventiladores de pequeño tamaño de buje tienen un impacto bajo en el aumento de la presión estática, ya que la mayor parte de la energía se transfiere al fluido en forma de energía cinética, siendo los forzadores axiales con rendimientos más bajo en general [24]. Esto indica que idealmente en este caso se debería elaborar una curva de rendimiento basada en el incremento de la presión total; sin embargo, al disponer únicamente de datos de la curva de funcionamiento basada en la presión estática, se recurre a esta para determinar un rendimiento y un criterio de evaluación energética del ventilador.

En base a la Ecuación 26, se confeccionó la curva de rendimiento, como se ve en el gráfico de la Figura 92, obteniendo así un rendimiento actual del ventilador de 19,78% (Tabla 14), lejano de su valor máximo que es 48,87%. Esto significa que actualmente la energía efectiva que se entrega al fluido es de 5,3 HP.

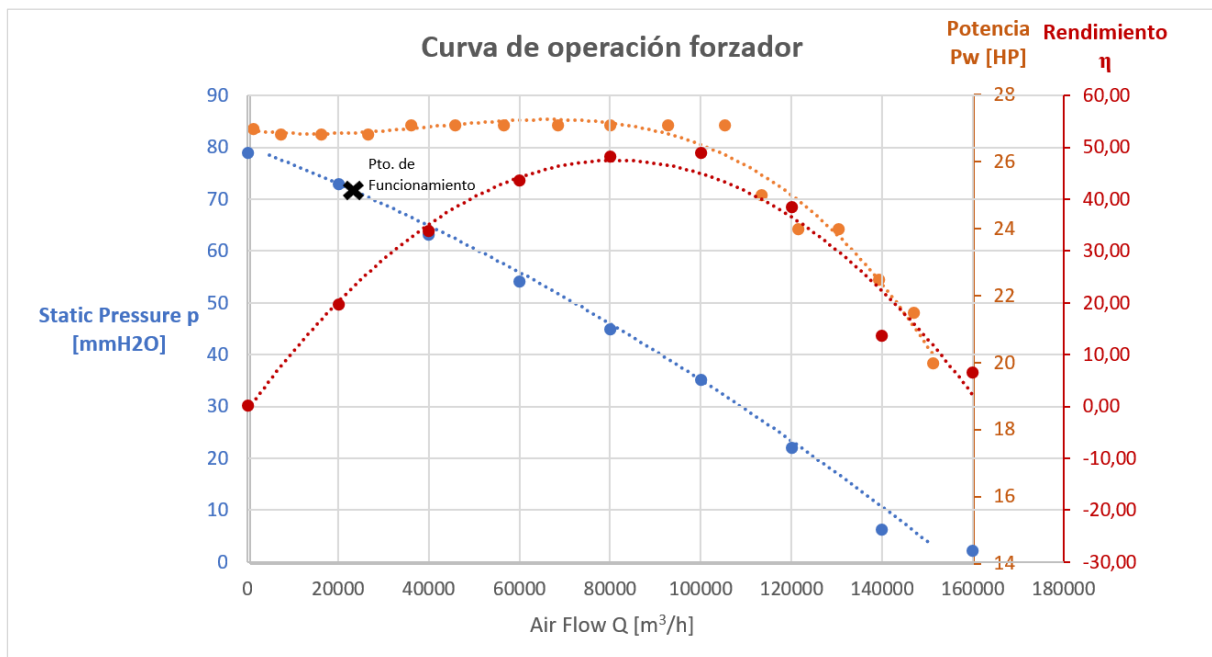


Figura 92. Curva de funcionamiento y potencia de forzador junto con su curva de rendimiento basada en incremento de presión estática.

Tabla 14. Punto de funcionamiento actual del ventilador.

Presión p [mmh ₂ O]	Caudal Q [m ³ /h]	Potencia P [HP]	Rendimiento η [%]
71	24.000	26,8	19,78%



4.4. Indicador de Desempeño Energético IDE del horno

Aunque existe bibliografía y antecedentes sobre el uso de indicadores productivos en hornos californianos, como la cantidad de kilogramos de ciruela producidos por día, no se han encontrado casos que apliquen indicadores energéticos en este tipo de deshidratadores. Por esta razón, se confeccionó un Indicador de Desempeño Energético (IDE) específico para el horno californiano, con el objetivo de establecer un valor cuantitativo de su desempeño actual y compararlo con las mejoras propuestas en los apartados siguientes (véase Ecuación 27).

$$IDE = \frac{E_{\text{evaporación}}}{E_{\text{quemador}} + E_{\text{ventilador}}} \quad \text{Ecuación 27}$$

Siendo:

$E_{\text{evaporación}}$: Energía absorbida por el proceso de deshumidificación.

E_{quemador} : Energía consumida por el quemador.

$E_{\text{ventilador}}$: Energía consumida por el ventilador.

En este indicador, la energía necesaria para la evaporación del agua de las ciruelas se determinó a partir de cálculos en apartados anteriores, y se simplifica para propósitos de análisis, manteniéndola constante para cualquier condición del horno secador, ya que se desconoce las características de su variación. Por lo tanto, la forma de mejorar este indicador en el modelo realizado es reduciendo su denominador, es decir, disminuyendo el consumo de energía en el ventilador y el quemador.

Para ello, se evaluaron estas energías durante un lapso de 5 ciclos de encendido y apagado del quemador, lo que equivale a 96 segundos. La energía utilizada en la evaporación, así como la consumida por el quemador y el ventilador, se resumen en la Tabla 15. Esto resulta en un valor del indicador de 2,08, proporcionando así una base de comparación para posibles modificaciones en el secador.

Tabla 15. Energías evaluadas durante 5 ciclos de quemador para cálculo de indicador de desempeño energético IDE.

E_{quemador} [kJ]	$E_{\text{ventilador}}$ [kJ]	$E_{\text{Deshumidificación}}$ [kJ]	Tiempo considerado [s]	IDE
6.598,23	1.919,04	17.685,12	96	2,08

Es importante destacar que se simplificó el análisis al calcular la energía suministrada al ventilador. Esta se basó en su potencia consumida (determinada por su punto de funcionamiento), asumiéndola constante a lo largo del tiempo sin tener en cuenta posibles variaciones. Por su parte, la potencia consumida por el quemador será mayor, ya que no se está teniendo en cuenta el rendimiento del mismo, por desconocimiento de esta información.

4.5. Matriz energética del horno de secado

Para comparar la participación energética y económica del quemador y el forzador en la matriz del secador, se realizaron los gráficos de la Figura 93 basados en los consumos de los motores de los ventiladores medidos por el equipo de INTI Mendoza (12,67 kW en promedio) y los datos arrojados por la simulación generada de energía aportada por el quemador al horno sin tener en cuenta el rendimiento del mismo por falta de esta información.

En estos gráficos se puede observar que el quemador tiene una gran participación energética en los consumos totales, pero una participación relativamente baja desde el punto de vista económico en comparación con el forzador. Esta marcada diferencia se debe a las características propias de los costos de los dos tipos de energía utilizadas en el proceso, la energía térmica proveniente del gas natural para el quemador y la energía eléctrica para el ventilador.

Esta información es de gran ayuda para enfocar mejoras según la perspectiva de la empresa, ya que, si el objetivo es generar ahorros económicos, se tenderá a focalizar en la reducción del consumo del forzador, y por otro lado, si la empresa busca reducir su huella de carbono, se hará foco en el ahorro energético del quemador. Cabe destacar que la matriz de costos fue elaborada con los precios de la energía vigentes al momento de realizar este trabajo, por lo que su composición podría variar en función de las políticas públicas de energía.

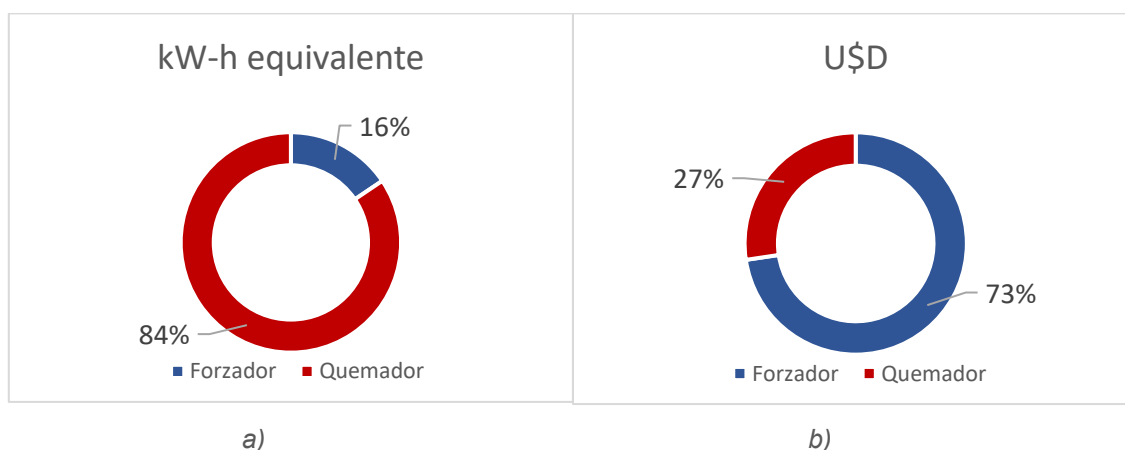


Figura 93. Matriz anualizada del horno secador. a) Matriz energética de consumos; b) Matriz de costos de consumos.



Tabla 16. Detalle de los consumos energéticos y costos de estos anualizados.

	Participación energética anual [kW-h]	Participación económica anual [USD]
Forzador	87.575,04	2.889,98
Quemador	475.072,58	1.088,14

CAPÍTULO 5: Propuestas de mejoras

En esta sección se analizan y evalúan ciertos factores del secador con el fin de proponer mejoras que optimicen su funcionamiento. Aunque existen numerosos aspectos que podrían ser considerados en este tipo de dispositivos, nos enfocamos en la variación de la apertura de la boca de recirculación, ya que es el punto más fácil de modificar desde el punto de vista operativo y es uno de los aspectos más críticos dadas las características de estos hornos. Para ello, se realizaron modificaciones en el modelo simulado, creando escenarios comparativos.

Adicionalmente, de la simulación del estado actual se observó que el ventilador está funcionando muy alejado de su punto óptimo, lo que repercute en su rendimiento y limita su margen operativo, por lo que se analizó la posibilidad de reemplazarlo.

Los parámetros más importantes para la comparación de los distintos escenarios son el Indicador de Desempeño Energético (IDE) definido en el apartado anterior, el rendimiento del forzador, los perfiles de humedad y temperatura del ducto inferior, y los ahorros generados.

5.1. Apertura óptima de recirculación

Tal como se mencionó en secciones anteriores, los túneles secadores tipo californianos que posee la empresa tienen como característica principal la posibilidad de recircular aire caliente. Sin embargo, no existe suficiente información acerca de los efectos de esta recirculación en la eficiencia del equipo, por lo que la empresa opera actualmente los hornos sin conocimiento sobre las condiciones operativas óptimas de trabajo. Actualmente, se trabaja con recirculación total, es decir, manteniendo completamente abierta la boca de recirculación. En ciertas ocasiones se han realizado pruebas con recirculación nula, bloqueando el caudal de recirculación mediante la placa metálica que se muestra en la Figura 94, pero no se ha llegado a una conclusión definitiva.



Figura 94. Fotografía de la placa metálica utilizada para el bloqueo del aire de recirculación.

A fin de analizar el efecto de la recirculación en estos secadores, se propusieron dos escenarios adicionales al actual, variando la apertura de recirculación en la simulación. Se comparó la situación actual de 100% de recirculación con escenarios de 50% y 0%. En la Figura 95 y Figura 96 se ilustra la comparativa de los diagramas vectoriales de velocidad del



aire dentro del horno y en la Tabla 17 se presentan los datos generales de cada uno de estos escenarios. En el gráfico de la Figura 97 a) donde se encuentra graficado el IDE para cada situación, se observa una mejora en el indicador en ambos casos adicionales, siendo la mejora más significativa para una recirculación del 50%, con un IDE de 5,06, lo que representa un aumento del 143,27% respecto a la situación actual, y por otro lado, un 11,06% superior en el caso de recirculación nula. Estas mejoras se deben a la menor energía utilizada por el quemador, ya que el tiempo de encendido se reduce drásticamente, como se puede ver en la gráfica de la Figura 98, que muestra la potencia instantánea del quemador para cada caso.

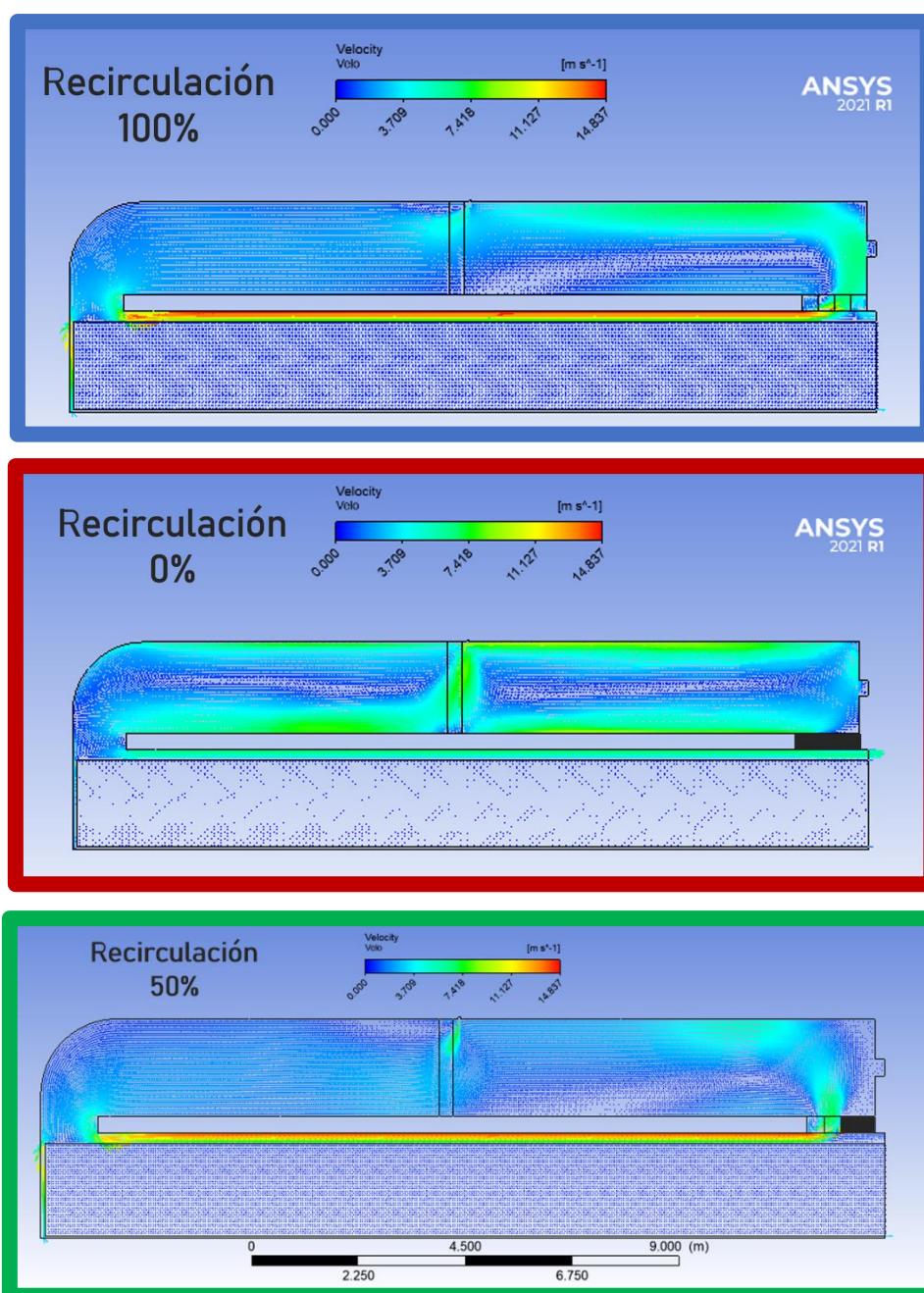


Figura 95. Mapa vectorial comparativo de velocidades en los tres escenarios de recirculación planteados.

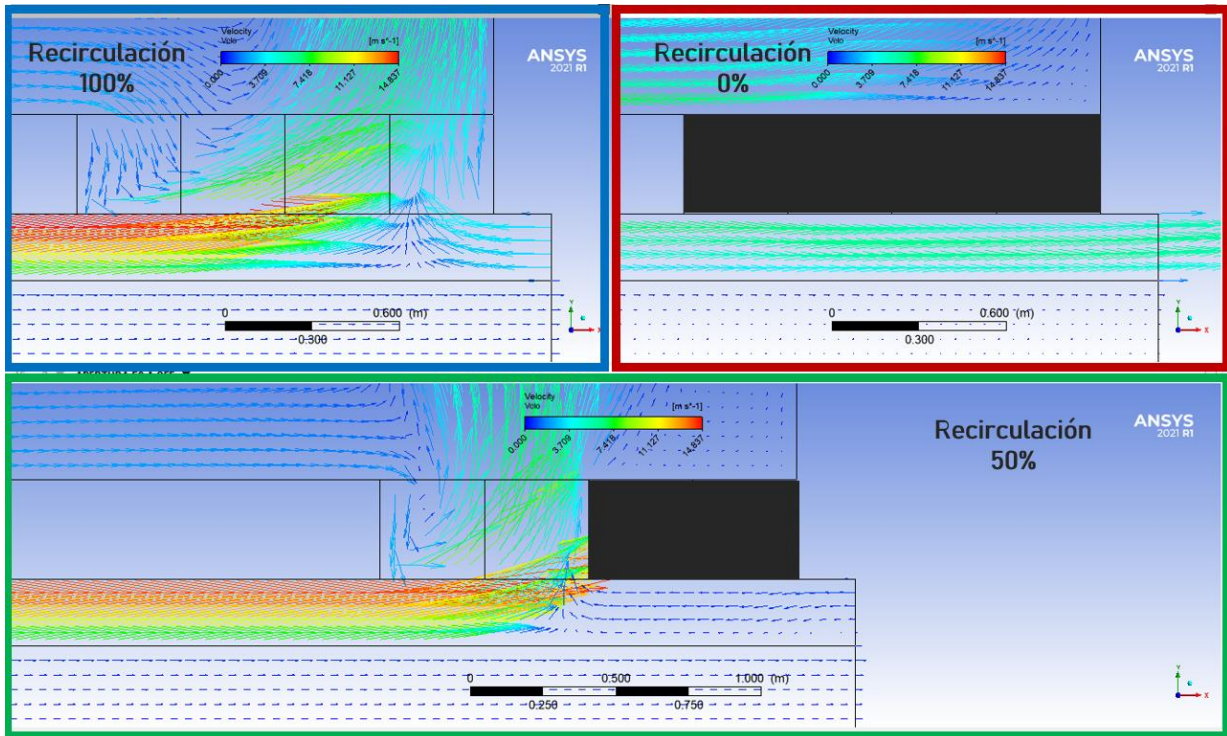


Figura 96. Detalle de zona de recirculación de mapa vectorial de velocidades en los tres escenarios de recirculación planteados.

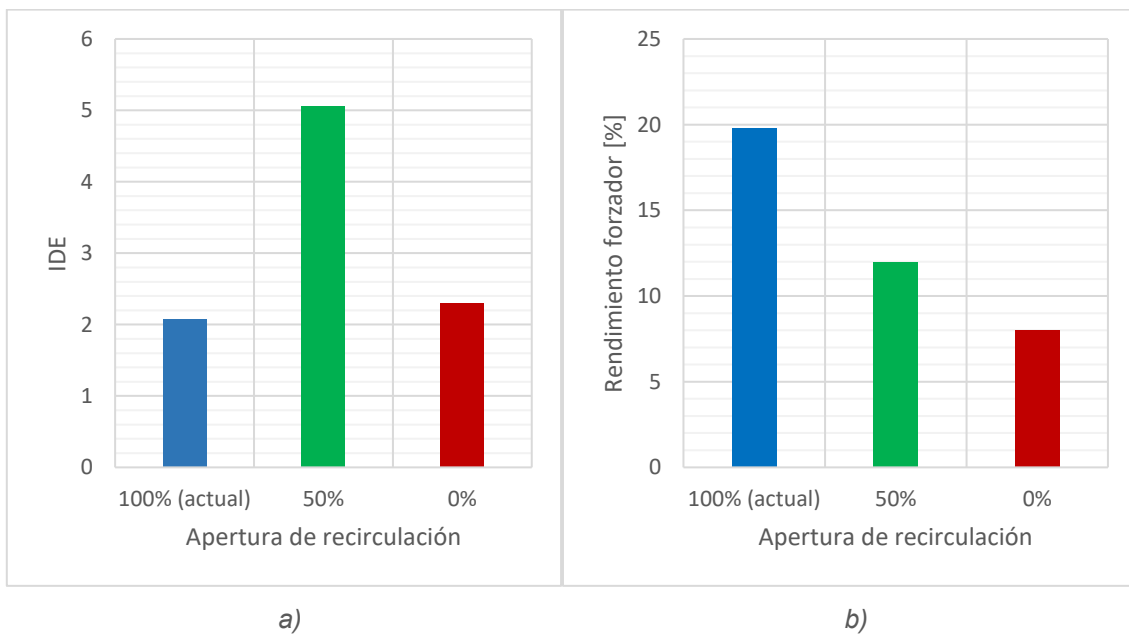


Figura 97. Comparación de Indicador de Desempeño Energético (IDE) (a) y rendimiento del forzador (b) para los 3 escenarios planteados.



Tabla 17. Resumen de datos más importantes para distintas situaciones de recirculación.

Recirc.	Presión Forzador [mmh2O]	Caudal Forzador [m3/h]	Potencia Forzador [HP]	Rendimiento Forzador η [%]	IDE
100% (Actual)	71,00	24012	26,8	19,78	2,08
0%	77,50	7560	26,63	8	2,31
50%	75,46	13500	26,7	12	5,06

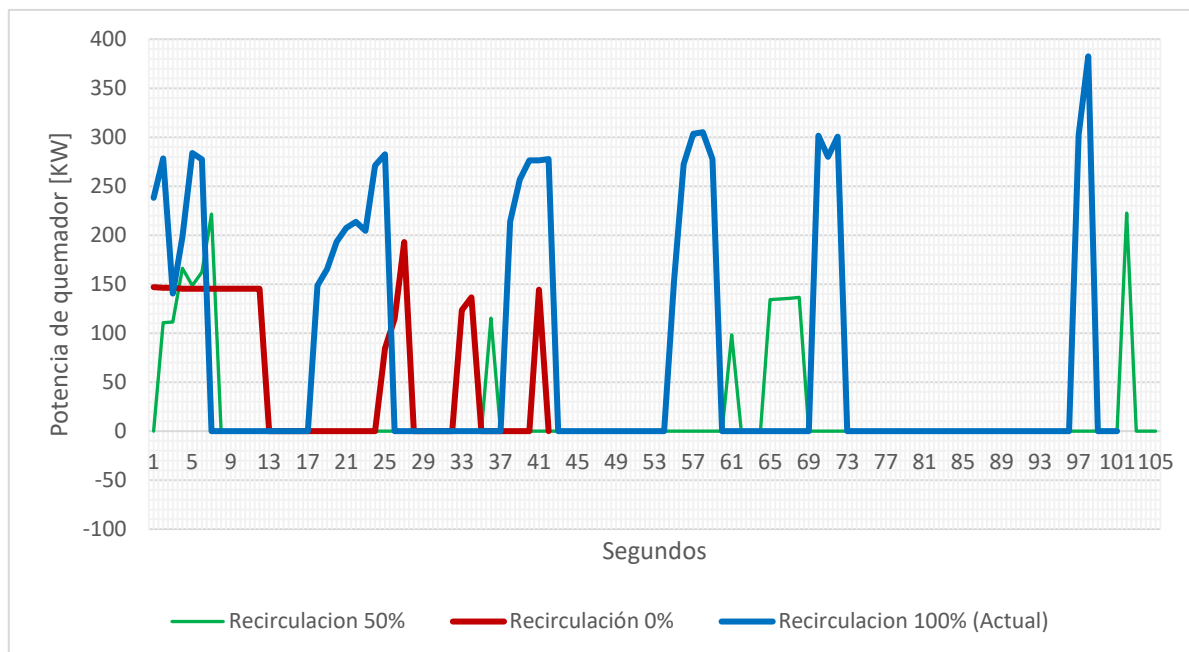


Figura 98. Potencia térmica instantánea del quemador para las distintas situaciones de recirculación planteadas.

El punto de funcionamiento del forzador se vio afectado en ambos escenarios adicionales con pocas variaciones en la potencia consumida pero una disminución en su rendimiento (véase Tabla 17). En el gráfico de la Figura 97 b), se observa que con la recirculación al 50% el rendimiento del ventilador cae hasta un 12%, y con la recirculación nula disminuye hasta un 8%, alejándose aún más del punto de óptimo de 48,87%. En el gráfico de la Figura 99, se muestran los puntos de funcionamiento mencionados de los tres escenarios sobre la curva del ventilador proporcionada por el fabricante.

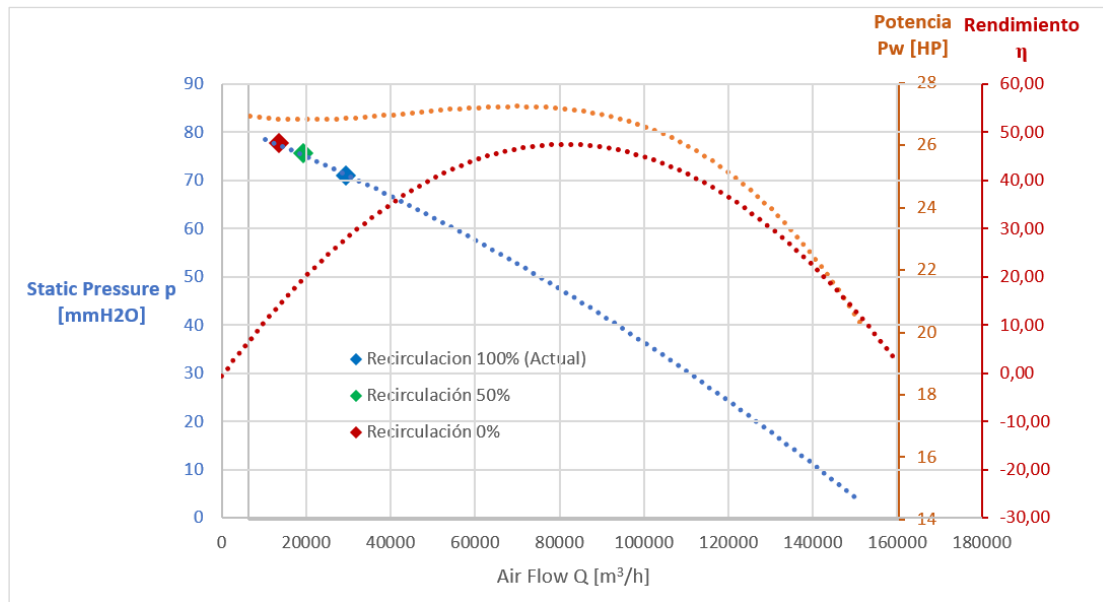


Figura 99. Puntos de funcionamiento de los casos de recirculación del horno secador.

Por otro lado, en la Figura 101 se muestra la comparativa entre los perfiles de temperatura obtenidos en cada caso, los cuales tienen características similares, salvo por diferencias en las zonas de ingreso y egreso de canastos. En el ingreso, la temperatura para el caso de recirculación nula es mucho menor que en los dos escenarios alternativos, siendo casi de 72°C , frente a los 79°C de los otros dos. En la zona de salida, la temperatura en el caso de recirculación al 100% es mayor que en los demás casos, disminuyendo a medida que se reduce la recirculación. Esto se debe al mayor aprovechamiento de la energía del aire recirculado (véase gráfico de la Figura 100 a), sumado a la inercia térmica del horno, lo que provoca que se envíe una mayor potencia térmica por unidad de tiempo a lo largo del ducto superior en el caso de mayor recirculación, como se puede ver en el gráfico de la Figura 100 b).

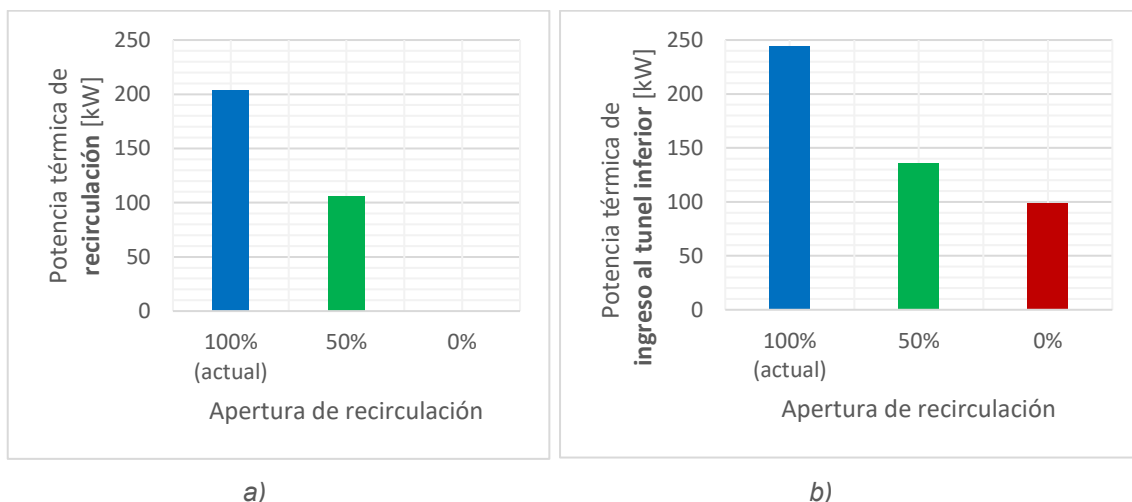


Figura 100. Potencia térmica promedio del aire circulante por el horno para cada escenario planteado. a) A través de la zona de recirculación, b) A través de la zona de ingreso al túnel inferior.

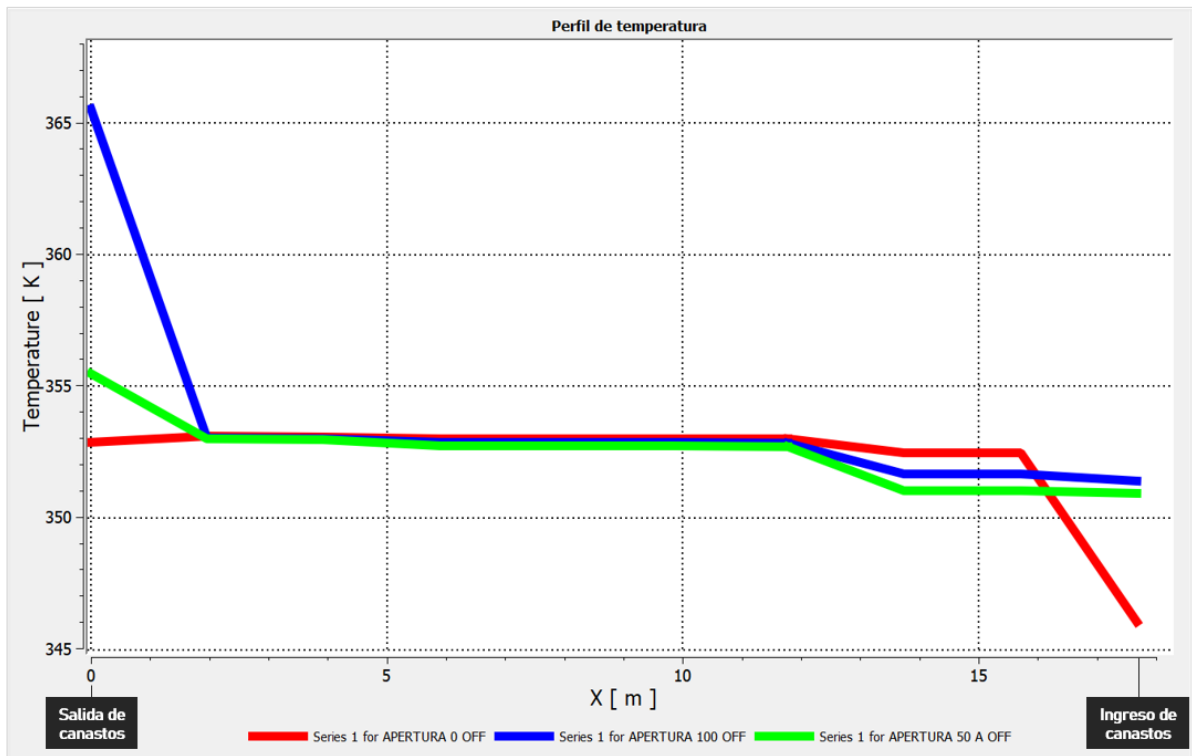


Figura 101. Comparación de perfiles de temperatura para distintos tipos de recirculación en el secador.

Por otro lado, el perfil de humedad de los tres escenarios se muestra en la Figura 103. Contrario a lo que podría intuirse inicialmente, la zona de canastos adquiere mayor humedad en el caso de recirculación al 50% que, en el caso de una recirculación plena, seguido por la recirculación nula. Esto se debe al contraflujo generado en la parte superior de la abertura de ingreso de canastos, como se puede ver en el diagrama vectorial de velocidades de la Figura 96. En el caso de la recirculación al 100%, el mayor ingreso de aire fresco desde la abertura de entrada de los canastos hacia la boca de recirculación del horno resulta en una menor humedad en comparación con el 50%, dado que el aire exterior tiene un nivel de humedad más bajo que el aire proveniente de la zona de canastos, tal como se observa en el gráfico Figura 102 donde se muestra el nivel de humedad del aire recirculado para cada escenario. Por su parte, en el caso de recirculación nula, no existe contraflujo en la zona de ingreso de canastos. Lo dicho anteriormente se refleja en el gráfico de la Figura 104, que muestra la humedad absoluta del aire en cada punto del horno para los tres escenarios mencionados.

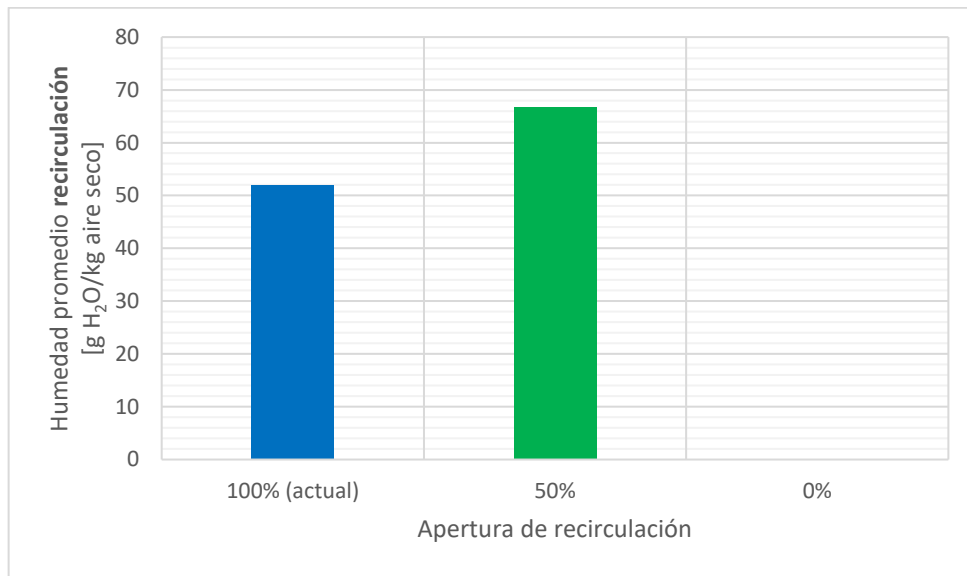


Figura 102. Humedad promedio del aire recirculado para distintas aperturas de recirculación.

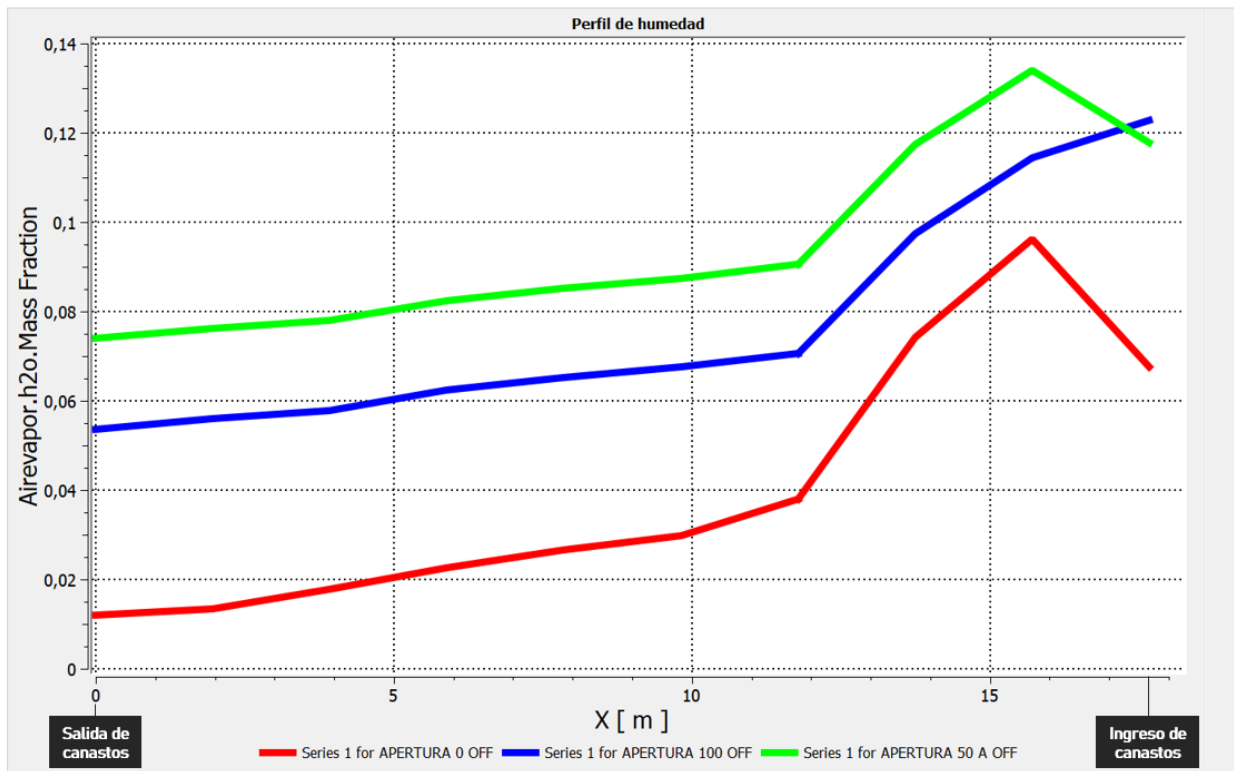


Figura 103. Perfil de humedad para distinta apertura de recirculación.

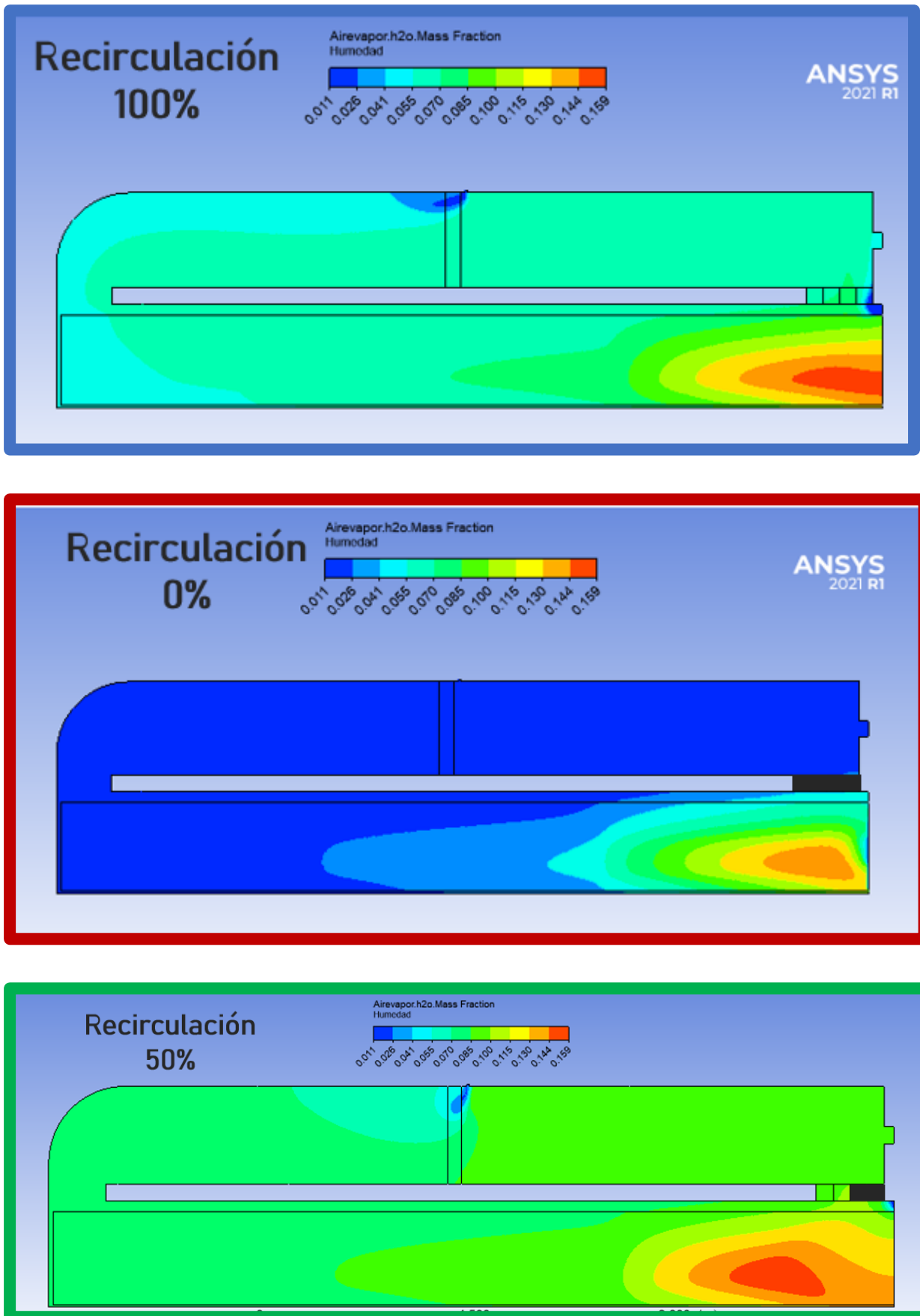


Figura 104. Mapa de humedad absoluta para cada escenario de recirculación.

Por otro lado, en el gráfico de la Figura 106 se muestra el mapa de presiones para los tres casos. Se puede observar que en el caso de recirculación nula, se generan depresiones entre el forzador y el quemador debido a la falta de ingreso de aire que compense el caudal de recirculación inexistente. En general, las presiones son menores en este último escenario en comparación con los otros dos, que presentan características similares. Esto provoca que, como se ve en la Figura 107, el ingreso de aire se compense a través de la abertura de paso de la correa de transmisión, siendo mayor la velocidad del aire que ingresa por este lugar a medida que disminuye el porcentaje de recirculación, tal como se muestra en el gráfico de la Figura 105 a).

El incremento de velocidad del aire que ingresa por la abertura de paso de correa dificulta el paso del aire caliente proveniente del quemador, lo cual se evidencia en la Figura 108, donde se muestra que cuando la velocidad de ingreso de aire por la abertura de correa es alta, la temperatura en el segundo tramo del ducto superior, posterior al forzador, es mucho menor que en la cámara existente entre el quemador y el forzador, lo que provoca pérdidas energéticas.

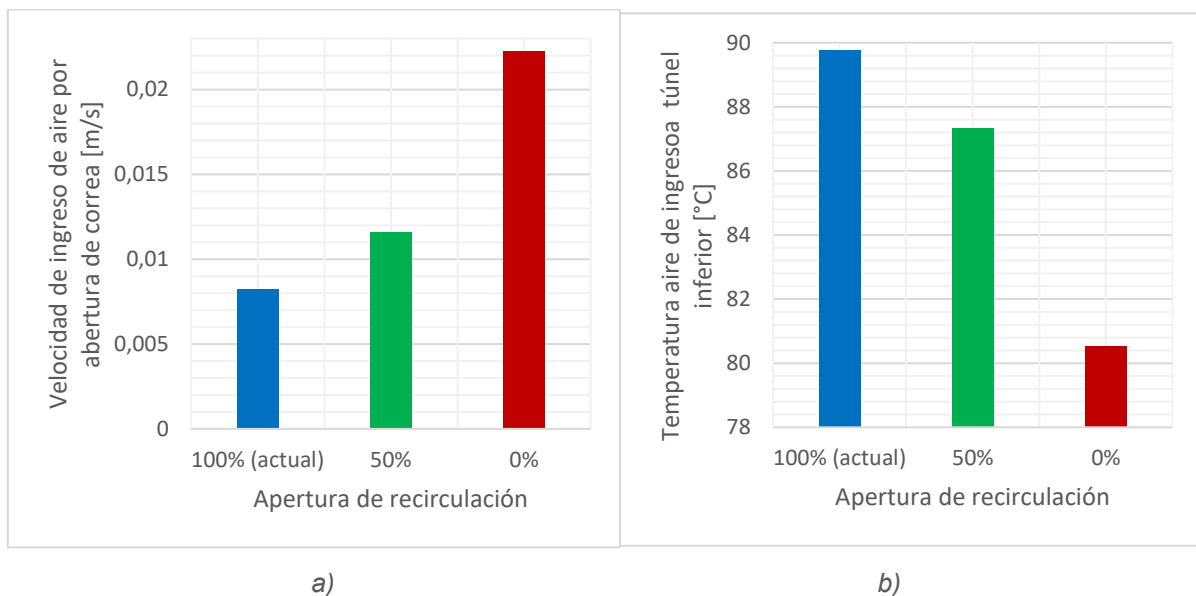


Figura 105. Comparación entre distintos porcentajes de apertura de boca de recirculación. A) Velocidad de aire de ingreso por abertura de paso de correa de transmisión, b) Temperatura promedio de aire en el ingreso al túnel inferior.

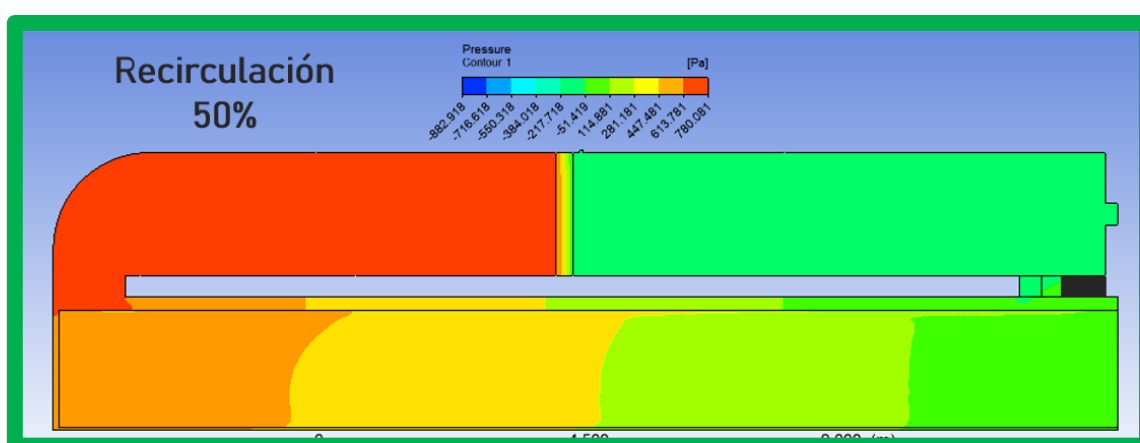
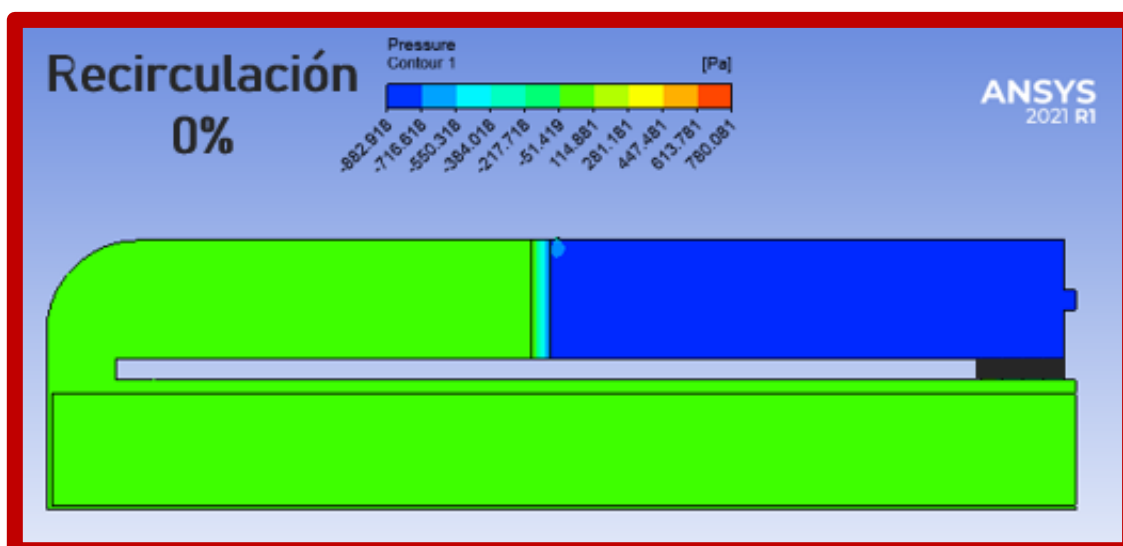
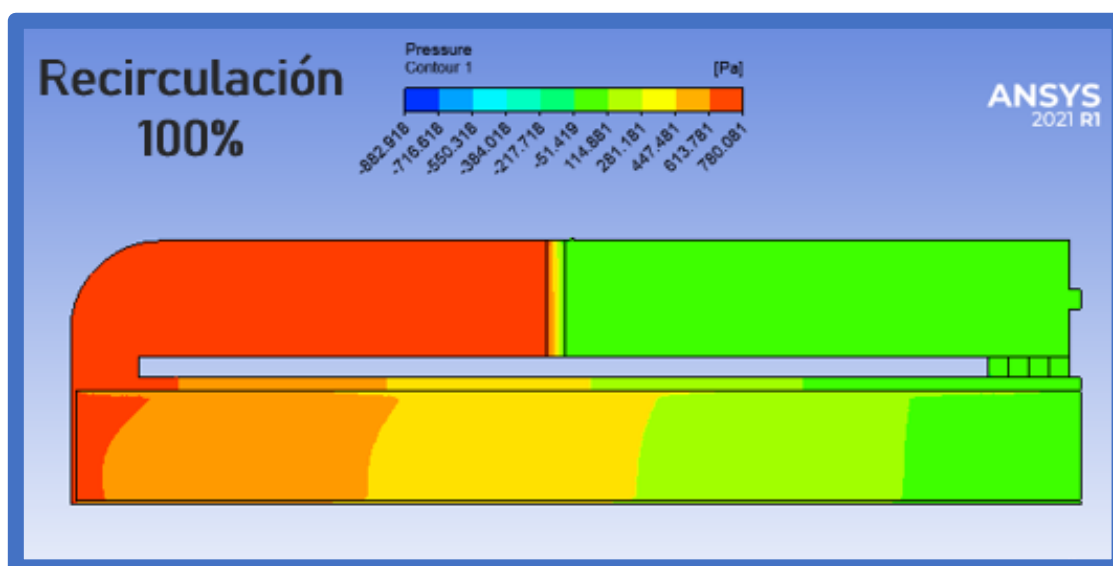


Figura 106. Mapa de presiones existentes en el interior del secador para distinto porcentaje de recirculación.

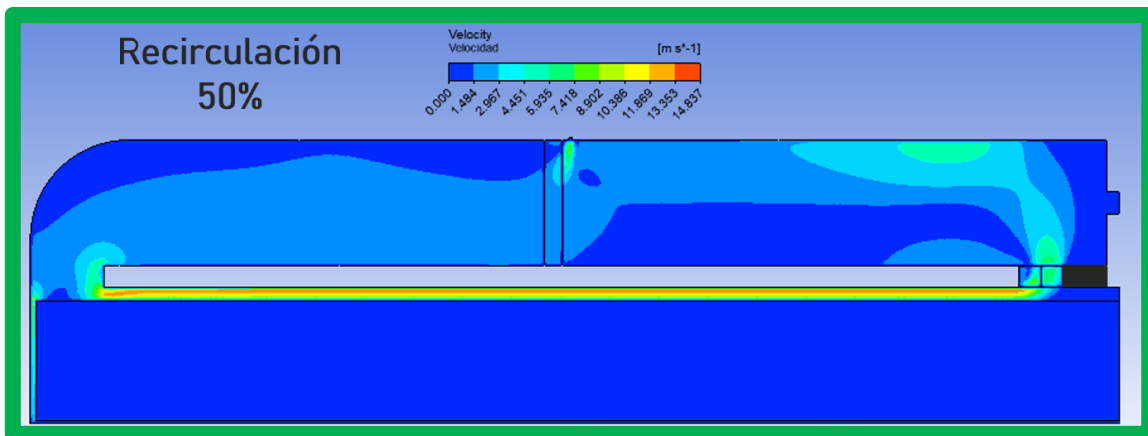
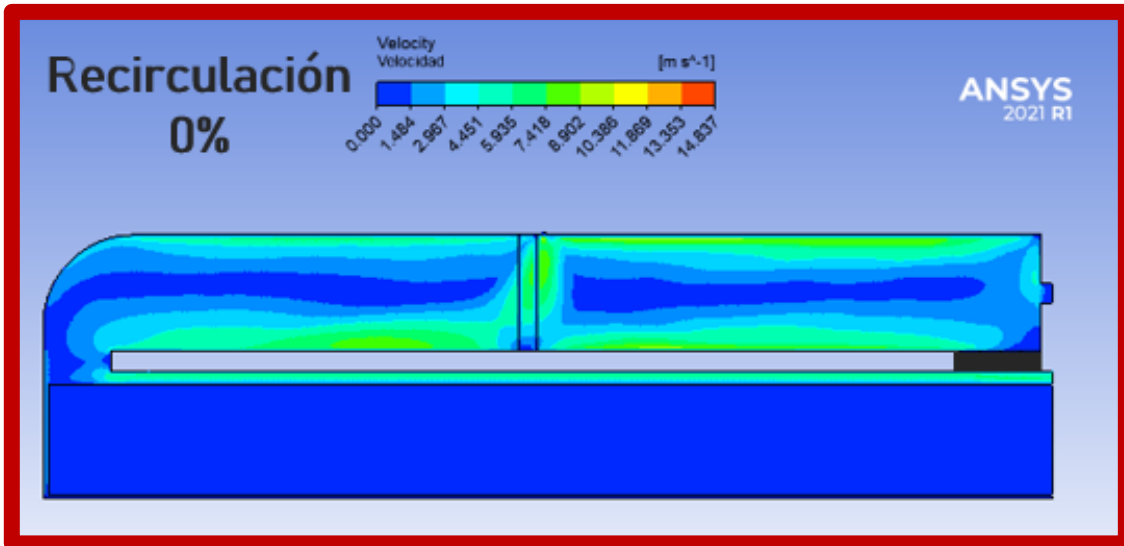
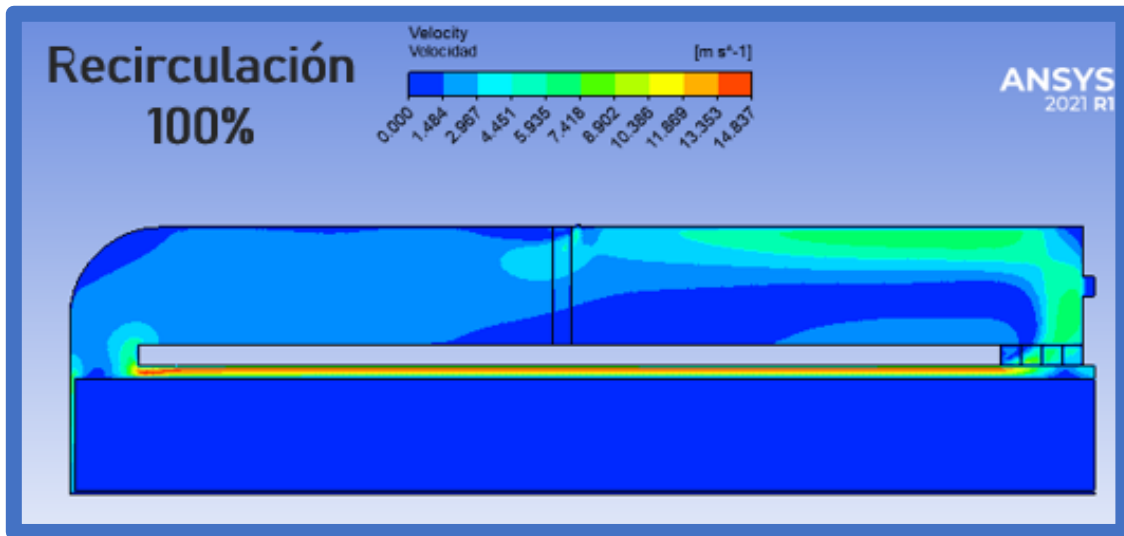


Figura 107. Mapa de la magnitud de la velocidad del aire en cada punto del horno.

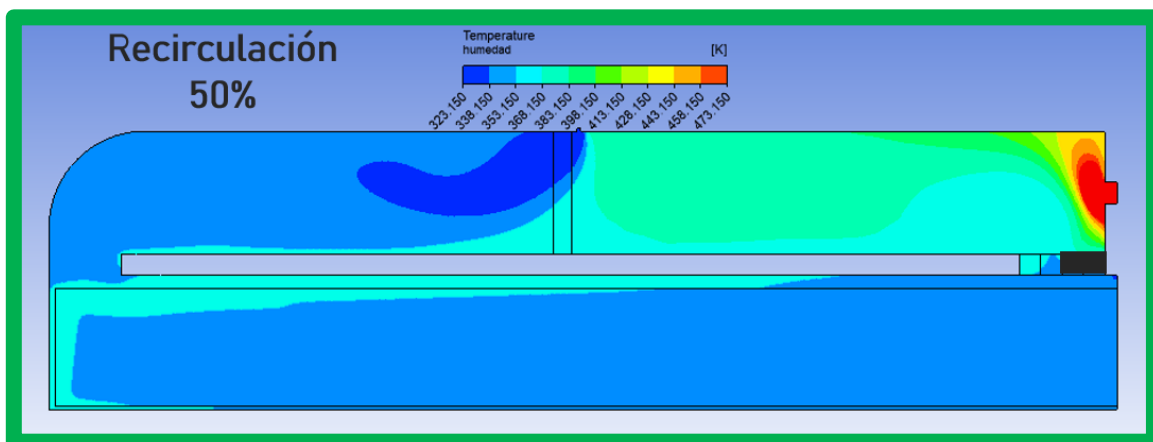
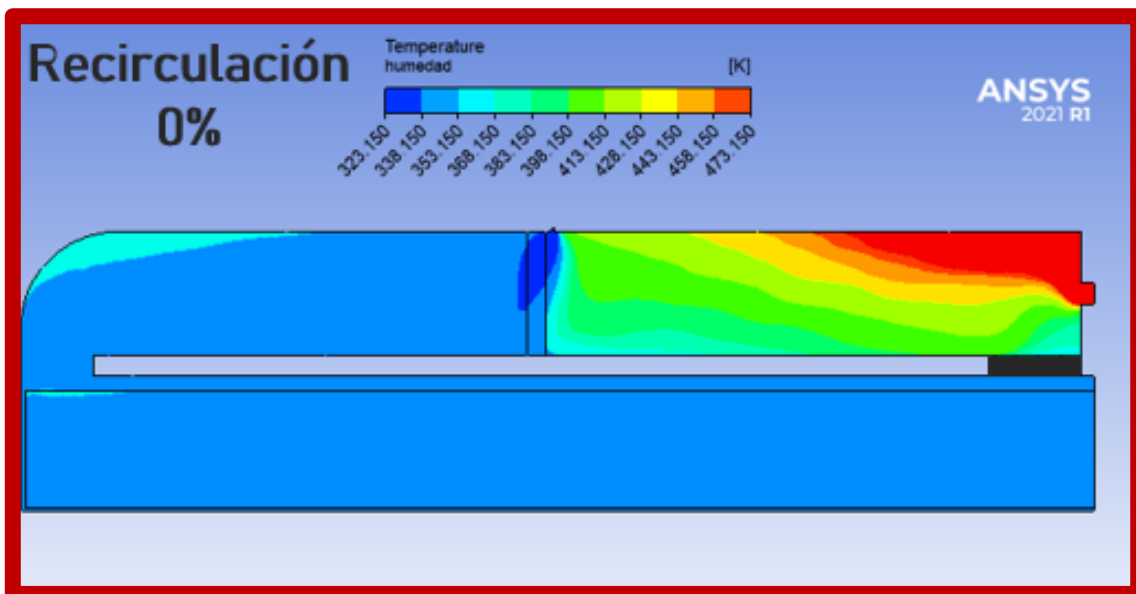
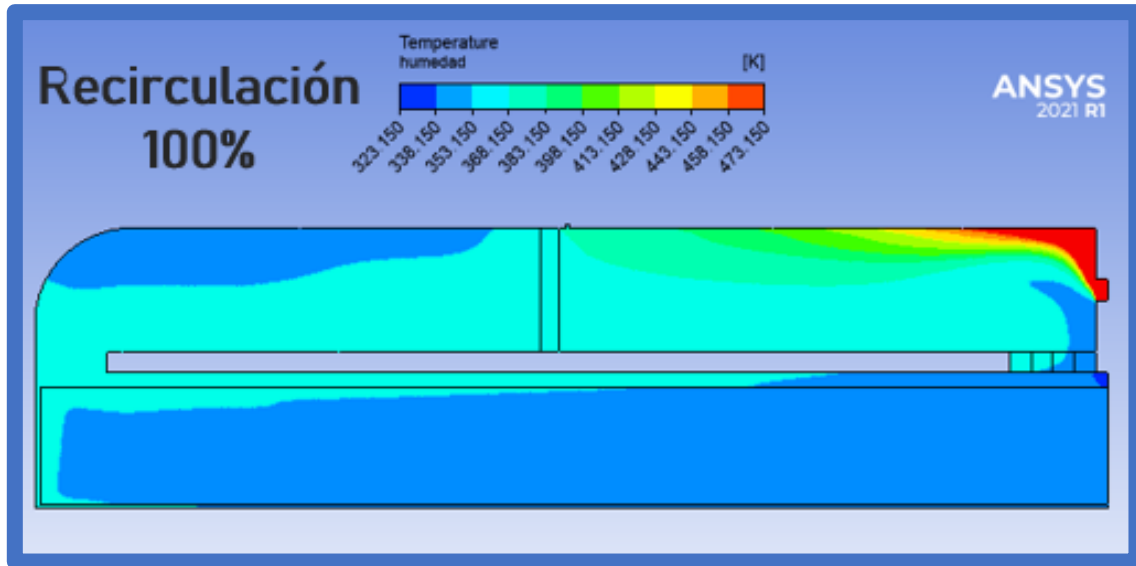


Figura 108. Temperatura en el interior del horno secador según el porcentaje de recirculación.



Para analizar ambas situaciones adicionales en términos económicos, se evaluaron los consumos energéticos del quemador para cada caso, sin considerar el del forzador a modo de simplificación, dado que la variación de su potencia no es significativa, tal como se mostró anteriormente en la Tabla 17. Se asumió que la energía aportada por el quemador al interior del horno durante la simulación es igual a la energía consumida, despreciando su rendimiento y suponiendo que este ritmo de consumo se mantiene constante a lo largo del tiempo. Basado en esta suposición y considerando que la planta opera 24 horas diarias, 6 días a la semana, se calculó el consumo mensual y anual para cada escenario simulado, como se muestra en la Tabla 18.

Tabla 18. Consumos mensuales y anuales del quemador para las distintas variantes de recirculación en base a datos de simulación.

	Mensual [Nm ³]	Anual [Nm ³]
Recirculación 100% (Actual)	3.662,29	43.947,51
Recirculación 50%	892,77	10.713,28
Recirculación 0%	3.197,51	38.370,17

Con los consumos mostrados, se calculó el ahorro para los dos escenarios adicionales planteados, recirculación al 50% y recirculación nula. Esto se presenta en la Tabla 19 y Tabla 20 respectivamente, donde se detalla el ahorro en términos energéticos, económicos y en emisiones equivalentes, tanto mensualizados como anualizados. De esta manera se destaca nuevamente la significativa mejora que representa una recirculación al 50%, como se ve gráficamente en la Figura 109, ya que esta opción

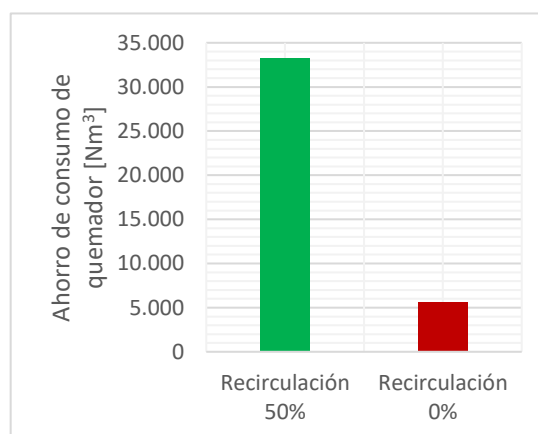


Figura 109. Ahorro energético de consumo del quemador para los dos casos de recirculación estudiados.

implica un ahorro en consumos del 76% respecto al escenario actual, mientras que la recirculación nula ofrece una mejora del 13%.

Además, se subraya que, en cualquiera de los dos casos estudiados, el costo de inversión es nulo debido a que el método de limitación de recirculación ya está disponible en la empresa mediante una placa metálica que se coloca en la boca de recirculación, tal como se mencionó al principio del apartado.



Tabla 19. Ahorros que representa el cambio a una recirculación con apertura del 50% en términos energéticos, económicos y emisiones de CO₂ equivalentes.

Ahorro Recirculación 50%	Energético [Nm ³]	Económico [U\$D]	Emisiones equivalentes [tCO ₂]
Mensual	2.769,52	68,57	5,40
Anual	33.234,23	822,88	64,81
Ahorro respecto del consumo actual = 76%			

Tabla 20. Ahorros que representa el cambio a una recirculación nula en términos energéticos, económicos y emisiones de CO₂ equivalentes.

Ahorro Recirculación 0%	Energético [Nm ³]	Económico [U\$D]	Emisiones equivalentes [tCO ₂]
Mensual	464,78	11,51	0,91
Anual	5.577,34	138,09	10,88
Ahorro respecto del consumo actual = 13%			

En síntesis, el índice de desempeño energético (IDE) es más alto en los dos casos de recirculación propuestos en comparación con el actual, destacándose especialmente el caso de recirculación al 50%. A medida que disminuye la recirculación, el rendimiento del forzador se ve comprometido, evidenciando además una relación inversamente proporcional entre el caudal ingresado por la abertura de paso de correa y la recirculación. En relación a esto, es importante evaluar si la apertura de las ventanillas de ingreso de aire cercanas al quemador compensa el efecto del flujo de aire ingresado por la abertura de correa en casos de recirculación reducida o nula.

En cuanto a las condiciones en la zona de secado de ciruelas, no se observan cambios significativos de temperatura en los tres casos. Por otro lado, hay un aumento de humedad en los nuevos escenarios planteados, por lo que antes de llevarlos adelante, se debe investigar si este incremento afecta significativamente la deshidratación de las ciruelas, especialmente en el caso de recirculación al 50%.

Estas nuevas condiciones del secador son interesantes, ya que se logran ahorros en el consumo del quemador de 76% y 13% respectivamente para una recirculación parcial y nula, siendo simplemente cambios operativos en relación a la limitación de la apertura de recirculación que no requieren inversión. De igual manera se destaca que es necesario realizar una evaluación técnico-económica para determinar si la forma actual de limitar el caudal de recirculación mediante una placa metálica es la más viable, y en caso contrario, explorar otras alternativas.

5.2. Forzador óptimo para el sistema

Dado que el forzador de aire actual opera en un punto de baja eficiencia, como se mostró en apartados anteriores, además de tener un punto de trabajo con un rango limitado por encontrarse en la zona de su curva de trabajo cercana a caudales nulos; se evalúa la posibilidad de reemplazar este equipo por uno cuyo punto de funcionamiento esté más cerca del óptimo. De esta manera, se seleccionó mediante el catálogo online FanWare un conjunto motor-ventilador, mostrado en la Figura 110, cuyas características se detallan en la Tabla 21.



Figura 110. Fotografía del ventilador axial de pared seleccionado.

Tabla 21. Resumen de características del conjunto motor-ventilador tentativo.

Ventilador			
Marca	Casals	Modelo	HBFX 100 T4 (A3:8) F400 11/3 kW 4p 22°
Diámetro del ventilador	1.115 mm	Caudal máximo	77.810 m ³ /h
Numero de palas	10	Peso	220 kg
Motor			
Tipo	Trifásico	Eficiencia	86%
Pot. Mecánica	11 kW	Velocidad	1470 rpm
Frecuencia	50 Hz	I_{máx}	21,7 A
Peso	119 kg	FP	0,85/0,73

El fabricante proporciona en su software de selección la curva de operación del ventilador en cuestión, junto con la curva de eficiencia, como se muestra en la Figura 112, siendo las nuevas características de funcionamiento presentadas en la Tabla 22. Aquí se puede observar que el punto de trabajo del nuevo ventilador es más cercano a su punto óptimo, como se evidencia en la comparativa de ambas curvas en la Figura 113. El rendimiento basado en la presión estática del ventilador actual es del 19,78%, en comparación con el 62% del ventilador propuesto, una comparación que se ilustra en el gráfico de la Figura 111, donde se puede ver el incremento en el rendimiento obtenido con el nuevo ventilador.

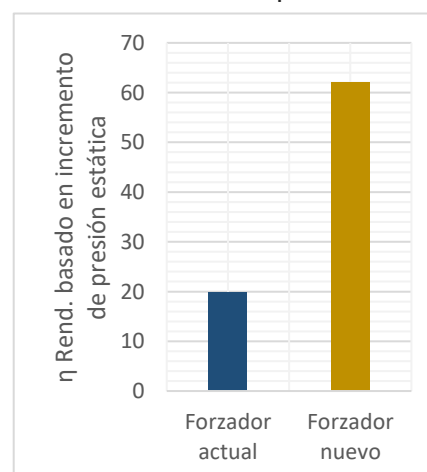


Figura 111. Comparación entre la eficiencia calculada en base al cambio de presión estática de ambos forzadores.

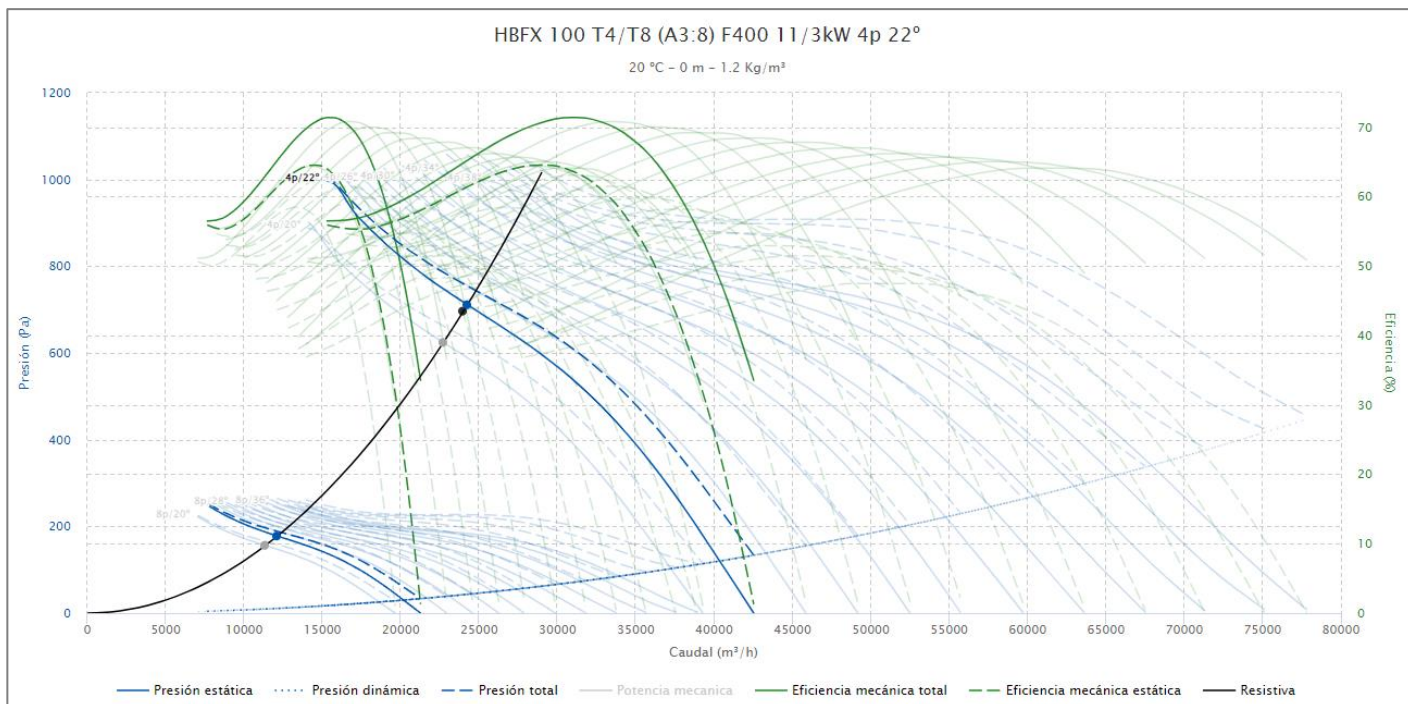


Figura 112. Curva de presión y rendimiento del forzador seleccionador. Imagen extraída de la página oficial de Casals.

Tabla 22. Punto de funcionamiento del nuevo forzador.

Q [m³/h]	24.251,95	Eficiencia mec. Total [%]	65,22
P_s [mmH₂O]	75,73	Pot. Mecánica [kW]	7,82
P_t [mmH₂O]	76,93	Vel. del aire [m/s]	8,51

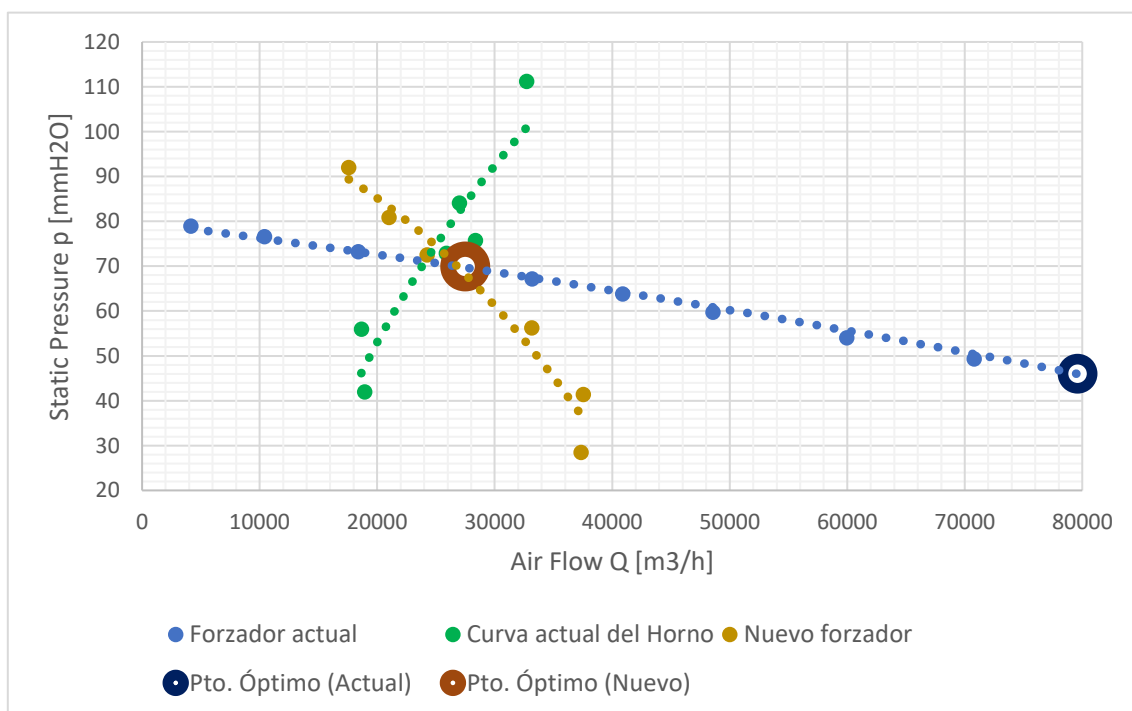


Figura 113. Comparación entre curvas de presión estática de los dos ventiladores analizados respecto de la curva del sistema de secado.



En el gráfico de la Figura 114 se muestra la comparación entre la potencia eléctrica consumida por cada conjunto motor-ventilador, evidenciando una reducción en el consumo con el nuevo forzador que representa un ahorro del 46,92% de energía. A partir de la diferencia de la potencia consumida, se calculó el ahorro energético, monetario y en emisiones equivalentes de la mejora propuesta para distintos períodos, considerando el funcionamiento de los 40 túneles secadores de la empresa durante 24 horas diarias (tres turnos) y 6 días a la semana, como se muestra en la Tabla 23.

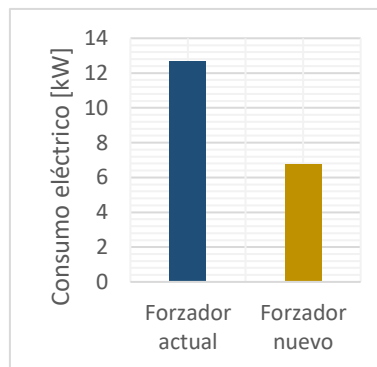


Figura 114. Contrastes de consumos eléctricos entre el forzador actual y el propuesto.

Tabla 23. Ahorros energéticos, monetarios y en emisiones equivalentes que significaría el cambio de forzador para distintos periodos evaluados considerando el funcionamiento de 40 túneles de secado funcionando 24 horas durante 6 días a la semana.

Periodo	Ahorro energético [kW-h]	Ahorro monetario [U\$D]	Ahorro en emisiones equivalente [tCO ₂]
1 día	5.707,01	\$ 188,33	2,62
1 semana	34.242,05	\$ 1.129,99	15,71
1 mes	136.968,19	\$ 4.519,95	62,85
1 año	1.643.618,30	\$ 54.239,40	754,26

Por su parte, la inversión necesaria para cada forzador se detalla en la Tabla 24, la cual incluye el costo del conjunto motor-ventilador, el flete desde la provincia de Buenos Aires hasta Mendoza (donde se encuentra la empresa proveedora), y un costo estimado de mano de obra y materiales de instalación. La inversión total asciende a U\$D 5.500, la cual se recuperará en un periodo de 49 meses gracias a los ahorros generados.

Tabla 24. Costos implicados en el cambio del forzador.

Precio conjunto motor-ventilador	U\$D 3.500
Flete Bs. As. - Mendoza	U\$D 300
Mano de obra y materiales de instalación (50%)	U\$D 1.750
Total invertido	U\$D 5.550
Periodo de Retorno de Inversión (PRI)	4,09 años

Asimismo, es notable la diferencia geométrica entre ambos equipos, ya que el ventilador actual tiene un diámetro de 1,86 metros, mientras que el nuevo propuesto tiene un diámetro de 1,07 metros (véanse las dimensiones en Anexos). Esto se debe a la falta de



forzadores en el mercado con las dimensiones del ducto que operen cerca de su punto óptimo de funcionamiento para estas condiciones. Además, se destaca la necesidad de estudiar con mayor detalle la resistencia del material de las aspas a la temperatura del aire en las inmediaciones del forzador.

En síntesis, esta opción de cambiar el forzador es interesante, siempre y cuando se realice un análisis previo para determinar si estos aspectos afectarían negativamente el funcionamiento normal del ventilador y del horno. Asimismo, queda abierta la posibilidad de una evaluación técnico-económica de un forzador fabricado a medida, contrastándolo con la opción planteada en este trabajo.



CAPÍTULO 6: Recomendaciones operativas generales

Para evaluar y optimizar el funcionamiento del secador, es fundamental monitorear los consumos del quemador y del forzador de cada horno de manera mensual, lo que permitirá establecer una línea base energética que servirá para comparar y determinar si los cambios operativos implementados generan ahorros efectivos.

El seguimiento del índice de desempeño energético (IDE), descrito en apartados anteriores, es crucial. Este indicador, cuya fórmula se muestra en la Ecuación 27, es adimensional, ya que todos sus términos deben estar en la misma unidad de energía.

$$IDE = \frac{E_{\text{evaporación}}}{E_{\text{quemador}} + E_{\text{ventilador}}} \quad \text{Ecuación 27}$$

Siendo:

$E_{\text{evaporación}}$: Energía absorbida por el proceso de deshumidificación.

E_{quemador} : Energía consumida por el quemador.

$E_{\text{ventilador}}$: Energía consumida por el ventilador.

Para calcular el IDE, es necesario medir el consumo del motor del ventilador y el consumo de gas natural del quemador. Además, la energía utilizada para la evaporación se calcula mediante la diferencia de peso de los canastos al ingreso y salida del horno en un periodo determinado, diferencia que representa la masa de agua evaporada, la cual se multiplica por la entalpía de vaporización correspondiente a la temperatura de trabajo del secador, como se muestra en la Ecuación 28.

$$E_{\text{evaporación}} = (m_{\text{in}} - m_{\text{out}}) * h_{\text{vaporización}} \quad \text{Ecuación 28}$$

Siendo:

$E_{\text{evaporación}}$: Energía absorbida por el proceso de deshumidificación.

m : Masa de los canastos a la entrada y salida del horno.

$h_{\text{vaporización}}$: Entalpía de vaporización

También es útil seguir otros indicadores energéticos, como los kg de ciruelas secadas por kWh o por Nm³, así como indicadores de producción, como los kg de producto por día o mes.



Por otro lado, es crucial realizar mediciones periódicas del perfil de temperatura y humedad del horno para mantener el proceso controlado. Además, se debe monitorear el tiempo de residencia de los canastos dentro del horno y la periodicidad de ingreso y egreso, lo cual permitirá ajustar la velocidad de la línea en función de las condiciones internas del secador.

A su vez, la medición de los gases de escape del quemador mediante un equipo analizador de gases y la respectiva evaluación de la eficiencia de combustión en función de su composición deben realizarse periódicamente para garantizar un rendimiento óptimo sostenido.

Implementar estas recomendaciones y monitorear continuamente los parámetros clave ayudará a optimizar el funcionamiento del secador, mejorar la eficiencia energética y aumentar la producción de manera sostenible.



CAPÍTULO 7: Recomendaciones para futuras investigaciones

A raíz del trabajo realizado, se recomienda que futuras investigaciones sobre estos tipos de secadores se enfoquen en los siguientes aspectos.

7.1. Mejora del modelo de simulación generado

Incrementar el detalle del modelo: Utilizar un mallado más eficiente para obtener residuos más reducidos y una mayor estabilidad frente a posibles cambios, lo que permitirá generar escenarios de análisis más precisos.

Incorporar la ecuación del forzador: Introducir la ecuación del forzador en la modelización para que el programa ajuste su funcionamiento en según las condiciones instantáneas de trabajo, en lugar de basarse en condiciones promedio como se hizo en este trabajo.

Agregar variaciones de generación de vapor y calor latente: Realizar una investigación más profunda sobre el comportamiento del vapor generado y el calor latente absorbido durante el proceso de deshumidificación de las ciruelas, creando una ecuación que responda a cambios en las condiciones del aire circulante.

Evaluar la transferencia de calor: Analizar la transferencia de calor en paredes, techos y cerramientos, incluyendo la placa metálica que cierra la boca de recirculación y los portones metálicos de la zona de egreso de carros. Esto permitirá modelar escenarios con materiales y métodos alternativos de cerramiento, evaluando su viabilidad técnica y económica.

Desarrollo de un modelo tridimensional: Crear un modelo 3D que capte con mayor detalle las características del secador y comparar sus resultados con el modelo bidimensional utilizado en este estudio.

7.2. Exploración de escenarios alternativos

Impacto de los carros en la zona de ingreso de aire: Evaluar cómo la presencia de carros en la zona de ingreso de aire caliente al ducto inferior afecta el paso del aire a través de las bandejas de los últimos canastos.



Variación de las características del medio poroso: Investigar cómo varían las características del bloque de canastos en función de su geometría y posición, generando escenarios donde se puedan modificar el espaciado de bandejas, la altura de los canastos y el espacio entre ellos, y ver su impacto en las condiciones del secador y la eficiencia del mismo.

Potencia del quemador: Crear escenarios con quemadores de distinta potencia para analizar cómo uno de menor potencia podría afectar el consumo y la eficiencia del equipo.

Cierre parcial de la zona de ingreso de carros: Modelar situaciones en las que se cierre parcialmente la zona de ingreso de carros cuando no están en uso, evaluando el impacto en la eficiencia.

Recuperación de calor: Analizar la posibilidad de recuperar calor del aire de salida para precalentar el aire del quemador.

Posición del forzador: Simular diferentes ubicaciones del forzador en el ducto superior para determinar su posición óptima.

Consecuencias del cierre de la abertura de paso de correa: Evaluar las consecuencias de cerrar esta abertura y, si se traducen en mejoras, determinar la manera más óptima de cerrarla, teniendo en cuenta las condiciones a las que estará sometido el motor en cada caso.

Estudiar estos aspectos del dispositivo permitirá identificar qué configuraciones operativas representan una mejora y determinar la operatividad óptima de los hornos con información precisa, optimizando así el proceso de secado.



CAPÍTULO 8: Conclusiones

Se logró el desarrollo de un modelo de simulación bidimensional que representa el estado actual de los hornos de secado, permitiendo mostrar gran variedad de datos sobre las condiciones internas de los mismos. Esta herramienta es muy útil para evaluar posibles cambios en el secador sin costo operativo.

La geometría desarrollada y seleccionada fue bidimensional, despreciando los movimientos de aire en el eje z, para reducir los requerimientos computacionales del modelo. Los resultados fueron validados mediante el contraste de datos de simulación con datos empíricos, obteniendo una precisión aceptable para el tipo de estudio realizado. No obstante, se detectó una diferencia en el perfil de temperatura, que requiere una investigación más profunda para identificar su causa.

Se encontró una zona de alta humedad en la parte inferior del horno secador, con niveles máximos del 50% de humedad relativa, en contraste con la condición ideal del 10% para el secado de ciruelas. Este hallazgo debe verificarse empíricamente para determinar si es un defecto del modelo o una realidad contraproducente para el proceso de secado.

Durante los momentos en que el quemador está apagado, se observó un marcado ingreso de aire fresco a través de la zona de ingreso de canastos, enfriando y disminuyendo la humedad del aire de recirculación.

En cuanto a los consumos energéticos del horno, el quemador representa el 84% del consumo total, por lo que es fundamental reducir su consumo para optimizar el dispositivo en términos energéticos. El ventilador, por otro lado, constituye el 73% de los costos de consumos, lo que indica que las mejoras deben enfocarse en este componente si la empresa prioriza el aspecto económico.

Se evaluaron tres escenarios de recirculación, obteniendo un índice de desempeño energético (IDE) mayor en los casos con recirculación reducida, especialmente con una recirculación al 50%, que presentó una mejora del 143,27% respecto al estado actual. A medida que se reduce la recirculación, el rendimiento del forzador disminuye, pasando del 19,78% en recirculación completa al 8% en recirculación nula.

El perfil de temperatura es similar en los tres casos de recirculación simulados, con temperaturas levemente mayores en los escenarios con mayor recirculación, especialmente en los extremos del túnel. Esto se debe a la relación inversa entre el caudal de recirculación y el ingreso de aire fresco a través de la abertura de paso de correa, que enfría el aire del



ducto inferior y genera turbulencias, provocando mayores pérdidas térmicas y de carga. En términos de humedad, el estado de recirculación al 50% presenta mayores niveles en el ducto inferior, mientras que la recirculación nula y completa no difieren significativamente.

Los ahorros en el consumo del quemador son del 13% para recirculación nula y del 76% para recirculación al 50%, siendo estos cambios de configuración interesantes ya que no requieren inversión. Los mismos deben ser verificados experimentalmente para asegurar que las condiciones de secado se mantengan dentro de los márgenes aceptables.

La actualización del conjunto motor-ventilador actual por uno Casals HBFX 100 T4 mejoraría su rendimiento del 19,78% al 62%, resultando en un ahorro del 46,92% en el consumo de energía eléctrica, con una inversión inicial de U\$D 5.500 por cada conjunto y un periodo de retorno de inversión de 49 meses. Antes de realizar el reemplazo se recomienda realizar un análisis de mayor profundidad sobre la resistencia de los materiales a las temperaturas a las que estará sometido el equipo.

La comparación de rendimientos de los ventiladores se basó en el incremento de presión estática, ya que no se cuenta con la curva de presión total del forzador actual. Se recomienda obtener esta curva mediante ensayo, considerando que en forzadores axiales de estas dimensiones el salto de presión total prevalece sobre la estática, por lo que la comparación en términos de un rendimiento basado en el incremento de presión total sería idóneo.

Finalmente, el forzador propuesto es de menor tamaño que el actual, ya que para las condiciones necesarias solo existen equipos de hasta 1 metro de diámetro. Se recomienda analizar los efectos de esta disminución de tamaño en el desempeño del horno o buscar una alternativa fabricada a medida, considerando las repercusiones económicas.



Referencias bibliográficas

- [1] D. P. Urfalino, «Deshidratado de ciruelas D'Agén en túneles de configuraciones inversas,» Universidad Nacional de Santiago del Estero, Santiago del Estero, 2019.
- [2] Programa de Servicios Agrícolas Provinciales, «Plan de Mejora Competitiva - Cluster de Ciruela Industria de Mendoza,» Febrero 2020. [En línea]. Available: <https://www.ciruelaindustria.com.ar/wp-content/uploads/2023/08/PMC-Cluster-de-Ciruela-Industria-de-Mendoza-2.pdf>. [Último acceso: Marzo 2024].
- [3] A. S. Mujumdar, Handbook of Industrial Drying - Principles, Classification, and Selection of Dryers, CRC Press, 2014.
- [4] Commercial Dehydrator Company, «OUR HISTORY,» [En línea]. Available: <https://www.dryer.com/about-us>. [Último acceso: mayo 2024].
- [5] J. F. Thompson, «Tunnel Dehydration,» University of California, Agriculture and Natural Resources, 2000 pp. 224-227. [En línea]. Available: <https://iv.ucdavis.edu/files/24415.pdf>.
- [6] Fundación Instituto de Desarrollo Rural, «Informe por producto: Panorama del Sector de Ciruela Deshidratada de Mendoza,» 2015. [En línea]. Available: <https://www.idr.org.ar/wp-content/uploads/2016/04/Panorama-Ciruela-deshidratada-2015-.pdf>. [Último acceso: marzo 2024].
- [7] Instituto de Desarrollo Rural, «Censo Frutícola Provincial 2010,» 2010. [En línea]. Available: <https://www.idr.org.ar/wp-content/uploads/2012/07/Informe-Ciruela-Industria.pdf>. [Último acceso: mayo 2024].
- [8] H. K. Versteeg y W. Malalasekera, "An Introduction to Computational Fluid Dynamics" 2da ed, Harlow: Pearson Education, 2007.
- [9] Y. A. Cengel y J. M. Cimbala, Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones, México DF: McGraw-Hill Interamericana, 2006.
- [10] J. Osses, «El metodo de volúmenes finitos,» Engineering Simulation and Scientific Software, diciembre 2016. [En línea]. Available: <https://www.esss.co/es/blog/el-metodo-de-volumenes-finitos/>. [Último acceso: agosto 2023].
- [11] R. Seminario Vasquez, «Métodos numéricos para ingeniería,» [En línea]. Available: <https://disi.unal.edu.co/~lctorress/MetNum/LiMetNu2.pdf>. [Último acceso: agosto 2023].
- [12] M. Tošić, R. Larsson, J. Jovanovic, T. Lohner, M. Björling y K. Stahl, «A Computational Fluid Dynamics Study on Shearing Mechanisms in Thermal Elastohydrodynamic Line Contacts,» Agosto 2019. [En línea]. Available: <https://www.mdpi.com/2075-4442/7/8/69>. [Último acceso: Agosto 2023].
- [13] Y. Niño, «METODO DE LOS VOLUMENES FINITOS: MODELACION NUMERICA EN INGENIERIA HIDRAULICA Y AMBIENTAL,» 2002. [En línea]. Available: https://www.u-cursos.cl/ingenieria/2008/2/CI71D/1/material_docente/bajar?id=200975. [Último acceso: Agosto 2023].
- [14] J. D. Anderson Jr., "Computational Fluid Dynamics" 3rd ed, Nueva York: McGraw-Hill, 2009.
- [15] ANSYS Learning, «How to Monitor Convergence using Residuals in Ansys Fluent — Lesson 3,» Febrero 2023. [En línea]. Available:



https://www.youtube.com/watch?v=dF0oYH_9pe0&ab_channel=AnsysLearning. [Último acceso: Septiembre 2023].

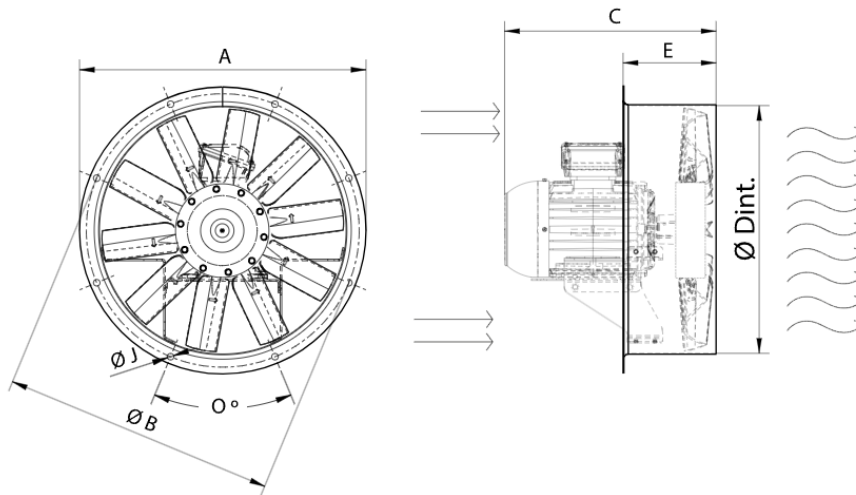
- [16] S. C. Chapra y R. P. Canale, *Métodos numéricos para ingenieros*, México DF: McGraw Hill, 2015.
- [17] ANSYS, Inc., «Ansys Fluent User's Guide,» Enero 2023. [En línea]. Available: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/prod_page.html?pn=Fluent&pid=Fluent&lang=en&prodver=23.2. [Último acceso: Agosto 2023].
- [18] Autodesk Support, «Hardware recommendation for Simulation CFD 2015,» 26 Enero 2015. [En línea]. Available: <https://www.autodesk.com/support/technical/article/caas/sfdcarticles/sfdcarticles/Hardware-recommendation-for-Simulation-CFD-2015.html>. [Último acceso: 18 Agosto 2023].
- [19] ANSYS, «Lecture 7: Turbulence Modeling,» febrero 2014. [En línea]. Available: https://www.academia.edu/36090206/Lecture_7_Turbulence_Modeling_Introduction_to_ANSYS_Fluent. [Último acceso: agosto 2023].
- [20] R. H. López, «Caracterización de Medios Porosos y Procesos Percolativos y de Transporte,» UNSL, Facultad de Ciencias Físico-Matemáticas y Naturales, San Luis, 2004.
- [21] E. Getahun, M. Delele, N. Gabbiye, S. Fanta, P. Demissie y M. Vanierschot, «Importance of integrated CFD and product quality modeling of solar dryers for fruits and vegetables: A review,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0038092X21002371>. [Último acceso: febrero 2024].
- [22] ISO (Internacional Organization for Standardization) , «ISO 50001 - Sistemas de Gestión de la Energía,» 2011.
- [23] Conexión Esan, «El PRI: uno de los indicadores que más llama la atención de los inversionistas,» 24 enero 2017. [En línea]. Available: <https://www.esan.edu.pe/conexion-esan/el-pri-uno-de-los-indicadores-que-mas-llama-la-atencion-de-los-inversionistas#:~:text=El%20per%C3%ADodo%20de%20recuperaci%C3%B3n%20de,ser%C3%A1%20cubierta%20la%20inversi%C3%B3n%20inicial..> [Último acceso: febrero 2024].
- [24] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR), «Guía técnica de selección de equipos de transporte de fluidos,» *Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE)*, 2012.



Apéndices

Dimensiones y esquema eléctrico de conjunto motor-ventilador recomendado

HBFX 100 T4/T8 (A3:8) F400



C (Mot.T.132)	C (Mot.T.160L)	C (Mot.T.160M)	C (Mot.T.180L)	C (Mot.T.180L)	C (Mot.T.180M)	E	O	ØA	ØB	ØD	ØJ
653	738	716	792	792	776	340	16x22,5°	1115	1070	1013	12

HBFX 100 T4/T8 (A3:8) F400

400V DAHLANDER (Y,YY)

