

**Universidad
Autónoma
Metropolitana**



Casa abierta al tiempo **Azcapotzalco**

División de Ciencias Básicas e Ingeniería

Posgrado en Ingeniería de procesos

**MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA
TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE
PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES**

Tesis que para obtener el título de:

Doctor en Ingeniería de Procesos

presenta:

M. en I. Humberto Eduardo González Bravo

Director:

Dr. Jorge Ramírez Muñoz

Co-director:

Dr. Octavio García Valladares

RESUMEN

Esta tesis aborda la evaluación de estrategias operativas para reducir el consumo energético y el impacto ambiental en una planta deshidratadora híbrida de productos agroindustriales en Xochitepec, Morelos. La planta, con capacidad de deshidratación de 100 a 200 kg de producto fresco, emplea fuentes térmicas solares y de gas, lo que la hace particularmente eficiente y flexible. Se desarrolló un modelo matemático basado en balances de masa y energía para predecir el comportamiento de la planta bajo diversas condiciones operativas, validado con datos experimentales obtenidos durante la deshidratación de piña. Los resultados mostraron un error relativo máximo del 7%, garantizando la confiabilidad del modelo para evaluar estrategias energéticas y ambientales.

Entre los hallazgos más destacados, se identificó que la eliminación de infiltraciones de aire puede reducir hasta 24 minutos el tiempo de secado, mientras que un flujo reducido hacia los colectores solares incrementa la temperatura de secado, disminuyendo el tiempo hasta en 40 minutos. También se analizó el impacto de establecer temperaturas mínimas en el túnel, concluyendo que incrementos de 45°C a 70°C reducen los tiempos de secado significativamente. En el caso del chile rojo, el modelo identificó una relación de recirculación óptima del 70%, maximizando la eficiencia térmica y minimizando las emisiones de CO₂. Las estrategias operativas se optimizaron mediante un algoritmo genético multiobjetivo, considerando variables como el flujo másico de aire, la temperatura mínima y la relación de recirculación.

Los resultados de optimización lograron reducir el contenido de humedad residual a menos de 10% b.h., con costos específicos competitivos de 0.3-0.36 USD/kg y emisiones de CO₂ de 120-150 kg por lote. Las estrategias propuestas ofrecen un balance entre eficiencia energética, costo operativo y sostenibilidad ambiental, destacando el uso de modelos matemáticos y algoritmos avanzados como herramientas clave para optimizar procesos industriales sostenibles.

ABSTRACT

This thesis evaluates operational strategies to reduce energy consumption and environmental impact in a hybrid dehydration plant for agro-industrial products located in Xochitepec, Morelos. The plant, with a dehydration capacity of 100 to 200 kg of fresh product, uses solar and gas thermal energy sources, offering remarkable flexibility and efficiency. A mathematical model based on mass and energy balances was developed to predict the plant's behavior under various operating conditions, validated with experimental data obtained during pineapple dehydration. Results showed a maximum relative error of 7%, ensuring the model's reliability for assessing energy and environmental strategies.

Key findings revealed that eliminating air infiltrations could reduce drying times by up to 24 minutes, while reducing airflow to solar collectors increased drying temperature, decreasing times by up to 40 minutes. The impact of setting minimum temperatures in the drying tunnel was also analyzed, concluding that increases from 45°C to 70°C significantly reduced drying times. For red chili, the model identified an optimal recirculation ratio of 70%, maximizing thermal efficiency and minimizing CO₂ emissions. Operational strategies were optimized using a multi-objective genetic algorithm, considering variables such as air mass flow, minimum temperature, and recirculation ratio.

Optimization results achieved moisture content reductions below 10% w.b., with competitive specific costs of 0.3–0.36 USD/kg and CO₂ emissions between 120–150 kg per batch. The proposed strategies offer a balance between energy efficiency, operational cost, and environmental sustainability, highlighting the use of mathematical models and advanced algorithms as key tools for optimizing sustainable industrial processes.

AGRADECIMIENTOS

Realizar un doctorado es un desafío que va más allá del esfuerzo individual. Es un camino de aprendizaje, crecimiento y perseverancia, en el que el apoyo de familiares, amigos, colegas y maestros resulta invaluable. Cada etapa de este proceso ha estado acompañada por personas e instituciones que, de diversas maneras, han contribuido a la culminación de este trabajo.

En estas líneas, quiero expresar mi más profundo agradecimiento a todos aquellos que han estado presentes en esta travesía, brindándome su tiempo, conocimientos, consejos y apoyo incondicional. Sin su acompañamiento, este logro no habría sido posible:

Mi agradecimiento al **Dr. Jorge Ramírez Muñoz**, quien no solo fue mi asesor durante esta etapa, sino también un compañero de trabajo, amigo y un guía invaluable. Su compromiso con la academia y, en especial, con sus alumnos, es digno de admiración. Aprecio profundamente el tiempo y esfuerzo que dedicó a este proyecto, muchas veces anteponiendo su apoyo a mis avances sobre su tiempo personal. Desde el proceso de ingreso, sus consejos fueron fundamentales, y su disposición para dirigir esta investigación, a pesar de las dificultades, hizo posible que este trabajo llegara a buen término. Sin su compromiso, paciencia y guía, culminar esta etapa habría sido un desafío aún mayor. Gracias por su entrega y por confiar en mí.

Agradezco al **Dr. Octavio García Valladares** por brindarme la oportunidad de trabajar en uno de los proyectos más importantes de su trayectoria académica: la deshidratación solar, el cual se convirtió en el eje central de mi investigación. Su capacidad para vincular la investigación con la industria y los problemas sociales es admirable y es un referente para mí. Su disposición para estar siempre al pendiente de mi progreso, su rapidez para responder ante cualquier solicitud y su apoyo constante

fueron clave para el desarrollo de esta tesis. Le agradezco su confianza y por abrirme las puertas a una línea de investigación tan relevante.

Agradezco a los profesores del **Posgrado en Ingeniería de Procesos**, cuyo compromiso y dedicación permiten mantener el alto nivel académico de este programa. En especial, deseo expresar mi gratitud a dos de mis mayores influencias durante esta etapa: la **Dra. Virginia González Vélez** y el **Dr. Miguel Ángel Vaca Hernández**. No solo son excelentes profesores de quienes adquirí conocimientos técnicos fundamentales, sino también personas ejemplares que han demostrado una admirable forma de ser y de compartir su conocimiento. Gracias a todos por brindarme la oportunidad de aprender de ustedes.

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento al **Dr. José María Ponce Ortega**, quien siempre me recibió con gran disposición y amabilidad durante mi estancia de investigación. A pesar de la gran cantidad de proyectos que dirige, siempre encontró un espacio en su agenda para atenderme, explicarme y guiarme, lo cual valoro profundamente. Es, sin duda, una de mis mayores influencias académicas y un investigador del que espero seguir aprendiendo, pues, desde mi perspectiva, es uno de los más brillantes académicos que he tenido el privilegio de conocer. Su excepcional combinación de calidad humana, capacidad de organización y excelencia académica lo convierten en un referente que admiro.

A mi amigo y colega **Dr. Rubén Dorantes**, quien ha sido una pieza clave en mi trayectoria profesional y académica. Desde que fue mi asesor de tesis en la licenciatura, me brindó su apoyo incondicional y, más allá de eso, confió en mí y en mis capacidades, invitándome a formar parte de la **UAM**. Aprecio profundamente su orientación, sus consejos y la confianza que siempre ha depositado en mí. Gracias a él, he tenido la oportunidad de participar en proyectos que me apasionan y desafían. Pero más allá del trabajo y la academia, quiero destacar su **integridad y calidad humana**, valores que lo caracterizan y que han sido un ejemplo para mí. Su apoyo ha

sido constante, y su amistad, un regalo invaluable en este camino. Gracias, Rubén, por ser un colega, un mentor y, sobre todo, un gran amigo.

A mis compañeros del **Posgrado en Ingeniería de Procesos**, quienes desde mi ingreso han sido una influencia fundamental en mi desarrollo académico. Su profesionalismo y dominio de sus áreas de estudio me han hecho sentir profundamente orgulloso de pertenecer a este selecto grupo de personas que han tenido el privilegio de dedicarse a la ciencia que nos apasiona.

Mi más sincero agradecimiento a mis compañeros de generación **Marco, Neftalí, Lucero y Johan**, quienes siempre comprendieron los retos que implicaba para mí ser padre de familia mientras cursaba el doctorado. Su disposición para desvelarse conmigo después de que mi hija Regina se dormía, con el fin de trabajar en nuestras tareas y proyectos, fue invaluable. Sin su apoyo, alcanzar este objetivo habría sido mucho más difícil.

De manera muy especial, agradezco a mi compañero y amigo **Hugo Enrique Romero Campos**, cuyo talento en redacción y su dominio excepcional del modelado de procesos fueron clave para la publicación de mi trabajo en una revista de gran relevancia. Su profesionalismo y sus valiosas aportaciones hicieron posible que esta investigación alcanzara un nivel de excelencia que de otro modo habría sido difícil de lograr.

Expreso mi más sincero agradecimiento a mis compañeros del IER, pero en particular al **Dr. José Rodolfo Pérez Espinoza** y a la **M. en I. Ana Lilia César Munguía**, cuyo apoyo durante mi estancia en la planta de deshidratación fue fundamental para el desarrollo de esta investigación. Siempre estuvieron dispuestos a recibirme durante la etapa de experimentación, brindándome su tiempo, conocimientos y experiencia. Su generosidad al compartir información y datos clave me permitió realizar los análisis

necesarios para este trabajo. Su disposición y profesionalismo fueron invaluableles en esta etapa, y por ello les estaré siempre agradecido.

A mis padres **Totó** y **Machela**, quienes han sido mi ejemplo de amor, esfuerzo y dedicación. No hay palabras suficientes para expresar mi gratitud por su apoyo incondicional en cada etapa de mi vida. Gracias por estar siempre presentes, por darme la oportunidad de crecer en un entorno lleno de alegría y amor, por brindarme todas las herramientas necesarias para perseguir mis sueños. Cada logro en mi vida, incluyendo este doctorado, es también suyo, porque sin su guía, enseñanzas y sacrificios, no habría sido posible llegar hasta aquí. Gracias por creer en mí, este logro es de ustedes.

A mi querida hermana **Betzy**, quien ha sido un ejemplo de superación, alegría y fortaleza. Siempre dispuesta a acompañarme en los momentos difíciles y a asegurarse de que estuviera bien en todo momento. Gracias por tu cariño, por tu paciencia y por demostrarme que, sin importar la distancia, el lazo que nos une es inquebrantable. Gracias por estar siempre ahí, por ser mi hermana, mi guía y una de mis mayores inspiraciones.

A mi esposa **Lisset** y a mi hija **Regina**, quienes han sido mi fuente de amor, motivación y fortaleza durante este camino. Gracias por apoyarme en cada tarea, cada junta y cada desvelo, sacrificando valiosos momentos juntos para que yo pudiera alcanzar este sueño. Liss, gracias por caminar a mi lado y por asumir tantas responsabilidades para que yo pudiera concentrarme en esta meta. Regina, tu alegría, abrazos y sonrisas me llenan de luz incluso los días más agotadores.

A mi querida **abuelita Geo**, quien siempre ha estado a mi lado, cuidándome con amor incondicional y acompañándome en cada paso de mi vida. Gracias por tu infinita disposición para consentirme, escucharme y brindarme tu apoyo en los momentos en

que más lo he necesitado. Te agradezco con todo mi corazón por estar siempre pendiente de mí y por ser una de las personas más especiales en mi vida.

A mi **tía Claus**, quien ha sido mi segunda madre, un apoyo incondicional y un refugio en los momentos complicados. Gracias por tu cariño, por estar siempre pendiente de mí, por tu disposición y, sobre todo, por escucharme sin juicio ni reproches. Aprovecho también este punto para agradecer a mi tío **Tony** siempre abierto a darme un consejo, platicar conmigo, apoyarme y en pocas palabras ser mi amigo.

A **Charito, Marianita e Ian**, por recibirme en Morelia durante mi estancia con tanto cariño y por estar siempre pendiente de mí. Su apoyo incondicional y su disposición para ayudarme hicieron que cada momento en su compañía fuera especial y significativo.

A mi primo **Lalito**, por abrirme las puertas de su casa con los brazos extendidos y hacerme sentir como en mi propio hogar. Su compañía fue invaluable, siempre dispuesto a escucharme y brindarme los mejores consejos con la sabiduría y el cariño de un hermano mayor. Nunca me dejó solo y cuidó cada detalle para que mi estancia en Morelia fuera increíble. Su ejemplo de superación, perseverancia y calidad humana es algo que admiro profundamente y que siempre llevaré conmigo.

A **Fernando**, por hacer todo lo posible para que me sintiera cómodo en su casa, brindándome siempre lo mejor y estando atento a cada detalle para que mi estancia fuera una experiencia cálida y acogedora.

También, a **Victoria**, quien me sorprende día a día con su increíble talento y capacidad intelectual entre otros aspectos en la música. Ha sido maravilloso conectar con ella a través de esa pasión que compartimos, ha sido una de las mejores experiencias de este viaje.

A mis queridos **compadres Luis y Jaqueline**, quienes, además de haberme brindado incontables momentos de risas y diversión, fueron un pilar fundamental durante este proceso para solventar mi doctorado. Más allá de su generosidad, quiero agradecerles por haber confiado en mí y en mi trabajo, convirtiéndose en mis primeros clientes en **ENMANAC**. Su apoyo marcó el inicio de un proyecto que hoy representa una de mis mayores aspiraciones.

A mi suegra **Mamá Trini**, por estar presente, sin importar las circunstancias, brindándome su apoyo incondicional y su cariño. Su generosidad se ha reflejado en cada gesto, desde abrirnos las puertas de su casa y compartir su mesa, hasta sus rezos y mejores deseos. Sus palabras siempre me han recordado la importancia de vivir el presente y valorar lo que tengo.

A la **Universidad Autónoma Metropolitana – Azcapotzalco**, una institución que me ha dado tanto y que ha sido pieza clave en mi desarrollo académico y profesional. Agradezco profundamente a la UAM por abrirme sus puertas, no solo como estudiante, sino también como trabajador. La UAM ha sido más que una universidad; ha sido mi casa, un espacio que ha marcado mi vida y mi carrera. Gracias por brindarme la oportunidad de aprender enseñando y contribuir al conocimiento en un entorno de libertad y crecimiento. Siempre llevaré con orgullo el nombre de la **UAM Azcapotzalco**, una institución que deja huella en quienes tenemos el privilegio de formar parte de ella.

A **CONACYT**, actualmente Secretaría de Ciencias, Humanidades, Tecnología e Innovación (**SECIHTI**) por el respaldo financiero para desarrollar esta investigación.

CVU207877

INDICE

RESUMEN	1
ABSTRACT	2
Índice de Figuras	12
CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	14
1.1 Motivación	14
1.2 Antecedentes	16
1.2.1 Modelos Empíricos y Semiempíricos	17
1.2.2 Modelos Basados en balances de materia y energía	21
1.2.3 Modelos con optimización de procesos	24
1.2.4 Antecedentes de estudios sobre la recirculación de aire	27
1.3 Justificación	31
1.4 Planteamiento del problema	32
1.5 Hipótesis	34
1.6 Objetivos	34
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	36
2.1 La actividad del agua y su importancia en la preservación de alimentos	37
2.2 Fenómenos de transporte involucrados en la deshidratación	40
2.3 Uso de la energía solar en la deshidratación	43
2.4 Análisis paramétrico en los procesos de deshidratación	47
2.5 Algoritmos genéticos (AG) en los procesos de deshidratación	48
2.5.1 Operadores matemáticos	49
2.5.2 Criterios de convergencia	51
2.5.3 Aplicación de AG para la Optimización del proceso de deshidratación	53
CAPÍTULO III: DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO	55
3.1 Descripción de la planta deshidratadora	55
3.2 Formulación del modelo	59
3.2.1 Modelo de los componentes generales	59
3.2.2 Modelo del deshidratador tipo túnel	64
3.2.3 Subsistema de potencia secundaria	69

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

3.3	Parámetros de evaluación energética – ambiental de la planta	75
3.4	Cálculo de propiedades	78
3.4.1	Calores específicos variables	78
3.4.2	Presión de saturación.....	79
3.4.3	Humedad relativa y específica	80
3.4.4	Densidad de la mezcla aire – agua	81
3.4.5	Temperatura de bulbo húmedo.....	82
3.4.6	Cálculo de error en las propiedades.....	82
3.5	Resolución del algoritmo de simulación	84
CAPÍTULO IV: VALIDACIÓN DEL MODELO Y RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN		90
4.1	Validación del modelo matemático	90
4.1.1	Validación de la energía solar captada por las baterías.....	91
4.1.2	Validación del modelo de deshidratación del producto	92
4.1.3	Validación del modelo integral.....	93
4.2	Resultados y evaluación de variables	95
4.2.1	Influencia de los elementos en el túnel de secado.....	97
4.2.2	Influencia del flujo de aire en el proceso de deshidratación	99
4.2.3	Influencia de la temperatura del aire de secado en el proceso de deshidratación	101
CAPÍTULO V: OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA Y AMBIENTAL DURANTE EL PROCESO DE SECADO DE CHILE		104
5.1	Metodología de superficies de respuesta.....	104
5.2	Comparación del comportamiento de la planta operando con GAS LP y en modo HÍBRIDO.....	105
5.2.1	Efecto de la variación de la temperatura y relación de recirculación en el contenido de humedad	107
5.2	Optimización mediante algoritmo genético	118
5.2.1	Metodología de aplicación.....	118
5.2.2	Optimización con tres variables y tres objetivos para la operación en modo HÍBRIDO y SÓLO gas LP	121
CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES GENERALES		126
CAPÍTULO VII: TRABAJOS A FUTURO		128

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

Referencias bibliográficas _____ 129

Índice de Figuras

FIGURA 1 PROCESOS DE TRANSPORTE AL INTERIOR DE MEDIOS POROSOS Y DE INTERCAMBIO EN LAS INTERFASES (TOMADO DE DEFRAEYE, 2014) [3].	41
FIGURA 2 CLASIFICACIÓN DE LOS SECADORES SOLARES.	45
FIGURA 3 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGÍA DE ALGORITMO GENÉTICO	52
FIGURA 4 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE LA PLANTA DE DESHIDRATACIÓN AGROINDUSTRIAL.	57
FIGURA 5 INTEGRACIÓN DE LAS FUENTES SECUNDARIAS DE ENERGÍA AL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE AIRE DE DESHIDRATACIÓN	70
FIGURA 6 ESTRUCTURA DE LA PROGRAMACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO DEL TÚNEL	84
FIGURA 7 COMPARACIÓN ENTRE LOS REGISTROS SIMULADOS Y EXPERIMENTALES DE LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DE LAS BATERÍAS SOLARES PARA CALENTAMIENTO DE AIRE (T_{out}^{M7}). LAS MEDIDAS DE IRRADIANCIA IN SITU DEL 10 DE JUNIO DE 2021, DE 10:00 A 17:00H, UTILIZADAS PARA LAS SIMULACIONES, TAMBIÉN SE MUESTRAN.	91
FIGURA 8 COMPARACIÓN ENTRE LA RELACIÓN DE HUMEDAD SIMULADA Y EXPERIMENTAL (XR). EL CAUDAL MÁSCICO DEL MEZCLADOR M7 FUE DE $1.03 \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$ CON UNA TASA DE INFILTRACIÓN DEL 20% CON LAS CONDICIONES AMBIENTALES DEL 10 DE JUNIO DE 2021, DE 11:00 A 17:00H.	93
FIGURA 9 COMPARACIÓN ENTRE LOS REGISTROS SIMULADOS Y EXPERIMENTALES DE LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL SECADOR DE TÚNEL (T_{out}^{DH1}). EL CAUDAL MÁSCICO M7 UTILIZADO PARA LAS SIMULACIONES FUE DE $1.03 \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$, LA TASA DE INFILTRACIÓN SE FIJÓ EN EL 20% Y LAS CONDICIONES AMBIENTALES DEL 10 DE JUNIO DE 2021, DE 10:00 A 17:00H. TAMBIÉN SE MUESTRA LA TEMPERATURA DEL AIRE DE ENTRADA AL TÚNEL (T_{out}^{M8}) EN COMPARACIÓN CON LOS REGISTROS EXPERIMENTALES.	95
FIGURA 10 EFECTO DE LOS ELEMENTOS RELACIONADOS CON EL TÚNEL EN LA DINÁMICA TÉRMICA. SE REPRESENTA LA EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL TÚNEL DE SECADO EN AUSENCIA TANTO DEL PRODUCTO ($T_{out}^{DH1 \text{ PROD}}$) Y ESTANTES Y ESTRUCTURA ($T_{out}^{DH1 \text{ SHELF}}$). TAMBIÉN SE MUESTRA EL EFECTO DE DIFERENTES RELACIONES DE INFILTRACIONES (0%INF, 10%INF, 20%INF). LA SIMULACIÓN DEL ESCENARIO BASE SE REALIZA CONSIDERANDO UN 20% DE INFILTRACIONES. LA TEMPERATURA A LA ENTRADA DEL TÚNEL DE SECADO (T_{out}^{M8}) ES LA MISMA PARA TODOS LOS CASOS Y SE MUESTRA COMO REFERENCIA.	98
FIGURA 11 INFLUENCIA DEL CAUDAL DE MÁSCICO SOBRE A) LA TEMPERATURA DEL AIRE DE SECADO Y LA HUMEDAD RELATIVA DEL FLUJO, B) LA PROPORCIÓN DE HUMEDAD	100
FIGURA 12 COMPORTAMIENTO DE: A) LA RELACIÓN DE HUMEDAD A DIFERENTES TEMPERATURAS MÍNIMAS A LA ENTRADA DEL TÚNEL CUANDO SE UTILIZA GLP COMO ENERGÍA COMPLEMENTARIA, B) TIEMPO DE PROCESO Y CONSUMO DE ENERGÍA DEL GLP MIENTRAS SE MANTIENE UNA TEMPERATURA MÍNIMA DE ENTRADA AL TÚNEL DE SECADO.	102
FIGURA 13 CONTORNOS DEL CONTENIDO DE HUMEDAD ADIMENSIONAL A DIFERENTES TEMPERATURAS Y RELACIONES DE RECIRCULACIÓN PARA A) SÓLO GAS LP Y B) HÍBRIDO	108
FIGURA 14 CONTORNOS DE ENERGÍA DE GAS LP EN LA PLANTA DE SECADO A DIFERENTES CONDICIONES DE TEMPERATURA DE ENTRADA AL TÚNEL Y RELACIONES DE RECIRCULACIÓN PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO	109
FIGURA 15 CONTORNOS DE TIEMPOS DE SECADO A DIFERENTES RELACIONES DE RECIRCULACIÓN Y TEMPERATURAS DE ENTRADA A LA CÁMARA DE SECADO PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO	111
FIGURA 16 COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE LA PLANTA DESHIDRATADORA A DIFERENTES RELACIONES DE RECIRCULACIÓN Y TEMPERATURA [-] PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO	112
FIGURA 17 CONTORNOS DEL COSTO ESPECÍFICO CUANDO SE VARÍAN LAS TEMPERATURAS DE INGRESO A LA CÁMARA DE SECADO Y LAS RELACIONES DE RECIRCULACIÓN PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO	114

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

FIGURA 18 CANTIDADES DE ENERGÍA POR RUBRO A DIFERENTES TEMPERATURAS CON RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN ÓPTIMA PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO.....	115
FIGURA 19 PORCENTAJE DE PARTICIPACIÓN DE CADA FUENTE DE ENERGÍA A DIFERENTES TEMPERATURAS CON RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN ÓPTIMA PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO.....	115
FIGURA 20 FRENTES DE PARETO TRIDIMENSIONAL PARA EL MODO: RELACIÓN ENTRE CONTENIDO DE HUMEDAD RESIDUAL, COSTO ESPECÍFICO Y EMISIONES DE CO ₂ AL MODIFICAR LAS VARIABLES DE FLUJO MÁSSICO, TEMPERATURA MÍNIMA Y RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN DURANTE EL PROCESO DE DESHIDRATACIÓN DE CHILE ROJO OPERANDO LA PLANTA EN MODO SÓLO GAS LP.....	122
FIGURA 21 FRENTES DE PARETO TRIDIMENSIONAL PARA EL MODO: RELACIÓN ENTRE CONTENIDO DE HUMEDAD RESIDUAL, COSTO ESPECÍFICO Y EMISIONES DE CO ₂ AL MODIFICAR LAS VARIABLES DE FLUJO MÁSSICO, TEMPERATURA MÍNIMA Y RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN DURANTE EL PROCESO DE DESHIDRATACIÓN DE CHILE ROJO OPERANDO LA PLANTA EN MODO HÍBRIDO	124

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

La deshidratación de alimentos y productos agrícolas prolonga su vida útil, reduce peso y volumen, y facilita el almacenamiento y transporte al inhibir la actividad microbiana y enzimática, preservando propiedades organolépticas y nutricionales [1]. Este proceso se aplica ampliamente en frutas, verduras, carnes y pescados, contribuyendo a disminuir pérdidas postcosecha y a maximizar el valor de las cosechas, lo que beneficia tanto a economías rurales como nacionales [2]. Su impacto económico es significativo, al generar ingresos adicionales y promover el desarrollo económico en áreas rurales. Tecnológicamente, la incorporación de energías renovables y herramientas como modelos matemáticos ha mejorado la eficiencia del proceso, reducido el consumo energético y minimizado la huella ambiental [3], [4].

No obstante, el alto consumo energético asociado a métodos tradicionales como el secado por aire caliente representa un desafío, debido a su dependencia de combustibles fósiles y sus implicaciones económicas y ambientales [2]. Factores como la variabilidad climática agravan la planificación energética eficiente [3]. Sin embargo, tecnologías avanzadas, integración de energías renovables y estrategias de optimización ofrecen oportunidades para superar estos retos, permitiendo plantas más sostenibles, competitivas y alineadas con las demandas de consumidores y reguladores [1], [2].

1.1 Motivación

La deshidratación es un proceso esencial en la agroindustria que permite la conservación de productos alimenticios, prolongando su vida útil y facilitando su transporte. Este proceso no solo es crucial para asegurar la disponibilidad de

alimentos, sino que también contribuye a la reducción del desperdicio alimentario, un desafío crítico en la cadena de suministro global.

Sin embargo, la deshidratación convencional es intensiva en el sentido energético, pudiendo generar un impacto ambiental significativo debido a las emisiones de gases de efecto invernadero asociadas al uso de combustibles fósiles. En un contexto donde los costos energéticos están en constante aumento y las regulaciones ambientales se vuelven más estrictas, es fundamental desarrollar herramientas que permitan evaluar y optimizar el desempeño energético y ambiental de estos procesos. La planta de deshidratación ubicada en Xochitepec, Morelos, se presenta como un caso particular de estudio, ya que cuenta con características únicas que la convierten en un sistema híbrido capaz de operar con fuentes de energía solar y gas LP.

A pesar de su potencial, las pruebas experimentales realizadas hasta la fecha han utilizado cada fuente de energía de manera individual, lo que ha llevado a una pérdida significativa del potencial de la instalación. Además, la planta opera actualmente bajo un control manual que limita su eficiencia y su capacidad de respuesta ante variaciones operativas. Esto resalta la necesidad urgente de abordar la evaluación del potencial de estrategias operativas como la recirculación de aire y el manejo de diferentes condiciones de flujo, que podrían mejorar el rendimiento energético y reducir costos.

La implementación de un modelo matemático integral que evalúe estas estrategias operativas no solo facilitará la identificación de mejoras en el proceso, sino que también permitirá simular el comportamiento de la planta bajo diversas condiciones. Al considerar tanto los aspectos económicos como energéticos y ambientales de manera conjunta, esta investigación puede contribuir

significativamente a la eficiencia operativa y a la alineación de las prácticas industriales con los objetivos de desarrollo sostenible.

Igualmente, se establece una antesala para probar diversas estrategias que permitirán mediante técnicas de control, implementar soluciones en línea que mejoren sustancialmente la eficiencia del proceso de deshidratación. Estas estrategias no solo pueden abordar las limitaciones derivadas de la intermitencia de la energía solar, sino que también optimizan el uso del almacenamiento de energía disponible, garantizando que se utilicen de manera eficiente los recursos. Al integrar estas prácticas de control, se espera no solo reducir los costos operativos, sino también maximizar el rendimiento de la planta, promoviendo así un enfoque más sostenible y rentable en la agroindustria.

En resumen, esta investigación no solo tiene el potencial de mejorar el rendimiento de la planta en Xochitepec, sino que también ofrece perspectivas prácticas para optimizar el proceso de deshidratación en otras instalaciones similares. Al abordar de manera efectiva los desafíos del consumo energético y el impacto ambiental, se espera contribuir a un sector agroindustrial más sostenible y competitivo.

1.2 Antecedentes

A lo largo de los años, se han desarrollado y utilizado diferentes tipos de modelos matemáticos para describir los procesos de transferencia de calor y masa en sistemas de deshidratación, cada uno con sus propias ventajas, limitaciones y niveles de complejidad.

De la revisión de la literatura realizada, fue posible clasificar los estudios en tres grupos: 1) desarrollo de cinéticas de secado para diferentes productos alimenticios [5], [6], [7]; 2) desarrollo de tecnologías de secado y su evaluación teórico –

experimental [8], [9], [10]; y 3) desarrollo de modelos matemáticos para el análisis de tecnologías de deshidratación [11], [12], [13], [14].

A continuación, se aborda una revisión detallada de los estudios encontrados del último grupo, según el tipo de modelo matemático empleado, su precisión, aplicabilidad y capacidad de predicción de parámetros clave como la temperatura, la velocidad del aire y el contenido de humedad.

Los modelos matemáticos pueden clasificarse en tres subgrupos: **modelos empíricos**, que son simples y útiles para estudios experimentales; **modelos basados en ecuaciones diferenciales**, que proporcionan una mayor precisión al modelar los fenómenos físicos subyacentes; y **modelos con optimización de procesos**, que poseen la capacidad de la optimización dinámica en tiempo real mediante el uso de inteligencia artificial. A lo largo de esta clasificación, se comparan los resultados obtenidos en los estudios encontrados, resaltando las ventajas y limitaciones de cada enfoque, así como su aplicabilidad en sistemas de secado a pequeña y gran escala.

1.2.1 Modelos Empíricos y Semiempíricos

- **Thin-layer drying characteristics for green chilli:** El artículo de Hossain et al. (2002) estudia las características de secado en capa fina de chiles verdes utilizando diferentes condiciones de flujo de aire, temperatura, humedad relativa y velocidad del aire. Realizaron experimentos a temperaturas de **40°C a 65°C**, humedades relativas del **10% al 60%**, y velocidades de aire entre **0.1 m/s y 1.0 m/s**. Ellos utilizaron los modelos matemáticos de secado de **Page** y **exponencial simple** para ajustar los datos experimentales de secada. Sus resultados mostraron que el modelo de Page ofreció el mejor ajuste, con coeficientes de determinación superiores a **0.99** en los métodos de secado analizados [15].

- **Mathematical Modeling of Drying Characteristics of Tropical Fruits:** El artículo de Ceylan et al. (2007), presenta un estudio experimental sobre el secado de frutas tropicales (kiwi, aguacate y plátano) utilizando un secador asistido por bomba de calor controlado por PID. El secado se llevó a cabo a una temperatura constante de **40°C** y velocidades de aire entre **0.03 m/s y 0.39 m/s**. Los datos de secado se ajustaron a varios modelos matemáticos, y se determinó que el **modelo de Page modificado** y el **modelo de Henderson y Pabis** fueron los más adecuados para describir el comportamiento del secado de estas frutas. Se lograron reducciones significativas en el contenido de humedad, con el kiwi pasando de **4.31 g de agua/g de materia seca a 0.75 g/g**, el aguacate de **1.51 g/g a 0.35 g/g** y el plátano de **4.71 g/g a 0.5 g/g**, esto en 6 horas [16].
- **Mathematical modeling of thin-layer pineapple drying:** El artículo de Olanipekun et al. (2015) investiga las cinéticas de secado de piña utilizando tres métodos diferentes: horno de aire caliente, microondas y secado directo al sol. El estudio identifica que el tiempo de secado disminuye significativamente al aumentar la temperatura y el nivel de potencia de los microondas. Se probaron siete modelos matemáticos, y se determinó que los modelos de **dos términos, parabólico y Page** fueron los que mejor describieron el comportamiento de secado para el horno de aire caliente, microondas y secado al sol, respectivamente. La difusividad efectiva de la humedad varió entre **6.89×10^{-10} y $5.1 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$** , mientras que la energía de activación fue de **12.46 kJ/mol** para el secado en horno y **1.54 W/g** para el secado en microondas [17].
- **Moisture transfer modeling during solar drying of potato cylinders considering shrinkage:** El artículo de Kshanaprava et al. (2017) presenta un modelo que incorpora el efecto de la contracción en la transferencia de humedad durante el secado solar de cilindros de papa. Se desarrollaron 13

modelos matemáticos de capa fina para ajustar los datos experimentales y se encontró que el **modelo de Page modificado** era el más adecuado para describir la curva de secado de los cilindros de papa. El modelo también incluye una solución analítica de la ley de difusión de Fick con el fin de evaluar los coeficientes de difusión y transferencia de masa convectiva. El estudio demostró que al incorporar la contracción, los coeficientes de difusión y transferencia de masa convectiva eran significativamente menores, lo que proporciona un análisis más preciso del proceso de secado [18].

- **Determination of Sliced Pineapple Drying Characteristics in a Closed Loop Heat Pump Assisted Drying System:** El artículo de Tunçkala et al. (2018), estudia las características del secado de rodajas de piña utilizando un sistema de secado asistido por bomba de calor en un ciclo cerrado. Se evaluaron las temperaturas de secado de **37°C, 40°C y 43°C**, observándose que el tiempo de secado disminuye significativamente a medida que aumentaba la temperatura. Los modelos de **Midilli & Kucuk** y **Aghbashlo et al.** fueron los que mejor se ajustaron a los datos experimentales. El coeficiente de difusión efectiva de la humedad varió entre **3.78×10^{-9} y $6.57 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$** , y la energía de activación fue de **75.24 kJ/mol** [19].
- **Modeling and simulation of moisture transfer during solar drying of carrot slices:** El artículo de Mahapatra y Tripathy (2018) aborda la simulación del proceso de secado solar de rodajas de zanahoria mediante un modelo de elementos finitos. Se evaluaron tres tipos de secadores solares: directo, indirecto y de modo mixto, utilizando diez modelos matemáticos para ajustar las curvas de secado, y se identificó que el **modelo de Wang y Singh** era el que mejor describía el comportamiento de secado. El estudio también calculó la **difusividad efectiva** y el **coeficiente de transferencia de masa convectiva**, los cuales variaron según el tipo de secado. El modelo basado en la ley de

difusión de Fick, implementado en **COMSOL Multiphysics**, permitió predecir con precisión la distribución de humedad durante el secado [20].

- **Cost analysis of drying process by studying its kinetic parameters: A new study in Mexican chillies:** En el artículo de Carrera-Escobedo et al. (2020) se evalúan los costos del proceso de secado de chiles mexicanos mediante el análisis de los parámetros cinéticos de secado. Se estudiaron dos tipos de chiles, Puya y Mulato, bajo diferentes temperaturas y con ventilación y sin ella. Se utilizó la **distribución de Weibull** y el **modelo de Newton** para ajustar los datos de secado, mostrando que la distribución de Weibull fue más precisa. Los coeficientes de difusión efectivos se determinaron con la ecuación de Arrhenius, con energías de activación de **49.7 kJ/mol** para el chile Puya y **24.1 kJ/mol** para el chile Mulato. El estudio presenta un nuevo método para calcular los costos de secado considerando los parámetros cinéticos obtenidos, lo que permite reducir significativamente el costo del proceso [21].
- **Two-stage solar tunnel chili drying: Drying characteristics, performance, product quality, and carbon footprint analysis:** El artículo de Getahun et al. (2021), investiga el proceso de secado solar en túnel de dos etapas para variedades de chile, centrándose en las características de secado, la calidad del producto, el rendimiento energético y la huella de carbono. El estudio se realizó en Etiopía y evaluó la influencia de la densidad de la capa de chile y la velocidad del aire en el tiempo de secado y la pérdida de humedad. Se probaron trece modelos de secado y los resultados mostraron que el secado ocurrió en la fase de tasa decreciente, logrando un contenido de humedad del 11 al 12% en un máximo de 80 horas. El modelo de Henderson y Pabis modificado describió con precisión el comportamiento de secado de la variedad Mareko Fana, mientras que el modelo de Verma fue mejor para la variedad Bako Local. La eficiencia del sistema de secado varió entre 24.12% y 31.3%, con una

eficiencia de los colectores entre 66.44% y 76.53%. El secador solar mostró una reducción significativa en la huella de carbono en comparación con los sistemas de secado tradicionales, reduciendo entre 10.9 y 13 toneladas de CO₂ por año [22].

- **Effect of Pretreatments on Solar Dehydration of Different Varieties of Apple:** El artículo de Karaaslan & Ekinci (2022), investiga los efectos de tres diferentes soluciones de pretratamiento (ácido cítrico, ácido ascórbico y metabisulfito de sodio) en el proceso de secado solar de cuatro variedades de manzanas (Golden Delicious, Granny Smith, Red Chief, y Pink Lady) en un secador solar de túnel. Se utilizaron diez modelos matemáticos para analizar el comportamiento de secado. Los resultados indicaron que el **modelo de Alibas** y el **modelo de dos términos** fueron los que mejor ajustaron los datos experimentales. La aplicación de **pretratamientos** redujo significativamente el tiempo de secado y mejoró la calidad final del producto [23].

1.2.2 Modelos Basados en balances de materia y energía

- **Solar Drying of Peeled Longan Using a Side Loading Type Solar Tunnel Dryer: Experimental and Simulated Performance:** El artículo de Janjai et al. (2009), presenta los resultados de un secador solar de túnel diseñado específicamente para longan pelado. El secador cuenta con un colector para calentamiento de aire solar de placa plana y un sistema de carga y descarga lateral para facilitar el proceso. Se realizaron cinco pruebas experimentales, cada una con una carga de **100 kg de longan**. El secador redujo la humedad de los frutos de **84% a 12%** en **16 horas**, mientras que el secado al sol solo redujo la humedad al 40% en el mismo periodo. Los resultados mostraron una buena correlación entre los datos simulados y los experimentales, lo que valida el modelo para su uso en diseño y optimización del secador [24].

- **Modelling Tomato Dehydration in a Tunnel Dryer Using Geothermal Energy:** El artículo de Kostoglou et al. (2013), presenta un modelo para simular el secado de tomates en un secador tipo túnel que utiliza **energía geotérmica** de baja entalpía. El secador emplea agua geotérmica para calentar aire atmosférico a **56–58°C**, lo que se usa para deshidratar tomates en bandejas dispuestas dentro de un túnel en modo de operación semi-continuo. El modelo propuesto incluye dos etapas: una para modelar el secado de una pieza de tomate individual y otra para modelar el proceso completo dentro del túnel. Los resultados de la simulación muestran cómo la **velocidad y temperatura del aire**, así como la **carga de bandejas** afectan el proceso de secado, lo que permite optimizar el diseño y la operación del sistema [25].
- **Dynamic Modelling and Performance Study of Solar Gas Tunnel Dryer:** El artículo de Oueslati et al. (2014) investiga el uso combinado de **energía solar y gas** en un secador de túnel para optimizar el proceso de secado de productos agrícolas, específicamente tomates. El estudio propone un modelo dinámico basado en la metodología de pseudo-bond graph para simular la transferencia de calor y masa dentro del secador. El modelo se valida utilizando datos experimentales, demostrando una buena correlación con los resultados simulados. La combinación de fuentes de energía mejora la eficiencia energética del sistema y reduce el tiempo de secado, manteniendo la calidad del producto [26].
- **Thermal Modelling and Experimental Validation of a Walk-in Type Solar Tunnel Dryer:** El artículo de Panwar et al. (2015), presenta un estudio sobre el secado de hojas de fenogreco en un secador solar tipo túnel bajo condiciones climáticas de la India. El secador tiene una capacidad de carga de **100 kg** de hojas, y se evaluó su rendimiento térmico utilizando un modelo matemático programado en **MATLAB**. Las hojas se secaron desde un contenido de humedad

del **89%** (b.h.) al **9%** (b.h.) en **17 horas solares**, alcanzando una temperatura máxima de **58.11°C** dentro del secador. La eficiencia energética del secado osciló entre **2.72%** y **28.01%**, mientras que la eficiencia exergética fue de **69.43%** a **90.76%**. Resultados experimentales validaron el modelo teórico, con una alta correlación entre los datos experimentales y las predicciones [27].

- **Modeling and Simulated Design: A Novel Hybrid Dryer and Dryer Design Software:** El artículo de Neba & Nono (2017) presenta un modelo novedoso de un secador híbrido que combina **energía solar y biomasa** para la deshidratación de productos alimenticios. El estudio describe el desarrollo de un software llamado **DryDSim**, que permite el diseño, simulación y optimización de secadores híbridos. El modelo se enfoca en mejorar la eficiencia del secado y en reducir el impacto ambiental al utilizar fuentes de energía renovables. Se emplearon ecuaciones de transferencia de calor y masa para dimensionar los componentes del secador y simular su rendimiento térmico y económico [28].
- **An integrated heat-transfer-fluid-dynamics-mass-transfer model for evaluating solar-dryer designs:** En el artículo de Sappinandana et al. (2017) se presenta un modelo matemático integrado que combina dinámica de fluidos, transferencia de calor y transferencia de masa para evaluar y mejorar los diseños de secadores solares de modo mixto. El modelo permite simular la convección natural en el interior del secador sin necesidad de obtener experimentalmente los valores de temperatura, humedad y velocidad del flujo de aire. Se validó el modelo con datos experimentales y proporcionó resultados precisos sobre el rendimiento térmico y la distribución de la humedad dentro del secador [29].
- **Implementation of a Dualistic Model for Scale-up of Tunnel Drying of Cassava Chips:** El artículo de Ajala et al., (2019) propone un modelo dualista

para optimizar y escalar un secador de túnel para chips de yuca, separando el proceso en un modelo de equipo y un modelo de material. El modelo matemático emplea balances de calor y masa para simular la transferencia de calor y la cinética de secado en diferentes configuraciones de secadores (3, 6 y 9 carros). Los parámetros optimizados incluyen la temperatura del aire, la velocidad del aire, y la carga de los carros, con resultados que muestran una capacidad de procesamiento de **4,860 kg/ciclo** y una alta correlación ($R^2 > 0.9$) entre los resultados simulados y experimentales. El estudio destaca la importancia de un control adecuado del flujo de aire y la recirculación para mejorar la eficiencia del secado y sugiere mejoras en la ventilación para grandes escalas industriales [30].

- **Experimental Study on Drying Kinetics of Ivy Gourd Using Solar Dryer:** El artículo de Elavarasan y Natarajan (2021), investiga la cinética de secado de la hiedra (ivy gourd) utilizando un secador solar de una sola pendiente (SSSD) en India. El objetivo fue optimizar el secado bajo condiciones de convección forzada y natural, comparando los resultados con el secado al sol. Se propuso un modelo matemático basado en la ley de Fick para predecir la cinética de secado y evaluar el rendimiento energético y exergético del sistema. Los resultados mostraron que el secador solar de convección forzada redujo el tiempo de secado en un 26.6% en comparación con la convección natural, y un 72.6% en comparación con el secado al sol, alcanzando un contenido de humedad de equilibrio del 14.29% en 7 horas. El sistema con convección forzada también mostró una eficiencia exergética del 70%, en comparación con el 62% del sistema de convección natural [31].

1.2.3 Modelos con optimización de procesos

- **Experimental and Neural Network Prediction of the Performance of a Solar Tunnel Drier for Drying Jackfruit Bulbs and Leather:** B.K. Bala et al. (2005)

utilizaron un modelo de **red neuronal artificial (ANN)** para optimizar y predecir el rendimiento de un secador solar de túnel. La metodología involucra la realización de **16 experimentos** con bulbos y piel de jackfruit en un secador de túnel, que utiliza colectores solares, y ventiladores alimentados por energía fotovoltaica para mover aire caliente. Los datos experimentales se utilizaron para entrenar el modelo ANN mediante un algoritmo de retropropagación, con 246 pares de datos de entrada y salida. Sus resultados muestran que el secador solar de túnel redujo significativamente el tiempo de secado en comparación con el secado al sol tradicional, mejorando además la calidad del producto final. El modelo ANN demostró ser eficaz para predecir con precisión el contenido de humedad final de los productos bajo diferentes condiciones de operación, lo que permite su uso en **algoritmos de control predictivo** para optimizar el secado en diversas localizaciones y condiciones climáticas [32].

- **Optimization of a Solar-Assisted Drying System for Drying Bananas:** El artículo de Smitabhindu et al. (2008) presenta un modelo matemático para optimizar un sistema de secado solar asistido para el secado de plátano. El sistema incluye un colector solar y una cámara de secado con recirculación de aire. Se optimizó la geometría del colector y el factor de recirculación para reducir los costos de secado. Su modelo, basado en ecuaciones diferenciales, resueltas mediante el método de diferencias finitas fue validado experimentalmente, mostrando una buena correlación. Los valores óptimos encontrados fueron una área del colector de **26 m²** y un factor de recirculación de **90%**, logrando una reducción del costo de secado por kilogramo de **0.225 USD** [33].
- **Simulation and Optimization of Semicontinuous Industrial Tunnel Dryers for Fruits:** El artículo de Cáceres-Huambo y Menegalli (2009) desarrolla un modelo semiempírico para optimizar secadores de túnel industriales con

configuraciones de **flujo paralelo** y **contraflujo**, enfocándose en minimizar el consumo energético y mantener la calidad del producto mediante la retención de ácido ascórbico. Utilizando simulaciones en Fortran 90, se optimizó la **recirculación del aire**, la **temperatura del secado**, y la **velocidad del aire**, encontrando que la configuración de **contraflujo** es más eficiente, con un consumo promedio de **518.61 kJ/kg** de sólidos secos, frente a **615.33 kJ/kg** en el flujo paralelo. El secador de contraflujo también retuvo mejor el ácido ascórbico, y el número óptimo de carros fue **10** para el contraflujo, y **12** para el flujo paralelo. La recirculación del aire resultó clave para reducir el consumo energético y mejorar la eficiencia del proceso [34].

- **Economical Optimization of an Indirect Solar Cabinet Dryer Based on Mathematical Modeling:** El artículo de Sami et al. (2012) presenta un proceso de optimización para minimizar los costos de secado en un secador solar de gabinete indirecto mediante un modelo matemático previamente desarrollado. Los parámetros optimizados incluyen la geometría del colector solar, el flujo másico de aire y el contenido de humedad inicial, para lograr el menor costo de secado posible. Los resultados indican valores óptimos para el contenido inicial de humedad, el flujo másico de aire y las dimensiones del colector [35].
- **Fitting Semi-Empirical Drying Models Using a Tool Based on Wavelet Neural Networks: Modeling a Maize Drying Process:** El artículo de Claumann et al. (2017) propone un modelo semiempírico que combina **modelos exponenciales** y **redes neuronales basadas en wavelets** para predecir la cinética de secado del maíz bajo diferentes condiciones operativas de flujo de aire y temperatura. El modelo, optimizado en MATLAB, proporcionó predicciones precisas y superó el rendimiento de los modelos cinéticos clásicos, mostrando una alta capacidad predictiva en un amplio rango de condiciones. Se destaca la efectividad de este enfoque para mejorar la

eficiencia del secado de maíz y otros productos, lo que podría reducir el consumo energético en procesos a gran escala [36].

- **Experimental Evaluation and Theoretical Optimization of an Indirect Solar Dryer:** El artículo de Moheno-Barrueta et al. (2021) presenta la evaluación experimental y optimización teórica de un secador solar indirecto para plátano y taro. Se utilizó un modelo de **red neuronal artificial inversa (ANNi)**, junto con algoritmos metaheurísticos, para optimizar la velocidad de secado (vd) en un clima tropical. Se probaron diferentes voltajes de un ventilador (6 V, 9 V y 12 V) para controlar la velocidad del aire, alcanzando velocidades máximas de secado de 1.5 g/min en taro y 1.46 g/min en plátano, con tiempos de secado de 465 y 495 minutos, respectivamente. El modelo ANN alcanzó una correlación $R^2 = 0.98$ entre los datos experimentales y simulados, y el mejor algoritmo de optimización fue el **algoritmo genético (GA)**, con un error del 0.83% [37].
- **Multi-objective optimization of drying conditions for the Olea europaea L. leaves with NSGA-II:** El artículo de Nilufer et al. (2021), presenta una optimización multiobjetivo de las condiciones de secado de las hojas de olivo utilizando el **algoritmo genético de clasificación no dominada II (NSGA-II)**. El objetivo fue optimizar el contenido final de humedad y la pérdida de humedad simultáneamente, considerando variables como la **temperatura de entrada de aire caliente**, la **velocidad del aire**, el **tiempo de secado** y la **relación de rehidratación**. Se obtuvieron soluciones de compromiso utilizando el **algoritmo de agrupamiento fuzzy c-means (FCM)**. Los resultados experimentales bajo condiciones óptimas mostraron un contenido fenólico total de **20.07 mg GAE/g** y una cantidad de oleuropeína de **7.30 mg/g** [38].

1.2.4 Antecedentes de estudios sobre la recirculación de aire

En esta sección, se muestran los detalles de los estudios encontrados que abordan la recirculación de aire en sistemas de deshidratación, explicando los

beneficios y los resultados obtenidos en términos de ahorro energético, reducción de costos y mejora en la calidad del producto final. La incorporación de este enfoque en los modelos matemáticos permite un mayor control sobre el proceso, aumentando su eficiencia y sostenibilidad.

En el artículo "*Implementation of a Dualistic Model for Scale-up of Tunnel Drying of Cassava Chips*" de Ajala et al. (2019) se muestra que la **recirculación de aire** es un aspecto clave en la optimización del proceso de secado, ya que permite reutilizar el aire caliente que se encuentra dentro del secador. Del análisis del artículo es posible destacar que, el uso de recirculación de aire produce una disminución significativa en los requerimientos de **potencia instalada del calefactor**, pasando de **800 kW** sin recirculación a **600 kW** con recirculación. Refieren que la recirculación permitió mantener una **temperatura sin fluctuaciones súbitas** dentro del túnel, lo que favoreció un secado uniforme a lo largo de los carros. También que su aplicación se tradujo en un **menor costo por kilogramo de producto deshidratado**. En comparación con el secado sin recirculación, el estudio calculó un ahorro del **15-20% en costos energéticos**, lo que representa un beneficio económico significativo para operaciones a gran escala. Refieren a mejoras en la **calidad del producto final**. Las rebanadas de yuca secadas con recirculación mantuvieron mejor su textura y color, ya que la temperatura constante evitó fluctuaciones extremas que podrían haber dañado las características físicas del producto. Como desafíos resaltan la **acumulación de humedad** en el aire recirculado, lo que en algunos casos podría disminuir la eficiencia del secado si no se controla adecuadamente. Para mitigar este problema, el estudio sugiere la necesidad de un sistema de ventilación adicional que regule la cantidad de aire fresco introducido en el sistema [30].

Por su parte, en el artículo "*Simulation and Optimization of Semicontinuous Industrial Tunnel Dryers for Fruits*" de Cáceres-Huambo y Menegalli (2009), la **recirculación de aire** juega un papel crucial en la optimización del proceso de secado.

Refieren que el efecto fue más notorio en la configuración de **contraflujo**, donde se observó un consumo promedio de **518.61 kJ/kg de sólidos secos**, comparado con **615.33 kJ/kg** en la configuración de flujo paralelo sin recirculación. Indican que la recirculación ayudó a evitar variaciones bruscas de **temperatura** que podrían afectar la calidad del producto. Esto permitió un secado uniforme y eficiente en términos de transferencia de calor y masa. Resaltan que la recirculación de aire permitió una mejor **retención del ácido ascórbico** en las uvas secadas, ya que la temperatura establecida por la recirculación evitó el sobrecalentamiento del producto, lo que es crítico para mantener sus propiedades nutricionales [34].

Por su parte, el estudio de **Smitabhindu et al. (2008)** se centra en la **optimización de un sistema de secado solar asistido** para deshidratar Plátano. Un aspecto clave de este sistema es la **recirculación del aire**, que se utiliza para mejorar la eficiencia energética y reducir los costos operativos. El sistema de secado fue configurado con un **factor de recirculación del aire del 90%** como valor óptimo, aunque el sistema actual en operación emplea un 95%. Refieren **control estable de la temperatura** dentro de la cámara de secado. Mencionan que el equilibrio entre aire fresco y recirculado garantiza que el secado sea eficiente y que el aire mantenga una capacidad adecuada para absorber la humedad del producto, evitando que se ralentice el proceso de secado. Refieren también que la recirculación mejora la **uniformidad en la temperatura del aire** dentro de la cámara de secado. Esto se debe a que el aire recirculado mantiene una temperatura constante al reingresar en el sistema, lo que reduce las fluctuaciones de temperatura que normalmente se observarían con la entrada de aire fresco sin recirculación. Resaltan que, al reducir la cantidad de energía necesaria para calentar el aire fresco, los costos asociados con el consumo de gas en el sistema híbrido disminuyen considerablemente. El estudio indica que el costo de secado se redujo a **0.225 USD por kilogramo** de bananas secas con la recirculación del aire optimizada, lo que representa una **reducción del 50%** en

comparación con un sistema sin recirculación (0.45 USD/kg). Refieren a que el desafío clave es controlar la **humedad del aire recirculado**. El aire que ha absorbido humedad del producto puede reducir su capacidad para secar eficientemente si no se mezcla adecuadamente con aire fresco. Mencionan la importancia del **mantenimiento del sistema de recirculación** argumentando que la acumulación de humedad y partículas puede afectar la eficiencia de la recirculación con el tiempo. Finalmente resaltan la importancia de encontrar el equilibrio óptimo entre la cantidad de aire fresco y aire recirculado [33].

Como es posible deducir de estos artículos, la recirculación contribuye a mejorar la **eficiencia energética de las plantas deshidratadoras**, asegura un **control preciso de la temperatura** y reduce los costos operativos. Aunque presenta algunos desafíos, como el control de la humedad del aire recirculado, sus beneficios en términos de **calidad del producto y uniformidad del secado** son claros. Este enfoque de recirculación optimizada es una estrategia efectiva para mejorar los sistemas de secado solar asistidos y reducir el consumo de energía en procesos industriales de deshidratación.

A pesar de que los beneficios de la recirculación de aire en sistemas de secado son evidentes, **son pocos los estudios que se enfocan específicamente en su análisis y aplicación detallada**. Esto sugiere una oportunidad significativa para la investigación, donde se puedan desarrollar modelos precisos y estrategias de control avanzadas que maximicen los beneficios de la recirculación en distintos tipos de deshidratadores industriales.

Los avances en **modelos matemáticos y tecnologías de secado** ofrecen un panorama prometedor para mejorar la eficiencia y sostenibilidad de los procesos de deshidratación de alimentos. Sin embargo, los desafíos relacionados con la **escalabilidad**, la **dependencia climática**, y la **falta de investigación en la**

recirculación de aire deben abordarse para maximizar el potencial de estas tecnologías. Las áreas de oportunidad como la optimización de procesos, y el desarrollo de sistemas híbridos más eficientes, representan caminos claros hacia el futuro de la deshidratación industrial.

1.3 Justificación

La deshidratación de productos agroindustriales tiene un papel preponderante en la conservación de alimentos, permitiendo su almacenamiento prolongado y la reducción de costos de transporte. Sin embargo, este proceso es intensivo en consumo energético, lo que conlleva no solo altos costos operativos, sino también un impacto ambiental significativo debido a las emisiones de gases de efecto invernadero asociadas al uso de combustibles fósiles. La planta deshidratadora de productos agroindustriales de Xochitepec, Morelos, representa un caso particular de estudio debido a su capacidad para operar utilizando una combinación de fuentes de energía solar y gas LP, convirtiéndola en un sistema híbrido con un potencial para ser optimizado.

La importancia de este trabajo radica en la posibilidad de generar conocimientos aplicables tanto a nivel local como global proponiendo estrategias para esta planta que sean de utilidad para otras plantas instaladas en otras localidades. La optimización del uso de energía en estas plantas no solo puede reducir costos para los productores, sino también contribuir a la sostenibilidad ambiental de la industria agroindustrial.

Actualmente, el control manual de la planta limita su eficiencia y capacidad de respuesta ante variaciones operativas. Ante esta problemática, se plantea la posibilidad de desarrollar sistemas de control avanzados que permitan en un futuro solventar deficiencias como la intermitencia en el suministro de energía solar. Esto subraya la necesidad de contar con un modelo matemático integral que primeramente

evalúe el potencial de estrategias operativas, como la recirculación de aire, temperaturas óptimas de secado y el manejo de condiciones de flujo. Una vez que se cuenta con un modelo matemático validado, se tiene la base para el desarrollo de estrategias de control que conduzcan la planta hacia procesos de mayor sostenibilidad.

Esta investigación está justificada por su potencial para mejorar la eficiencia energética y la sostenibilidad ambiental en la deshidratación agroindustrial, beneficiando no solo a la planta en Xochitepec, sino también proporcionando un marco para la implementación de mejoras en instalaciones similares en nuestro país y alrededor del mundo, contribuyendo a un sector agroindustrial más sostenible y competitivo.

1.4 Planteamiento del problema

Las plantas de deshidratación de tipo túnel han sido ampliamente adoptadas por la industria agroalimentaria debido a su capacidad para procesar grandes volúmenes de producto, lo que las convierte en una opción eficiente y rentable. Estas instalaciones destacan no solo por su eficiencia en el secado, sino también por su relativamente bajo costo de inversión en comparación con otras tecnologías de deshidratación. Este tipo de plantas ofrecen la posibilidad de integrar fuentes híbridas de energía, combinando el uso de combustibles fósiles con energía renovable, lo que permite diversificar el consumo energético y reducir el impacto ambiental asociado al proceso de deshidratación. Esta versatilidad en el diseño y operación hace que las plantas de tipo túnel sean una solución atractiva en la búsqueda de prácticas más sostenibles y económicamente viables.

En Xochitepec, Morelos, México, se ha desarrollado una planta de deshidratación que presenta características muy particulares, poco reportadas en la

literatura, ya que no solo cuenta con una capacidad de procesamiento semi industrial, sino que también puede integrar diferentes fuentes de energía. Estas fuentes, que incluyen dos sistemas de calentamiento solar y uno de gas LP, permiten aprovechar lo mejor de cada opción, enfrentando la problemática específicas asociada a cada una. En el caso del gas, se busca reducir su impacto ambiental y económico al reducir su consumo, mientras que el uso de energía solar enfrenta la intermitencia y el desafío del almacenamiento. Para abordar los retos de las fuentes solares, es posible diseñar estrategias que combinen de manera óptima dichas opciones. Esta planta no solo fue construida con fines prácticos, sino también de investigación, lo que la dota de instrumentación avanzada y sistemas de adquisición de datos.

No obstante, en la actualidad el control de la planta se lleva a cabo de manera manual, lo que limita la eficiencia y la capacidad de respuesta ante variaciones en las condiciones de operación. Un primer paso para abordar la optimización y control son los modelos matemáticos. Estas herramientas facilitan la evaluación del comportamiento de la planta bajo diferentes condiciones ambientales, operativas y de carga, conociendo el impacto de diferentes variables en el proceso.

Hasta la fecha, las pruebas experimentales realizadas en la planta han utilizado de manera individual cada fuente de energía, lo que ha llevado a una pérdida significativa del potencial que esta instalación puede ofrecer. Además, no se ha podido abordar de manera efectiva estrategias operativas como la recirculación de aire, lo que genera incertidumbre operativa sobre el potencial de ahorro energético que podría lograrse con su implementación. No se tiene claridad sobre si la recirculación de aire es beneficiosa desde las primeras etapas del proceso de deshidratación, o si es más conveniente aplicarla al final para evitar la saturación de humedad en el aire. Asimismo, se desconoce el potencial de manejar diferentes condiciones de flujo, lo que limita aún más la mejora del proceso. Este escenario

resalta la necesidad urgente de realizar investigaciones más profundas que evalúen el impacto de estas estrategias en el rendimiento general de la planta.

Además de la implementación del modelo matemático de la planta, este estudio aborda el uso de superficies de respuesta y optimización mediante algoritmo genético (AG) para manejar la complejidad inherente a la operación de sistemas híbridos de deshidratación. La capacidad de estos algoritmos para encontrar soluciones óptimas en un espacio de búsqueda amplio es crucial para establecer estrategias operativas que equilibren el uso eficiente de la energía con la reducción del impacto ambiental.

1.5 Hipótesis

La implementación de estrategias operativas, como la recirculación de aire, la regulación del flujo y el establecimiento de temperaturas mínimas de secado, tiene el potencial de reducir de manera significativa tanto el consumo de energía como el impacto ambiental del proceso de deshidratación en la planta agroindustrial ubicada en Xochitepec, Morelos.

Se postula que, mediante el desarrollo de un modelo matemático fundamentado en balances de materia y energía, y la aplicación de estas estrategias operativas, es factible evaluar el potencial de cada medida y, a través de técnicas de optimización paramétricas y metaheurísticas, determinar los puntos de operación que mejoran la eficiencia energética y reducen el impacto ambiental en dicha planta.

1.6 Objetivos

GENERAL:

Desarrollar un modelo matemático que permita evaluar estrategias operativas que contribuyan a disminuir el consumo de energía y el impacto ambiental durante el

proceso de deshidratación de productos agroindustriales en una planta híbrida (solar-gas).

ESPECÍFICOS:

1. Desarrollar un modelo matemático integral que permita describir el comportamiento energético en estado transitorio de una planta deshidratadora de productos agroindustriales.
2. Evaluar el comportamiento energético de la planta usando datos experimentales, con el fin de identificar su estado actual y posibles potenciales de ahorro de energía.
3. Evaluar el comportamiento económico energético y ambiental de la planta cuando es sometido a diferentes estrategias operativas.
4. Determinar las mejores condiciones de operación tanto del túnel de secado, como de la planta deshidratadora, usando datos meteorológicos reales.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

La mayoría de los productos alimenticios son perecederos en su estado natural, salvo excepciones como la miel y la sal, cuya composición química inhibe la proliferación de microorganismos responsables de la descomposición. Para extender la vida útil de otros alimentos, se emplean procesos como el azucarado y el salado, que permiten la elaboración de productos como mermeladas, caramelos, embutidos y quesos curados, aunque con modificaciones en el sabor original [39]. Además, métodos como el enlatado, congelamiento, deshidratación y prácticas adecuadas de manejo y almacenamiento son estrategias comunes para preservar alimentos al controlar factores como microorganismos, enzimas naturales y condiciones ambientales [40].

La preservación de alimentos no depende de un único método infalible; en su lugar, se combinan técnicas para garantizar calidad, seguridad y valor nutricional por períodos prolongados. Entre estas técnicas, la deshidratación destaca como una de las preferidas en la industria debido a que preserva el sabor y las propiedades de los alimentos en mayor medida que otros métodos como el salado, azucarado o encurtido [1].

Existen varias técnicas de deshidratación, incluyendo convección, conducción, radiación, liofilización y microondas [41]. Este trabajo se centra en el método de deshidratación por convección forzada, ampliamente utilizado en la industria gracias a su flexibilidad, bajo costo de inversión, capacidad para manejar grandes volúmenes y aplicabilidad a una amplia variedad de productos.

2.1 La actividad del agua y su importancia en la preservación de alimentos

El objetivo de la deshidratación es disminuir la mayor cantidad de agua en los alimentos, inhibiendo el crecimiento de microorganismos, y por ende limitar las reacciones químicas y enzimáticas que generan descomposición [42], [43], [44]. A la disponibilidad del agua libre en un alimento que permite estos procesos se le conoce como actividad de agua (a_w). Se define como el cociente entre la presión de vapor del agua en el alimento (P) y la presión de vapor del agua pura (P_0) a la misma temperatura, es decir:

$$a_w = \frac{P}{P_0} \quad (1)$$

Los valores de actividad de agua oscilan entre 0 y 1. Un valor de 0 indica que no hay agua libre disponible en el alimento. Esto corresponde a un alimento completamente seco, donde el agua presente está ligada a los componentes del alimento y no está disponible para reacciones químicas ni para sustentar el crecimiento de microorganismos. En cambio, un valor de 1 indica que el alimento tiene la misma presión de vapor que el agua pura a la misma temperatura, es decir, el agua en el alimento está completamente disponible. En este caso, el alimento tiene la máxima cantidad de agua libre posible y es susceptible al crecimiento de microorganismos y a las reacciones químicas y enzimáticas.

La inhibición de microorganismos en diferentes alimentos según el rango de actividad de agua se puede observar en la Tabla 1.

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

TABLA 1 CRECIMIENTO DE MICROORGANISMOS CON RESPECTO A LA ACTIVIDAD DEL AGUA EN LOS ALIMENTOS [45].

Rango	Microorganismos generalmente inhibidos	Alimentos generalmente dentro de este rango
0.95-1.0	Pseudomonas, Bacillus, Escherichia coli, algunas levaduras	Frutas frescas y enlatadas, vegetales, carne, pescado y otros alimentos perecederos
0.91-0.95	Salmonella, Vibrio parahaemolyticus, Lactobacillus, algunos mohos, levaduras	Algunos quesos, carne curada, concentrados de jugo de fruta
0.87-0.91	La mayoría de las levaduras (Candida, Torulopsis), Micrococcus	Salchichas fermentadas (salami), quesos secos, margarina
0.80-0.87	La mayoría de los mohos, Saccharomyces, Staphylococcus	Concentrados de jugo de fruta, jarabe de arce y frutas, harina, pastel de frutas
0.75-0.80	La mayoría de las bacterias halófilas	Mermelada, mermelada, frutas
0.65-0.75	Mohos xerófilos (A. chevalieri), S. bisporus	Gelatina, nueces, melaza, azúcar crudo de caña, algunas frutas secas
0.60-0.65	Levaduras osmófilas (S. rouxii), algunos mohos	Frutas secas con un 15-20% de humedad, miel, caramelo
< 0.60	Sin proliferación microbiana	Pasta, productos alimenticios con aproximadamente un 10% de humedad

Como se puede observar en la Tabla 1, actividades de agua menores a 0.6 desfavorecen la reproducción de microorganismos. Este es el caso de las pastas u otros productos alimenticios cuyo contenido de humedad es menor al 10%.

A pesar de que los conceptos de actividad de agua y contenido de humedad están relacionados, tienen propósitos diferentes. Como se mencionó, la actividad de agua mide la disponibilidad de agua libre en un alimento para soportar el crecimiento de microorganismos y las reacciones químicas. En cambio, el contenido de humedad se refiere a la cantidad total de agua presente en un alimento, incluyendo tanto el agua libre (disponible para reacciones químicas y crecimiento microbiano) como el agua unida (que hidrata compuestos en el alimento y no está disponible para dichos procesos).

Al contenido de humedad que relaciona la masa inicial de agua en el producto respecto a la masa total del producto se le conoce como contenido de humedad en base húmeda ($X_{b.h.}$), es decir:

$$X_{b.h.} = \frac{m_{inicial} - m_{seco}}{m_{inicial}} \quad (2)$$

Por su parte, si se relaciona la cantidad de masa inicial de agua y la masa de producto seco se le conoce como contenido de humedad en base seca y se expresa como:

$$X_{b.s.} = \frac{m_{inicial} - m_{seco}}{m_{seco}} \quad (3)$$

Las condiciones de temperatura y humedad del aire durante el proceso de deshidratación limitan la reducción del contenido de humedad en el producto. En este contexto, el contenido de humedad que se alcanza cuando la presión parcial de vapor del aire es igual a la presión de saturación de agua en el producto se conoce como contenido de humedad en equilibrio (X_e). Por lo tanto, los procesos de deshidratación

por convección, realizados a temperaturas más altas y a bajas humedades relativas, tienden a generar productos con un menor contenido de humedad.

2.2 Fenómenos de transporte involucrados en la deshidratación

La deshidratación de productos involucra dos fenómenos de transporte que ocurren simultáneamente. El primero es la transferencia de calor del aire hacia el producto, y el segundo es el transporte del agua desde el interior hacia la superficie del producto. En la deshidratación por medios convectivos, la energía intercambiada por el aire aumenta la temperatura del producto, provocando la activación de los mecanismos de transporte, y elevando la presión interna del vapor de agua a valores superiores a la presión del vapor en la corriente de aire. Este gradiente de presión genera el transporte de agua desde el producto hacia el aire hasta alcanzar el equilibrio.

La transferencia de masa de agua del producto al aire se puede clasificar en dos tipos: interna y externa. La transferencia externa ocurre por dos procesos principales: convección y difusión. Por otro lado, la transferencia interna abarca varios mecanismos, como el flujo capilar, la evaporación y condensación, el flujo por gravedad, las diferencias de temperatura, la difusión de vapor y la difusión por presión, entre otros [45].

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

PROCESO DE INTERCAMBIO

Calor

- Convección
- Radiación (infrarroja y solar)
- Cambio de fase (calor latente de evap)
- Conducción (en contacto con sólido)

Agua líquida

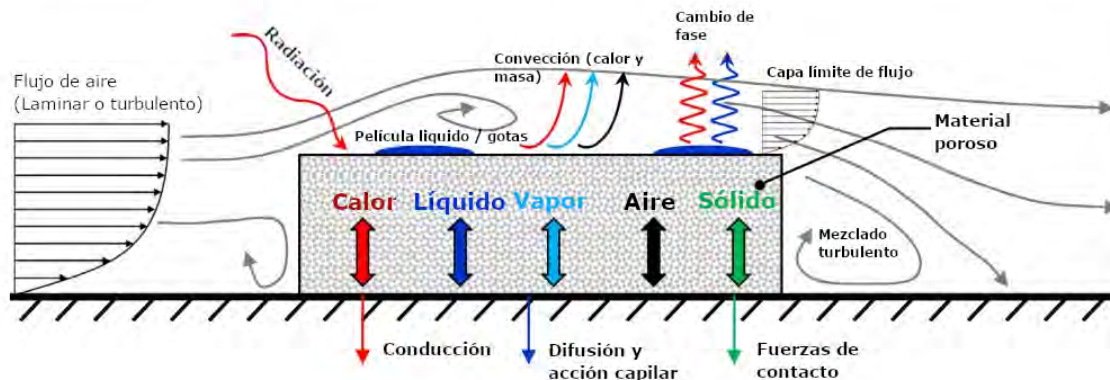
- Cambio de fase (evaporación)
- Difusión (e.g. deshidratación osmótica)
- Acción capilar

Vapor de agua y aire

- Convección

Sólido

- Fuerzas de contacto



PROCESOS DE TRANSPORTE

Variable transportada	Calor	Masa Líquida	Masa Vapor de Agua	Masa Aire	Masa Sólida
Mecanismos de transporte	- Difusión (Fourier, difusión de masa, efecto Dufour)	- Difusión (capilar, ósmosis, difusión superficial, impulsada térmicamente)	- Difusión (Fick, difusión de Knudsen, efecto Soret)	- Difusión (Fick, difusión de Knudsen, efecto Soret)	- Deformación mecánica
	- Advección (convección de masa)	- Convección (Darcy)	- Convección (Darcy)	- Convección (Darcy)	
Fuentes/sumideros volumétricos	- Cambio de fase (calor latente de evaporación y calor de desorción)	- Cambio de fase (evaporación y desorción)	- Cambio de fase (evaporación y desorción)	Ninguna	Gravedad
	- Radiación electromagnética (p. ej., microondas)	- Enlace químico/liberación de agua			
	- Energía de enlace químico/liberación (p. ej., agua en yeso)	- Gravedad			
Fuerzas impulsoras	- Temperatura	- Presión capilar (tensión superficial)	- Presión de gas	- Presión de gas	- Contenido de agua
	- Concentración (de gas)	- Presión de gas/líquido	- Concentración (de vapor)	- Concentración (de aire seco)	- Temperatura
		- Concentración (de solutos)	- Temperatura	- Temperatura	
		- Temperatura			

FIGURA 1 PROCESOS DE TRANSPORTE AL INTERIOR DE MEDIOS POROSOS Y DE INTERCAMBIO EN LAS INTERFASES (TOMADO DE DEFRAEYE, 2014) [3].

Debido a esta complejidad, el proceso de modelado se considera multifísico, multifásico y multiescala [46], con dependencia temporal y espacial, especialmente

cuando el material no es homogéneo en su estructura y contenido de humedad. Los mecanismos de transferencia de masa al interior del producto, así como los procesos de intercambio llevados a cabo en la interfase, se muestran en la Figura 1.

Algunos autores modelan los fenómenos predominantes usando la Ley de Fick [20], [25], [47] otros lo hacen a través de modelos teórico – experimentales, como los de capa delgada. Los modelos de capa delgada contienen una menor explicación física que los de tipo Fick. Sin embargo, conllevan el uso de experimentos que engloban todos los fenómenos que afectan la cinética de deshidratación. Estos tienen la desventaja de ser una “caja negra” pero con el factor asociado de la sencillez y precisión al modelar el proceso desde un punto de vista macroscópico. Una revisión detallada de las diferentes ecuaciones de modelos de capa delgada es presentada en el trabajo de Erabay y Icer [5].

Esta ecuación teórica – experimental se obtiene considerando la resistencia interna a la transferencia de humedad y está basada en la ley de enfriamiento de Newton, por ello es nombrada ecuación de Newton-Lewis. En ella se asume que, durante el periodo de caída de la tasa de deshidratación, la humedad decreciente del producto es proporcional a la diferencia instantánea entre el contenido de humedad del producto y la humedad en equilibrio [25]. Por lo tanto, la evolución del contenido de humedad del producto se describe mediante la Ecuación (4) :

$$\frac{dX}{dt} = -k(X - X_e) \quad (4)$$

Resolviendo esta ecuación diferencial es posible expresar el comportamiento del contenido de humedad durante un proceso de deshidratación de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$XR = \frac{X - X_e}{X_i - X_e} \quad (5)$$

Usando la ecuación (5) y el concepto de contenido de humedad, al multiplicar el contenido de humedad por la masa de producto seco, es posible conocer la masa de agua que abandona el producto a lo largo del proceso, obteniendo la siguiente ecuación

$$\dot{m}_w = \frac{dX}{dt} * m_d \quad (6)$$

2.3 Uso de la energía solar en la deshidratación

Se estima que alrededor del 15% del consumo energético ocupado en el sector alimenticio se destina a la deshidratación [48], [49]. El uso de combustibles fósiles para generar la energía requerida para el proceso tiene implicaciones tanto medioambientales como económicas. Por ello, la energía solar ha surgido como una solución viable para reducir el uso de combustibles fósiles [8], [18], [22], [25]. Al requerir de combustibles fósiles sólo como energía de respaldo, el costo de producción se ve menormente afectado por la variación en los precios de los energéticos, permitiendo mantener el precio del producto en un nivel competitivo. De hecho, las tecnologías termo solares necesarias para este tipo de proceso se encuentran en etapas maduras de desarrollo, y en lo general, están disponibles comercialmente [50].

La deshidratación solar de alimentos incluye la denominada técnica a cielo abierto. Esta técnica regularmente se emplea para secar grandes volúmenes de producto en extensas planchas expuestas al sol. En esta tecnología, no se cuenta con la posibilidad de controlar variables ambientales que influyen en el secado como la temperatura y la irradiancia. Además, la falta de higiene en el manejo de los productos

al estar en contacto con organismos patógenos afecta su calidad final. Por lo anterior, la deshidratación de productos alimenticios requiere del uso de tecnologías cerradas que permitan solventar incluso problemas como el uso intensivo de mano de obra, pérdida de alimento por aves, roedores, tiempo prolongado de secado, entre otros.

Algunos autores, atribuyen las primeras tecnologías de secadores solares cerrados a Everit y Stanley, que en 1976 desarrollaron un secador solar en forma de caja con cubierta transparente [51]. No obstante, existen indicios de instalaciones desarrolladas en el año 8,000 antes de Cristo, en el sur de Francia [44]. Hoy en día, existe una gran variedad de diseños y propuestas innovadoras que buscan hacer más eficientes los procesos de intercambio de calor, reduciendo los tiempos de secado y disminuyendo los costos de inversión.

Dependiendo si el proceso de secado se dá de manera directa o indirecta, surge una de las formas en la que los deshidratadores solares pueden ser clasificados (Figura 2). Los secadores de contacto directo tiene la ventaja de la sencillez. En estos, la cámara de secado es también la superficie de captación. Dicha característica, disminuye en gran parte sus costos de construcción.

Sin embargo, como desventajas, se encuentran la dificultad para controlar la temperatura de secado y la incidencia directa de los rayos solares sobre el producto que afecta la calidad del producto. La eficiencia térmica promedio en este tipo de secadores puede variar de entre 20 y 40%, lo cual depende del tipo de producto a secar, el flujo de aire y la ubicación geográfica [51].

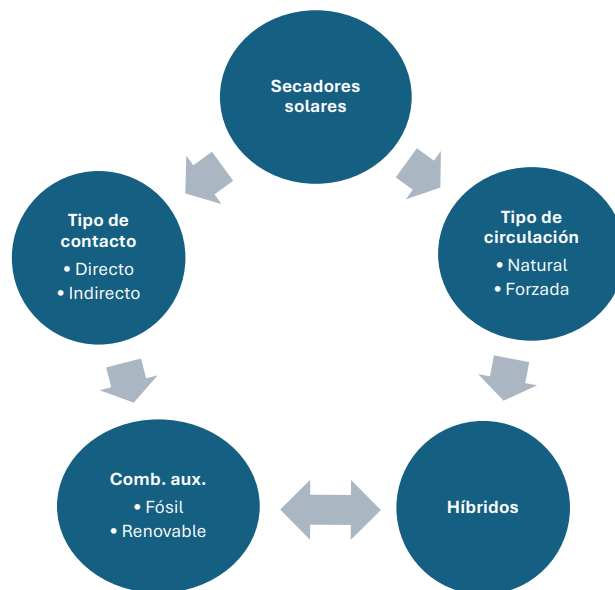


FIGURA 2 CLASIFICACIÓN DE LOS SECADORES SOLARES

Por su parte, los secadores de contacto indirecto, ubican la cámara de deshidratación separada de la sección de generación de potencia. Lo anterior, mejora significativamente la calidad del secado al controlar la cantidad de energía entrante a la cámara de deshidratación, pudiendo operar a condiciones óptimas de temperatura. En algunos casos, se utiliza la recuperación de calor recirculando el aire para aumentar la eficiencia del proceso [51].

Dependiendo de la forma en la que circula el fluido de transporte de energía dentro del secador, se les puede subclasificar en circulación natural o forzada. Este último emplea comúnmente un dispositivo que suministra energía mecánica al fluido, incrementando su velocidad.

En la literatura es posible encontrar gran variedad de diseños de deshidratadores solares. Autores como Lingayat et al. presentan una revisión de tecnologías de secado solar de tipo indirecto para el secado de productos agroindustriales haciendo énfasis en su configuración, desempeño, almacenamiento y otros detalles de importancia. Como aspectos de interés, se muestran tablas de

eficiencia de diferentes tipos de planta de secado solar indirecto, tiempos de secado, periodos de recuperación de la inversión, entre otros. Resalta que los métodos de pretratamiento ayudan no solo a la calidad del producto, sino en la mejora de la tasa de secado [52]. Algunos otros se enfocan en mejorar los calentadores que fuertemente influyen en la eficiencia de los sistemas de deshidratación [50]. Otros autores han trabajado en la incorporación de sistemas desecantes para asegurar la humedad de entrada del aire de deshidratación [53]. Así mismo, en el campo del almacenamiento térmico se muestran avances para su integración en sistemas híbridos siendo la cera de parafina una de las mas ocupadas en este campo [54].

Autores como Ortíz – Rodríguez et al mencionan que a nivel mundial son pocas las plantas reportadas en la literatura cuya capacidad es superior a los 100 kg [55]. De acuerdo con ello, son pocos los estudios encontrados con plantas de características similares a la que se analizará en el presente trabajo.

La energía solar juega un papel crucial en la deshidratación de productos alimenticios, al proporcionar una fuente renovable que reduce la dependencia de combustibles fósiles y minimiza el impacto ambiental. Esta ventaja puede aprovecharse aún más mediante la aplicación de mejoras en plantas de deshidratación. Estas mejoras pueden surgir tanto de avances tecnológicos como de la optimización de las formas de operación de los sistemas actuales. El uso de técnicas como el análisis paramétrico puede aumentar la eficiencia de los procesos de deshidratación, ya que permite explorar la variación de parámetros críticos y, de esta manera, identificar las mejores condiciones operativas que maximicen la eficiencia y minimicen el consumo energético.

2.4 Análisis paramétrico en los procesos de deshidratación

El análisis paramétrico es una metodología que permite estudiar la relación entre los parámetros de entrada y la respuesta de un sistema o proceso. Su objetivo principal es evaluar cómo los cambios en estos parámetros afectan el desempeño del sistema, identificando así configuraciones óptimas o límites operativos.

En el contexto de la deshidratación de alimentos puede ser empleada para el análisis del comportamiento energético de una planta cuando se modifican parámetros como la temperatura de secado y la relación de recirculación de aire. Este análisis puede mejorar la eficiencia energética e incluso contribuir en la calidad del producto final. Al comprender cómo interactúan estas variables, se pueden ajustar las condiciones operativas para minimizar el consumo energético y maximizar la eficacia del secado.

Para realizar un análisis paramétrico, los valores de los parámetros seleccionados se varían dentro de un rango predefinido, manteniendo constantes otros factores que podrían influir en el sistema. Esto se puede hacer mediante experimentos físicos controlados, donde se ajustan las condiciones operativas, o mediante simulaciones computacionales que replican el comportamiento del sistema. Los modelos matemáticos, permiten realizar múltiples pruebas a bajo costo y en poco tiempo, evaluando cada combinación de parámetros. Una vez obtenidos los resultados, se analizan las respuestas del sistema frente a los cambios en los parámetros. Las métricas de desempeño pueden incluir eficiencia energética, tiempo de proceso, costos operativos o cualquier otra variable relevante para el estudio.

El análisis puede realizarse mediante gráficos que muestren cómo varía el comportamiento del sistema en función de los parámetros, por ejemplo, mediante el uso de superficies de respuesta. Al identificar los parámetros que tienen un mayor impacto en los resultados deseados, se pueden tomar decisiones para ajustar las

condiciones operativas de manera que se maximice la eficiencia o se minimicen los costos. Al concluir el análisis, es posible establecer recomendaciones basadas en los valores óptimos de los parámetros, proporcionando directrices claras para mejorar el desempeño general del sistema.

No obstante, el análisis paramétrico posee limitaciones al utilizar múltiples variables o bien perseguir diferentes objetivos. Para ello, técnicas avanzadas de optimización como los algoritmos genéticos permiten abordar estos casos desde una perspectiva de análisis multivariable.

2.5 Algoritmos genéticos (AG) en los procesos de deshidratación

Estudios recientes han demostrado que el uso de algoritmos genéticos puede mejorar significativamente el rendimiento de procesos [38]. Al comparar diferentes estrategias operativas, los AG permiten identificar configuraciones de operación que reducen el consumo energético, sin comprometer la calidad del producto [56]. En este caso, la recirculación de aire y el ajuste dinámico de la temperatura de secado pueden ser optimizados para maximizar la eficiencia, lo que resulta en una disminución del impacto ambiental asociado con el uso de combustibles fósiles.

En plantas híbridas, donde se utiliza energía solar para parte del proceso, los AG pueden diseñar estrategias que maximicen el uso de la energía solar durante las horas de mayor radiación, minimizando el uso de gas natural u otros combustibles convencionales durante el resto del día.

Un AG es una técnica de búsqueda metaheurística inspirada en la teoría de la evolución de Charles Darwin, que busca soluciones óptimas mediante mecanismos análogos a los procesos biológicos de selección natural, reproducción y mutación. Fue presentado por John Holland en la década de 1970 en la Universidad de Michigan. Nacieron como una herramienta para modelar procesos de adaptación en sistemas complejos, bajo la premisa de que, al igual que los organismos biológicos mejoran su

capacidad de supervivencia a través de la evolución, las soluciones a problemas pueden optimizarse mediante un proceso similar [57].

Históricamente, los algoritmos genéticos comenzaron como un enfoque teórico, pero pronto encontraron aplicaciones prácticas en problemas de optimización compleja, especialmente aquellos donde los métodos tradicionales no eran eficaces o resultaban costosos computacionalmente. Estas aplicaciones incluyen la optimización de procesos, la inteligencia artificial, e incluso la economía [58].

A lo largo de los años, investigadores como David E. Goldberg contribuyeron a expandir la teoría y aplicación de los AG, permitiendo su utilización en problemas de optimización global. Su flexibilidad ha permitido a los AG integrarse en el campo de las metaheurísticas, consolidándose como una herramienta valiosa para resolver problemas donde los métodos tradicionales no son viables. Hoy en día, los AG se aplican en una amplia variedad de áreas, desde la investigación científica hasta la industria tecnológica, debido a su capacidad para manejar problemas con grandes espacios de búsqueda, incertidumbre y no linealidad [59].

2.5.1 Operadores matemáticos

Los algoritmos biológicos basados en conceptos de la evolución utilizan los conceptos de selección natural, herencia y variabilidad pueden traducirse en operadores matemáticos que guían el proceso de búsqueda y optimización. En los AG, la selección natural se traduce en el operador de selección, donde las soluciones (llamadas individuos o cromosomas) se seleccionan en función de su aptitud. La aptitud de cada solución se mide con una función objetivo, que evalúa qué tan buena es la solución en resolver el problema. Las soluciones con mayor aptitud tienen mayor probabilidad de ser seleccionadas para crear descendencia en la siguiente generación, lo que imita el proceso de selección natural. Se implementa a través de métodos como la selección por torneo o selección por ruleta [59].

Por su parte la herencia genética es el proceso por el cual los descendientes heredan características de sus progenitores. En los AG, este principio se implementa mediante el operador de cruce o recombinación, donde dos soluciones (padres) se combinan para generar nuevas soluciones (hijos). Durante el cruce, se mezclan las características de los padres para producir una solución que tenga un equilibrio de las cualidades de ambos. Este proceso imita el cruce de genes en los organismos biológicos y permite que las nuevas generaciones exploren el espacio de soluciones de manera más eficiente al heredar las mejores características de las soluciones más aptas [58]. La variabilidad, introduce nuevas características en la población, permitiendo que las especies se adapten mejor a su entorno. En los AG, esta variabilidad utiliza operadores llamados mutación y recombinación. La mutación realiza pequeños cambios aleatorios en una solución para explorar nuevas áreas del espacio de búsqueda que no hayan sido alcanzadas a través de la recombinación. Esto ayuda a evitar que el algoritmo se estanque en soluciones subóptimas locales. Por su parte la recombinación, mezcla partes de diferentes soluciones para generar nuevas combinaciones que podrían mejorar la aptitud [57].

Al aplicar estos operadores de manera iterativa, los algoritmos genéticos mejoran progresivamente las soluciones hasta alcanzar la óptima, aprovechando los principios biológicos que aseguran diversidad y supervivencia del más apto.

El reemplazo de la población es un aspecto clave en el funcionamiento de los algoritmos genéticos (AG), ya que determina cómo las nuevas soluciones generadas (descendencia) sustituyen o se integran con las soluciones existentes (población actual). Este proceso está directamente relacionado con la forma en que los AG balancean la exploración del espacio de búsqueda (probar nuevas soluciones) y la explotación de las mejores soluciones encontradas hasta el momento. Existen varias estrategias de reemplazo que influyen en la eficiencia y efectividad del algoritmo [58]. Entre estas estrategias se encuentra el reemplazo generacional total, el elitismo y el

reemplazo generacional parcial. El primero maximiza la exploración del espacio de búsqueda, mientras el elitismo explota las mejores soluciones, siendo el reemplazo parcial un equilibrio entre los anteriores.

2.5.2 Criterios de convergencia

Para evitar que el algoritmo se ejecute indefinidamente, se establecen ciertos criterios de paro, que determinan cuándo el proceso debe detenerse. Uno de los criterios más simples para detener un AG es fijar un número máximo de generaciones. Una vez que se alcanza este límite preestablecido, el algoritmo se detiene, y la mejor solución encontrada hasta ese punto se considera el resultado final. Este criterio es útil para controlar el tiempo de ejecución del algoritmo, pero no garantiza que se haya alcanzado la solución óptima. En muchos casos, el número máximo de generaciones se establece basado en experimentación previa o en los recursos disponibles para el procesamiento computacional [58]. Otro criterio de convergencia resulta en evaluar la mejora mínima en la calidad de las soluciones de una generación a la siguiente. Si la diferencia en la aptitud de las mejores soluciones entre generaciones se encuentra por debajo de un umbral definido, se considera que el algoritmo ha convergido y se detiene. Este enfoque asegura que el algoritmo no siga ejecutándose cuando ya no se están encontrando mejoras significativas [59]. Otra posibilidad de convergencia resulta de detener el algoritmo cuando se encuentra una solución que cumple con los objetivos. En muchos casos, el objetivo de la optimización no es necesariamente encontrar el valor óptimo absoluto, sino una solución que cumpla con ciertas restricciones o condiciones satisfactorias. Cuando se alcanza una solución que satisface estos criterios predefinidos (por ejemplo, una solución con un nivel de error aceptable o que minimiza un costo dentro de un rango específico), el algoritmo puede detenerse, asumiendo que no es necesario continuar la búsqueda [57] (Ver Figura 3).

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

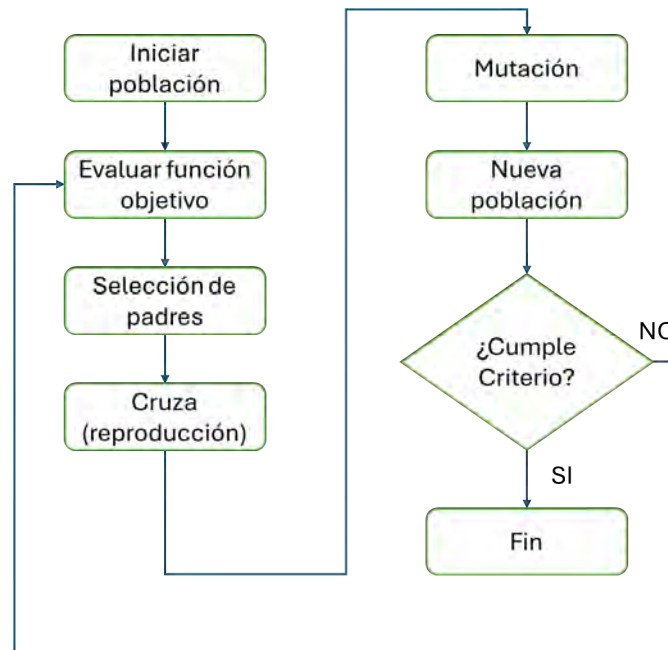


FIGURA 3 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGÍA DE ALGORITMO GENÉTICO

También es posible establecer criterios de convergencia combinados a manera de tener mayor control sobre el equilibrio entre la exploración y explotación, asegurando que el algoritmo no se detenga prematuramente y, al mismo tiempo, evita que se ejecute innecesariamente durante mucho tiempo sin mejorar significativamente.

Como se mencionó, los algoritmos genéticos (AG) han demostrado ser una herramienta eficaz para la optimización de procesos industriales aplicable en cualquier rama, como en el caso de las plantas de deshidratación agroindustrial [56]. Estos procesos involucran múltiples parámetros operativos, como la temperatura, el flujo de aire, la recirculación del aire y la duración del secado, que afectan directamente tanto la calidad del producto final como el consumo energético y el impacto ambiental del proceso. En la tabla 2 se analizan algunos aspectos en los que influyen los parámetros mencionados:

TABLA 2 PARÁMETROS CLAVE EN EL PROCESO DE SECADO, SU IMPACTO EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA Y LA CALIDAD DEL PRODUCTO."

Parámetro	Descripción	Impacto
Temperatura de secado	Afecta la velocidad de evaporación del agua en el producto, pero también influye directamente en el consumo energético.	Si es demasiado alta, puede dañar el producto o incrementar el consumo de energía innecesariamente. Si es demasiado baja, aumenta el tiempo de secado y los costos.
Flujo de aire	El flujo de aire caliente sobre el producto es esencial para remover la humedad, maximizando la transferencia de calor y masa para un secado eficiente.	Un flujo óptimo mejora la eficiencia. Si es excesivo, puede llevar a un consumo energético elevado.
Recirculación de aire	Recircular parte del aire caliente que ha pasado por el sistema puede reducir el consumo energético.	Requiere un control preciso para evitar acumulación de humedad en el aire, lo que podría comprometer la eficiencia del proceso.

Al combinar estos y otros factores, se genera un espacio de búsqueda multidimensional, donde cada combinación de parámetros produce un resultado diferente en términos de humedad residual del producto, costo energético y emisiones ambientales.

2.5.3 Aplicación de AG para la Optimización del proceso de deshidratación

Los AG permiten explorar un espacio de búsqueda de forma eficiente y robusta. A través de operadores como la selección, el cruce y la mutación, los AG prueban distintas combinaciones de parámetros, buscando iterativamente mejorar las soluciones basadas en una función objetivo predefinida, que puede ser una combinación ponderada de:

- **Minimización de la humedad residual:** El objetivo es reducir la cantidad de agua en el producto al final del proceso, lo que es crucial para la calidad del producto.
- **Reducción del costo energético:** Optimizar la operación de la planta de manera que se utilice la mínima cantidad de energía, considerando tanto el uso de energía térmica, como la energía eléctrica (circuladores de aire, controles, etc.).
- **Minimización del impacto ambiental:** Reducir el uso de combustibles fósiles o incrementar el uso de energía renovable, como en plantas híbridas solar-gas.

El algoritmo genético comienza con una población inicial de soluciones, que representan diferentes combinaciones de los parámetros de operación. A medida que avanza el proceso de optimización, los AG generan nuevas soluciones al combinar las mejores de la generación actual (cruce) y realizar pequeños ajustes aleatorios (mutación) para explorar otras regiones del espacio de soluciones. Los AG eliminan soluciones menos eficientes y retienen las que minimizan el costo y el impacto ambiental, mientras se mantiene una humedad residual aceptable.

Una vez presentados los fundamentos teóricos que son la base de este trabajo, en el siguiente capítulo se presenta el desarrollo del modelo matemático. Este permite evaluar y simular el comportamiento de la planta deshidratadora bajo condiciones actuales de la planta para posteriormente proponer estrategias que puedan ser optimizadas.

CAPÍTULO III: DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO

Este capítulo describe el desarrollo de un modelo matemático integral para una planta híbrida de deshidratación solar-gas LP ubicada en Xochitepec, Morelos, con una capacidad de hasta 200 kg de producto fresco. El modelo utiliza balances de masa y energía para representar componentes clave como el secador de túnel, calentadores solares, y calentadores de gas LP, bajo una hipótesis de estado estacionario en intervalos de 6 minutos, logrando un equilibrio entre precisión y tiempo de cómputo.

El túnel de secado se modeló mediante cuatro ecuaciones diferenciales no lineales que consideran las condiciones de entrada de aire, la inercia térmica de la estructura y las variaciones de masa y energía del producto. Para la deshidratación de piña, se desarrolló un modelo cinético de capa delgada basado en datos experimentales y bibliográficos, adaptable a otros productos mediante ajustes en la cinética.

El modelo, validado con datos experimentales de la planta, demostró un error relativo medio inferior al 5%, confirmando su fiabilidad para representar procesos híbridos. Este enfoque simplificado permite optimizar la operación de plantas agroindustriales bajo diversas condiciones ambientales.

3.1 Descripción de la planta deshidratadora

La planta deshidratadora analizada en este estudio está situada en Xochitepec, Morelos, México, a una altitud de 1,109 msnm (18°45'00.1 "N, 99°14'35.3 "O). El diagrama de flujo del proceso de toda la planta se muestra en la Figura 4. La planta dispone de dos sistemas de calentamiento basados en energía solar: calentamiento solar de aire y calentamiento solar de agua. También dispone de un sistema de gas licuado de petróleo (GLP) como respaldo energético. Los experimentos y el modelado

en este trabajo sólo consideran la energía térmica del calentamiento solar de aire y el GLP.

La planta está equipada con 16 calentadores solares de aire. Estos calentadores son colectores planos de paso único que están organizados en 8 baterías. Cada batería está formada por dos calentadores conectados en serie, lo que da como resultado una superficie de captación de 5 m² por serie. La potencia del calentador es de 50 kW, que se conecta a la corriente de aire de secado a través de un intercambiador de calor con una capacidad térmica de 20 kW. La corriente de aire de secado es impulsada por un soplador de 3HP con una capacidad máxima de circulación de aire libre de 4,300 m³h⁻¹. El caudal de aire se controla mediante un variador de frecuencia acoplado al motor del soplador. La planta de deshidratación también está equipada con mezcladores y divisores. Éstos proporcionan flexibilidad operativa a la corriente de secado por aire. Dependiendo del producto y su presentación final, el secador de túnel puede procesar lotes de 100 a 200 kg de producto fresco.

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

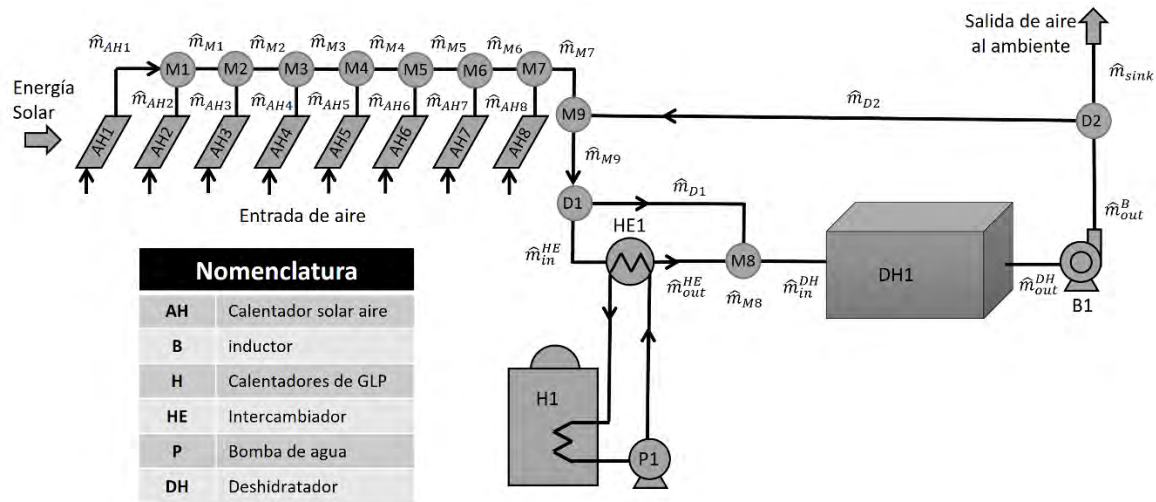


FIGURA 4 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE LA PLANTA DE DESHIDRATACIÓN AGROINDUSTRIAL.

Como se observa en la Figura 4, la corriente de aire pasa a través de las baterías (AH1 a AH8). A continuación, todas las corrientes de aire calentado se combinan en una única corriente mediante los mezcladores M1 a M7. El divisor D1 puede separar una fracción de la corriente de aire a calentar, si es necesario, utilizando el intercambiador de calor HE1. A continuación, el mezclador M8 reúne los dos flujos para introducirlos en el secador de túnel DH1. Obsérvese que el intercambiador de calor HE1 está conectado al calentador H1 basado en GLP para transferir energía a la corriente de aire del proceso, mientras que la bomba P1 permite que el agua fluya entre el calentador y el intercambiador. A continuación, el aire del túnel de secado movido hacia el exterior por el impulsor B1. El divisor D2 actúa como dispositivo para recircular la corriente de aire saliente si es necesario. Esta corriente recirculada se conecta a través del mezclador M9.

Toda la planta está equipada con instrumentación para medir las principales variables de interés, como la temperatura, la humedad relativa y los caudales. Mientras que un sistema de Control, Supervisión y Adquisición de Datos (SCADA)

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

permite el registro de datos experimentales. La tabla 3 resume las características de la instrumentación utilizada en la planta.

TABLA 3 INSTRUMENTACIÓN UTILIZADA PARA LA MEDICIÓN DE VARIABLES DE LA PLANTA HÍBRIDA DE DESHIDRATACIÓN TERMOSOLAR-LPG.

Variable	Instrumento/Sensor	Rango	Precisión	Número de Sensores
Medidor de flujo volumétrico de líquido	Medidor de flujo tipo turbina modelo FTB1423: Omega	13–136 l/min	± 1 % FSO*	2
Velocidad del aire	Transmisor de velocidad del aire modelo FMA900A: Omega	0–50.8 m/s	± 2 %	2
Consumo de gas	Medidor de gas Kumho Wizat, Modelo: KG-3S	0–9999 m ³	± 1 %	1
Irradiancia solar	Piranómetro: Kipp & Zonen, modelo CMP3	0–2000 W/m ²	± 0.5 %	2
Temperatura	RTD, clase PT-1000	–20–450 °C	± 0.5 °C	52
Humedad relativa	Transductor	0–100 %	± 1 %	1
Velocidad del viento	Anemómetro: Global Water	0–50 m/s	± 0.09 m/s	1
Dirección del viento	Potenciómetro: Global Water	0–360°	± 1 %	1
Peso	Balanza digital: Reflex, RX401-R	1–500 g	± 0.01 g	5
Contenido de humedad	Termobalanza: OHAUS, MB27	3–20 g, 0.5 g mínimo	± 0.01 %	1
Consumo eléctrico	Medidor eléctrico: Hiking, Modelo DTS238-7	0–999.999 kWh	± 1 %	1

Corriente eléctrica	Multímetro CEN-TECH, DT-260D	0.01–20 A	± 2.5 %	1
----------------------------	------------------------------	-----------	---------	---

Otros detalles técnicos adicionales de la planta pueden encontrarse en el trabajo de Cesar-Munguia et al [60].

3.2 Formulación del modelo

El modelo matemático se divide en dos partes: la primera considera los componentes generales de la planta, como los captadores solares para calentamiento de aire, los mezcladores, los divisores y el intercambiador de calor; la segunda considera únicamente el secador del túnel. La nomenclatura utilizada a lo largo del modelado se refiere a la mostrada en la Figura 4, mientras que los cálculos se han realizado utilizando el Sistema Internacional de Unidades (SI), excepto para la temperatura, que se expresa en °C.

3.2.1 Modelo de los componentes generales

El modelo de los componentes generales de la planta deshidratadora se desarrolla sobre la base de los siguientes supuestos:

- La caída de presión del aire sólo se considera en los conductos de aspiración de los captadores solares para calentamiento de aire.
- La eficiencia térmica de los captadores solares para calentamiento de aire se ha fijado en el 50% según los datos experimentales publicados en [60].
- Estado estacionario en periodos de tiempo discretos [61].

Esta parte del modelo utiliza un método de diferencias finitas con discretización hacia delante para expresar los cambios en la energía transferida en los componentes de la planta debido a la fluctuación de las variables ambientales [61]. Dado que estas

variables cambian ligeramente con el tiempo, suponemos que son constantes en periodos de 6 min. De hecho, el período de tiempo normal en los sistemas solares térmicos es de 1 h, paso de tiempo debido a la resolución de los registros meteorológicos [61]. Como tenemos una resolución de 1 min, elegimos un paso temporal de 1/10 h con el objetivo de ganar resolución y preservar los costos computacionales.

Esta suposición conduce a un modelo sencillo que conserva el efecto clave de la información ambiental. De ese modo, la irradiancia, la humedad relativa y la temperatura ambiente se consideran constantes dentro de los periodos de tiempo discretos. Cabe señalar que estas variables afectan no sólo a la eficiencia de los componentes, sino también al comportamiento del proceso. A continuación, se desarrollan los balances de masa y energía para el modelo general de componentes.

3.2.1.1 Captadores solares para calentamiento de aire de aire

Las baterías de los captadores solares para calentamiento de aire son dispositivos de corriente única sin almacenamiento. Por lo tanto, los caudales máxicos de aire de entrada (\dot{m}_{in}^{AHn}) y de salida (\dot{m}_{out}^{AHn}) deben ser iguales.

$$\dot{m}_{in}^{AHn} = \dot{m}_{out}^{AHn} \quad (7)$$

Donde "n" en la Ecuación (7) toma valores de 1 a 8 y los caudales máxicos están en [kg s⁻¹].

Debido a la caída de presión, el flujo de aire es diferente para cada batería. Por lo tanto, el flujo a través de las baterías cercanas al túnel es mayor que el de las más alejadas. Para tener en cuenta este efecto, se estableció una reducción del 2.50% del flujo de aire entre baterías consecutivas de AH8 a AH1 en la Ecuación (8).

$$\dot{m}_{in}^{AHn} = 0.975 * \dot{m}_{out}^{AH(n+1)} \quad (8)$$

El balance energético de cada batería se expresa en la Ecuación (9) como:

$$\dot{m}_{in}^{AHn} h_{in}^{AHn} + \dot{Q}_{rad} - \dot{m}_{out}^{AHn} h_{out}^{AHn} = 0 \quad (9)$$

Donde h_{in}^{AHn} y h_{out}^{AHn} son las entalpías del aire de entrada y salida, respectivamente, expresadas en [kJ kg⁻¹]. \dot{Q}^{AH} es el calor recibido por los calentadores solares de aire en [kW], calculada mediante la Ecuación (10) como:

$$\dot{Q}^{AHn} = IA\eta \quad (10)$$

Donde I es la irradiancia en el calentador solar de aire en función del tiempo en [kW m⁻²], A es el área del calentador solar de cada batería, que es igual a 5 m², y η es la eficiencia del calentador solar de aire [adimensional]. De acuerdo con la eficiencia térmica comunicada para estas baterías [60] establecimos $\eta=50\%$. Al combinar las Ecs. (9) y (10), es posible calcular la entalpía del aire a la salida de cada batería mediante la Ecuación (11):

$$h_{out}^{AHn} = \frac{\dot{Q}^{AHn} - \dot{m}_{in}^{AHn} h_{in}^{AHn}}{\dot{m}_{out}^{AHn}} \quad (11)$$

3.2.1.2 Fuente de energía GLP

La fuente de energía del GLP puede modelarse mediante el calor intercambiado en el HE1 entre un calentador de agua de GLP y el aire de secado. El intercambiador de calor HE1 es un dispositivo de corriente única, por lo que el balance de masas correspondiente viene dado por la Ecuación (12):

$$\dot{m}_{in}^{HE1} = \dot{m}_{out}^{HE1} \quad (12)$$

Donde \dot{m}_{in}^{HE1} y \dot{m}_{out}^{HE1} representan el caudal másico del aire que entra y sale del intercambiador HE1, respectivamente. Suponemos que toda la energía procedente del calentador H1 se transfiere al flujo de aire que se utiliza para el secado, es decir,

$$\dot{Q}^{H1} = \dot{m}_{in}^{HE1} (h_{out}^{HE1} - h_{in}^{HE1}) \quad (13)$$

Donde \dot{m}_{in}^{HE1} es el flujo másico a través del intercambiador HE1, mientras que h_{out}^{HE1} y h_{in}^{HE1} son las entalpías de entrada y salida del flujo que pasa por el HE1 en la Ecuación (13).

3.2.1.3 Divisores y mezcladores

Los balances de masa correspondientes a los mezcladores M1 a M7 se dan en la Ecuación (14) y (15):

$$\dot{m}_{out}^{AH1} + \dot{m}_{out}^{AH2} = \dot{m}_{out}^{M1} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{out}^{Mn} + \dot{m}_{out}^{AHn+2} = \dot{m}_{out}^{Mn+1} \quad (15)$$

Donde \dot{m}_{out}^{AH1} y \dot{m}_{out}^{AH2} son los caudales másicos de salida de las baterías AH1 y AH2, respectivamente; \dot{m}_{out}^{M1} es el caudal másico de salida del mezclador M1; \dot{m}_{out}^{AHn} es el caudal másico de salida de las baterías AH3 a AH8; y \dot{m}_{out}^{Mn} es el caudal másico de salida de los mezcladores M2 a M7, por lo que "n" toma valores de 1 a 6.

Los balances energéticos correspondientes a los mezcladores M1 a M7 vienen dados por las Ecs. (16) y (17):

$$\dot{m}_{out}^{M1} h_{out}^{M1} = \dot{m}_{out}^{AH1} h_{out}^{AH1} + \dot{m}_{out}^{AH2} h_{out}^{AH2} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{out}^{Mn+1} h_{out}^{Mn+1} = \dot{m}_{out}^{Mn} h_{out}^{Mn} + \dot{m}_{out}^{AHn+2} h_{out}^{AHn+2} \quad (17)$$

En la misma línea, se dan los balances de masa y energía para M8 y M9, teniendo en cuenta sus respectivas corrientes. Para los divisores D1 y D2, el caudal másico de salida viene dado por una tasa de recirculación definida por el usuario con valores de 0 a 1.

Mediante mediciones experimentales realizadas in situ con aislamiento térmico de los conductos del sistema, se determinó que la corriente de aire de recirculación pierde alrededor del 10% de su energía en el entorno. Estos resultados coinciden con lo reportado Precupe [62]. Por lo tanto, se tuvo en cuenta esta reducción de energía para todas las simulaciones.

Tanto a la entrada como a la salida, la temperatura de cualquier componente en °C se calcula a partir de la entalpía del aire húmedo (h) mediante la Ecuación (18):

$$h = h_a + h_v \quad (18)$$

Donde h_a es la entalpía del aire seco, es decir, $h_a = CpT = 1.005 * T$, y h_v la entalpía del vapor, calculada como el producto de la humedad específica del aire y la entalpía del gas, es decir, $h_v = h_g \omega = (2500.9 + 1.82T)\omega$ [63]. Por lo tanto, la temperatura puede expresarse como en la Ecuación (19):

$$T = \frac{h - 2500.9 * \omega}{1.82 * \omega + 1.005} \quad (19)$$

De la ecuación anterior la temperatura es expresada en °C expresando la entalpía en $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ y la humedad específica del aire (ω) en $\text{kgagua} \cdot \text{kgaire seco}^{-1}$.

3.2.2 Modelo del deshidratador tipo túnel

A diferencia del modelo de componentes generales, el modelo del deshidratador de túnel no considera la hipótesis de estado estacionario en periodos de tiempo discretos. Por lo tanto, la dinámica de secado se describe mediante cuatro ecuaciones diferenciales. Éstas se derivan de los balances de masa y energía para el producto, el aire de secado y las estanterías y estructura.

Los supuestos del modelo de secador de túnel son los siguientes:

- *El aire de secado sigue un comportamiento de gas ideal.*
- *La contracción del producto se desprecia y el producto se considera con una geometría de capa delgada.*
- *El túnel de secado es uniforme en cuanto a temperatura, humedad relativa y velocidad del aire en todo momento.*
- *El túnel de secado es adiabático.*

3.2.2.1 Balances de masa y energía del producto

Se modela la transferencia de masa de la humedad del producto utilizando un modelo semi-empírico de capa delgada. Este enfoque describe la tasa de humedad considerando los efectos más representativos durante la deshidratación [43]. Asume que, durante el periodo de caída de la tasa de humedad, la humedad decreciente del producto es proporcional a la diferencia instantánea entre el contenido de humedad del producto y la humedad en equilibrio [20]. Por lo tanto, la evolución del contenido de humedad del producto se describe mediante la Ecuación (20):

$$\frac{dX}{dt} = k(X - X_e) \quad (20)$$

Donde X y X_e son el contenido de humedad y el contenido de humedad de equilibrio del producto en base seca, respectivamente, y k es la constante de secado. Esta última es un parámetro que refleja las características del producto y los procesos de transporte que se producen en condiciones específicas de deshidratación, como la temperatura (T), la velocidad del aire (v) y la humedad relativa (HR).

La Ecuación (20) puede expresarse en términos de la relación de contenido de humedad (XR), como en la Ecuación (21):

$$\frac{dXR}{dt} = k XR \quad (21)$$

Donde la relación adimensional de contenido de humedad se define mediante la Ecuación (22):

$$XR = \frac{X - X_e}{X_i - X_e} \quad (22)$$

Siendo X_e el contenido de humedad de equilibrio y X_i el contenido de humedad inicial, en ambos casos para una base seca. Por su parte, X describe el comportamiento temporal de la humedad en base seca durante el proceso de deshidratación

Además, el flujo másico de agua del producto (\dot{m}_w) hacia la corriente de aire se define como en la Ecuación (23):

$$\dot{m}_w = \frac{dX}{dt} * m_d \quad (23)$$

Donde m_d es la masa del producto seco.

Por otra parte, a partir del balance energético para el producto, su variación de temperatura a lo largo del tiempo se describe mediante la Ecuación (24):

$$\frac{dT_{prod}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{air-prod} - \dot{m}_w h_w}{m_d C_{p_d} + m_w C_{p_w}} \quad (24)$$

Donde $\dot{Q}_{air-prod}$ es el calor intercambiado entre el aire y el producto, h_w es el calor latente de evaporación del agua (que se supone constante con un valor de 2.500 kJ kg⁻¹), C_{p_d} es el calor específico del producto seco, m_w representa la cantidad de agua todavía presente en el producto, y C_{p_w} es el calor específico del agua.

El calor intercambiado entre el producto y el aire en el interior del túnel se modela utilizando la ley de enfriamiento de Newton expresada en la Ecuación (25),

$$\dot{Q}_{air-prod} = h_{air-prod} A_{eff_prod} (T_{air} - T_{prod}) \quad (25)$$

Donde $h_{air-prod}$ representa el coeficiente de transferencia de calor convectivo entre el aire y el producto, A_{eff_prod} denota el área de transferencia de calor efectiva entre ellos, T_{air} representa la temperatura del aire y T_{prod} indica la temperatura del producto. El coeficiente de transferencia de calor convectivo del producto se calcula mediante una correlación tipo Dittus-Boelter [64]:

$$Nu_p = 0.037 \cdot Re_p^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad (26)$$

Donde Nu_p y Re_p son los números de Nusselt y de Reynolds basados en la longitud característica del producto de la Ecuación (26). Mientras que Pr es el número de Prandtl para el aire, el cual en este trabajo se establece en 0.7 pues su valor varía ligeramente para el rango de temperatura de operación del proceso de deshidratación [65].

3.2.2.2 Balance energético del aire

La evolución de la temperatura del aire en el interior del túnel puede deducirse del balance energético expresado en la Ecuación (27):

$$\frac{dT_{air}}{dt} = \frac{\dot{m}_{out}^{M8} \omega_{out}^{M8} h_{out}^{M8} + \dot{m}_{out}^{M8} f_{inf} \omega_{amb} h_{amb} - \dot{m}_{out}^{DH1} (1 + f_{inf}) \omega_{out}^{DH1} h_{out}^{DH1} + \dot{m}_w h_w - \dot{Q}_{TOT}}{m_{air} C_{air}} \quad (27)$$

El numerador de la derecha consta de cinco términos: El primero corresponde al flujo de entrada procedente del mezclador M8 (\dot{m}_{out}^{M8}). El segundo es un flujo de infiltración debido al funcionamiento a contrapresión del túnel y se calcula como un porcentaje ($f_{inf} = 20\%$) de \dot{m}_{out}^{M8} con humedad específica ω_{amb} y entalpía h_{amb} estimadas en condiciones ambientales. El factor de infiltraciones fue seleccionado como un parámetro de ajuste en el modelo matemático debido a su impacto directo en la precisión de la representación del comportamiento experimental. El tercer y el cuarto término son la corriente de salida del túnel y el calor necesario para la evaporación del agua del producto, respectivamente. El último término representa el calor intercambiado entre el aire y su entorno. Además, en la Ecuación (27) \dot{m}_{out}^{M8} es el caudal másico de aire seco, ω_{out}^{M8} y ω_{out}^{DH1} son la humedad específica a la entrada y a la salida del túnel, h_{out}^{M8} y h_{out}^{DH1} son las entalpías del aire húmedo a la entrada y a la salida del

secador de túnel, respectivamente, m_{air} es la masa de aire húmedo dentro del túnel, C_{air} es su calor específico a volumen constante. Por último, \dot{Q}_{TOT} es el flujo de calor total, calculado en la Ecuación (28) como la suma del calor intercambiado entre el aire y el producto, la estantería y la estructura, incluyendo la estructura del túnel, es decir,

$$\dot{Q}_{TOT} = \dot{Q}_{air-prod} + \dot{Q}_{air-shelf} \quad (28)$$

La entalpía de evaporación del agua se calcula mediante la Ecuación (29):

$$h_w = 2,500 + C_{p_w} T_{air} \quad (29)$$

3.2.2.3 Balance energético de las estanterías y la estructura

La temperatura de los estantes y la estructura de acero inoxidable varía debido al calor intercambiado con el aire seco, como en la Ecuación (30):

$$\frac{dT_{shelf}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{air-shelf}}{m_{shelf} C_{shelf}} \quad (30)$$

Donde T_{shelf} es la temperatura de los estantes y la estructura, m_{shelf} y C_{shelf} son la masa y el calor específico de los mismos, respectivamente. El calor intercambiado entre el aire y las estanterías y la estructura ($\dot{Q}_{air-shelf}$) se calcula mediante la Ecuación (31):

$$\dot{Q}_{air-shelf} = h_{air-shelf} A_{eff\ shelf} (T_{air} - T_{shelf}) \quad (31)$$

Aquí, $h_{air-shelf}$ es el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre el aire y los estantes y estructura, $A_{eff\ shelf}$ es su área efectiva. $h_{air-shelf}$ se calcula utilizando la siguiente correlación empírica para convección forzada en una placa plana [65]:

$$Nu_{shelf} = 0.023 \cdot Re_{shelf}^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (32)$$

Donde Nu_{shelf} y Re_{shelf} son los números de Nusselt y Reynolds, basados en la longitud característica de los estantes y la estructura, que se consideró de 4 m para este estudio tomada como igual a la longitud del túnel. El área efectiva y la masa de los estantes y la estructura de acero inoxidable se estimaron en 28 m² y 550 kg, respectivamente. Estos valores se obtuvieron por aproximación entre las superficies de los estantes y materiales.

3.2.3 Subsistema de potencia secundaria

El subsistema de potencia secundaria está compuesto por una serie de elementos que tienen como objetivo calentar agua para posteriormente transferir energía al sistema de aire de deshidratación a través de un intercambiador de calor denominado HE1 (ver Figura 5). Este subsistema se compone de dos fuentes de energía: una fuente solar y una fuente de gas LP, siendo esta última utilizada únicamente como energía auxiliar. El sistema de calentamiento por gas LP, identificado como H1, tiene una capacidad de calentamiento de 50kW y está equipado con una bomba de circulación de agua llamada P1, con potencia de 1/2 HP y su flujo máximo es de 29 L · min⁻¹.

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

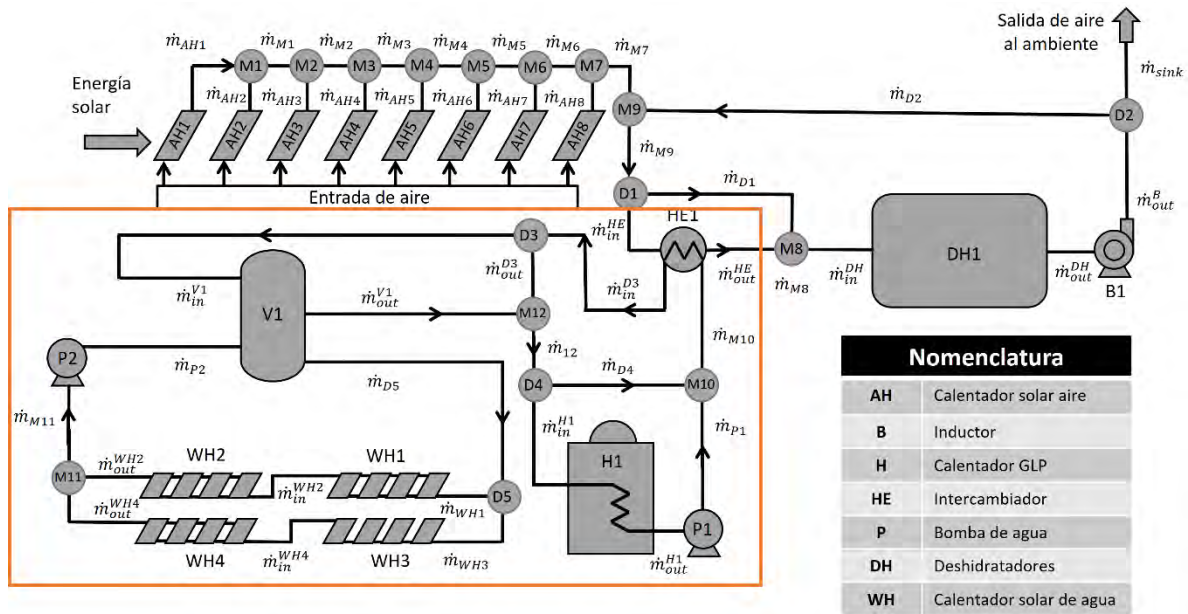


FIGURA 5 INTEGRACIÓN DE LAS FUENTES SECUNDARIAS DE ENERGÍA AL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE AIRE DE DESHIDRATACIÓN

Se cuenta con la posibilidad de incorporar un circuito cerrado de agua que conecta el calentador, la bomba de circulación y el intercambiador de calor. Alternativamente, es posible integrar el sistema de gas LP mediante un tanque de almacenamiento llamado V1, que tiene una capacidad de 1,100 litros. La segunda fuente de energía se compone de un conjunto de 16 captadores solares para calentamiento de agua, organizados en 2 líneas de configuración en paralelo. Estas líneas pueden ser separadas mediante el uso de un divisor denominado D5. A su vez, cada una de las dos líneas está conformada por dos arreglos de 4 colectores que forman una batería conectada a otra de características similares en serie. La diferencia entre los dos ramales radica en la inclusión de una cubierta de doble vidrio para una de ellas por lo que la eficiencia puede verse modificada para cada ramal. La superficie individual de calentamiento de cada colector es de 2.5 m², lo que suma un área total de 40 m².

El mezclador M11 permite combinar el flujo de ambas líneas de calentadores solares y dirigirlo hacia la succión de la bomba P2, que a su vez transporta el flujo hacia el recipiente V1. Este recipiente cumple con dos funciones principales: primero, integra los circuitos de calentamiento solar y gas LP para el agua, y segundo, actúa como una batería térmica que puede suministrar energía durante largos períodos de tiempo.

A continuación, se presenta el desarrollo de los balances de materia y energía para los componentes del sistema de potencia secundaria. Para la mayor parte de los componentes, los balances de energía son desarrollados considerando estados estacionarios en periodos de tiempo discretos. Como estudio inicial se considera un flujo másico de agua constante e independiente para cada circuito. El mismo se encuentra definido según la potencia de cada bomba (P1 y P2).

3.2.3.1 Balance de materia y energía en el divisor D5

El divisor D5 se encuentra ubicado a la salida del recipiente V1 y tiene como función principal separar el flujo de agua en dos corrientes dirigidas a los ramales principales del sistema de calentamiento solar. El flujo de agua que entra al divisor se encuentra definido por la bomba P2, de manera que $\dot{m}_{D5} = \dot{m}_{P2}$ y el balance de materia se calcula como:

$$\dot{m}_{D5} = \dot{m}_{WH1} + \dot{m}_{WH2} \quad (33)$$

A su vez, los flujos \dot{m}_{WH1} y \dot{m}_{WH2} dependen de la relación de división r_{D5} que posee valores de 1 cuando circula solo \dot{m}_{WH1} y 0 cuando circula solo \dot{m}_{WH2} . Por lo anterior, su energía total solo depende de la relación de cada flujo por lo que su balance de energía se expresa como:

$$\dot{m}_{D5}h_{D5} = \dot{m}_{WH1}h_{WH1} + \dot{m}_{WH2}h_{WH2} \quad (34)$$

Por su parte, el balance de energía en el divisor D5, al sólo ser un separador de flujo, implica que la entalpía de entrada y por ende la temperatura, sean constantes al ser una propiedad intensiva.

3.2.3.2 Balance de masa y energía en captadores solares con arreglo de 4 unidades en paralelo

El primer ramal recibe flujo en la cantidad de \dot{m}_{WH1} , el cual es dividido homogéneamente en 4 por un cabezal distribuidor haciendo una primera configuración en paralelo. De esta manera la cantidad de energía de flujo recibida por la batería WH1 se estima como:

$$h_{in}^{WH2} = \frac{(h^{WH1}\dot{m}^{WH1} + IA\eta)}{\dot{m}_{in}^{WH2}} \quad (35)$$

Siendo I la irradiancia recibida en unidades de $[W m^{-2}]$, A el área total de la batería en $[m^2]$ y η la eficiencia térmica global de la batería evaluada. Para el caso de la siguiente batería la energía de entrada corresponde a la salida de la primera y es incrementada mediante el ingreso de la energía solar incidente. Dado que el flujo másico de entrada es igual al de salida de cada batería, la energía de flujo que sale de la segunda batería es calculada como:

$$h_{out}^{WH2} = h_{in}^{WH2} + \frac{IA\eta}{\dot{m}_{out}^{WH2}} \quad (36)$$

De esta misma manera se calcula la energía del flujo de entrada al segundo ramal como:

$$h_{in}^{WH4} = h^{WH3} + \frac{IA\eta}{\dot{m}_{in}^{WH4}} \quad (37)$$

Por su parte, la energía del flujo contenida en la salida del ramal se estima como:

$$h_{out}^{WH4} = h_{in}^{WH4} + \frac{IA\eta}{\dot{m}_{out}^{WH4}} \quad (38)$$

Siendo el producto de la irradiancia y el área igual en cada caso de la batería, la única diferencia radica en la eficiencia según la cubierta de vidrio, el flujo y la temperatura de entrada a cada batería.

3.2.3.4 Balance de materia y energía en el mezclador M11

La entrada al mezclador es la unión de los ramales principales del sistema de calentamiento solar de tal manera que la suma de los flujos de entrada da como resultado la salida del mezclador, por lo tanto:

$$h_{out}^{WH4} = h_{in}^{WH4} + \frac{IA\eta}{\dot{m}_{out}^{WH4}} \quad (39)$$

De esta manera, su balance de energía queda expresado como:

$$\dot{m}_{out}^{WH2} h_{out}^{WH2} + \dot{m}_{out}^{WH4} h_{out}^{WH4} = \dot{m}^{M11} h^{M11} \quad (40)$$

Siendo h^{M11} la energía de flujo que se integra al recipiente V1

3.2.3.5 Balance de energía en el recipiente V1

El recipiente V1 es un termotanque de tipo atmosférico con una capacidad de hasta 1,100 litros de agua. Está equipado con un revestimiento de aislamiento térmico

de fibra de vidrio de 3 pulgadas de espesor y es capaz de almacenar agua a temperaturas hasta de 90°C. De acuerdo con mediciones en la planta, se estima una pérdida promedio de calor de 1.5 kW cuando contiene 2,000 litros de agua. Según datos reales, puede suministrar de manera autónoma desde su tanque de almacenamiento una potencia promedio de 20 kW durante un período de 3 horas, con temperaturas entre 47 °C y 67 °C. Asimismo, durante los períodos de máxima radiación, que ocurren entre las 11:00 y las 15:00 horas, la capacidad de recuperación acorde a la superficie de captación instalada es de 13.5 kW.

De acuerdo con el diagrama de la Figura 5, el recipiente recibe 2 flujos de agua en la cantidad \dot{m}_{in}^{V1} y \dot{m}^{M11} mientras que salen flujos en la cantidad \dot{m}^{P2} y \dot{m}_{out}^{V1} . Dado que se trata de un circuito cerrado y no se consideran las pérdidas de agua por evaporación, la masa de agua dentro del tanque se mantiene constante con respecto al tiempo. De esta manera, el balance de masa del recipiente se calcula de la siguiente manera:

$$\left(\dot{m}_{in}^{V1} + \dot{m}^{M11}\right)_{in} = \left(\dot{m}^{P2} + \dot{m}_{out}^{V1}\right)_{out} \quad (41)$$

Por su parte, el balance de energía para el recipiente V1 se formula a continuación:

$$\frac{dE^{V1}}{dt} = \left(\dot{m}_{in}^{V1} h_{in}^{V1} + \dot{m}^{M11} h^{M11}\right)_{in} - \left(\dot{m}^{P2} h^{P2} + \dot{m}_{out}^{V1} h_{out}^{V1} + \dot{Q}_{loss}\right)_{out} \quad (42)$$

donde h_{in}^{V1} es la entalpía a la entrada al tanque de almacenamiento V1, \dot{m}^{M11} y h^{M11} son el flujo másico y la entalpía a la entrada del mezclador M11 respectivamente. Por su parte \dot{m}^{P2} y h^{P2} representan el flujo másico y la entalpía a la salida de la bomba P2 mientras que \dot{m}_{out}^{V1} y h_{out}^{V1} son el flujo másico y la entalpía a la salida del tanque de

almacenamiento V1 respectivamente. Por último, \dot{Q}_{loss}^{V1} representa la pérdida de energía por transferencia de calor en el tanque de almacenamiento V1.

3.3 Parámetros de evaluación energética – ambiental de la planta

El estudio del consumo energético de una planta resulta de principal importancia, pues entre sus principales indicadores permite mostrar el desempeño con el que se lleva a cabo un proceso. De esta manera, es posible abordar comparaciones y evaluaciones económicas que permiten justificar la incorporación de nuevas tecnologías e innovadoras formas de operar los equipos. La manera más común de evaluar el desempeño de una planta deshidratadora consiste en la comparación entre la energía necesaria para evaporar el agua de los productos procesados y la energía que se requirió para llevar a cabo este proceso, matemáticamente puede expresarse como:

$$\eta = \frac{\text{energía de evaporación}}{\text{energía necesaria para el proceso}} = \frac{m_w h_w}{\dot{W}^{B1} \Delta t + Q^{H1} + I} \quad (43)$$

Siendo m_w la masa de agua evaporada, h_w la entalpía de cambio de estado, \dot{W}^{B1} la potencia del inductor de flujo, Δt es el tiempo de operación del inductor de flujo hasta alcanzar la humedad deseada, Q^{H1} es el calor auxiliar invertido a lo largo del tiempo del proceso e I es la irradiación recibida en ese mismo periodo temporal.

Adicionalmente es posible plantear un indicador más, denominado como tasa específica de remoción de humedad SMER, por sus siglas en inglés “Specific Moisture Extraction Rate” [43]. Se calcula como la cantidad de agua evaporada por unidad de energía consumida como:

$$SMER = \frac{\text{masa de agua}}{\text{energía necesaria para proceso}} = \frac{m_w}{\dot{W}^{B1} \Delta t + Q^{H1} + I} \quad (44)$$

Las unidades del *SMER* son kg de agua por cada kWh, y a su inverso se le conoce como consumo específico de energía o SEC por sus siglas en inglés “Specific Energy Consumption” cuyas unidades son kWh por cada kg de agua evaporado.

Para calcular el costo del secado es posible considerar cuatro factores: (1) la materia prima o producto a deshidratar; (2) la mano de obra encargada de seleccionar, pelar, rebanar, colocar, desmontar y empaquetar el producto; (3) la depreciación de la planta, y finalmente, (4) la energía requerida para llevar a cabo el proceso. Respecto a la materia prima, sus costos dependen del producto que será deshidratado, mientras que los costos de mano de obra se estiman en alrededor de 161 USD · lote⁻¹. En cuanto a la energía suministrada para la planta de deshidratación dos son térmicas y una eléctrica. Las fuentes térmicas elevan la temperatura del aire a condiciones de proceso, mientras que la energía eléctrica alimenta el ventilador encargado de mover el aire que es calentado y posteriormente entrará en contacto con el producto a deshidratar.

La potencia térmica que es empleada para el proceso se estima mediante la determinación de la temperatura de deshidratación. En el caso de la planta evaluada, la primera contribución energética proviene de la batería de calentadores solares de aire cuyo aporte se estima de acuerdo con la ecuación (10). En caso de que la potencia sea insuficiente para alcanzar la temperatura de proceso, el calentador de gas LP aportará lo restante de acuerdo con la ecuación (13). De esta manera:

$$\dot{Q}_{therm} = \dot{Q}^{AH} + \dot{Q}^{HI} \quad (45)$$

La energía térmica de cada fuente se obtiene mediante la integración de la potencia térmica $\dot{Q}^{HI}(t)$ en el tiempo que dure el proceso (t_p) considerando periodos (Δt) de 6 minutos en los cuales se considera que la potencia térmica permanece constante.

$$Q^{AH} = \sum_{t=0}^{t_p} \dot{Q}^{AH}(t) \cdot \Delta t \quad (46)$$

$$Q^{GLP} = \sum_{t=0}^{t_p} \dot{Q}^{GLP}(t) \cdot \Delta t \quad (47)$$

Por su parte, la potencia eléctrica, depende únicamente del motor usado por el ventilador que, para el caso estudiado, la potencia es de 3 HP (\dot{E}_B). Considerando que su operación es constante durante todo el proceso, la energía consumida (E_B) resulta del producto de la potencia del motor por el tiempo del proceso (t_p).

$$E_B = \dot{E}_B \cdot t_p \quad (48)$$

Usando las ecuaciones (46) y (47), es posible determinar los costos de energía de cada fuente usando una tarifa correspondiente. De esta manera, el costo de la energía eléctrica (C_{elect}) se estima con una tarifa del Sector Eléctrico Mexicano denominado como GDMTO por sus siglas en español Gran Demanda Mediana Tensión que corresponde en 2022 a $0.088\text{USD}\cdot\text{kWh}^{-1}$ o $0.32\text{USD}\cdot\text{MJ}^{-1}$. Por su parte, si es ocupado gas LP como elemento de calentamiento auxiliar la tarifa (C_{GLP}) se estima en $0.046\text{USD}\cdot\text{MJ}^{-1}$. Finalmente, y de acuerdo con organismos nacionales e internacionales se calcula que el costo de uso de energía solar térmica (C_{solar}) en México es de aproximadamente $0.0089\text{USD}\cdot\text{MJ}^{-1}$ cuando se considera el costo de

inversión, operación y mantenimiento de los equipos. De esta manera, el costo de la energía puede estimarse como:

$$C_{TOTAL} = C_{elect} E_B + C_{GLP} Q^{GLP} + C_{solar} Q^{AH} \quad (49)$$

Adicionalmente, es posible estimar la cantidad de gases contaminantes generados durante el proceso, cuando se establece un factor de emisiones. De acuerdo con el Instituto Nacional de Ecología y Cambio Climático se estima un factor de emisión (F_{GLP}) de 0.065 kg CO₂·MJ⁻¹ por combustión de gas LP [66]. Por su parte, según el registro nacional de emisiones se estima que el factor de emisiones por uso de energía eléctrica (F_{elect}) para 2022 fue de 0.435 kg CO₂·kWh⁻¹ y para 2023 0.438 kg CO₂·kWh⁻¹. Por lo anterior, las emisiones generadas por cada lote pueden estimarse como:

$$E_{TOTAL} = F_{elect} E_B + F_{GLP} Q^{GLP} \quad (50)$$

3.4 Cálculo de propiedades

Para el cálculo de los balances de masa y energía, resulta necesario el uso de ecuaciones de estado y relaciones semi empíricas que permiten obtener las propiedades físicas y termodinámicas de los fluidos de trabajo que intervienen en el proceso. Por lo anterior, se presentan los cálculos realizados para la estimación de las propiedades termodinámicas empleadas.

3.4.1 Calores específicos variables

El calor específico se define como la cantidad de energía necesaria para elevar en un grado la temperatura de una masa unitaria de una sustancia. Aunque esta propiedad cambia con la temperatura, para su cálculo, es posible considerar calores específicos constantes, al suponer que el valor de la propiedad varía ligeramente

dentro del rango de operación. Otra manera de abordarlo es mediante el uso de polinomios que reflejan la influencia de la temperatura en el cálculo de dicha propiedad. Para este trabajo se recurrió al uso de polinomios de tercer orden cuya expresión matemática se presenta como:

$$\bar{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (51)$$

Donde \bar{C}_p es el calor específico molar a presión constante en $\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, a , b , c y d son constantes particulares para cada fluido de trabajo, y T es la temperatura absoluta de operación en K. Para el caso del agua, el valor de las constantes utilizadas fue; $a = 32.24$; $b = 0.1923 \times 10^{-2}$; $c = 1.055 \times 10^{-5}$; $d = -3.595 \times 10^{-9}$ considerando una masa molar de $18.015 \text{ kg}\cdot\text{kmol}^{-1}$. Por su parte, el cálculo del calor específico para el aire toma como constantes $a = 28.11$; $b = 0.1967 \times 10^{-2}$, $c = 0.4802 \times 10^{-5}$, $d = -1.966 \times 10^{-9}$ con masa molar de $28.97 \text{ kg}\cdot\text{kmol}^{-1}$.

3.4.2 Presión de saturación

La presión de saturación es la presión a la que una sustancia comienza su proceso de cambio de fase y obtiene un valor particular para cada condición de temperatura a la que la sustancia se encuentre sujeta. De acuerdo con el criterio de equilibrio de fases, se expresa que la presión de vapor del agua líquida que se encuentra en el aire atmosférico es igual a la presión de saturación a la temperatura del agua [63]. En el análisis de procesos de psicrometría, la presión de saturación permite calcular la presión de vapor que es la fuerza impulsora durante los procesos de humidificación y deshumidificación. Una manera de calcular la presión de saturación en kPa es mediante la ecuación de Antoine expresada como:

$$P_{sat} = e^{A - \frac{B}{T+C}} \quad (52)$$

Para el caso del agua, la constante $A = 16.3872$, $B = 3,885.7$, $C = 230.17$ y T es la temperatura expresada en Celsius [67]. Una vez calculada la presión de saturación, es posible determinar la presión de vapor en el aire mediante el producto con la humedad relativa como:

$$P_v = P_{sat} \phi \quad (53)$$

Siendo ϕ la humedad relativa expresada en términos de porcentaje.

3.4.3 Humedad relativa y específica

La humedad relativa es una propiedad que describe la relación entre la cantidad de masa de vapor que se encuentra presente en una corriente de aire (m_v), respecto a la cantidad total de masa de vapor de agua que puede en total contener la corriente de aire (m_g). También puede expresarse en términos de la presión de vapor y la presión de saturación como:

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{\frac{P_v V}{R_v T}}{\frac{P_g V}{R_v T}} = \frac{P_v}{P_g} \quad (54)$$

Siendo P_g la presión de saturación, R_v la constante del vapor de agua, V el volumen que ocupa, y T la temperatura a la que está sujeto.

Otra propiedad de interés es la cantidad de agua respecto a la cantidad de aire. A esta propiedad se le conoce como humedad específica o absoluta que matemáticamente se expresa como:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = \frac{P_v / 0.4615}{P_a / 0.287} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} \quad (55)$$

Donde P_a es la presión parcial del aire, y de acuerdo con la Ley de Dalton $P_a = P_{atm} - P_v$, siendo P_{atm} la presión atmosférica del sitio.

3.4.4 Densidad de la mezcla aire – agua

La densidad de un fluido se conoce como la relación entre la masa del fluido por unidad de volumen (en unidades del SI $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) que, para sustancias puras, su recíproco es simplemente el volumen específico. Para el caso de las mezclas de gases, el volumen específico puede calcularse mediante la siguiente relación [68]:

$$v = \left(\frac{1}{M_g} + \frac{\omega}{M_v} \right) \frac{RT}{P} \quad (56)$$

Siendo M_g la masa molecular del gas y M_v la masa molecular para este caso del aire y agua respectivamente. Por su parte ω , R , T y P corresponden a la humedad absoluta, la constante del gas aire, la temperatura y la presión respectivamente.

Dado que el aire atmosférico puede considerarse como una mezcla de gas aire y vapor de agua, la densidad se obtiene de la relación total de la masa, respecto al volumen total [69] como:

$$\rho = \frac{1}{v} (1 + \omega) \quad (57)$$

3.4.5 Temperatura de bulbo húmedo

La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura que se obtiene al evaporar una cantidad de agua en una superficie, hacia una corriente de aire que no se encuentra saturada. Al realizar un balance de masa y energía sobre la superficie húmeda es posible obtener la siguiente relación:

$$P_w - P_v = \frac{h_c}{k_g M_v \lambda_w} (T - T_w) \quad (58)$$

Siendo P_w la presión de vapor de líquido a la temperatura de bulbo húmedo, P_v es la presión parcial de vapor, h_c es el coeficiente de convección líquido-gas, k_g es el coeficiente de transporte de materia, tomando como potencial de difusión la presión de vapor. Además, M_v es la masa molar del vapor, λ_w el calor latente de vaporización del líquido a la temperatura húmeda, T es la temperatura de la masa gaseosa y T_w la temperatura de bulbo húmedo. Para el caso de la mezcla de aire-agua, el coeficiente

$\frac{h_c}{k_g M_v \lambda_w}$ vale aproximadamente 0.55 [70], por lo que la ecuación anterior se reduce

a:

$$P_w - P_v = 0.55(T - T_w) \quad (59)$$

3.4.6 Cálculo de error en las propiedades

Con el fin de validar las subrutinas realizadas para el cálculo de propiedades, se compararon los valores mediante el cálculo del error. Para ello se consideró como valor real, el valor de la propiedad obtenida con un software comercial. Para el cálculo de las propiedades de mezcla, EES utiliza subrutinas de aire y vapor de agua tomados de "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H2O

from 173.15 K to 473.15 K, ASHRAE Transactions, Part 2A Paper 2793 (RP-216) (1983). Las propiedades de mezcla agua – aire son calculadas suponiendo comportamiento de gas ideal usando las relaciones propuestas en el Capítulo 1 2009 del Manual de Fundamentos de la ASHRAE. Dichas correlaciones se encuentran formuladas para usarse a temperaturas menores a los 100°C [71].

De esta manera, tanto las subrutinas desarrolladas, como las ocupadas por el software comercial EES fueron comparadas haciendo cálculos de errores y la norma euclidiana definidos respectivamente como:

$$error = V_{EES} - V_{Sub} \quad (60)$$

$$|e| = \sqrt{\sum_{i=1}^n error_i^2} \quad (61)$$

Para el cálculo de los errores, se realizó una variación de 5°C desde 25 a 100°C con humedades relativas entre 20 y 80%. Los errores máximos y normas obtenidos para cada propiedad, son resumidos en la Tabla 4:

TABLA 4 RESUMEN DE ERRORES EN EL CÁLCULO DE PROPIEDADES ENTRE EES Y LAS SUBRUTINAS PROGRAMADAS

Propiedad	Error máximo	Norma Euclidiana
Humedad específica	0.62%	0.0055
Presión de saturación	0.58%	0.1790
Entalpía de agua saturada	0.56%	30.7774

Entalpía de aire húmedo	0.50%	10.921
Calor Específico de aire	0.42%	0.00915
Densidad de aire húmedo	0.14%	0.0094
Temperatura de bulbo húmedo	0.40%	0.4604

3.5 Resolución del algoritmo de simulación

La programación del modelo matemático consiste en la ejecución de 4 subrutinas que mediante programación orientada a objetos permiten la resolución de módulos de simulación individuales y por ende su análisis particular (Figura 6).

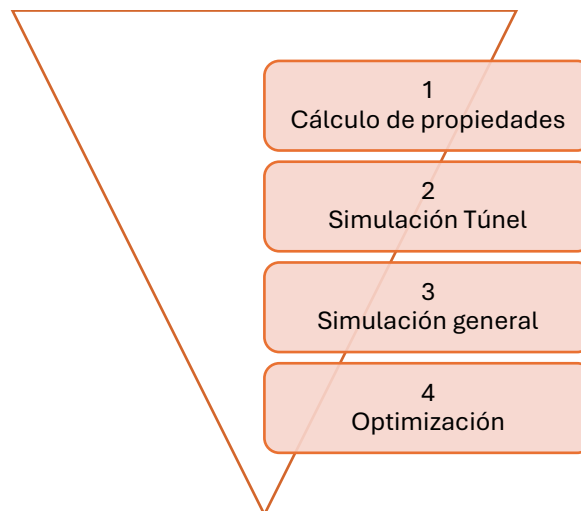


FIGURA 6 ESTRUCTURA DE LA PROGRAMACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO DEL TÚNEL

Desde una perspectiva gráfica, el primer módulo, denominado como “Cálculo de propiedades” estima las propiedades físicas y termodinámicas de los fluidos de trabajo empleados. Para este caso la mezcla de aire – agua, forma parte importante de la simulación del proceso y su posterior análisis. Dicho módulo está formado por subrutinas para cada propiedad tal como calor específico, entalpía, densidad, o incluso propiedades psicrométricas como la temperatura de bulbo húmedo y

humedad específica además de la absoluta. Como fue mencionado, las propiedades programadas, fueron comparadas con las obtenidas en el software comercial EES cuyas correlaciones han sido validadas bajo los más altos estándares en el cálculo de propiedades de fluidos.

Por su parte, acorde a la Figura 6, se aborda el cálculo de la subrutina de evaluación del túnel de deshidratación con el que se determina la dinámica del sistema bajo condiciones ambiente variables. Internamente el módulo del túnel se compone de dos partes, una relacionada con la entrada de datos, y otra de la resolución del comportamiento temporal al interior del túnel. Respecto a la entrada de datos, el módulo recaba información sobre las condiciones de entrada del aire; la cantidad de producto y características como el área efectiva, calor específico, coeficiente de convección y tipo de cinética de secado; las características de los gabinetes, superficies de contacto, coeficientes de intercambio de calor. Posteriormente, se llama a la subrutina de resolución que recibe la información anterior para alimentar las 4 ecuaciones diferenciales que modelan el comportamiento de los gabinetes, el aire y el producto al interior del túnel. Los modelos están basados en el balance de masa y de energía para el producto, los gabinetes y el aire. Para este caso, una herramienta de la familia ODE de Matlab resuelve el problema mediante el método numérico de Runge Kutta de 2 y 3er orden con el uso de la función `ode23tb`. Esta función se enfoca en la resolución de sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias de tipo rígido mediante el uso de la regla del trapecio y la fórmula de discretización hacia atrás. De la resolución, es posible obtener la información de contenido de humedad en base seca del producto, temperatura de aire a la salida del túnel, temperatura del producto, temperatura de los gabinetes, así como masa de agua evaporada, flujo volumétrico velocidad de aire, y comportamiento de la temperatura de bulbo húmedo.

A la par, y como base de cálculo para la estimación de las condiciones que ingresan al túnel, se ejecuta la subrutina de cálculos generales. Se encuentra estructurada para resolver de manera secuencial un conjunto de ecuaciones algebraicas que son parte de balances de masa y energía por unidad de tiempo en los equipos que conforman los subsistemas de la planta de deshidratación. Los datos de entrada a este módulo se resumen en la tabla 5.

En esta parte del algoritmo, es posible seleccionar la forma en la que es calculada la eficiencia de captación, por ejemplo, mediante un valor constante o bien con una correlación empírica. Adicionalmente, es posible seleccionar entre condiciones ambiente constantes y variables.

TABLA 5 DESCRIPCIÓN DE LAS VARIABLES DE ENTRADA AL SIMULADOR

VARIABLES DE ENTRADA	DESCRIPCIÓN DE LA VARIABLE
Tiempo total de simulación	Tiempo máximo en horas que será evaluado el proceso de deshidratación
Tiempo inicial de recirculación	Tiempo en el que da inicio el periodo de recirculación de aire en la sección del túnel de secado
Tiempo final de recirculación	Tiempo en el que termina el periodo de recirculación de aire en la sección del túnel de secado
Relación de división de flujo en D1	Porcentaje de división de flujo hacia el intercambiador o paso directo hacia el mezclador M8
Relación de división de flujo en D2	Porcentaje de división de flujo de recirculación en el circuito del túnel de secado

Flujo másico de aire	Flujo de aire en la batería de captadores solares para calentamiento de aire
Paso temporal	Discretización temporal para simulación
Temperatura máxima en captadores	Límite máximo que puede alcanzarse en los captadores aun cuando el flujo en ellos es el mínimo
Temperatura inicial de objetos en el túnel	Condición inicial que establece la temperatura del producto, gabinetes y aire al interior del túnel

Para el caso de las variables, es posible introducir archivos externos adquiridos mediante una estación meteorológica para modelar la planta bajo circunstancias reales. La subrutina de cálculo de condiciones reales toma los datos discretos del archivo externo e interpola entre los más cercanos para los valores de tiempo en la simulación. La irradiancia permite el cálculo de la energía ganada en los sistemas de captación, y a su vez es parte fundamental del desempeño del sistema para una posterior optimización. La humedad relativa establece la cantidad de agua presente en la corriente de aire y el potencial de arrastre de agua por el aire, y es una propiedad fundamental en el cálculo de la presión de vapor que determina la difusión interfacial agua en superficie de producto – aire. Ambas propiedades son ejemplo del potencial de uso de condiciones ambiente variables para la simulación de sistemas energéticos solares, en este caso aplicadas al proceso de deshidratación.

Posteriormente, se llevan a cabo los balances de masa y energía como se describe en la sección del modelo matemático. Primeramente, el aire es calentado en los captadores solares y sus corrientes se mezclan desde M1 a M7. La masa de aire se puede mezclar con la corriente de recirculación proveniente de la salida del túnel de deshidratación en M9. Una vez dada la mezcla, continúa su recorrido hacia el primer divisor D1, que permite el paso total o parcial hacia el intercambiador o paso directo hacia el mezclador M8. En el intercambiador de calor, se transfiere energía desde un

sistema auxiliar cuya función es brindar energía suplementaria para alcanzar las condiciones mínimas necesarias para una adecuada eliminación de la humedad en el producto. Al terminar su paso por esta sección, la corriente se mezcla en M8, que es la corriente que ingresa al túnel de secado. Es aquí en donde la subrutina del túnel toma las condiciones y con ello resuelve el sistema de ecuaciones diferenciales descrito anteriormente. A la salida de esta subrutina, se cuenta con información del comportamiento térmico en el túnel y el contenido de humedad en el producto. En paralelo se determina la humedad que es añadida a la corriente de aire, lo cual permite definir en qué momento es idóneo llevar a cabo la recirculación de aire. Lo anterior, ligado a que un aire saturado de humedad no propicia una tasa de deshidratación elevada. Del mismo análisis anterior, es posible determinar en qué momento finalizar la recirculación de aire. La división de la corriente de recirculación se establece mediante una relación porcentual en el divisor D2. Es importante señalar que el circulador de aire es un Inductor de flujo centrífugo radial de flujo de hasta $4,300 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ a descarga plena con un motor de 3 HP. Al considerar un flujo constante del total de aire manejado se considera porcentualmente una parte para la sección de recirculación y otra para la renovación de aire. Por lo anterior, al crecer la relación de recirculación, se disminuye el flujo de renovación y viceversa. Durante los tiempos de recirculación, y para evitar la resolución simultánea del conjunto de ecuaciones algebraicas y diferenciales que describen el modelo de la planta y el túnel, se asume que el primer instante de tiempo en la simulación alimenta el siguiente, donde es tomado en cuenta. En otras palabras, la corriente de recirculación toma los valores del tiempo anterior de la simulación en la corriente de D2, evitando así una resolución simultánea del sistema de ecuaciones.

Los pasos anteriores permiten simular por completo el comportamiento de la planta deshidratadora, por lo que, mediante la variación de parámetros y la construcción de superficies de comportamiento, es posible evaluar bajo qué

circunstancias la planta opera de manera óptima. Finalmente, se corroboró la utilidad práctica del modelo bajo diferentes escenarios evaluando el impacto de los elementos relacionados con el túnel, los caudales de aire de secado y la temperatura mínima del aire de secado sobre el proceso.

El modelo matemático desarrollado para la planta deshidratadora de productos agroindustriales tiene como objetivo evaluar el comportamiento energético y ambiental del proceso de deshidratación, considerando distintas estrategias operativas. Para validar su precisión, se utilizaron pruebas experimentales en la planta deshidratadora de Xochitepec, durante un proceso de deshidratación de piña. Durante el proceso experimental, fueron registrados datos clave, como la temperatura del aire, la humedad relativa y el contenido de humedad del producto. Estos datos permitieron contrastar las predicciones del modelo con los resultados experimentales, ajustando parámetros cruciales del modelo como la velocidad de secado, la eficiencia energética y el costo específico de operación. Este enfoque teórico-experimental permitió no solo verificar la exactitud del modelo, sino también identificar las variables más influyentes en el proceso de deshidratación, como la temperatura de entrada del aire y la relación de recirculación, optimizando el rendimiento del sistema.

CAPÍTULO IV: VALIDACIÓN DEL MODELO Y RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN

4.1 Validación del modelo matemático

Para validar el modelo integral se utilizó el proceso de deshidratación de piña con energía solar como única fuente de energía. Utilizamos datos experimentales ya publicados y obtenidos en la planta objeto de estudio [60]. Para la validación del modelo consideramos tres variables clave: La temperatura del aire a la salida del mezclador M7 (T_{out}^{M7}), la relación de humedad del producto (XR) y el perfil de temperatura a lo largo del tiempo en el túnel ($T_{out}^{M8}, T_{out}^{DH1}$). En el modelo, estas variables se describen mediante las Ecs. (19) y la Ecuación (22) T_{out}^{M7} es significativa porque da cuenta de la contribución de la energía solar al proceso de deshidratación, mientras que XR es la variable principal que describe la deshidratación del producto. La interacción entre la energía recibida y la deshidratación del producto se observa en el perfil de temperatura a lo largo del tiempo entrando en T_{out}^{M7} y saliendo en T_{out}^{DH1} del túnel.

La solución numérica del modelo integral se realizó en Matlab® (2021a). La solución del modelo algebraico de los componentes generales se obtuvo secuencialmente, siguiendo el diagrama de flujo de la Figura 4. La solución secuencial comienza con las baterías AH1 - AH8, continúa con los mezcladores M1 - M7, el divisor D1, el intercambiador de calor HE1 y termina con el mezclador M8. Según nuestra hipótesis de estado estacionario, la solución del mezclador M8 permanece constante durante todo el intervalo de 6 minutos.

Estos resultados obtenidos se utilizan como entrada para el modelo dinámico del túnel, que se estimó utilizando el solver incorporado ode23tb de Matlab® [43].

4.1.1 Validación de la energía solar captada por las baterías

Según el modelo propuesto, la temperatura del aire a través del mezclador M7 cambia al variar la irradiancia, la temperatura ambiente y la humedad de la zona. Para validar la descripción de este modelo, comparamos la temperatura medida in situ ($T_{out,exp}^{M7}$) [60] con la temperatura simulada utilizando el modelo y los registros de irradiancia ($T_{out,sim}^{M7}$) así como las Ecs. (7)-(17) y (18)-(19).

Los datos de irradiancia en la ubicación de la planta y la temperatura $T_{out,exp}^{M7}$ se registraron el 10 de junio de 2021, de 11:00 a 17:00h. Las mediciones de irradiancia y las temperaturas registradas, así como las calculadas, se muestran en la Figura 7.

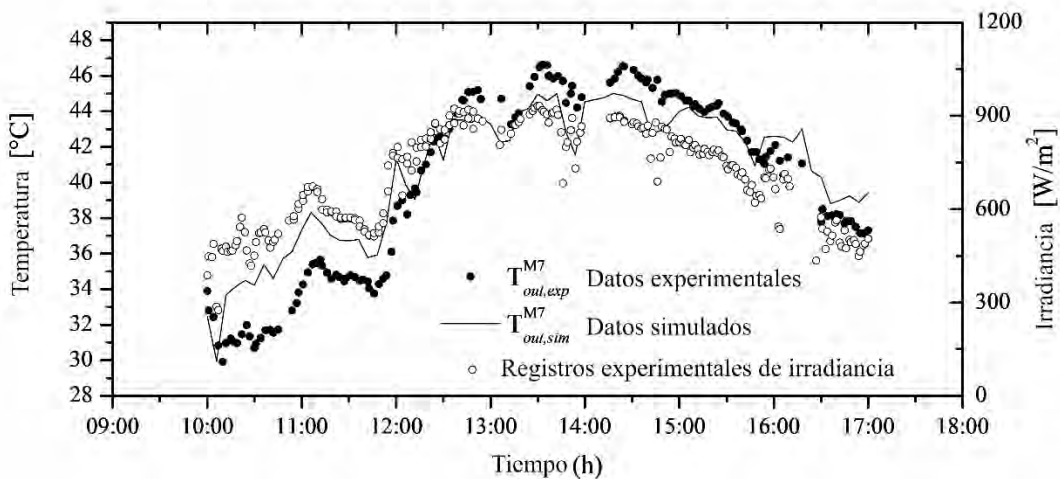


FIGURA 7 COMPARACIÓN ENTRE LOS REGISTROS SIMULADOS Y EXPERIMENTALES DE LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DE LAS BATERÍAS SOLARES PARA CALENTAMIENTO DE AIRE (T_{out}^{M7}). LAS MEDIDAS DE IRRADIANCIA IN SITU DEL 10 DE JUNIO DE 2021, DE 10:00 A 17:00H, UTILIZADAS PARA LAS SIMULACIONES, TAMBIÉN SE MUESTRAN.

Como puede observarse, la temperatura calculada sigue la tendencia de la irradiancia. La diferencia máxima de temperatura entre $T_{out,exp}^{M7}$ y $T_{out,sim}^{M7}$ fue de 4°C,

mientras que el error relativo medio fue del 5% calculado con temperaturas en °C. Estos resultados muestran que el modelo propuesto reproduce con fiabilidad la energía solar captada por la planta. Nótese que la tasa de flujo de aire en el mezclador M7 se fijó en 1.03 [kg s⁻¹] para las simulaciones, lo que coincide con el valor medido in situ.

4.1.2 Validación del modelo de deshidratación del producto

El modelo de deshidratador tipo túnel integra la energía captada por las baterías y el proceso de secado. Esto puede observarse por la relación entre la temperatura del aire y la proporción de humedad. Para validar el modelo del secador túnel, simulamos el proceso de deshidratación de piña previamente reportado por nuestro grupo de investigación [60] con XR como variable evaluada.

Cabe señalar que el modelo de secador de túnel requiere una constante cinética de secado para el producto. Dado que en la bibliografía no se dispone de una constante cinética para la piña, la hemos obtenido ajustando un modelo exponencial a los datos reales del proceso de deshidratación [60] siguiendo el mismo comportamiento de temperatura que los experimentos reportados en la literatura [23]. La constante cinética para el proceso de secado de la piña en la planta se calculó mediante la Ecuación (62) como:

$$k = 3.7123 \times 10^{-5} + 6.5387 \times 10^{-6} \exp^{(0.0296 * T_{air})} \quad (62)$$

Cabe destacar que los valores del modelo de constante cinética son comparables en magnitud en unidades de s⁻¹ y siguen el mismo comportamiento que en los experimentos rondando valores cercanos a 1x10⁻³ [17], [72].

La comparación entre la relación de humedad experimental (XR_{exp}) y la relación de humedad simulada (XR_{sim}) se muestra en la Figura 8. XR_{exp} se calculó utilizando la

Ecuación (22) y los datos de [60], mientras que XR_{sim} se determinó utilizando la misma ecuación y la humedad del producto (X) a partir de la solución del modelo del secador de túnel. El modelo predice con fiabilidad el proceso de deshidratación de la piña, ya que la diferencia máxima entre XR_{exp} y XR_{sim} fue del 7%, mientras que el error relativo medio fue del 4%.

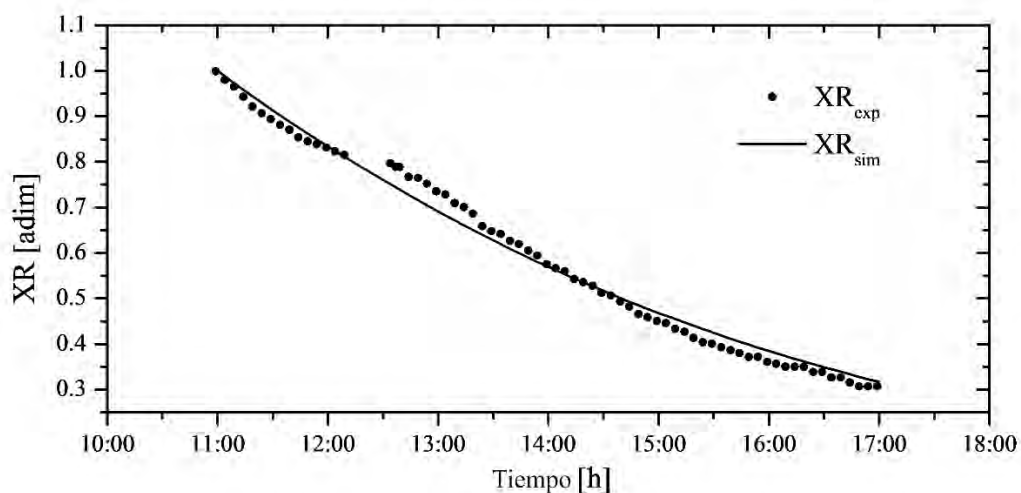


FIGURA 8 COMPARACIÓN ENTRE LA RELACIÓN DE HUMEDAD SIMULADA Y EXPERIMENTAL (XR).

EL CAUDAL MÁSSICO DEL MEZCLADOR M7 FUE DE $1.03 \text{ [KG}\cdot\text{S}^{-1}\text{]}$ CON UNA TASA DE INFILTRACIÓN DEL 20% CON LAS CONDICIONES AMBIENTALES DEL 10 DE JUNIO DE 2021, DE 11:00 A 17:00H

4.1.3 Validación del modelo integral

El modelo del secador de túnel es un conjunto de cuatro ecuaciones diferenciales ordinarias que utiliza las variables procedentes del modelo de componentes generales como condiciones iniciales. El sistema de ecuaciones está acoplado principalmente por la temperatura del aire en el interior del túnel. Esta temperatura es el resultado del intercambio de calor y masa con el producto y las corrientes que entran y salen del túnel, tal como se describe en la Ecuación (27). Dado

que el túnel no tiene almacenamiento de masa de aire y se supone que dentro del túnel la temperatura es homogénea (es decir, el aire se encuentra perfectamente mezclado), puede suponerse que la temperatura del aire a la salida del túnel es la misma que la calculada en el interior del túnel. En consecuencia, el aire de salida del túnel refleja la interacción entre los componentes de toda la planta. Por este motivo, denominamos validación del modelo integral a la comparación entre los datos experimentales y simulados de la temperatura del aire que entra (T_{out}^{M8}) y sale (T_{out}^{DH1}) del túnel secador.

Las entradas de simulación para el modelo de componentes generales fueron la temperatura ambiente, la humedad relativa ambiente y la irradiancia registrada el 10 de junio de 2021 [60]. Para la simulación se utilizó un flujo másico de aire de secado de $1.03 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}$ (como en el proceso de deshidratación real), y una tasa de infiltración del 20%. Las condiciones iniciales para el modelo del secador de túnel se fijaron en $4.24 \text{ [g de agua/g de masa seca]}$ de humedad del producto en base seca, y 32°C para las temperaturas del aire de secado, producto, y estantes y estructura. Sin embargo, cabe mencionar que la temperatura del aire de secado se actualiza cada 6 min, siguiendo nuestra hipótesis de estado estacionario para el modelo de componentes generales.

La comparación entre la temperatura experimental ($T_{out,exp}^{DH1}$) y la temperatura simulada del aire de salida del túnel ($T_{out,sim}^{DH1}$) se muestra en la Figura 9. $T_{out,exp}^{DH1}$ se tomó de datos experimentales [60], mientras que $T_{out,sim}^{DH1}$ se determinó utilizando la temperatura del aire (T_{air}) de la solución del modelo del secador de túnel. Además, la temperatura de entrada al túnel se presenta en la Figura 9 para mostrar la correspondencia entre la energía recogida por las baterías y la temperatura del aire de secado a partir de datos experimentales ($T_{out,exp}^{M8}$) y simulados ($T_{out,sim}^{M8}$). El modelo predice de forma fiable la dinámica térmica del túnel, ya que la diferencia máxima

entre $T_{out,exp}^{DH1}$ y $T_{out,sim}^{DH1}$ fue del 6%, mientras que el error relativo medio fue del 2%. Asimismo, la diferencia máxima entre $T_{out,exp}^{M8}$ y $T_{out,sim}^{M8}$ fue del 11%, mientras que el error relativo medio fue del 4%. En ambos casos, la diferencia de temperatura es inferior a 4 °C.

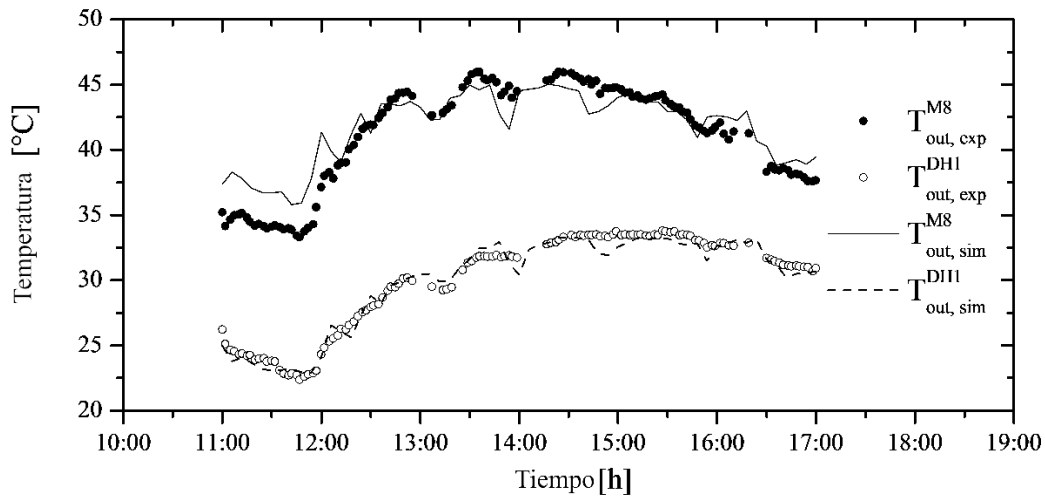


FIGURA 9 COMPARACIÓN ENTRE LOS REGISTROS SIMULADOS Y EXPERIMENTALES DE LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL SECADOR DE TÚNEL (T_{out}^{DH1}). EL CAUDAL MÁSSICO M7 UTILIZADO PARA LAS SIMULACIONES FUE DE $1.03 \text{ [KG-S}^{-1}\text{]}$, LA TASA DE INFILTRACIÓN SE FIJÓ EN EL 20% Y LAS CONDICIONES AMBIENTALES DEL 10 DE JUNIO DE 2021, DE 10:00 A 17:00H. TAMBIÉN SE MUESTRA LA TEMPERATURA DEL AIRE DE ENTRADA AL TÚNEL (T_{out}^{M8}) EN COMPARACIÓN CON LOS REGISTROS EXPERIMENTALES.

4.2 Resultados y evaluación de variables

El estudio comprende tres análisis que evalúan el impacto de los elementos relacionados con el túnel, los caudales de aire de secado y la temperatura mínima del aire de secado en el proceso de secado. A partir de los experimentos, nos preguntamos si la dinámica del precalentamiento del túnel de secado desempeña un papel en el proceso de deshidratación. Por ello, analizamos la inercia térmica del

producto y la estructura del túnel. Otra cuestión del enfoque experimental es el papel de las infiltraciones. Se trata de corrientes de aire en condiciones ambientales que entran en el túnel desde los alrededores, debido a la existencia de una contrapresión en el túnel. El producto, las estanterías y la estructura, así como las corrientes de infiltración, se denominan elementos relacionados con el túnel.

Como se describe en la Ecuación (11), la entalpía del aire de secado es inversamente proporcional al flujo másico (o caudal) de aire. Esto significa que cuanto menor sea el caudal, mayor será la energía (temperatura) de la corriente de aire y, por tanto, mayor será la tasa de deshidratación dado que la constante cinética se incrementa exponencialmente con la temperatura (véase la Ecuación (62)). Basándonos en esto, utilizamos nuestro modelo para analizar el efecto de la variación del caudal de aire de secado en el proceso de deshidratación.

En el tercer estudio se evaluó el efecto de mantener la temperatura del aire de secado por encima de un determinado valor mínimo durante el proceso de secado. El calentador HE1 suministra la energía necesaria para alcanzar el punto de consigna cuando la temperatura del aire a la salida de M7 (T_{out}^{M7}) está por debajo del mínimo. Se exploran los efectos de esta estrategia en el comportamiento de la proporción de humedad, en el tiempo de proceso y en la energía suministrada por el GLP.

Para todos los análisis, realizamos un estudio paramétrico utilizando las mismas condiciones de planta y producto que en la validación. Los parámetros correspondientes al escenario base del estudio se muestran en la Tabla 6.

TABLA 6 PARÁMETROS DE LA HIPÓTESIS DE BASE

Variable	Descripción	Valor
m_0	Peso inicial del producto	61 kg
m_i	Humedad inicial en base húmeda	81%

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

m_e	Humedad de equilibrio en base húmeda	20%
t_{\max}	Tiempo máximo de secado	10 h
\hat{m}_{out}^{M8}	Caudal másico total de aire	1.03 kg s ⁻¹
t_{step}	Tiempo de discretización	0.10 h
LT_{AH}	Límite superior de temperatura para colectores de calentamiento de aire	65°C
T_{ini}	Temperatura inicial en los componentes del túnel	25°C
P_a	Presión ambiente in situ	89.3 kPa
η	Eficiencia del colector	50%
C_{prod}	Calor específico del producto (piña)	3.5 kJ kg ⁻¹ °C ⁻¹
$A_{eff-prod}$	Área efectiva del producto	91.30 m ²
r	Relación de infiltración	20%
m_{shelf}	Peso total de los estantes y la estructura	550 kg
C_{shelf}	Calor específico de los estantes y la estructura	0.468 kg ⁻¹ °C ⁻¹

Se supuso que la temperatura, la humedad relativa y la irradiancia eran las mismas que las registradas in situ el 10 de junio de 2021.

4.2.1 Influencia de los elementos en el túnel de secado

La evolución de la temperatura a la entrada del túnel (T_{out}^{M8}) y la temperatura a la salida del túnel cuando se considera la ausencia del producto ($T_{out}^{DH1_{PROD}}$), las estructuras ($T_{out}^{DH1_{SHELF}}$), y cuando se imponen diferentes relaciones de infiltración (0% INF, 10% INF, 20% INF) se muestran en la Figura 10.

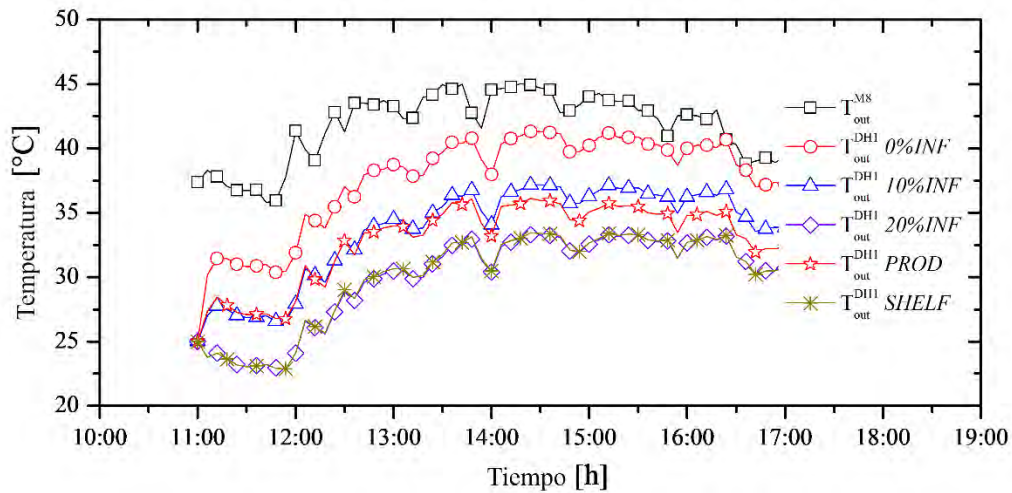


FIGURA 10 EFECTO DE LOS ELEMENTOS RELACIONADOS CON EL TÚNEL EN LA DINÁMICA TÉRMICA. SE REPRESENTA LA EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL TÚNEL DE SECADO EN AUSENCIA TANTO DEL PRODUCTO ($T_{out}^{DH1 PROD}$) Y ESTANTES Y ESTRUCTURA ($T_{out}^{DH1 SHELF}$). TAMBIÉN SE MUESTRA EL EFECTO DE DIFERENTES RELACIONES DE INFILTRACIONES (0%INF, 10%INF, 20%INF). LA SIMULACIÓN DEL ESCENARIO BASE SE REALIZA CONSIDERANDO UN 20% DE INFILTRACIONES. LA TEMPERATURA A LA ENTRADA DEL TÚNEL DE SECADO (T_{out}^{M8}) ES LA MISMA PARA TODOS LOS CASOS Y SE MUESTRA COMO REFERENCIA.

En todos los casos, los perfiles de temperatura a lo largo del tiempo a la salida del túnel presentan un comportamiento similar. Las diferencias de temperatura mínima y máxima con respecto a T_{out}^{M8} (temperatura a la entrada del túnel) se producen cuando los coeficientes de infiltración son del 0% y el 20%, respectivamente. La diferencia de temperatura entre los casos de infiltración es de unos 7 °C de media, lo que afecta la cinética de deshidratación.

La presencia de la estructura y los armarios tiene un efecto insignificante en la dinámica térmica, ya que su ausencia genera diferencias de temperatura inferiores a 1°C en comparación con el escenario base (20% INF). En cambio, la ausencia del producto genera diferencias de temperatura superiores a 2°C. Aunque la masa del producto sólo representa alrededor del 10% del peso total de la estructura y los armarios, tiene un mayor impacto en la dinámica térmica (diferencias de temperatura).

Esto puede explicarse por la mayor superficie de intercambio y la transferencia de calor más eficaz de la estructura y los armarios en comparación con el producto. Además, en el producto intervienen tanto la transferencia de calor como la de masa. A este respecto, la evaporación del agua de la superficie mantiene la temperatura de la superficie del producto cerca de la temperatura de bulbo húmedo. Esto es válido siempre que haya agua libre en la superficie del producto.

Obsérvese que la reducción de la infiltración conduce a una corriente de aire de secado más caliente, lo que, a su vez, aumenta la velocidad de secado. Según las simulaciones, alcanzar la misma proporción de humedad de 0.32 lleva 24 minutos más en el escenario (20%INF) que en el escenario (0%INF) de un proceso de 6 h. Se sugiere que la reducción de las infiltraciones podría abordarse técnicamente colocando el soplador corriente arriba del túnel de secado o desarrollando un sellado mejorado para las ranuras dentro de la cámara de secado.

4.2.2 Influencia del flujo de aire en el proceso de deshidratación

Se evalúa el impacto del caudal de aire que atraviesa los colectores solares en el proceso de deshidratación. En la Figura 11A se muestra el comportamiento de la temperatura y la humedad relativa a medida que se varía el caudal de aire desde 0.05 kg s^{-1} , es decir, el 50% del escenario base (1.03 kg s^{-1}), hasta 1.8 kg s^{-1} (70% superior al escenario base). La disminución del caudal de aire a través del colector da lugar a temperaturas de secado más altas y humedades relativas más bajas a la entrada del túnel. Esta condición es conveniente porque produce mayores tasas de deshidratación.

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

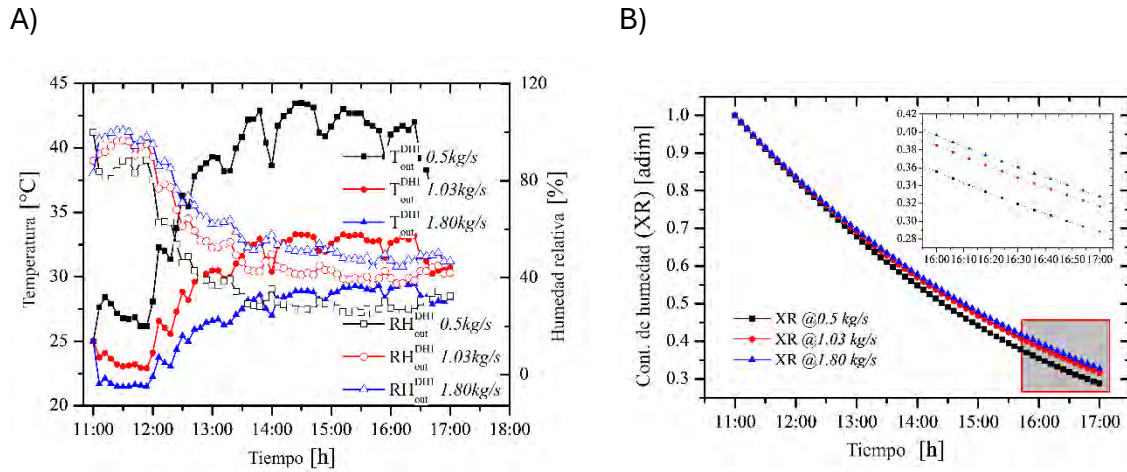


FIGURA 11 INFLUENCIA DEL CAUDAL DE MÁSIKO SOBRE A) LA TEMPERATURA DEL AIRE DE SECADO Y LA HUMEDAD RELATIVA DEL FLUJO, B) LA PROPORCIÓN DE HUMEDAD

Basándose en el comportamiento de la humedad relativa mostrado en la Figura 11A, el proceso de deshidratación puede dividirse en tres etapas: una etapa de arranque (11:00h-12:00h), una etapa de disminución exponencial (12:00h - 14:00h), y una etapa de disminución estable (14:00h - 17:00h). Durante la etapa de arranque, la humedad relativa se mantiene por encima del 80% para las tres condiciones de flujo de aire, independientemente de las variaciones de la temperatura de entrada. Esto se debe a que una cantidad significativa de agua libre se evapora al inicio del proceso, combinado con temperaturas más bajas. Durante la etapa de disminución exponencial, la humedad relativa (HR) desciende de más del 90% a alrededor del 35%. En particular, la disminución más significativa y pronunciada de la HR se produce con el caudal de aire más bajo (0.50 kg s^{-1}), mientras que con el caudal de aire más alto la reducción de la HR es menor y más lenta (1.80 kg s^{-1}). Esto se debe al aumento de la radiación solar (véase la Figura 7) y, a su vez, de la temperatura del aire de secado, así como a la reducción de la cantidad de agua libre en el producto. Finalmente, durante la etapa de disminución estable, la humedad relativa media es del 50% para el caudal de 1.80 kg s^{-1} y del 25% para el caudal de 0.50 kg s^{-1} . La razón de esta estabilidad es que

la tasa de deshidratación del producto ha disminuido porque su contenido de humedad también ha disminuido.

Obsérvese que, durante el periodo de disminución estable, es posible desarrollar una estrategia de ahorro de energía mediante la tasa de recirculación de aire. Esta estrategia tiene el potencial de reducir los tiempos de proceso y los costes asociados. Sin embargo, es necesario un análisis más profundo para evaluar las condiciones óptimas.

El proceso de deshidratación se analizó variando el flujo de aire en los calentadores solares, utilizando como parámetro la proporción de humedad del producto (XR) (Figura 11B). Se necesitó una diferencia de 40 minutos para alcanzar un contenido de humedad de 0.33 entre los dos casos extremos. Obsérvese que el impacto en la proporción de humedad es mayor cuando el caudal disminuye en un 50% que cuando aumenta en un 70% en comparación con el escenario de referencia.

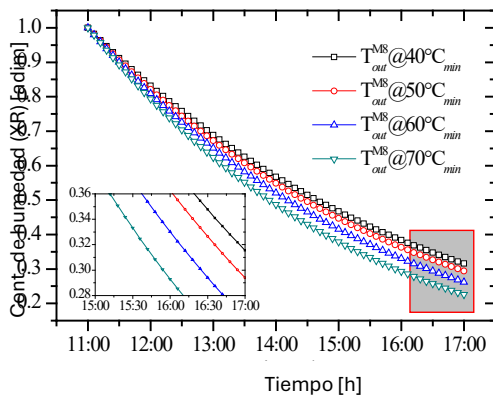
Es importante señalar que la constante cinética desarrollada sólo considera el efecto de la temperatura. Sin embargo, los efectos de la velocidad del aire y la humedad relativa desempeñan un papel, como se muestra en el trabajo de Hossain et al. de 2007 [7]. Por lo tanto, el efecto de la reducción del flujo de aire puede analizarse más profundamente utilizando una constante cinética que considere el efecto de la velocidad del aire, lo cual se realiza en el siguiente capítulo de este trabajo.

4.2.3 Influencia de la temperatura del aire de secado en el proceso de deshidratación

Se analiza la influencia de establecer una temperatura mínima de entrada al túnel de secado. Esta propuesta evalúa el uso de la planta en modo híbrido, utilizando GLP como fuente de energía auxiliar. Sólo se suministra energía cuando los calentadores solares de aire no han alcanzado la temperatura mínima establecida.

En la Figura 12A se muestra el comportamiento de la proporción de humedad a temperaturas mínimas de deshidratación comprendidas entre 40 y 70°C. La relación de humedad disminuye en mayor grado a las temperaturas más altas con tiempos de proceso más cortos como se observa en la Figura 12A. Esto se debe a que la temperatura aumenta los mecanismos de transporte interno y externo que intervienen en la cinética de secado. Establecer la temperatura mínima más elevada supone un aumento de la fuente de GLP, lo que a su vez eleva el coste del proceso (Figura 12B). Utilizando un factor de $26 \text{ MJ} \cdot \text{L}^{-1}$, el volumen de GLP calculado para la temperatura más alta es de 20.40 L por lote. En julio de 2023, el precio del GLP en México era de aproximadamente 0.60 dólares por litro [73] por lo que el costo de energía para operar el proceso a 70°C es de aproximadamente US\$12.20 por lote. Este aumento de temperatura puede reducir casi 1.5 h el tiempo para alcanzar la humedad de equilibrio. Es importante tener en cuenta que la reducción del tiempo de proceso no sólo reduce los costes de mano de obra, sino que también disminuye la energía eléctrica total necesaria para el soplador.

A)



B)

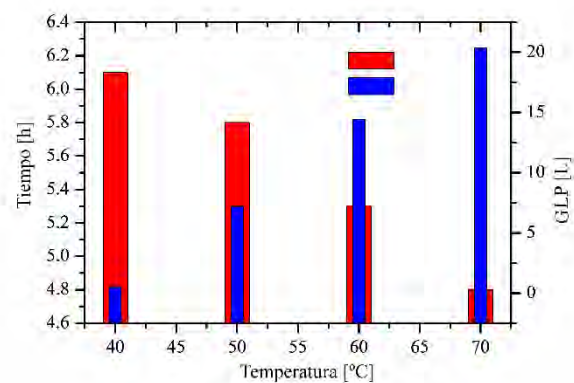


FIGURA 12 COMPORTAMIENTO DE: A) LA RELACIÓN DE HUMEDAD A DIFERENTES TEMPERATURAS MÍNIMAS A LA ENTRADA DEL TÚNEL CUANDO SE UTILIZA GLP COMO ENERGÍA COMPLEMENTARIA, B) TIEMPO DE PROCESO Y CONSUMO DE ENERGÍA DEL GLP MIENTRAS SE MANTIENE UNA TEMPERATURA MÍNIMA DE ENTRADA AL TÚNEL DE SECADO.

Una vez documentadas y evaluadas las principales variables del proceso de deshidratación en el estado actual de la planta, en el siguiente capítulo se aborda un estudio de la variación de parámetros como la temperatura de entrada al túnel, la relación de recirculación y el flujo másico del aire. El análisis se realiza por dos medios, el uso de superficies de respuesta y el algoritmo genético. Los resultados son discutidos y analizados para el proceso de deshidratación de chile rojo.

CAPÍTULO V: OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA Y AMBIENTAL DURANTE EL PROCESO DE SECADO DE CHILE

5.1 Metodología de superficies de respuesta

Como base de cálculo para los análisis presentados en este capítulo se utiliza información del producto como es el peso total del lote y su contenido inicial de humedad en base húmeda (m_h). A través del contenido de humedad base húmeda es calculado el contenido de humedad en base seca, mediante la siguiente relación:

$$M = \frac{m_h}{1 - m_h} \quad (63)$$

Adicionalmente, con el contenido de humedad base húmeda es posible determinar el contenido de agua total en el lote de producto, esto al multiplicar dicha cantidad por el peso del lote de producto fresco (w) como:

$$m_w = w m_h \quad (64)$$

Después, se calcula la masa de producto seco (m_d) mediante la siguiente ecuación:

$$m_d = \frac{m_w}{M} \quad (65)$$

Con las relaciones anteriores, se calcula la masa de agua y producto seco al inicio y al final del proceso, estableciendo el contenido de humedad deseado para concluir la deshidratación.

Una vez establecida la base de cálculo, se ejecutan ciclos de evaluación a diferentes temperaturas mínimas de operación del túnel a distintas condiciones de recirculación. De la subrutina de cálculo general y del túnel, son obtenidos: los valores de calor auxiliar (Q_{aux}); tiempo en el que se alcanzó el contenido de humedad deseado; el contenido de humedad en base seca del producto al final del proceso; la energía empleada por el Inductor de flujo de flujo de aire; y la irradiancia captada. Así mismo, es posible determinar el contenido de humedad adimensional definido por la ecuación (22).

Finalmente, se determina la eficiencia de deshidratación mediante el uso de la ecuación (43) como fue descrito anteriormente.

La información obtenida en cada ciclo es almacenada para posteriormente obtener una superficie de respuesta que permita observar el comportamiento de la planta y determinar los puntos óptimos de operación, lo cual, en el contexto de esta investigación nombramos como optimización paramétrica.

5.2 Comparación del comportamiento de la planta operando con GAS LP y en modo HÍBRIDO

En esta sección se presentan los resultados de la comparación entre el modo HÍBRIDO y EL MODO SOLO GAS LP en el proceso de deshidratación a diferentes condiciones de temperatura mínima y relación de recirculación. El análisis se basa en la simulación de un proceso de deshidratación de chile rojo, que se seleccionó debido a su cinética de amplio espectro que no solo considera los efectos de la temperatura,

sino también de la humedad relativa y la velocidad del viento en un amplio rango de las variables. Entre las ventajas de utilizar esta cinética se encuentra la posibilidad de evaluar el impacto de la recirculación de aire en términos de la saturación de humedad en la corriente de aire. Se analiza el cambio de la temperatura mínima y relación de recirculación sobre el efecto de variables clave como el uso de gas LP, contenido de humedad residual, tiempos de secado, eficiencia térmica, costos específicos y la contribución por tipo de energía.

La tabla 7 muestra las condiciones base del proceso de deshidratación del chile rojo:

TABLA 7 BASE DE CÁLCULO PARA LA SIMULACIÓN DE LA PLANTA

Variable	Descripción	Valor
W_0	Peso inicial del producto	200 kg
m_i	Contenido de humedad inicial en base húmeda	87%
m_f	Contenido de humedad final en base húmeda	8%
t_{\max}	Tiempo máximo del proceso de secado	40h
t_i^{rec}	Tiempo inicial de la recirculación	0h
t_f^{rec}	Tiempo final de la recirculación	40h
r_{div1}	Relación de división en D1	0%
Q_{loss}	Porcentaje de pérdida de calor en el ducto de recirculación	10%
m_{\max}	Flujo másico en AH8	0.11 kg s ⁻¹
t_{step}	Tiempo de discretización	0.1 h
LT_{AH}	Límite superior de temperatura en captadores de aire	65°C
T_{ini}	Temperatura inicial en los elementos del túnel	25°C

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

P_{amb}	Presión ambiente en sitio	89.3 kPa
η_{capt}	Eficiencia de captación	50%
f_{perd}	Factor de reducción de flujo por tramo en baterías de captación	97.5%
m_{aire}	Masa de aire en el interior del túnel	5kg
$A_{eff\ prod}$	Área efectiva del producto de secado	4.41m ²
$h_{conv\ air-prod}$	Coeficiente de convección aire-producto	14 W m ⁻² °C ⁻¹
$A_{eff\ shelf}$	Área efectiva del gabinete	20.56m ²
$h_{conv\ air-shelf}$	Coeficiente de convección aire-gabinetes	50 W m ⁻² °C ⁻¹
m_{shelf}	Masa de los gabinetes y paredes del túnel	550 kg

5.2.1 Efecto de la variación de la temperatura y relación de recirculación en el contenido de humedad

El comportamiento de la humedad adimensional a temperaturas de entrada al túnel entre 50 y 70°C y relaciones de recirculación entre 0 y 100% se muestra en la Figura 13 para A) SOLO GAS LP B) MODO HÍBRIDO. La elaboración de la simulación fue realizada bajo la condición programada de cumplir 40 h de secado o bien que un contenido de humedad final sea alcanzado. Para estos escenarios, el contenido de humedad residual XR de 0, implica que se ha alcanzado un contenido de humedad de 8% en base húmeda.

Para ambos modos de operación, el comportamiento es similar pues solo varía la fuente de energía. Se observa que la tasa de **humedad residual (MR)** disminuye considerablemente a medida que la **temperatura mínima de entrada** del aire de secado aumenta. Las **zonas de colores fríos** (azul y morado) en la gráfica indican los niveles más bajos de humedad, los cuales se alcanzan principalmente cuando la **temperatura supera los 57°C sin importar su relación de recirculación.**

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

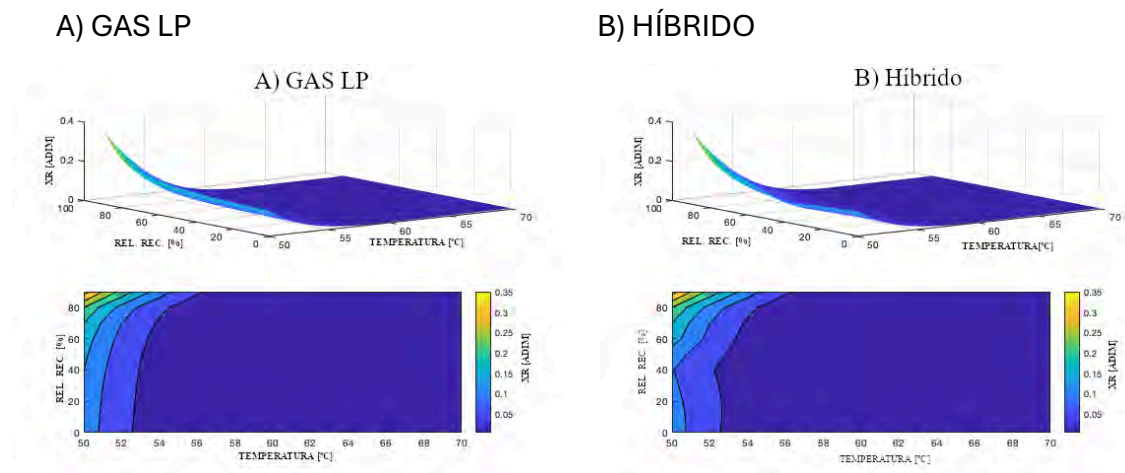


FIGURA 13 CONTORNOS DEL CONTENIDO DE HUMEDAD ADIMENSIONAL A DIFERENTES TEMPERATURAS Y RELACIONES DE RECIRCULACIÓN PARA A) SÓLO GAS LP Y B) HÍBRIDO

En el rango de **(50°C a 57°C)**, el **contenido de humedad residual** es relativamente alto, variando entre **0.2 y 0.35 (adim)** en las **recirculaciones más altas** (60%-80%). Esto indica una **baja eficiencia en el secado** a estas temperaturas, ya que las altas recirculaciones probablemente saturan la corriente de humedad. Sin embargo, a **recirculaciones más bajas**, el contenido de humedad disminuye ligeramente, alcanzando valores cercanos a **0.15**. Cualitativamente, el proceso de secado en este rango no es eficiente, ya que tanto la baja temperatura, como las altas tasas de recirculación limitan la eliminación de humedad del producto. Las **recirculaciones más bajas** ayudan a mejorar la eficiencia de deshidratación, aunque no de manera significativa. A medida que la temperatura se eleva hacia los **57°C**, el **contenido de humedad residual** comienza a disminuir rápidamente, alcanzando valores cercanos a **0 (adim)** en **recirculaciones bajas**.

Las Figuras 14A y 14B, muestran el comportamiento del uso del gas LP en ambos modos de operación. En ambos casos a medida que aumenta la **temperatura mínima de entrada** del aire de secado, el consumo de gas LP se incrementa.

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

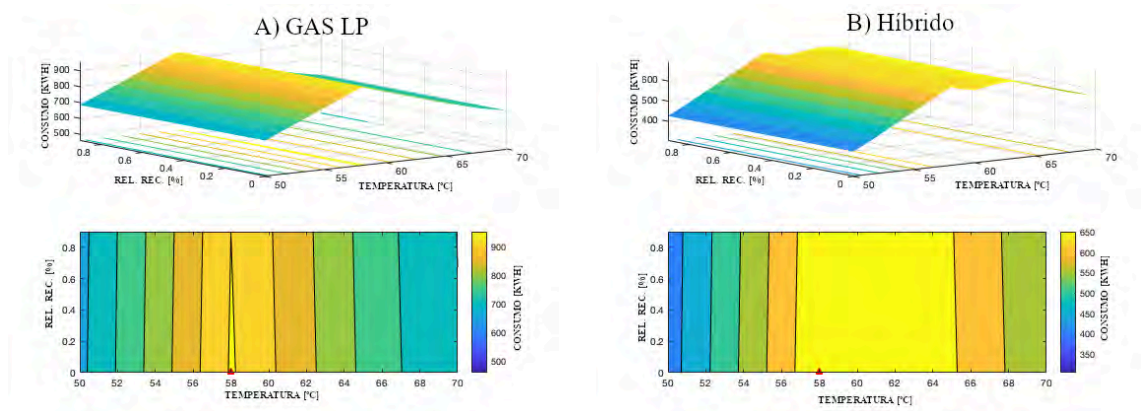


FIGURA 14 CONTORNOS DE ENERGÍA DE GAS LP EN LA PLANTA DE SECADO A DIFERENTES CONDICIONES DE TEMPERATURA DE ENTRADA AL TÚNEL Y RELACIONES DE RECIRCULACIÓN PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO

En modo de operación con solo **gas LP**, se observa un **incremento general** en el consumo de energía en comparación con el modo híbrido. Se observa un **máximo de consumo de energía de 900 kWh**, a **58°C y 0% de recirculación**. A partir de **60°C**, el consumo de gas LP se estabiliza, aunque sigue siendo elevado pues **no desciende de 700kWh**. Al igual que en el modo híbrido, las **recirculaciones altas** ayudan a moderar el consumo de gas LP, pero no logran reducirlo a los niveles observados en el modo híbrido, donde la energía solar y eléctrica juegan un papel importante en la reducción del uso de gas LP.

El **consumo de gas LP** en el modo HÍBRIDO muestra un comportamiento similar al modo de gas LP, alcanzando un **máximo a 58°C a 0% de recirculación**, lo que lo convierte en un punto crítico de alta demanda energética. A partir de **60°C**, el consumo de gas LP se **estabiliza** en torno a **600-700 kWh**, dependiendo de la tasa de recirculación. Las **recirculaciones altas** (80%) juegan un papel en la **moderación del consumo**, permitiendo una **mayor eficiencia energética** a lo largo del proceso, especialmente en las **temperaturas altas**, donde el consumo se reduce y se

estabiliza. El uso de **recirculación alta** permite un **mejor aprovechamiento** del gas LP, mientras que las recirculaciones bajas incrementan la demanda de esta fuente energética.

El hecho de que encuentre **máximos locales en 58°C** se debe a que, al aumentar la temperatura de la corriente, **se incrementan los requerimientos de energía**. Sin embargo, a temperaturas superiores a los 58°C, los tiempos de secado decrecen, disminuyendo la cantidad de energía necesaria. Lo anterior, se debe principalmente al balance encontrado entre la energía necesaria para alcanzar la temperatura mínima y la reducción en los tiempos de secado. En este sentido, la potencia puede ser mayor, pero el consumo se reduce al disminuir el tiempo de proceso.

Las Figuras 15A y 15B permiten observar el comportamiento de los tiempos de secado. La gráfica muestra cómo varían los **tiempos de secado** a diferentes temperaturas mínimas de entrada y relaciones de recirculación en el modo de operación con solo **gas LP**.

A) GAS LP

B) HÍBRIDO

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

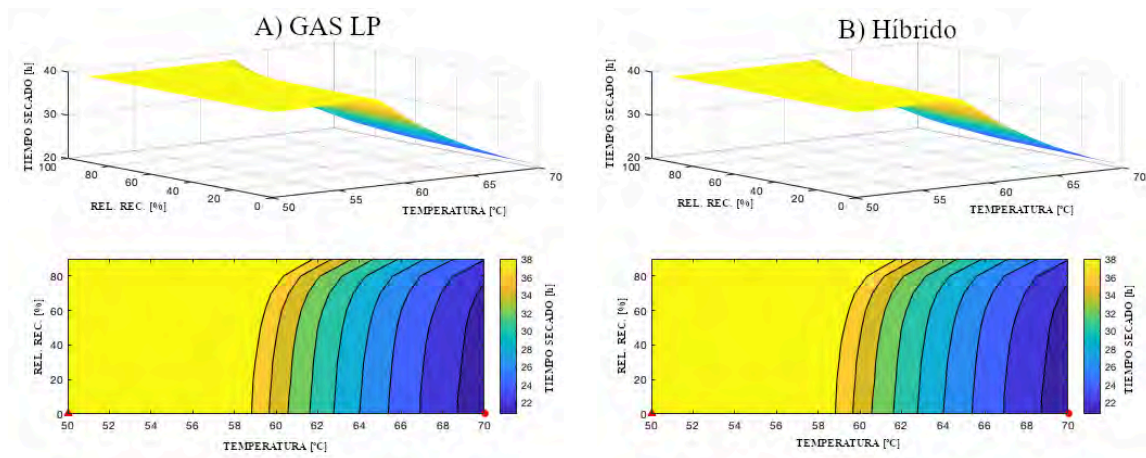


FIGURA 15 CONTORNOS DE TIEMPOS DE SECADO A DIFERENTES RELACIONES DE RECIRCULACIÓN Y TEMPERATURAS DE ENTRADA A LA CÁMARA DE SECADO PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO

Los **colores cálidos** (amarillos) representan **tiempos largos**, cercanos a las **40 horas**, mientras que los **colores fríos** (azules) indican **tiempos de secado más cortos**, cercanos a **22 horas**. Se observa que, conforme aumenta la temperatura mínima de entrada, los tiempos de secado disminuyen considerablemente. El **tiempo mínimo** se alcanza en ambos casos a **70°C y 0% de recirculación**, marcado por el punto rojo.

El comportamiento de la eficiencia térmica, calculada como la razón entre el objetivo deseado y la energía requerida para dicho proceso se muestran en las Figuras 16A y 16B. El objetivo deseado considera la cantidad de agua evaporada, mientras que la energía requerida es la suma de consumos, para: a) energía eléctrica para el ventilador, b) el gas LP para el calentador de gas LP y c) la energía solar para los captadores solares.

$$\eta_{therm} = \frac{m_w h_{fg}}{E^{Bl} + E^{Hl} + E^{AH}} \quad (66)$$

Siendo m_w la masa de agua evaporada del producto, h_{fg} la entalpía específica de cambio de fase, E^{B1} la energía del Inductor de flujo, E^{H1} la energía del gas LP, y E^{AH} la transferida al fluido caloportador a partir de los captadores solares. Para el caso del Inductor de flujo el consumo de energía se calcula como:

$$E^{B1} = \dot{W}^{B1} t_{dry} \quad (67)$$

La ecuación anterior, calcula el consumo de energía eléctrica considerando una potencia constante del ventilador (\dot{W}^{B1}) sostenida durante un tiempo de secado (t_{dry}), en unidades de kW y horas respectivamente.

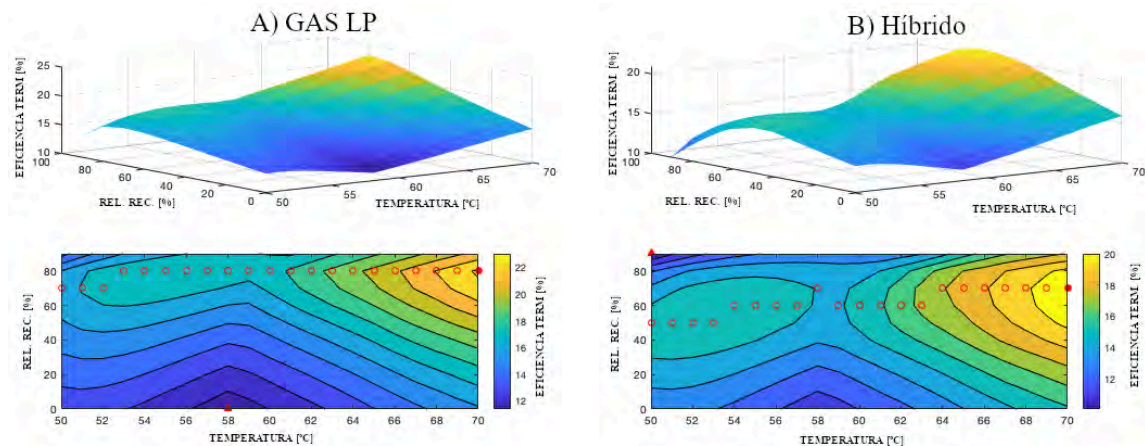


FIGURA 16 COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE LA PLANTA DESHIDRATADORA A DIFERENTES RELACIONES DE RECIRCULACIÓN Y TEMPERATURA [-] PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO

En el caso de **GAS LP**, muestra sus máximos locales a relaciones de recirculación entre **60 y 80%** mientras que el **HÍBRIDO**, permite relaciones de recirculación **desde 40%**. Se observa que **la eficiencia térmica decrece** a los niveles más bajos **en su punto crítico a 58°C y 0%** de recirculación. La eficiencia máxima

global, para **GAS LP fue de 22% a 70°C** con una relación de recirculación de **80%**. Por su parte, el máximo valor del modo HÍBRIDO fue de **21% a 70°C y 70%** de recirculación. Dichos valores pueden verse modificados de acuerdo con la carga de producto en el sistema y pueden diferir de otras plantas tipo túnel que reportan eficiencias cercanas al 40% [55].

En las Figuras 17A y 17B, es posible observar el comportamiento de la función objetivo denominada costo específico (C_{spec}). En ella se involucran los costos de cada tipo de energía y se busca minimizar el costo, cuando se evalúan diferentes relaciones de recirculación y temperaturas de entrada al túnel de secado de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$C_{spec} = \frac{E^{BI}C_{elect} + E^{HI}C_{LPG} + E^{AH}C_{solar}}{m_w} \quad (68)$$

Considerando C_{elect} como el costo de la energía eléctrica, C_{LPG} es el costo del gas LP y C_{solar} es el costo de la energía solar. Para el caso de C_{elect} se consideró una tarifa que en el Sector Eléctrico Mexicano se le denomina GDMTO por sus siglas Gran Demanda Mediana Tensión Ordinaria cuyo costo a julio de 2022 es de **1.48MXN·kWh⁻¹** o **5.33MXN·MJ⁻¹**. Por su parte, el costo del gas LP se consideró como **0.778MXN·MJ⁻¹**, y para la energía solar de **0.15MXN·MJ⁻¹** de acuerdo con la referencia de la Secretaría de Energía de México [74].

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

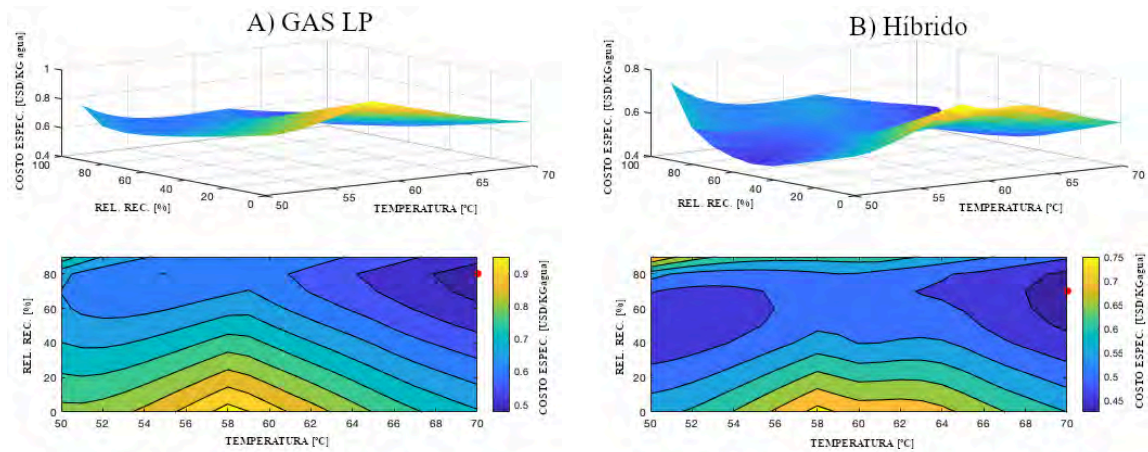


FIGURA 17 CONTORNOS DEL COSTO ESPECÍFICO CUANDO SE VARÍAN LAS TEMPERATURAS DE INGRESO A LA CÁMARA DE SECADO Y LAS RELACIONES DE RECIRCULACIÓN PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO

El comportamiento de las superficies en ambos casos es similar, y encuentran sus valores **mínimos globales a temperatura de 70°C**. En modo híbrido, se alcanzó un **costo mínimo de 0.43 [USD·kg⁻¹]** a una **relación de recirculación de 70%**, mientras que para el modo de gas LP fue de con **0.48 [USD·kg⁻¹]**. Para ambos casos, encuentran sus valores máximos a temperaturas cercanas a 58 °C y a bajas relaciones de recirculación.

En las Figuras 18A y 18B, es presentada en unidades de kWh la participación individual de cada fuente de energía, manteniendo la relación de recirculación en su nivel encontrado como óptimo, según la función de costo específico.

A pesar de que el consumo en kWh es menor para el caso de solo gas LP, el costo específico aumenta derivado del tipo de fuente. Para ambos casos el mínimo consumo se da a mayor temperatura. No obstante, en el caso del modo híbrido se observa que la proporción de participación de la energía solar disminuye a medida que la temperatura aumenta.

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

En las Figuras 19A y 19B, se observa en un gráfico de barras la representación del consumo de energía por rubro en términos porcentuales respecto del consumo total de energía. Igualmente, el gráfico está construido sobre el punto óptimo del costo específico, encontrado para cada caso.

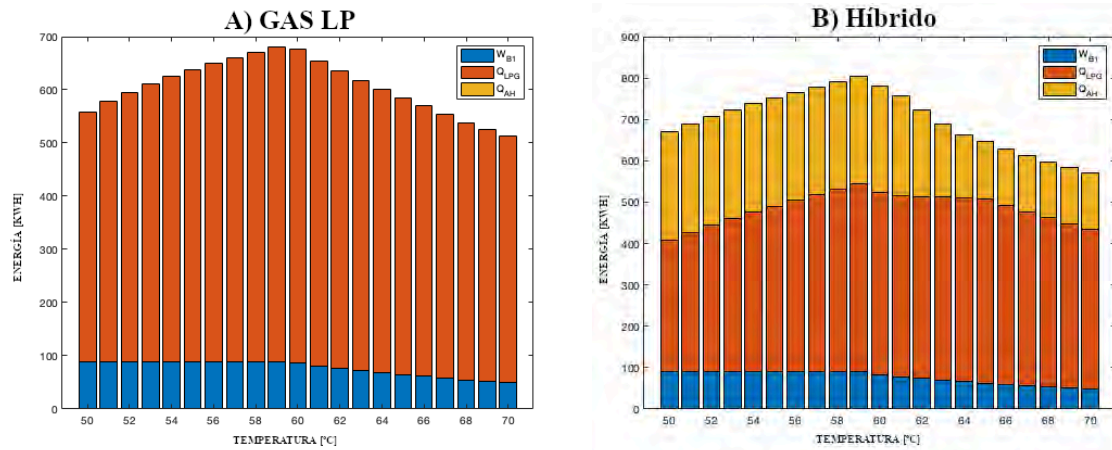


FIGURA 18 CANTIDADES DE ENERGÍA POR RUBRO A DIFERENTES TEMPERATURAS CON RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN ÓPTIMA PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO

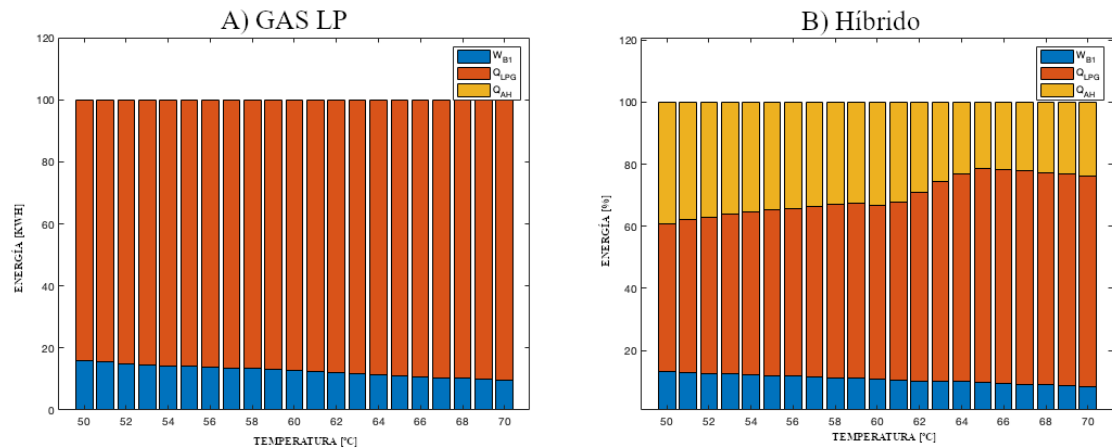


FIGURA 19 PORCENTAJE DE PARTICIPACIÓN DE CADA FUENTE DE ENERGÍA A DIFERENTES TEMPERATURAS CON RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN ÓPTIMA PARA: A) SÓLO GAS LP, Y B) HÍBRIDO.

Para ambos escenarios, el consumo del ventilador guarda las mismas proporciones entre 10% y 15%, siendo la parte complementaria el calor del GAS LP.

Para la evaluación del modo HÍBRIDO, se observa que el **gas LP (naranja)** es la fuente predominante en la mayor parte del rango de temperaturas, seguido por la **energía solar (amarillo)**, que tiene su mayor impacto en temperaturas bajas, y en menor proporción, la **energía eléctrica (azul)**, que se mantiene constante y es utilizada principalmente para operar el soplador de aire.

A **bajas temperaturas (50°C a 58°C)**, la **energía solar** tiene su mayor participación, representando alrededor del **40%-45%** del consumo total. El **gas LP** contribuye aproximadamente con **40%-50%** en este rango de temperaturas, mientras que la **energía eléctrica** mantiene una **contribución estable del 10%-15%**. Conforme la temperatura aumenta (**60°C a 64°C**), la **proporción de energía solar** disminuye gradualmente. A **60°C**, la energía solar representa cerca del **35%**, mientras que el **gas LP** incrementa su participación al **55%**, manteniéndose la **energía eléctrica** alrededor del **10%**. A **64°C**, la **energía solar baja al 30%**, mientras que el **gas LP** aumenta al **60%**.

A **temperaturas superiores a 66°C**, la **energía solar** sigue disminuyendo, llegando a ser menos del **30%** del consumo total a **70°C**, mientras que el **gas LP** aumenta hasta el **60%-65%** del total. La **energía eléctrica** sigue manteniéndose en un valor cercano al **10%-12%**. En el modo gas LP, el **gas LP** es la **fuentes principal de energía**, representando entre **80% y 85% del consumo total**, mientras que la **energía eléctrica** mantiene una participación constante de alrededor del **15%-20%**.

De la comparación de modos de operación, es posible obtener las siguientes conclusiones:

1. **Consumo de energía:** El **modo híbrido** utiliza una combinación más eficiente de fuentes de energía, lo que reduce el consumo de gas LP y permite un mejor

balance en el proceso. El **modo solo gas LP** tiene un mayor consumo, especialmente a temperaturas medias (55°C-60°C).

2. **Costos específicos:** El **modo híbrido** permite obtener costos específicos más bajos, sobre todo a 70°C y 70% de recirculación, mientras que en el **modo solo gas LP** los costos son más altos, especialmente a temperaturas medias.
3. **Eficiencia térmica:** El **modo híbrido** tiene rendimientos similares en términos de eficiencia térmica, alcanzando hasta un 21%, mientras que el **modo solo gas LP** tiene eficiencias un poco más bajas, con un máximo de 19%.
4. **Impacto ambiental:** El **modo híbrido** es más favorable desde el punto de vista ambiental, ya que la participación de la energía solar reduce la dependencia del gas LP, lo que disminuye las emisiones de CO₂.
5. **Tiempo de secado:** Ambos modos alcanzan tiempos mínimos similares (~22 horas) a temperaturas altas, aunque el **modo híbrido** muestra tiempos de secado más consistentes a lo largo de los rangos de temperatura.

En el análisis de superficies de respuesta, se evalúan las interacciones entre diversas variables de control y su impacto en uno o más objetivos. Sin embargo, para optimizar simultáneamente múltiples objetivos y explorar de manera efectiva un espacio de soluciones más complejo, es posible emplear técnicas avanzadas como los algoritmos genéticos (AG). Estos algoritmos permiten usar múltiples variables simultáneamente, como el flujo másico, la temperatura mínima y la relación de recirculación, para evaluar objetivos como la reducción del contenido de humedad residual, los costos operativos y las emisiones de CO₂. Mediante esta técnica, se puede optimizar el desempeño global del sistema, obteniendo soluciones equilibradas que difícilmente se lograrían con métodos tradicionales. A continuación,

se presenta el trabajo que detalla el uso de algoritmos genéticos para la simulación y optimización de estos parámetros en el proceso de deshidratación.

5.2 Optimización mediante algoritmo genético

Para abordar de manera integral la optimización del proceso de deshidratación, es fundamental desarrollar un enfoque que permita analizar múltiples variables simultáneamente y evaluar su impacto en los objetivos clave del sistema. En este sentido, los AG ofrecen una herramienta valiosa que permite explorar eficientemente combinaciones de parámetros operativos y optimizar varios objetivos de manera simultánea. A través de esta técnica, es posible mejorar el rendimiento del proceso de secado al minimizar objetivos como la humedad residual, reducir los costos operativos y disminuir las emisiones de CO₂. A continuación, se detalla la metodología utilizada para implementar el algoritmo genético en las simulaciones, garantizando un enfoque sistemático y riguroso para lograr una optimización multiobjetivo en el sistema de deshidratación.

5.2.1 Metodología de aplicación

El primer paso consistió en definir claramente los objetivos de la optimización del proceso de deshidratación. En este caso, los objetivos múltiples incluyen:

1. Minimizar el contenido de humedad residual (MR) del producto.
2. Reducir el costo específico ($\$/\text{kg}^{-1}$ de agua evaporada) del proceso de secado.
3. Minimizar las emisiones de CO₂ ($\text{kg CO}_2\cdot\text{MJ}^{-1}$) asociadas con el uso de energía.

Las principales variables del proceso de deshidratación manipuladas mediante el AG fueron:

- Flujo másico del aire caliente ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$).

- Temperatura mínima del proceso de secado (°C).
- Relación de recirculación del aire caliente (%).
- Tiempo de inicio de la recirculación.

Utilizando la función gamultiobj de MATLAB, el algoritmo genético multiobjetivo se configuró con los siguientes parámetros:

1. **Población inicial:** Se generó una población de 50 individuos aleatoriamente.
2. **Criterio de parada:** Se estableció un máximo de 400 generaciones o hasta cumplir el criterio de mejora mínima entre generaciones.
3. **Función de cruce:** Se utilizó la función crossoverintermediate, una función de cruce que combina los valores de las variables de los padres generando hijos intermedios, lo que permite explorar soluciones dentro del espacio de búsqueda.
4. **Fracción de cruce:** Se aplica una fracción de cruce de 0.8, lo que significa que el 80% de la población en la siguiente generación se genera mediante la combinación de padres.
5. **Mutación:** Se emplea la función de mutación adaptativa factible (mutationadaptfeasible) para asegurar que las soluciones mutadas respeten las restricciones del problema.
6. **Fracción de Pareto:** Un 35% de la población se conserva en el frente de Pareto, manteniendo las soluciones más aptas en cada generación.
7. **Medida de distancia:** Se utiliza la función distancecrowding en el fenotipo (phenotype), lo que favorece a los individuos que están más alejados unos de otros en el frente de Pareto, promoviendo la diversidad en el espacio de soluciones.

Por su parte, la función objetivo se definió como una combinación ponderada de los tres objetivos a optimizar. Esto incluye la asignación de pesos a cada objetivo según su importancia relativa:

La función global de optimización puede tener la siguiente forma:

$$f(x) = w_1 \cdot XR(x) + w_2 \cdot Costo(x) + w_3 \cdot Emisiones(x) \quad (70)$$

Donde x representa el vector de variables de control, y w_1, w_2, w_3 son los pesos asignados a cada objetivo.

Posteriormente, se ejecuta el algoritmo genético utilizando el modelo de simulación desarrollado, donde cada generación evoluciona iterativamente. Para cada generación:

1. Se calcula el valor de la función objetivo para cada individuo (combinación de parámetros).
2. Se seleccionan los mejores individuos con base en su aptitud (fitness), los cuales pasan a la siguiente generación mediante selección, cruce y mutación.

Una vez alcanzado el criterio de parada, se obtiene un Frente de Pareto que contiene las mejores soluciones que optimizan de manera conjunta los tres objetivos (humedad residual, costo y emisiones de CO_2). Cada punto en el frente de Pareto representa una solución no dominada, es decir, una solución en la cual mejorar un objetivo empeoraría otro.

Finalmente, se analiza el Frente de Pareto para identificar las soluciones óptimas, por ejemplo, las soluciones con mejor equilibrio entre los tres objetivos (humedad, costo y emisiones). Igualmente, soluciones que priorizan un objetivo específico según la aplicación (por ejemplo, minimizar costos o emisiones).

5.2.2 Optimización con tres variables y tres objetivos para la operación en modo HÍBRIDO y SÓLO gas LP

La simulación se llevó a cabo considerando un proceso de deshidratación para 200 kg de chile rojo, partiendo de un contenido de humedad inicial en base húmeda de 0.87 hasta alcanzar un contenido de humedad final de 0.08 en base húmeda. Los límites superiores establecidos para las variables de control fueron: flujo másico de $0.17 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, temperatura mínima de 60°C , y una relación de recirculación del 99%. Los límites inferiores se establecieron como $0.07 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ para el flujo másico, 45°C para la temperatura mínima, y 0% para la relación de recirculación. Además, se aplicó una ponderación igual para todas las funciones objetivo, es decir, la minimización del contenido de humedad residual, los costos específicos y las emisiones de CO_2 , garantizando un enfoque de optimización balanceado. Con esta configuración, se procedió a ejecutar dos simulaciones, una en modo HÍBRIDO y otra con SÓLO GAS LP utilizando un algoritmo genético multiobjetivo. Con ambas, se obtuvieron un conjunto de soluciones representadas en el frente de Pareto, donde se analizaron las combinaciones más eficientes entre los parámetros establecidos.

El algoritmo genético en modo SÓLO GAS LP alcanzó la convergencia en la generación 155 de las 200 generaciones programadas. Esto indica que el proceso de optimización fue suficientemente robusto para llegar a un conjunto de soluciones que cumplen con los criterios de minimización en un número menor de iteraciones del máximo permitido. Los resultados obtenidos se presentan en la siguiente gráfica de Pareto tridimensional, donde se observa la relación entre las tres variables clave: contenido de humedad residual (XR), costo específico ($\text{\$}\cdot\text{kg}^{-1}$) y emisiones de CO_2 ($\text{kg CO}_2\cdot\text{MJ}^{-1}$).

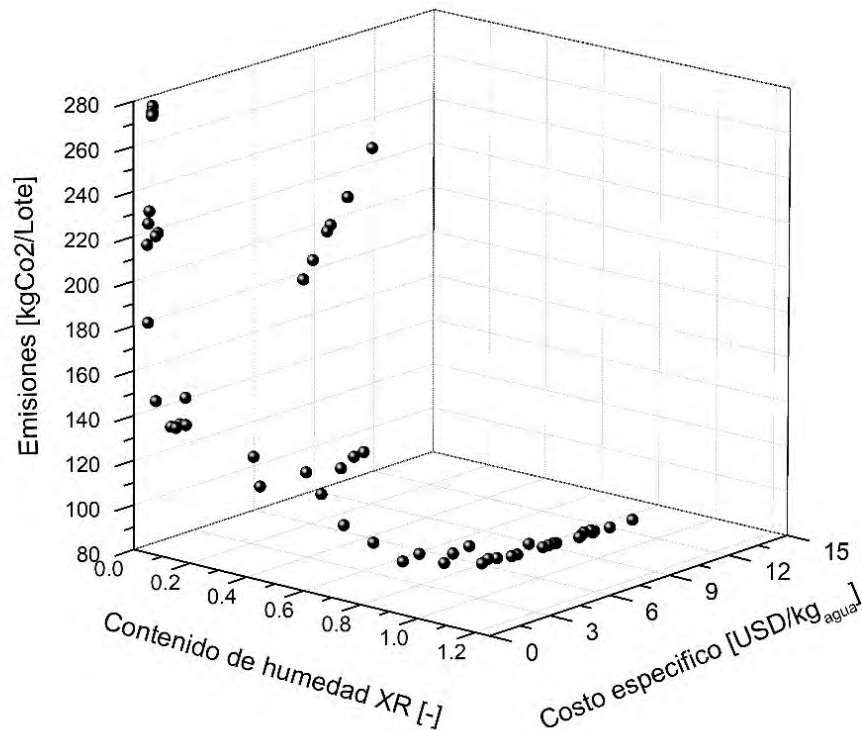


FIGURA 20 FRENTE DE PARETO TRIDIMENSIONAL PARA EL MODO: RELACIÓN ENTRE CONTENIDO DE HUMEDAD RESIDUAL, COSTO ESPECÍFICO Y EMISIONES DE CO₂ AL MODIFICAR LAS VARIABLES DE FLUJO MÁSIICO, TEMPERATURA MÍNIMA Y RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN DURANTE EL PROCESO DE DESHIDRATACIÓN DE CHILE ROJO OPERANDO LA PLANTA EN MODO SÓLO GAS LP

En la Figura 20, cada punto representa una solución no dominada en el frente de Pareto, lo que significa que cualquier mejora en uno de los objetivos implicaría un detrimento en al menos uno de los otros dos. Se puede observar cómo la reducción del contenido de humedad residual afecta tanto a los costos específicos como a las emisiones de CO₂, mostrando diferentes patrones de comportamiento según las combinaciones de variables. Como se observa en la gráfica, las soluciones con menores costos específicos tienden a aumentar las emisiones de CO₂, mientras que una reducción significativa en las emisiones generalmente aumenta el costo del proceso.

De los resultados de esta simulación, se pueden extraer algunos valores clave:

1. La solución más eficiente en términos de costo específico corresponde a un valor de $0.338 \text{ \$}\cdot\text{kg}^{-1}$ de agua evaporada con un flujo másico de 0.0705 kg/h , una temperatura mínima de 65.44°C y una relación de recirculación de 72.4%. Esta configuración maneja también un equilibrio en emisiones con un valor calculado de $137.24 \text{ kg CO}_2\cdot\text{lote}^{-1}$. El valor del contenido de humedad alcanzado en esta solución fue de 0.1084.
2. El mejor equilibrio entre los tres objetivos se encuentra en la configuración con un flujo másico de $0.0806 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, una temperatura mínima de 66.16°C y una relación de recirculación de 63.4%. En esta solución, el contenido de humedad residual fue de 0.054, el costo específico es $0.3614 \text{ \$}\cdot\text{kg}^{-1}$, y las emisiones son $147 \text{ kg CO}_2\cdot\text{lote}^{-1}$.

El análisis revela que es posible reducir significativamente el contenido de humedad residual y los costos, pero a expensas de un aumento en las emisiones de CO_2 . Dependiendo de las prioridades del proceso (económicas o ambientales), se puede seleccionar la configuración más adecuada. Respecto al análisis de superficies de respuesta, i.e., optimización paramétrica, fue posible disminuir el costo en $0.12\text{USD}\cdot\text{kg}^{-1}$. Según lo observado, resulta más eficiente operar el proceso a flujos másicos bajos, con relaciones de recirculaciones altas (60% y 70%) y temperaturas elevadas (60 a 70°C).

Para el modo híbrido se desarrollaron 400 generaciones obteniendo convergencia a las 316 generaciones. Sus resultados son mostrados en la siguiente gráfica de Pareto presentada en la Figura 21.

Al igual que en el caso del modo de SÓLO GAS LP, las soluciones con menores costos específicos tienden a aumentar las emisiones de CO_2 y viceversa. No obstante, la solución más equilibrada para el modo HÍBRIDO fue la configuración con un flujo másico de 0.0773 kg h^{-1} , una temperatura mínima de 66.84°C , y una relación de recirculación de 33.53%.

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLANTA HÍBRIDA TIPO TÚNEL PARA LA DESHIDRATACIÓN DE PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES

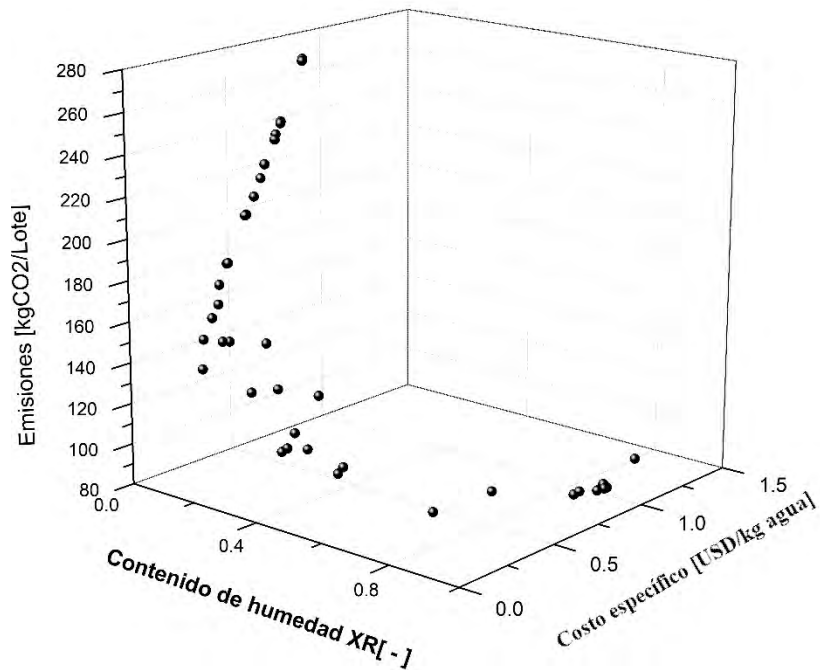


FIGURA 21 FRENTE DE PARETO TRIDIMENSIONAL PARA EL MODO: RELACIÓN ENTRE CONTENIDO DE HUMEDAD RESIDUAL, COSTO ESPECÍFICO Y EMISIONES DE CO₂ AL MODIFICAR LAS VARIABLES DE FLUJO MÁSIKO, TEMPERATURA MÍNIMA Y RELACIÓN DE RECIRCULACIÓN DURANTE EL PROCESO DE DESHIDRATACIÓN DE CHILE ROJO OPERANDO LA PLANTA EN MODO HÍBRIDO

En esta solución, el contenido de humedad residual fue de 0.03783, el costo específico de 0.03028 USD·kg⁻¹, y las emisiones de 128 kg CO₂·lote⁻¹. Algunas observaciones clave destacables de este análisis son:

1. Costos específicos: En la mayoría de las soluciones, los costos específicos son inferiores a 1.5 USD·kg⁻¹ de agua evaporada, lo que es un indicativo positivo de eficiencia operativa. Esto implica que el modo híbrido ofrece una mayor cantidad de configuraciones económicas en comparación con el modo de solo gas LP. Además, muestra un costo específico óptimo, inferior en 0.006 USD·kg⁻¹.
2. Emisiones: Se observan emisiones menores, sobre todo en los puntos que muestran un mejor equilibrio entre costo y eficiencia. Esto sugiere que el uso del modo híbrido permite una optimización no solo en costos,

sino también en reducción de emisiones. Respecto al punto óptimo, se observa una reducción de $19 \text{ kg CO}_2 \cdot \text{lote}^{-1}$ respecto, al modo SOLO GAS LP.

La deshidratación de chile es un proceso altamente intensivo en términos de energía debido a las propiedades específicas del chile, como su capa superficial que dificulta la evaporación de agua. A diferencia de frutas como la piña o la manzana, el chile tiene una barrera natural que ralentiza el transporte de humedad, pero al mismo tiempo lo protege de microorganismos, lo que permite secarlo al sol durante varios días sin descomposición. Por lo anterior, se sugiere que el proceso pueda ser evaluado de manera discontinua, ya que el tiempo disponible de irradiación solar directa es limitado a unas 8 horas diarias. En el caso de un proceso de deshidratación de 20 horas, como el que se analiza, la participación de la energía solar se reduce a menos del 50%. Por lo tanto, resulta esencial analizar la viabilidad de procesos discontinuos para aumentar la participación solar.

Los resultados obtenidos mediante el uso de algoritmos genéticos han permitido explorar una amplia gama de configuraciones operativas para el proceso de deshidratación en modo híbrido. La metodología aplicada ha sido efectiva para identificar soluciones óptimas que equilibran de manera eficiente los costos específicos y las emisiones de CO_2 , manteniendo al mismo tiempo el contenido de humedad dentro de los límites deseados. Este enfoque no solo ha optimizado el rendimiento energético y el impacto ambiental del proceso de secado de chile, sino que también ha permitido evaluar de manera sistemática el impacto de variables clave como la temperatura mínima, el flujo másico y la relación de recirculación. A partir de estos resultados, se establece una base sólida para las conclusiones del trabajo.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES GENERALES

Este estudio desarrolló un modelo matemático para una planta híbrida de deshidratación solar por gas LP con capacidad de procesamiento de 100-200 kg de producto fresco. El modelo, basado en ecuaciones diferenciales y simulaciones en estado estacionario con intervalos de 6 minutos, permitió reproducir procesos experimentales con un error máximo del 7%. A través de su implementación, se identificaron estrategias operativas clave, como la optimización de temperaturas, la recirculación de aire y el flujo másico, que reducen significativamente los tiempos de secado, el consumo energético y los costos operativos. Las principales aportaciones encontradas se resumen como:

1. **Optimización operativa:** El estudio reveló que el uso de temperaturas más altas y ajustes en la recirculación de aire reducen los tiempos de secado hasta en 18 horas para productos como chile rojo, con mínimos costos específicos de 0.42 USD/kg en el modo híbrido.
2. **Estrategias sostenibles:** La integración de energía solar redujo costos operativos y emisiones, destacando la ventaja del modo híbrido con una participación del 35% de energía solar, lo que demuestra una mayor sostenibilidad en comparación con el uso exclusivo de gas LP.
3. **Aplicación de algoritmos genéticos:** Estos identificaron configuraciones óptimas en términos de costo, emisiones y calidad del producto, evidenciando el potencial de la optimización multiobjetivo para equilibrar sostenibilidad y eficiencia económica.
4. **Contribución a la literatura:** Este trabajo representa una de las primeras investigaciones en explorar el impacto de estrategias operativas híbridas y sus

beneficios en plantas de deshidratación, aportando un marco metodológico flexible para el análisis de diversos productos y procesos agroindustriales.

El modelo no solo permite evaluar escenarios energéticos y ambientales, sino que también proporciona herramientas prácticas para mejorar el diseño y la operación de instalaciones reales, como la planta de Xochitepec. Los resultados subrayan la importancia de integrar sostenibilidad energética y optimización de procesos en la agroindustria, contribuyendo a un sector más competitivo y alineado con los objetivos globales de desarrollo sostenible.

CAPÍTULO VII: TRABAJOS A FUTURO

El futuro en los procesos de deshidratación agroindustrial requiere integrar tecnologías avanzadas que optimicen la eficiencia energética, reduzcan costos y garanticen la sostenibilidad ambiental. La tendencia más relevante es la incorporación de redes neuronales artificiales (ANN) y otros métodos de inteligencia artificial (IA) para optimizar parámetros clave en tiempo real, como temperatura, velocidad del aire y contenido de humedad. Estas tecnologías ofrecen flexibilidad y adaptabilidad en sistemas híbridos o convencionales, potenciando su aplicabilidad industrial.

Desafíos clave: La escalabilidad de los modelos hacia aplicaciones industriales enfrenta barreras técnicas y económicas, como los costos iniciales de implementar tecnologías avanzadas. Adicionalmente, los sistemas solares aún dependen significativamente de las condiciones climáticas, limitando su operación eficiente. Existe también una carencia de modelos cinéticos que integren amplios rangos de temperatura, velocidad del aire y humedad relativa, esenciales para generalizar los procesos.

Áreas de oportunidad: La incorporación de IA en modelos empíricos puede mejorar su precisión y permitir su implementación en entornos industriales complejos sin recurrir a modelos diferenciales costosos. Innovaciones como la recirculación avanzada del aire mediante intercambiadores de calor y simulaciones CFD, así como el desarrollo de sistemas modulares adaptables, representan oportunidades significativas para mejorar la eficiencia operativa. Adicionalmente, la recuperación de calor a partir de gases de escape del calentador de gas LP podría reducir el consumo energético, aunque requiere análisis de viabilidad. Paralelamente, es crucial investigar cómo estas tecnologías afectan la calidad del producto final, incluyendo textura, sabor y retención de nutrientes.

Recomendaciones: Las investigaciones futuras deben enfocarse en desarrollar modelos híbridos más avanzados que integren energía solar con fuentes de respaldo, optimizando su operación con algoritmos predictivos basados en IA. Asimismo, es esencial realizar estudios detallados sobre la recirculación de aire y la implementación de sistemas de optimización multivariable en tiempo real para ajustar automáticamente parámetros críticos. Estas estrategias no solo mejorarán la eficiencia y sostenibilidad, sino que también consolidarán el sector agroindustrial como un actor clave en la transición hacia procesos más responsables y competitivos.

Referencias bibliográficas

- [1] A. S. Grandison and J. G. Brennan, *Food Processing Handbook: 2nd Edition*, 2nd ed., vol. 1. Weinheim, Germany, 2011. doi: 10.1002/9783527634361.
- [2] S. A. Khan *et al.*, “Review of Solar Greenhouse Drying Systems in Conjunction with Hybrid Technological Features, Designs, Operations, and Economic Implications for Agro-Food Product Processing Application,” *Energy Technology*, vol. 12, no. 8, p. 2400176, 2024, doi: <https://doi.org/10.1002/ente.202400176>.
- [3] T. Defraeye, “Advanced computational modelling for drying processes – A review,” *Appl Energy*, vol. 131, pp. 323–344, 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.06.027.
- [4] E. Getahun, M. A. Delele, N. Gabbiye, S. W. Fanta, P. Demissie, and M. Vanierschot, “Importance of integrated CFD and product quality modeling of solar dryers for fruits and vegetables: A review,” *Solar Energy*, vol. 220, pp. 88–110, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.03.049>.
- [5] Z. Erbay and F. Icier, “A review of thin layer drying of foods: Theory, modeling, and experimental results,” *Crit Rev Food Sci Nutr*, vol. 50, no. 5, pp. 441–464, 2010, doi: 10.1080/10408390802437063.
- [6] D. I. Onwude, N. Hashim, R. B. Janius, N. M. Nawi, and K. Abdan, “Modeling the Thin-Layer Drying of Fruits and Vegetables: A Review,” *Compr Rev Food Sci Food Saf*, vol. 15, no. 3, pp. 599–618, 2016, doi: 10.1111/1541-4337.12196.

- [7] M. A. Hossain, J. L. Woods, and B. K. Bala, "Single-layer drying characteristics and colour kinetics of red chilli," *Int J Food Sci Technol*, vol. 42, no. 11, pp. 1367–1375, 2007, doi: 10.1111/j.1365-2621.2006.01414.x.
- [8] N. M. Ortiz-Rodríguez, M. Condorí, G. Durán, and O. García-Valladares, "Solar drying Technologies: A review and future research directions with a focus on agroindustrial applications in medium and large scale," *Appl Therm Eng*, vol. 215, 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118993.
- [9] A. G. M. B. Mustayen, S. Mekhilef, and R. Saidur, "Performance study of different solar dryers: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 34, pp. 463–470, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.03.020.
- [10] S. VijayaVenkataRaman, S. Iniyan, and R. Goic, "A review of solar drying technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 5, pp. 2652–2670, 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.01.007.
- [11] R. A. Lemus-Mondaca, A. Vega-Gálvez, and N. O. Moraga, "Computational Simulation and Developments Applied to Food Thermal Processing," *Food Engineering Reviews*, vol. 3, no. 3–4, pp. 121–135, 2011, doi: 10.1007/s12393-011-9040-x.
- [12] F. Hammami, S. Ben Mabrouk, and A. Mami, "Modelling and simulation of heat exchange and moisture content in a cereal storage silo," *Math Comput Model Dyn Syst*, vol. 22, no. 3, pp. 207–220, 2016, doi: 10.1080/13873954.2016.1157823.
- [13] H. Oueslati, S. B. Mabrouk, and A. Mami, "System Design, Mathematical Modelling and Simulation of Process Drying in a Solar-Gas Convective Tunnel Dryer," *Int J Sci Eng Res*, vol. 3, no. 5, pp. 1–8, 2012, [Online]. Available: <http://www.ijser.org/researchpaper/System-Design-Mathematical-Modelling-and-Simulation-of-Process-Drying-in-a-Solar-Gas-Convective-Tunnel-Dryer.pdf>
- [14] M. A. Hossain, J. L. Woods, and B. K. Bala, "Simulation of solar drying of chilli in solar tunnel drier," *International Journal of Sustainable Energy*, vol. 24, no. 3, pp. 143–153, 2005, doi: 10.1080/14786450500291859.
- [15] M. A. Hossain and B. K. Bala, "Thin-layer drying characteristics for green chilli," *Drying Technology*, vol. 20, no. 2, pp. 489–505, 2002, doi: 10.1081/DRT-120002553.
- [16] I. Ceylan, M. Aktaş, and H. Doğan, "Mathematical modeling of drying characteristics of tropical fruits," *Appl Therm Eng*, vol. 27, no. 11–12, pp. 1931–1936, 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.12.020.
- [17] B. F. Olanipekun, T. Y. Tunde-Akintunde, O. J. Oyelade, M. G. Adebisi, and T. A. Adenaya, "Mathematical Modeling of Thin-Layer Pineapple Drying," *J Food Process Preserv*, vol. 39, no. 6, pp. 1431–1441, 2015, doi: 10.1111/jfpp.12362.

- [18] K. Dhalsamant, P. P. Tripathy, and S. L. Shrivastava, "Moisture transfer modeling during solar drying of potato cylinders considering shrinkage," *Int J Green Energy*, vol. 14, no. 2, pp. 184–195, 2017, doi: 10.1080/15435075.2016.1256290.
- [19] C. Tunçkal, S. Coşkun, İ. Doymaz, and E. Ergun, "Determination of sliced pineapple drying characteristics in a closed loop heat pump assisted drying system," *International Journal of Renewable Energy Development*, vol. 7, no. 1, pp. 35–41, 2018, doi: 10.14710/ijred.7.1.35-41.
- [20] A. Mahapatra and P. P. Tripathy, "Modeling and simulation of moisture transfer during solar drying of carrot slices," *J Food Process Eng*, vol. 41, no. 8, pp. 1–16, 2018, doi: 10.1111/jfpe.12909.
- [21] J. Carrera-Escobedo, O. Cruz-Domínguez, C. Guzmán-Valdivia, V. Carrera-Escobedo, M. García-Ruiz, and H. Durán-Muñoz, "Cost analysis of drying process by studying its kinetic parameters: A new study in Mexican chillies," *Czech Journal of Food Sciences*, vol. 38, no. 6, pp. 375–387, 2020, doi: 10.17221/96/2020-CJFS.
- [22] E. Getahun, N. Gabbiye, M. A. Delele, S. W. Fanta, and M. Vanierschot, "Two-stage solar tunnel chili drying: Drying characteristics, performance, product quality, and carbon footprint analysis," *Solar Energy*, vol. 230, no. September 2020, pp. 73–90, 2021, doi: 10.1016/j.solener.2021.10.016.
- [23] S. Karaaslan and K. Ekinci, "Effect of pretreatments on solar dehydration of different varieties of apple (*Malus domestica*)," *Czech Journal of Food Sciences*, vol. 40, no. 2, pp. 93–101, 2022, doi: 10.17221/201/2021-CJFS.
- [24] S. Janjai *et al.*, "Solar drying of peeled longan using a side loading type solar tunnel dryer: Experimental and simulated performance," *Drying Technology*, vol. 27, no. 4, pp. 595–605, 2009, doi: 10.1080/07373930802716383.
- [25] M. Kostoglou, N. Chrysafis, and N. Andritsos, "Modelling Tomato Dehydration in a Tunnel Dryer Using Geothermal Energy," *Drying Technology*, vol. 31, no. 1, pp. 5–16, 2013, doi: 10.1080/07373937.2012.710694.
- [26] H. Oueslati, S. Ben Mabrouk, and A. Mami, "Dynamic modelling and performance study of solar gas tunnel dryer," *Math Comput Model Dyn Syst*, vol. 20, no. 2, pp. 130–145, 2014, doi: 10.1080/13873954.2013.819020.
- [27] N. L. Panwar, N. S. Rathore, and N. Wadhawan, "Thermal Modelling and Experimental Validation of a Walk-in Type Solar Tunnel Dryer for Drying Fenugreek Leaves (Methi) in Indian Climate," *Environmental Modeling and Assessment*, vol. 20, no. 3, pp. 211–223, 2015, doi: 10.1007/s10666-014-9427-1.

- [28] F. Abunde Neba and Y. Jiokap Nono, "Modeling and simulated design: A novel model and software of a solar-biomass hybrid dryer," *Comput Chem Eng*, vol. 104, pp. 128–140, 2017, doi: 10.1016/j.compchemeng.2017.04.002.
- [29] S. Akamphon, S. Sukkasi, and K. Sedchaicharn, "An integrated heat-transfer-fluid-dynamics-mass-transfer model for evaluating solar-dryer designs," *J Food Process Preserv*, vol. 42, no. 7, pp. 1–10, 2018, doi: 10.1111/jfpp.13649.
- [30] A. S. Ajala, P. O. Ngoddy, and J. O. Olajide, "Implementation of a dualistic model for scale up of a tunnel drying of cassava chips," *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, vol. 21, no. 3, pp. 150–158, 2019.
- [31] E. Elangovan and S. K. Natarajan, "Experimental study on drying kinetics of ivy gourd using solar dryer," *J Food Process Eng*, vol. 44, no. 7, pp. 1–18, 2021, doi: 10.1111/jfpe.13714.
- [32] B. K. Bala, M. A. Ashraf, M. A. Uddin, and S. Janjai, "Experimental and neural network prediction of the performance of a solar tunnel drier for drying jackfruit bulbs and leather," *J Food Process Eng*, vol. 28, no. 6, pp. 552–566, 2005, doi: 10.1111/j.1745-4530.2005.00042.x.
- [33] R. Smitabhindu, S. Janjai, and V. Chankong, "Optimization of a solar-assisted drying system for drying bananas," *Renew Energy*, vol. 33, no. 7, pp. 1523–1531, 2008, doi: 10.1016/j.renene.2007.09.021.
- [34] B. N. Cáceres-Huambo and F. C. Menegalli, "Simulation and optimization of semicontinuous industrial tunnel dryers for fruits," *Drying Technology*, vol. 27, no. 3, pp. 428–436, 2009, doi: 10.1080/07373930802683559.
- [35] S. Sami, A. Rahimi, and N. Etesami, "Economical optimization of an indirect solar cabinet dryer based on mathematical modeling," *Environ Eng Manag J*, vol. 13, no. 10, pp. 2615–2623, 2014, doi: 10.30638/eemj.2014.292.
- [36] C. A. Claumann, A. Cancelier, A. da Silva, A. W. Zibetti, T. J. Lopes, and R. A. F. Machado, "Fitting semi-empirical drying models using a tool based on wavelet neural networks: Modeling a maize drying process," *J Food Process Eng*, vol. 41, no. 1, pp. 1–13, 2018, doi: 10.1111/jfpe.12633.
- [37] M. Moheno-Barrueta *et al.*, "Experimental evaluation and theoretical optimization of an indirect solar dryer with forced ventilation under tropical climate by an inverse artificial neural network," *Applied Sciences (Switzerland)*, vol. 11, no. 16, pp. 1–28, 2021, doi: 10.3390/app11167616.
- [38] N. Vural, Z. Yilmazer Hitit, and S. Ertunç, "Multi-objective optimization of drying conditions for the *Olea europaea* L. leaves with NSGA-II," *J Food Process Preserv*, vol. 45, no. 7, pp. 1–13, 2021, doi: 10.1111/jfpp.15625.

- [39] P. J. Fellows, *Food Processing Technology: Principles and Practice*, 3rd ed. Cambridge, UK: Woodhead Publishing, 2022. doi: 10.1016/C2019-0-04416-0.
- [40] J. M. Jay, *Modern Food Microbiology*, 7th ed. New York, NY: Springer Science & Business Media, 1992. doi: 10.1007/978-94-011-6480-1.
- [41] A. S. Mujumdar, *Handbook of Industrial Drying*, 4th ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2020. doi: 10.1201/9780429289774.
- [42] A. R. Eswara and M. Ramakrishnarao, "Solar energy in food processing—a critical appraisal," *J Food Sci Technol*, vol. 50, no. 2, pp. 209–227, Apr. 2013, doi: 10.1007/s13197-012-0739-3.
- [43] O. Prakash and A. Kumar, *Solar Drying Technology Concept, Design, Testing, Modeling, Economics, and Environment*. 2017. doi: 10.1007/978-981-10-3833-4.
- [44] V. Belessiotis and E. Delyannis, "Solar drying," *Solar Energy*, vol. 85, no. 8, pp. 1665–1691, Aug. 2011, doi: 10.1016/J.SOLENER.2009.10.001.
- [45] S. Janjai and B. K. Bala, *Solar Drying Technology*, vol. 4, no. 1. 2012. doi: 10.1007/s12393-011-9044-6.
- [46] N. Malekjani and S. M. Jafari, "Simulation of food drying processes by Computational Fluid Dynamics (CFD); recent advances and approaches," *Trends Food Sci Technol*, vol. 78, pp. 206–223, Aug. 2018, doi: 10.1016/J.TIFS.2018.06.006.
- [47] G. Gürlek, N. Özbalta, and A. Güngör, "Solar tunnel drying characteristics and mathematical modelling of tomato," *Isi Bilimi Ve Teknigi Dergisi/ Journal of Thermal Science and Technology*, vol. 29, no. 1, pp. 15–23, 2009.
- [48] E. C. López Vidaña, A. L. César Munguía, O. García Valladares, I. Pilatowsky Figueroa, and R. Brito Orosco, "Thermal performance of a passive, mixed-type solar dryer for tomato slices (*Solanum lycopersicum*)," *Renew Energy*, vol. 147, pp. 845–855, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.09.018.
- [49] M. S. Barghi Jahromi, V. Kalantar, H. Samimi Akhijahani, and H. Kargarsharifabad, "Recent progress on solar cabinet dryers for agricultural products equipped with energy storage using phase change materials," *J Energy Storage*, vol. 51, p. 104434, 2022, doi: 10.1016/j.est.2022.104434.
- [50] A. Fudholi and K. Sopian, "A review of solar air flat plate collector for drying application," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 102, pp. 333–345, 2019, doi: 10.1016/j.rser.2018.12.032.
- [51] M. Kumar, S. K. Sansaniwal, and P. Khatak, "Progress in solar dryers for drying various commodities," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, pp. 346–360, Mar. 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.10.158.

- [52] A. B. Lingayat, V. P. Chandramohan, V. R. K. Raju, and V. Meda, “A review on indirect type solar dryers for agricultural crops – Dryer setup, its performance, energy storage and important highlights,” *Appl Energy*, vol. 258, no. May 2019, p. 114005, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114005.
- [53] S. Husham Abdulmalek, M. Khalaji Assadi, H. H. Al-Kayiem, and A. A. Gitan, “A comparative analysis on the uniformity enhancement methods of solar thermal drying,” *Energy*, vol. 148, pp. 1103–1115, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.01.060.
- [54] K. Kant, A. Shukla, A. Sharma, A. Kumar, and A. Jain, “Thermal energy storage based solar drying systems: A review,” *Innovative Food Science & Emerging Technologies*, vol. 34, pp. 86–99, 2016, doi: 10.1016/j.ifset.2016.01.007.
- [55] N. M. Ortiz-Rodríguez, O. García-Valladares, I. Pilatowsky-Figueroa, and A. C. Menchaca-Valdez, “Solar-LP gas hybrid plant for dehydration of food,” *Appl Therm Eng*, vol. 177, p. 115496, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115496.
- [56] T. Küster, P. Rayling, R. Wiersig, and F. D. Pozo Pardo, “Multi-objective optimization of energy-efficient production schedules using genetic algorithms,” *Optimization and Engineering*, vol. 24, no. 1, pp. 447–468, 2023, doi: 10.1007/s11081-021-09691-3.
- [57] J. H. Holland, *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control, and Artificial Intelligence.*, 1992nd ed. University of Michigan Press, 1975.
- [58] D. E. Goldberg, *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*. 1989.
- [59] M. Mitchell, *An Introduction to Genetic Algorithms*. 1996.
- [60] A. L. Cesar-Munguia, O. García-Valladares, R. Pérez_Espinosa, and A. Domínguez-Niño, “Hybrid thermosolar-LPG dehydrating plant installed in Xochitepec, México. Case study: Pineapple,” *Appl Therm Eng*, vol. 225, p. 120171, 2022.
- [61] J. A. Duffie and W. Beckman, *Solar engineering of thermal process*. 2013. doi: 10.1002/9781118671603.
- [62] M. Precoppe, A. Chapuis, J. Müller, and A. Abass, “Tunnel Dryer and Pneumatic Dryer Performance Evaluation to Improve Small-Scale Cassava Processing in Tanzania,” *J Food Process Eng*, vol. 40, no. 1, 2017, doi: 10.1111/jfpe.12274.
- [63] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 7th ed. 2011.
- [64] D. Pallet, M. Fournier, and A. Themelin, “Modélisation, identification et simulation d’un séchoir solaire à bois,” *Revue de Physique Appliquée*, vol. 22, no. 11, pp. 1399–1409, 1987, doi: 10.1051/rphysap:0198700220110139900.

- [65] Y. A. Çengel and A. J. Ghajar, *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications*, 5th ed. 2014.
- [66] Instituto Nacional de Ecología y Cambio Climático., “Factores de emision para los diferentes tipos de combustibles fosiles que se consumen en México.” Accessed: Jul. 12, 2023. [Online]. Available: <https://www.gob.mx/inecc/documentos/factores-de-emision-para-los-diferentes-tipos-de-combustible-fosiles-que-se-consumen-en-mexico>
- [67] V. & Abbott Smith, Nes, *Termodinámica en m Ingeniería Química*. 1995.
- [68] J. Ocon García and G. Tojo Barreiro, *Problemas de Ingeniería Química Tomo I*. 1970.
- [69] ASHRAE, *Ashrae Handbook*, Inch-Pound. 2021.
- [70] J. Ocon Garcia and G. Tojo Barreiro, *Problemas de Ingeniería Química Tomo II*. 1970.
- [71] S. Klein and G. Nellis, *Mastering EES*. Madison, WI 53744, 2012.
- [72] P. Malaikritsanachalee, W. Choosri, and T. Choosri, “Study on kinetics of flow characteristics in hot air drying of pineapple,” *Food Sci Biotechnol*, vol. 27, no. 4, pp. 1047–1055, 2018, doi: 10.1007/s10068-018-0357-6.
- [73] Comisión Reguladora de Energía, “Precios máximos aplicables de Gas LP,” 2023. [Online]. Available: <https://www.gob.mx/cre/documentos/precios-maximos-aplicables-de-gas-lp?idiom=es>
- [74] CONUEE, ANE, and GIZ, “Energía Solar Térmica para Procesos Industriales en México. Estudio base de mercado,” p. 89, 2018, [Online]. Available: www.gob.mx/conuee/www.anes.org%0Ahttps://mexiko.ahk.de/fileadmin/AHK_Mexiko/Events/Solar_15_Nov_2018/20181115_1_Estudio_de_mercado_calor_solar.pdf