



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**PROPUESTA DE CORRELACIÓN MATEMÁTICA PARA PREDECIR
PARÁMETROS DE TRANSMISIÓN TÉRMICA EN UN PROCESO DE
ENFRIAMIENTO POR HIDROFLUIDIZACIÓN**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO EN ALIMENTOS
P R E S E N T A:

ARTURO JÁCOME REBOLLO

ASESORES: IA. ALFREDO ALVAREZ CÁRDENAS
IA. VICTOR MANUEL AVALOS AVILA



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN



DRA. SUEMI RODRIGUEZ ROMO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
PRESENTE

DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

ATN: L. A. ARACELI HERRERA HERNANDEZ
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la Tesis :

Propuesta de correlación matemática para predecir parámetros de
transmisión térmica en un proceso de enfriamiento por hidrofuidización

que presenta el pasante: Arturo Jácome Rebollo
con número de cuenta: 30357017-6 para obtener el título de :
Ingeniero en Alimentos

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE

“POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU”

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 16 de agosto de 2010.

PRESIDENTE

IBQ. José Jaime Flores Minutti

VOCAL

IA. Alfredo Alvarez Cárdenas

SECRETARIO

IA. Manuel Alarcón López

PRIMER SUPLENTE

IA. Francisco Javier López Martínez

SEGUNDO SUPLENTE

IA. Francisco Javier Moreno López

*A Dios,
por la vida, por rodearme de los
mejores seres humanos y por darme
todo cuánto soy y tengo*

*A Rodri,
el hermano que me cuida, que me
ama y que me espera. Esto es para
ti. Te llevo siempre en mi corazón
¡Hasta que volvamos a vernos,
te amo!*

*A Mariano,
por ser un excelente hermano y un
gran niño ¡Sigue adelante, nunca te
rindas y siempre lucha por tus
sueños!*

*A mis padres,
por el apoyo, las enseñanzas, los recuerdos,
el amor, los regaños, las alegrías, las penas,
las risas, los valores, los principios, la
confianza, por tanto y por todo; pero
especialmente por haberme dado la vida y
hacer de esta experiencia la mejor de todas.
¡Los amo!*

*A Mariana,
quién me ha dado tanto y a quien
sólo puedo darle todo mi amor,
toda mi vida. ¡Te amo princesa!*

*A mi familia,
por estar cerca en todo momento y
nunca dejarme caer.*

*A Hugo, Juan, Chris, Alain,
Jaxiel, Lulú, Brenda, Pepe, Omar, Fernando,
Paola, Arely, Lyssette, Irais, Sandra, Andrea,
Álvaro, Beto, Chucho, Yadira, Nadia, Ara,
Erandi, Dario, Poncho, Danny, Lucy, por ser
no sólo mis grandes amigos, sino mis
compañeros de vida*

*A los ingenieros
Alfredo Álvarez Cárdenas y Víctor
Manuel Ávalos Ávila, por su
dedicación, apoyo, interés y
confianza en este proyecto.
¡Gracias por creer en mí!*

*A los ingenieros
Manuel Alarcón López y Christian
Ali Muñoz Durán por confiar en mí,
por brindarme mi primera
oportunidad y sobre todo, por el
apoyo incondicional. ¡Siempre
estaré en deuda con ustedes!*

*A los investigadores
K.A. Fikiin, J.M. Peralta e I.
Dincer por su contribución al
desarrollo de éste proyecto.*

*A la Universidad Nacional
Autónoma de México, mi alma
mater: “Por mi raza hablará el
espíritu”*

*« On joue les héros parce qu'on est lâche et les saints parce
qu'on est méchant; on joue les assassins parce qu'on meurt
d'envie de tuer son prochain, on joue parce qu'on est
menteur de naissance »*

Jean Paul Sartre

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	
NOMENCLATURA	
INTRODUCCIÓN	
CAPÍTULO I	
ANTECEDENTES	5
1.1 Enfriamiento de productos hortofrutícolas	5
1.1.1 Enfriamiento en lecho fluidizado	6
1.1.2 Enfriamiento por inmersión	7
1.1.3 Enfriamiento por hidrofuidización	8
1.2 Fluidización	10
1.3 Parámetros de transferencia de calor	11
1.4 Parámetros de flujo de fluidos	14
1.4.1 Sistemas de chorros de choque	15
1.5 Sistemas y unidades de hidrofuidización	18
1.6 Modelos matemáticos	20
1.6.1 Teoría de la correlación	21
1.6.2 Análisis de regresión	22
CAPÍTULO II	
METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL	24
2.1 Problema	24
2.2 Objetivo general	24
2.2.1 Objetivo particular 1	24
2.2.2 Objetivo particular 2	25
2.3 Diseño experimental	25
2.3.1 Control de la materia prima	25
2.3.2 Selección y justificación de variables	26
2.3.3 Metodología, técnicas e instrumentos de medición y control	29
2.3.4 Técnicas o métodos para el tratamiento o análisis de datos	36
CAPÍTULO III	
TRATAMIENTO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	39
3.1 Caracterización del equipo	39
3.1.1 Determinación del flujo volumétrico en la unidad de hidrofuidización	39
3.1.2 Pruebas preliminares de enfriamiento	41
3.2 Actividades experimentales para obtener la correlación matemática	43
3.2.1 Evaluación de coeficientes de transmisión térmica	43
3.2.2 Diseño ortogonal L-9	51
3.2.3 Correlación para la predicción del coeficiente convectivo	52
CONCLUSIONES	56
RECOMENDACIONES	57
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Sistema de chorro de choque (Modificado de Incropera y De-Witt, 1999)	16
Figura 2.	Patrón de flujo debido a las interferencias chorro-chorro en un sistema de chorros de choque múltiple (Weigand B. <i>et al.</i> , 2009)	17
Figura 3.	Diseño de equipo de hidrofuidización a nivel piloto para la congelación de pescado (Fikiin, 1992)	19
Figura 4.	Diseño de equipos de hidrofuidización a nivel laboratorio (Peralta <i>et al.</i> , 2009; Verboven <i>et al.</i> , 2003)	20
Figura 5.	Tipos de correlación entre variables (Jarvis, 2007)	22
Figura 6.	Acomodo del termopar en la muestra	26
Figura 7.	Arreglo de orificios para cada charola	29
Figura 8.	Diagrama de flujo del sistema de hidrofuidización	31
Figura 9.	Unidad de hidrofuidización	31
Figura 10.	Vista frontal del sistema de hidrofuidización	32
Figura 11.	Vista isométrica del sistema de hidrofuidización	33
Figura 12.	Alimentación directa del medio de enfriamiento hacia el tanque experimental.	39
Figura 13.	Arreglos de tubería para la alimentación del medio de enfriamiento hacia el tanque experimental	40
Figura 14.	Comportamiento del adimensional de temperaturas contra el tiempo de enfriamiento para las actividades de la primera repetición	44
Figura 15.	Comparativo del comportamiento de los coeficientes convectivos en función del número de orificios	47
Figura 16.	Efecto del flujo volumétrico y la turbulencia durante la hidrofuidización	48
Figura 17.	Comparativo del comportamiento del coeficiente convectivo en función del número de Reynolds	50
Figura 18.	Perfiles de chorros de choque según el número de orificios	50

Figura 19.	Efectos de las variables sobre el coeficiente convectivo	51
Figura 20.	Comparativo entre el comportamiento del coeficiente convectivo experimental y el calculado	54

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Métodos de conservación de alimentos (Dincer, 1997)	1
Tabla 2.	Tabla de variables	28
Tabla 3.	Actividades experimentales según el diseño ortogonal L-9	28
Tabla 4.	Parámetros de diseño considerados para la construcción del sistema de hidrofluidización (Peralta et al., 2009)	30
Tabla 5.	Flujos volumétricos a los que opera la unidad de hidrofluidización	41
Tabla 6.	Cuadro comparativo entre los diferentes métodos de enfriamiento para papa cambray	42
Tabla 7.	Coefficientes de enfriamiento y coeficientes de correlación obtenidos para las actividades experimentales.	45
Tabla 8.	Coefficientes convectivos promedio	45
Tabla 9.	Coefficientes de transmisión térmica durante el enfriamiento por hidrofluidización de papa cambray	49
Tabla 10.	Análisis de varianza para la regresión múltiple	53
Tabla 11.	Comparación entre coeficientes convectivos experimentales y calculados con la ecuación 13	53

RESUMEN

La hidrofuidización es una técnica innovadora para el enfriamiento y/o congelación de algunos productos alimenticios, principalmente productos marítimos y hortofrutícolas, cuya aplicación no se ha implementado a nivel industrial a pesar de las grandes ventajas que ésta ofrece, tales como la reducción de los tiempos de enfriamiento y/o congelación del alimento, el ahorro del consumo energético, la versatilidad de los equipos y la mínima alteración de las propiedades y atributos de calidad del alimento. El principio de la hidrofuidización consiste en exponer el alimento a chorros de choque para generar una alta turbulencia en la superficie del producto y por lo tanto, desarrollar altos coeficientes de transmisión térmica, lo cual se logra mediante una unidad que bombea un fluido refrigerante desde un depósito hasta un recipiente dentro del cual se colocan las muestras. El fluido pasa a través de una charola perforada, generando los chorros de choque que entran en contacto directo con el producto. Posteriormente el fluido rebosa hacia una camisa y retorna por gravedad al depósito del medio refrigerante, permitiendo que el enfriamiento sea un proceso continuo. El objetivo de este proyecto fue la obtención de una correlación matemática para predecir el coeficiente convectivo en la superficie de alimentos sometidos a un enfriamiento por hidrofuidización. Dicha correlación permite calcular el coeficiente convectivo en función del diámetro del alimento, del flujo del sistema y del número de orificios de la placa. La correlación obtenida mediante regresión lineal múltiple permite obtener coeficientes convectivos con una variación promedio de 5.89% con respecto a los valores experimentales. Dicha correlación es aplicable para charolas de 5 a 13 orificios, operando el sistema con un flujo de $2.93E-4$ a $6.2E-4$ m^3/s y para alimentos esféricos (relación V/A entre 3.3 y 6.7mm) de 0.024 a 0.050m de diámetro.

NOMENCLATURA

<i>A</i>	Área de transmisión térmica (m ²)
<i>Bi</i>	Número de Biot
<i>C</i>	Coefficiente de enfriamiento (s ⁻¹)
<i>D</i>	Diámetro (m)
<i>F</i>	Fuerza (kgm/s ²)
<i>g</i>	Aceleración de la gravedad (m/s ²)
<i>H</i>	Altura (m)
<i>h</i>	Coefficiente convectivo (W/m ² °C)
<i>K</i>	Conductividad térmica (W/m°C)
<i>L</i>	Factor lag
<i>Nu</i>	Número de Nusselt
<i>No</i>	Número de orificios
<i>P</i>	Presión (Pa)
<i>q</i>	Flujo de calor (W/m ²)
<i>Q</i>	Flujo volumétrico (m ³ /s)
<i>R</i>	Coefficiente de correlación
<i>R²</i>	Coefficiente de determinación
<i>Re</i>	Número de Reynolds
<i>T</i>	Temperatura (°C)
<i>t</i>	Tiempo (s)
<i>u</i>	Velocidad (m/s ²)
<i>V</i>	Volumen (m ³)
<i>U_{0M}</i>	Velocidad mínima de fluidización (m/s)
<i>β</i>	Coefficiente de regresión
<i>ε_M</i>	Porosidad mínima para fluidización
<i>θ</i>	Adimensional de temperaturas
<i>μ</i>	Viscosidad (Pa.s)
<i>ρ</i>	Densidad (kg/m ³)
<i>φ</i>	Esfericidad

Subíndices

<i>0</i>	Inicial
<i>enf</i>	Enfriamiento
<i>ent</i>	Entrada
<i>m</i>	Medio de enfriamiento
<i>min</i>	Mínimo
<i>n</i>	Orificio
<i>p</i>	Partícula esférica
<i>s</i>	Partícula sólida, superficie
<i>sal</i>	Salida

INTRODUCCIÓN

La conservación de alimentos es una de las aplicaciones de mayor importancia dentro de la industria de los alimentos, cuyo objetivo es prolongar la vida de anaquel y mantener la calidad del alimento en términos de color, textura y sabor. La conservación puede alcanzarse a partir de una amplia variedad de técnicas, tales como el almacenamiento en frío, enlatado, congelación, secado, entre otras (Dincer, 1997).

En la actualidad se disponen de numerosos métodos para la conservación de los alimentos, los cuales pueden ser físicos, químicos o biológicos, algunos ejemplos se presentan en la Tabla 1:

Tabla 1. *Métodos de conservación de alimentos (Dincer, 1997)*

Métodos físicos	Métodos químicos	Métodos biológicos
Altas temperaturas <ul style="list-style-type: none"> • <i>Enlatado</i> • <i>Esterilización</i> • <i>Procesos asépticos</i> • <i>Pasteurización</i> • <i>Escaldado</i> Bajas temperaturas: <ul style="list-style-type: none"> • <i>Enfriamiento</i> • <i>Almacenamiento en frío</i> • <i>Congelación</i> Deshidratación <ul style="list-style-type: none"> • <i>Secado</i> • <i>Liofilización</i> • <i>Deshidratación osmótica</i> Extrusión Irradiación	Colorantes Saborizantes Emulsificantes Antioxidantes Ácidos, bases y sales Suplementos nutricionales	Fermentación

Los métodos físicos de conservación han tenido un enorme avance tecnológico y de aplicaciones en el siglo XX (Tilbury, 1980). Algunos métodos como el secado, salado, ahumado o cocción son generalmente económicos, por lo que su aplicación resulta amplia en la industria; sin embargo, resultan en alteraciones del alimento tales como pérdidas nutrimentales y modificación de propiedades como el sabor, textura y color. Por otra parte, la

implementación de métodos como la refrigeración resulta en una aplicación de mayor conveniencia desde el punto de vista de la calidad del alimento (Dincer, 1997), ya que previene o retarda los cambios microbiológicos, fisiológicos y químicos en el alimento (ASHRAE Handbook, 1998).

La refrigeración tiene una enorme cantidad de aplicaciones dentro de la industria alimentaria, principalmente en productos lácteos, cárnicos, pesqueros y hortofrutícolas. El desarrollo que ha tenido la refrigeración en la industria de los alimentos fue debido a la necesidad de extender la vida de anaquel de los productos tras su cosecha, así como durante su procesamiento y distribución al consumidor (ASHRAE Handbook, 1998).

Desde el año 2003, la industria agrícola en México ha contribuido en promedio con el 3.6% del producto interno bruto. En el año 2008, la producción agrícola de México fue de 176.3 millones de toneladas, de la cual el 16% corresponde a productos hortofrutícolas (SAGARPA, 2009). Es común que se tengan pérdidas en la producción anual de productos hortofrutícolas, las cuales son ocasionadas por altas temperaturas durante la manipulación, almacenamiento y transporte, lo que favorece la descomposición y pérdida en el valor nutrimental y en la calidad (ASHRAE Handbook, 1998). El objetivo principal para mantener la calidad, es el de proporcionar productos frescos y en condiciones atractivas para los consumidores. Los productos hortofrutícolas poseen cortos tiempos de vida de anaquel (Jancsó *et al.*, 2002) y la pérdida de la calidad puede ser ocasionada de distintas maneras:

1. Cambios metabólicos asociados a la fisiología del producto (respiración, deterioro, maduración) que provocan modificaciones a nivel de composición, textura y color.
2. Pérdida de humedad, que debido a la transpiración ocasiona alteraciones a nivel textural.
3. Daños físicos debido al manejo mecánico.
4. Enfermedades causadas por parásitos y/o microorganismos.

El problema con los productos hortofrutícolas es que al ser organismos vivos sus procesos fisiológicos continúan aún después de la cosecha, por lo que están sujetos a los procesos de deterioro. Debido a esto, se busca una extensión de la vida de anaquel retardando los procesos fisiológicos y de deterioro mediante la aplicación de bajas temperaturas (Brosnan

et al., 2001). La refrigeración es el mejor método para controlar el deterioro causado por reacciones químicas y biológicas, así como el crecimiento microbiano (ASHRAE, 1998).

Existen diversas técnicas para el enfriamiento y/o congelación de productos hortofrutícolas como el hidrogenfriamiento, en lecho fluido, por aire forzado, inmersión, entre otras; mismas que no alteran considerablemente la calidad y propiedades del alimento. Sin embargo, representan la adquisición de equipos costosos, de grandes dimensiones, con altos consumos energéticos y en algunos casos, como en el enfriamiento con aire, largos tiempos de tratamiento.

La hidrofuidización es un método que surgió a partir de la combinación del enfriamiento en lecho fluido y por inmersión, ofreciendo las ventajas de ambos métodos y compensando las desventajas como bajos coeficientes de transferencia de calor, pérdidas de humedad superficiales, altos consumos energéticos e incorporación de solutos al alimento (Fikiin y Fikiin, 1998, 2003; Fikiin, 2003). La hidrofuidización consiste en un sistema circulante que bombea el líquido refrigerante a través de orificios dentro de un recipiente, creando chorros que generan agitación, aumentando la velocidad de transferencia de calor entre el medio y el alimento (Verboven *et al.*, 2003). El método de hidrofuidización se aplica tanto para el enfriamiento como para la congelación de algunos productos alimenticios como productos pesqueros y algunos vegetales y frutas (Fikiin, 1992; Verboven *et al.*, 2003).

Actualmente la hidrofuidización sólo ha sido estudiada a nivel laboratorio en sistemas discontinuos (Scheerlinck *et al.*, 2002; Verboven *et al.*, 2003) y a nivel piloto en sistemas continuos (Fikiin, 1992, 2003; Fikiin y Fikiin, 1998). A pesar de las ventajas que representa, dicha tecnología no ha sido aplicada a nivel industrial y no se dispone de equipos para tales propósitos. Para el óptimo diseño de equipos de refrigeración y/o congelación se requiere estimar los tiempos de enfriamiento/congelación; dichas estimaciones dependen del coeficiente convectivo (Fricke *et al.*, 2005).

En los procesos de enfriamiento y congelación de alimentos, el coeficiente convectivo es muy complejo ya que depende en gran medida de las propiedades físicas y térmicas del medio de enfriamiento y del alimento. La medición directa del coeficiente convectivo y las propiedades térmicas de un alimento al ser sometido a un proceso de enfriamiento es muy

complicada, por lo que se han desarrollado métodos analíticos para determinar los coeficientes mediante el registro de algunas variables, como la temperatura en el centro del alimento, la del medio, el tiempo de enfriamiento, entre otras. Se han desarrollado correlaciones para la determinación del coeficiente convectivo en aplicaciones de enfriamiento tanto con agua como con aire; estas correlaciones permiten obtener estimaciones muy precisas sobre el valor real del coeficiente convectivo durante el enfriamiento y/o congelación en cualquier medio (Dincer *et al.*, 1996).

En la hidrofuidización de alimentos, es esencial conocer la forma en la que el flujo del medio refrigerante en torno al alimento afecta la transferencia de calor y masa, por lo que se requiere conocer cómo se modifica el coeficiente convectivo en función a las variables de operación (Peralta *et al.*, 2009). Diversos autores han evaluado los coeficientes convectivos en sistemas hidrofuidizados, concluyendo que varían en función del tipo de fluido refrigerante (Torres-de María *et al.*, 2005) y sus propiedades termofísicas, las condiciones del flujo, la turbulencia, el tamaño del alimento y la agitación en el medio, la cual determina la distribución espacial de los coeficientes de transferencia de calor (Laurindo, 2009). Los estudios del proceso han permitido establecer correlaciones entre números adimensionales (Nu, Re, Pr) en función al coeficiente de forma del alimento, a la distancia entre el producto y los orificios a través de los cuales se inyecta el medio refrigerante, al nivel de agitación, entre otras variables (Fikiin, 1992; Peralta, 2009; Laurindo, 2009; Verboven *et al.*, 2003).

Por lo anterior, este trabajo tiene como objetivo la integración de las condiciones de operación del sistema (flujo y el número de orificios) y del producto (diámetro) para obtener una correlación matemática que permita calcular el coeficiente convectivo en papas tipo cambray durante un proceso de enfriamiento por hidrofuidización.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1 Enfriamiento de productos hortofrutícolas

Los productos hortofrutícolas son organismos vivos que desarrollan una serie de procesos biológicos y fisiológicos, como la respiración y la transpiración. Dichos procesos son resultado de la misma naturaleza del alimento y se ven afectados directamente por factores intrínsecos (productos climatéricos y no climatéricos) y extrínsecos (temperatura, concentración de etileno, oxígeno y dióxido de carbono) causando alteraciones en los atributos de calidad del producto (Brosnan *et al.*, 2001). El tratamiento después de la cosecha de los productos hortofrutícolas es un paso de vital importancia para mantener la calidad y extender la vida útil, que corresponde al periodo que el producto permanece en condiciones aceptables para su consumo (Tijssens, 1995).

Existen diferentes métodos para extender la vida útil de los productos hortofrutícolas, tales como: retardar los procesos fisiológicos y de deterioro mediante el almacenamiento a bajas temperaturas o en atmósferas modificadas; o inactivar los procesos fisiológicos mediante tratamientos térmicos, congelación, deshidratación, etc. El enfriamiento inmediato después de la cosecha, o preenfriamiento, es un proceso crítico puesto que es necesario disminuir la temperatura para minimizar las reacciones de deterioro en el producto. La remoción del calor de campo en los productos hortofrutícolas debe hacerse lo más rápido posible para detener los procesos de senescencia y deterioro, así como para mantener un alto nivel de calidad y frescura que asegure la satisfacción de los consumidores en el mercado (Brosnan *et al.*, 2001).

El preenfriamiento de productos hortofrutícolas es la operación inicial de la cadena de frío que retarda el crecimiento microbiano y disminuye los procesos de deterioro y putrefacción, ya que la transpiración, evaporación y respiración ocurren con mayor lentitud a bajas temperatura, por lo tanto es importante reducir la temperatura en el producto debido a

que la tasa de respiración está relacionada con la tasa de deterioro tras la cosecha (Kader *et al.*, 1992).

Para la industria hortofrutícola existe una gran variedad de técnicas de enfriamiento, como el hidrogenfriamiento, por aire forzado, en almacenes frigoríficos, por vacío, en cámaras de refrigeración, con hielo (hídrico y fluido), entre otras. Estas técnicas poseen un gran espectro de aplicación para ciertos productos sin que éstos sufran pérdidas en su calidad (Wang, 1993). Para determinar el tipo de método o técnica de enfriamiento, deben considerarse factores como: la naturaleza del producto, los requerimientos de envase, el volumen de producto, y principalmente, el impacto económico de las mismas. Asimismo, deben considerarse factores internos tales como la composición química, la estructura y las propiedades del alimento (la conductividad térmica, el calor específico, la difusividad térmica y la actividad de agua) mismas que son dependientes de factores externos como la temperatura y la humedad del ambiente (Ochoa *et al.*, 2006).

Actualmente se han desarrollado nuevas técnicas para el enfriamiento de productos hortofrutícolas, ya que existe una tendencia que consiste en modificar los procesos convencionales para incrementar la eficiencia de los sistemas y la velocidad de enfriamiento de los productos; asimismo, se pretende reducir el tamaño de los equipos y los costos (Peralta *et al.*, 2009). Dentro de las técnicas que recientemente se han aplicado con buenos resultados, se encuentra el enfriamiento por inmersión, que además de ser un método rápido para enfriar o congelar alimentos, es una tecnología que no daña el ambiente y permite obtener ahorros considerables en cuestiones energéticas (Chourot *et al.*, 2003). Una mayor innovación, es el enfriamiento y/o congelación de alimentos por hidrofuidización, tecnología que nace a partir de la integración de los principios de aplicación del lecho fluidizado y del enfriamiento por inmersión. Dicha tecnología permite ofrecer las ventajas de ambos métodos, además de compensar las desventajas de los mismos (Fikiin, 1992; Fikiin y Fikiin, 1998).

1.1.1 Enfriamiento en lecho fluidizado

La fluidización con aire ha sido aplicada ampliamente durante los últimos 38 años en la industria alimentaria (Fikiin y Fikiin, 1998). La aplicación más importante de esta tecnología se enfoca principalmente a la congelación de productos hortofrutícolas.

El lecho fluidizado, permite la congelación o el enfriamiento individual de partículas, en el proceso se logran obtener altos coeficientes de transmisión térmica, por lo que los tiempos de congelación y/o enfriamiento son cortos y los equipos empleados son compactos. Algunos equipos de lecho fluidizado son hasta 3 veces más pequeños comparado con otros equipos para congelar productos hortofrutícolas (Smith, 2007).

Las aplicaciones de fluidización son amplias, principalmente para la congelación de productos hortofrutícolas inmediatamente después de su cosecha (Jowitt, 1977). Los chícharos son uno de los productos que se congelan mediante lecho fluidizado, alcanzando temperaturas de hasta -18°C en 110s. Otros productos que son sometidos a esta técnica son papas fritas, rodajas de zanahoria, rodajas de pepino, fresas, frambuesas, zarzamoras y gran variedad de frutas y vegetales (Smith, 2007).

Esta técnica ofrece varias ventajas como la rápida congelación o enfriamiento, reduciendo las pérdidas de humedad en el alimento y conservando la calidad del producto debido a una delgada capa de hielo que se forma alrededor de los alimentos. Otras ventajas son que el sistema no representa altos costos de instalación, es de fácil control e higiénico (Tressler *et al.*, 1968). Asimismo, el proceso puede ser continuo y automático.

Dentro de las desventajas o limitantes del lecho fluidizado se encuentran principalmente las relacionadas a los costos de operación, ya que se necesitan unidades de refrigeración que puedan mantener temperaturas de hasta -45°C , además la fluidización de aire requiere una alta velocidad y presión en el aire, lo que resulta en un gran consumo energético. Es importante considerar también que el lecho fluidizado es una tecnología aplicable sólo en función del control de algunos parámetros, tales como la forma, peso y tamaño del producto (Fikiin y Fikiin, 1998).

1.1.2 Enfriamiento por inmersión

La refrigeración y congelación por inmersión consiste en sumergir un alimento en un fluido acuoso a baja temperatura (Torres-de-María *et al.*, 2004). Se emplean medios acuosos para lograr el enfriamiento y/o congelación de alimentos por contacto directo, los medios acuosos deben ser incongelables bajo las condiciones de operación del proceso para lo cual se recurre a

depresores del punto de congelación, como cloruro de sodio, cloruro de calcio, azúcares, etanol, entre otros (Robertson *et al.*, 1976).

Esta técnica es muy versátil, ya que puede aplicarse directamente o como un tratamiento previo para enfriar parcialmente el alimento y congelarlo posteriormente mediante alguna otra técnica de congelación (Lucas y Raoult-Wack, 1998).

El empleo de medios acuosos con solutos ocasiona que durante el proceso se den simultáneamente transferencias de masa y de energía, ya que mientras el producto y el medio alcanzan un equilibrio térmico, el producto gana parte de los solutos que se encuentran en la solución y pierde agua (Torres-de-María *et al.*, 2004).

Dentro de las ventajas que ofrece esta técnica de enfriamiento se encuentran los bajos costos de inversión y operación, los cortos tiempos de enfriamiento y los altos coeficientes de transmisión térmica que se alcanzan en el sistema, que son hasta 20 veces mayores que en el enfriamiento con aire, representando un ahorro energético de hasta el 25% (Fikiin y Fikiin, 1998; Laurindo *et al.*, 2010; Robertson *et al.*, 1976). No obstante las ventajas que representa, el enfriamiento por inmersión ha sido limitado debido a que no existe un control adecuado del soluto que se transfiere hacia el alimento, además de los problemas operacionales que representa, tales como: la alta viscosidad de algunos fluidos a bajas temperaturas, el mantenimiento de la temperatura y concentración en el medio de enfriamiento (Fikiin y Fikiin, 1998). Otra de las grandes limitantes corresponde a la distribución heterogénea de los coeficientes convectivos durante la inmersión, ya que éstos dependen de la posición en el tanque y el flujo del medio refrigerante (Laurindo, 2010). El enfriamiento por inmersión se aplica a productos hortofrutícolas, cárnicos y pesqueros, tales como: chícharos, rábanos, duraznos, cerezas, naranjas, pollo, camarones, mariscos, atún, sardina, entre otros (Laurindo, 2010; Lucas y Raoult-Wack, 1998).

1.1.3 Enfriamiento por hidrofuidización

La hidrofuidización es un método emergente que fue diseñado para integrar las ventajas que ofrecen los métodos de enfriamiento y congelación de lecho fluidizado y por inmersión y al mismo tiempo, compensar y reducir las desventajas de ambos métodos (Fikiin y Fikiin, 1998).

El enfriamiento y/o congelación por hidrofuidización consiste básicamente en un sistema recirculado que bombea el medio refrigerante dentro de un recipiente, el cual al pasar a través de orificios genera chorros agitados que están en contacto con el alimento y que aumentan la transferencia de calor durante el proceso (Verboven *et al.*, 2003). Cuando el proceso de hidrofuidización se controla adecuadamente, ésta resulta una técnica potencial para el enfriamiento y congelación individual de productos alimenticios, con las ventajas del enfriamiento por inmersión y el lecho fluidizado, además de permitir realizar el proceso en equipos compactos (Peralta *et al.*, 2009).

Actualmente esta tecnología ha sido estudiada a nivel laboratorio en procesos por lotes (Scheerlinck *et al.*, 2002; Verboven *et al.*, 2003) y a nivel piloto en sistemas continuos (Fikiin, 1985, 1992). Las aplicaciones principales de los sistemas hidrofuidizados son para el enfriamiento y/o congelación de algunas variedades de pescado, moluscos, ostras, así como para algunas frutas y vegetales (Fikiin 1992; Scheerlinck *et al.*, 2002; Verboven *et al.*, 2003).

El método de hidrofuidización alcanza altos coeficientes de transmisión térmica con bajos diferenciales de temperatura entre el producto y el medio de enfriamiento, lo que implica que el trabajo mecánico del refrigerante secundario no represente un excesivo consumo energético. (Fikiin, 2003). Asimismo, el refrigerante secundario que se emplea, se mantiene aislado en un sistema independiente, lo que reduce las emisiones de éste hacia el ambiente. La operación puede llevarse a cabo de manera continua y automática, reduciendo los costos operacionales. El sistema es versátil debido a que puede emplear diferentes medios acuosos para lograr el enfriamiento, como hielo fluido, algunas soluciones acuosas con bajos puntos de congelación o inclusive, agua a bajas temperaturas. La implementación industrial de este sistema representaría un ahorro en materia de producción agrícola, consumo energético, costos de inversión y de operación, además de mejorar la calidad de los alimentos, ya que en el medio refrigerante se pueden añadir algunos antioxidantes, sabores y micronutrientes que permiten extender su vida útil, mantiene el valor nutricional y las propiedades sensoriales como el color, sabor y textura (Fikiin y Fikiin, 1998; Fikiin, 1992, 2003).

1.2 Fluidización

La fluidización describe la condición de partículas sólidas completamente suspendidas, toda vez que la suspensión se comporta como un fluido denso. Los sólidos fluidizados pueden descargarse del lecho a través de tuberías y válvulas como un líquido, y esta fluidez es la principal ventaja del uso de la fluidización para el tratamiento de sólidos (McCabe *et al.*, 1991).

Considerando un sistema que consta de un tubo vertical que contiene un material granular y una placa porosa en el fondo, para soportar el lecho y distribuir uniformemente el flujo en toda la sección transversal. La entrada del agente fluidizante es por la parte inferior de la placa a una velocidad determinada, el agente fluidizante asciende hasta las partículas, entre las cuales fluye bajo un régimen laminar, sin ocasionar que éstas se muevan. La velocidad aumenta gradualmente y por consiguiente lo hace la caída presión, sin generar movimiento de las partículas sólidas. A una velocidad determinada, la caída de presión a través del lecho equilibra la fuerza de gravedad sobre las partículas, o peso del lecho, por lo que un posterior incremento en la velocidad del agente fluidizante provoca el movimiento de las partículas. Al aumentar la velocidad, las partículas están suficientemente separadas entre sí para moverse en el lecho y comienza la fluidización (McCabe *et al.*, 1991; Smith, 2007). Una vez que el lecho se encuentra fluidizado, la caída de presión a través del lecho permanece constante. El lecho puede operar con grandes velocidades y con muy poca o ninguna pérdida de sólidos, toda vez que la velocidad superficial que se requiere para soportar el lecho de partículas es menor que la velocidad límite para las partículas individuales. Se puede obtener una ecuación para la velocidad mínima de fluidización, tomando la caída de presión a través del lecho igual al peso del lecho por unidad de área de la sección transversal y tomando en cuenta la fuerza de flotación del fluido desplazado:

$$U_{0M} \approx \left[\frac{\varphi_s D_p g (\rho_p - \rho) \varepsilon_M^3}{1.75\rho} \right]^{1/2} \quad [1]$$

Donde U_{0M} es la velocidad mínima de fluidización, φ_s corresponde a la esfericidad de la partícula sólida, D_p es el diámetro de la partícula esférica, g es la aceleración de la gravedad, ρ_p es la densidad de la partícula, ρ es la densidad, ε_M es la porosidad mínima para fluidización.

La ecuación 1 permite calcular la velocidad mínima de fluidización para $Re > 10^3$ y es aplicable tanto a líquidos como a gases (McCabe *et al.*, 1991).

Existen dos tipos de fluidización, la fluidización particulada y la agregativa. La primera se caracteriza por una expansión grande pero uniforme del lecho a velocidades elevadas. La segunda, se presenta en lechos de sólidos fluidizados con aire, en los que a velocidades mayores a la velocidad mínima de fluidización, el gas pasa a través del lecho en forma de burbujas y sólo una pequeña fracción del gas fluye por los canales entre las partículas. Las partículas se mueven erráticamente generando un lecho sin uniformidad, atribuido a la agregación de las partículas. El comportamiento del lecho en la fluidización agregativa depende del número y tamaño de burbujas de gas (McCabe *et al.*, 1991; Smith, 2007).

La generalización de que los líquidos favorecen una fluidización particulada de sólidos mientras que los gases favorecen una fluidización agregativa no es completamente válida, ya que hay que considerar la diferencia de densidad, pues un sólido de alta densidad que es fluidizado por un líquido puede presentar una fluidización agregativa, mientras que un sólido de baja densidad fluidizado por un gas a alta presión puede presentar una fluidización particulada (McCabe *et al.*, 1991).

Las ventajas de la fluidización consisten en que el sólido se encuentra sujeto a una agitación vigorosa por el fluido o agente fluidizante. Dicho movimiento da lugar a elevadas velocidades de transmisión de calor (McCabe *et al.*, 1991).

1.3 Parámetros de transferencia de calor

Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre dos o más cuerpos, ocurrirá una transferencia de calor desde el cuerpo con mayor temperatura hacia el de menor. Existen tres mecanismos para que la transferencia de calor exista, cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario se transfiere calor por conducción. Cuando la transferencia sea entre una superficie y un fluido en movimiento a diferentes temperaturas será por convección. Finalmente, cuando las superficies emiten energía en forma de ondas electromagnéticas, la transferencia de calor es por radiación (Incropera y DeWitt, 1999).

En la transferencia de calor por convección que ocurre entre un fluido en movimiento y una superficie limitante, se desarrolla una interacción fluido-superficie, que corresponde a una región en el fluido en la cual la velocidad varía desde cero en la superficie a un valor infinito asociado con el flujo. A dicha región se le denomina capa límite de velocidad. Si las temperaturas de la superficie y del fluido difieren, habrá entonces una región del fluido a través de la cual la temperatura varía desde la de la superficial hasta la del flujo, lo que corresponde a la capa límite térmica.

La convección se compone de dos mecanismos, ya que el calor se transfiere debido al movimiento molecular aleatorio o difusión y además se transfiere mediante el movimiento global o volumétrico del fluido, ya que el movimiento colectivo de moléculas en presencia de un gradiente de temperaturas contribuye a la transferencia de calor. La contribución del movimiento molecular aleatorio domina cerca de la superficie, donde la velocidad del fluido es baja, puesto que en la interfaz que se forma entre la superficie y el fluido, la velocidad tiende a cero y el calor se transfiere sólo por convección. La contribución del movimiento global o volumétrico del fluido se debe a que la capa límite aumenta a medida que el flujo avanza. El calor que se conduce en esta capa es arrastrado corriente abajo y finalmente se transfiere al fluido fuera de la capa límite (Incropera y DeWitt, 1999).

Existen dos tipos diferentes de convección, la convección natural y la forzada. En el caso de la primera, se presenta cuando una superficie sólida se encuentra en contacto con un gas o un líquido a temperatura diferente de la superficie; las diferencias de densidad en el flujo proporcionan la fuerza de flotación requerida para el movimiento del fluido. Por otra parte, en la convección forzada se provoca el flujo de un fluido sobre una superficie sólida por medio de algún dispositivo mecánico (Cervantes, 1999). Cuando el fluido que rodea a la superficie del sólido tiene un movimiento convectivo natural o forzado, la velocidad de transferencia de calor del sólido al fluido, o viceversa, se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$q = h A (T_s - T_m) \quad [2]$$

Donde q corresponde al flujo de calor (W/m^2), A corresponde al área de transferencia de calor (m^2), T_s corresponde a la temperatura en la superficie (K), T_m corresponde a la temperatura del fluido (K). Esta expresión se conoce como la ley de Newton de enfriamiento,

donde la constante de proporcionalidad h ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) se denomina coeficiente convectivo (Incropera y De-Witt, 1999).

El coeficiente de transferencia de calor depende de las condiciones de la capa límite, en las que influyen la geometría del sistema, las propiedades termodinámicas del fluido, la velocidad del fluido, el diferencial de temperaturas (Bejan, 1993; Geankoplis, 1998; Incropera y De-Witt, 1999).

Cuando el flujo de calor por convección (q) es positivo, entonces el calor se transfiere desde la superficie hacia el fluido; en cambio, si es negativo, el calor se transfiere desde el fluido hacia la superficie (Incropera y De-Witt, 1999). En la mayoría de las situaciones que implican transferencia de calor en un líquido, por lo general se presenta una transferencia convectiva además de la conductiva (Bejan, 1993; Geankoplis, 1998; Kreith, 2001).

El tipo de flujo sobre la superficie ejerce un efecto considerable sobre el coeficiente de transferencia de calor, cuanto más turbulento sea el flujo, más alto será dicho coeficiente. Debido a la dependencia del tipo de flujo y el coeficiente de transferencia de calor, existen correlaciones semiempíricas para predecir los valores del coeficiente en función de las propiedades físicas del fluido, el tipo y velocidad de flujo, la diferencia de temperaturas y de la geometría del sistema físico. Además se usan números adimensionales como el Reynolds, el Nusselt y el Prandtl (Kreith, 2001). El número de Prandtl correlaciona físicamente el espesor relativo de la capa hidrodinámica con el de la capa límite térmica. Por otra parte, el número de Nusselt se usa para relacionar los datos para el coeficiente de transferencia de calor con la conductividad térmica y una dimensión característica D :

$$Nu = \frac{h D}{K} \quad [3]$$

El número de Nusselt expresa la relación existente entre el calor que se transfiere por convección en un fluido y el calor que se transfiere por conducción. Permite determinar cuál de los dos mecanismos prevalece en el sistema. Cuando hay una transferencia de calor durante un flujo sumergido, el flujo depende de la geometría del cuerpo, de su posición, de la velocidad de flujo y las propiedades del fluido. El coeficiente de transferencia de calor varía

en diferentes partes del cuerpo, por lo que se emplean relaciones empíricas para estudiar dichas variaciones (Bejan, 1993).

1.4 Parámetros de flujo de fluidos

El flujo y el comportamiento de fluidos poseen una importancia fundamental en las operaciones unitarias. Un fluido es aquella sustancia que no resiste la deformación causada por una fuerza y, por tanto, cambia de forma. El estudio de los fluidos puede dividirse en aquél que se dedica a los fluidos en reposo, denominada estática de fluidos, y al de los fluidos en movimiento, denominada dinámica de fluidos.

Para los fluidos estáticos, una de las propiedades más importantes es la presión del fluido, que corresponde a la fuerza superficial que ejerce el fluido sobre las paredes del recipiente en el cual está contenido. Propiamente la presión P corresponde a la fuerza F aplicada por unidad de área A :

$$P = \frac{F}{A} \quad [4]$$

Dentro de la dinámica de fluidos, se han definido dos tipos de flujo: el flujo laminar y el flujo turbulento. Se puede presentar cualquiera de los tipos de flujo dependiendo de las condiciones bajo las cuales el fluido se encuentra. Cuando la velocidad del flujo es baja, se tiene un desplazamiento uniforme, que es lo que se conoce como flujo laminar, en el cual las capas de fluido se desplazan una sobre otra obedeciendo la ley de viscosidad de Newton. Si la velocidad de flujo fuera alta, entonces se genera un flujo inestable en el cual se forman remolinos debido a que las partículas del fluido se mueven en todas direcciones y es lo que se denomina flujo turbulento (Geankoplis, 1998).

La transición del flujo laminar al turbulento no se encuentra sólo en función a la velocidad del fluido, sino que además depende de la densidad, la viscosidad y el diámetro a través del cual se transporta el fluido. Dichas variables se relacionan por medio de un número adimensional, denominado número de Reynolds, el cual corresponde a un balance entre las fuerzas inerciales del fluido y la fuerza que se opone al flujo de éste. Matemáticamente el número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad [5]$$

Cuando se tiene un flujo a través de una tubería, si el número de Reynolds es menor de 2100, el flujo siempre es laminar. Cuando es mayor de 4000, el flujo es turbulento. Entre ambos valores se tiene una región de transición donde el flujo puede ser laminar o turbulento (Bejan, 1993; Geankoplis, 1998).

1.4.1 Sistemas de chorros de choque

Los sistemas de chorros de choque son mecanismos de enfriamiento bastante atractivos debido a que desarrollan altos coeficientes convectivos. Es un sistema de gran importancia a nivel industrial debido a sus aplicaciones en el enfriamiento de metales, turbinas, celdas fotovoltaicas, entre otras (Glynn *et al.*, 2005). Recientemente se ha extendido su aplicación al enfriamiento y/o calentamiento dentro de la industria alimentaria (Dirita *et al.*, 2007).

Los sistemas de chorros de choque han sido empleados particularmente como un método alternativo para la congelación de alimentos debido a que sus características generan una alta turbulencia y favorecen la obtención de elevados coeficientes convectivos, mejorando la calidad final del producto (Soto *et al.*, 2001). Es importante considerar que la eficiencia de los chorros de choque es afectada por factores como la velocidad del fluido a la salida del orificio, la geometría del orificio, las características superficiales del producto y el diseño del sistema (Sarkar A. *et al.*, 2004)

Cuando algún fluido se inyecta en forma de chorro a través de un orificio y choca sobre una superficie se tienen elevados coeficientes para el calentamiento, enfriamiento, o secado por convección. Los chorros se descargan desde un orificio de diámetro D_o y son turbulentos; al salir del orificio poseen un perfil de velocidad uniforme, sin embargo, al aumentar la distancia desde la salida, el intercambio de momento entre el chorro y el ambiente ocasiona que el límite del chorro se ensanche y que se contraiga el núcleo potencial, dentro del cual se retiene la velocidad de salida uniforme. Fuera del núcleo potencial, el perfil de velocidad no es uniforme y ésta disminuye al aumentar la distancia desde la salida del orificio. La región del flujo sobre la cual las condiciones no son afectadas por la superficie de choque se denomina

chorro libre. Dentro de la zona de estancamiento o de choque, el flujo está influido por la superficie de choque (Figura 1).

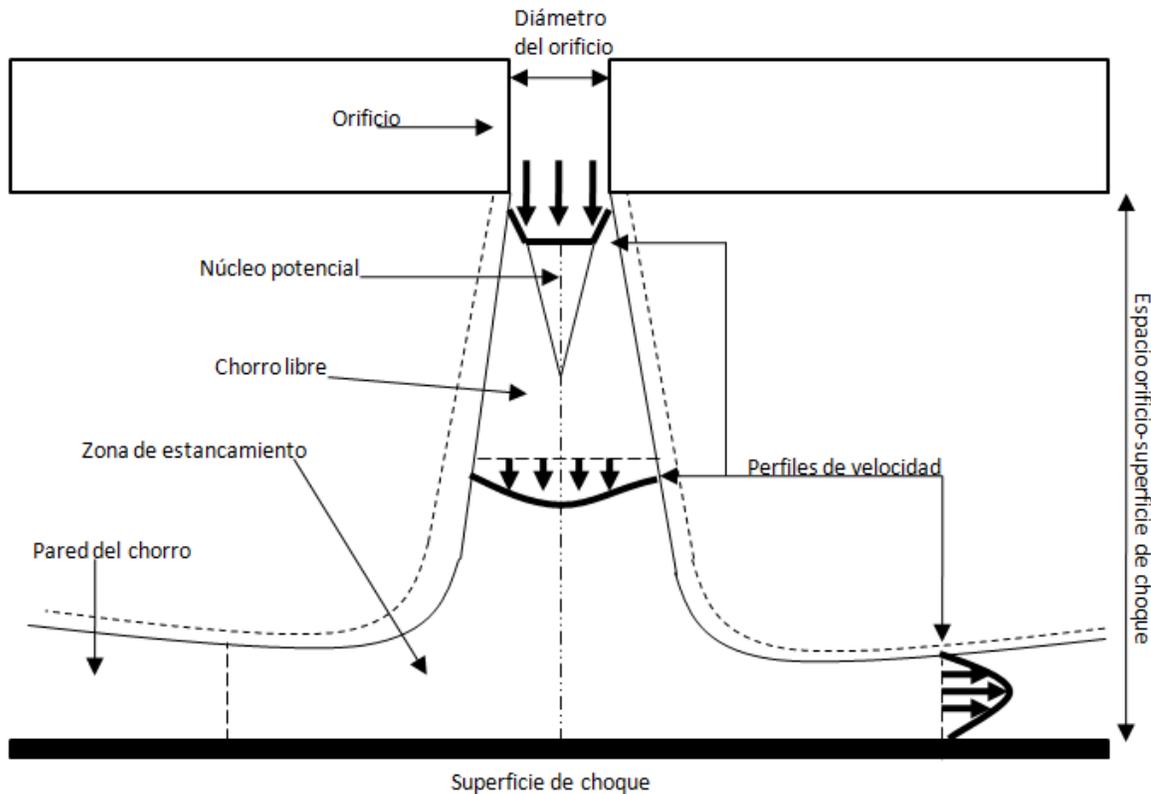


Figura 1. Sistema de chorro de choque (Modificado de Incropera y De-Witt, 1999)

Un sistema de chorros de choque puede caracterizarse de diferentes maneras, ya sea por su aplicación (sumergido, superficie libre y confinado) o por su configuración (simple y múltiple). Dependiendo de la aplicación, el sistema se considera sumergido cuando el fluido es inyectado en una región que contiene el mismo fluido. Por otra parte, cuando se inyecta un fluido en una región que contiene un fluido de menor densidad, entonces se considera como un sistema de superficie libre (Glynn *et al.*, 2005). En los sistemas sumergidos se alcanzan mayores coeficientes convectivos comparado con los sistemas de superficie libre cuando el número adimensional $Re \geq 4000$ (Womac *et al.*, 1990; 1993). En un sistema confinado se tiene un canal estrecho, denominado pared de confinamiento, entre la superficie de choque y la placa con orificios; la presencia de la pared de confinamiento provoca que se reduzcan los coeficientes convectivos del sistema (Glynn *et al.*, 2005).

Desde el punto de vista de configuración, existen sistemas de chorros de choque con un solo orificio y sistemas múltiples con arreglos de varios orificios. Dependiendo de las condiciones geométricas de los orificios, la transferencia de masa y de calor difiere de un sistema sencillo a uno múltiple (Weigand B. *et al.*, 2009). En los sistemas múltiples, la transferencia de calor por choque implica un arreglo de chorros donde además del flujo de cada orificio y su región de estancamiento, resultan zonas de estancamiento secundarias aquellas donde interactúan los chorros contiguos. La transferencia global de calor depende de la manera en la que se descarga el fluido y de su temperatura (Incropera y De-Witt, 1999).

En general, en los sistemas múltiples se desarrollan dos interacciones que no se presentan en los sistemas con un único orificio. La primera corresponde a una interacción chorro-chorro entre pares de chorros adyacentes, esta interacción se da antes de chocar con la superficie (Figura 2). La segunda es una interacción formada entre el chorro y el flujo secundario de los chorros adyacentes (Weigand B. *et al.*, 2009).

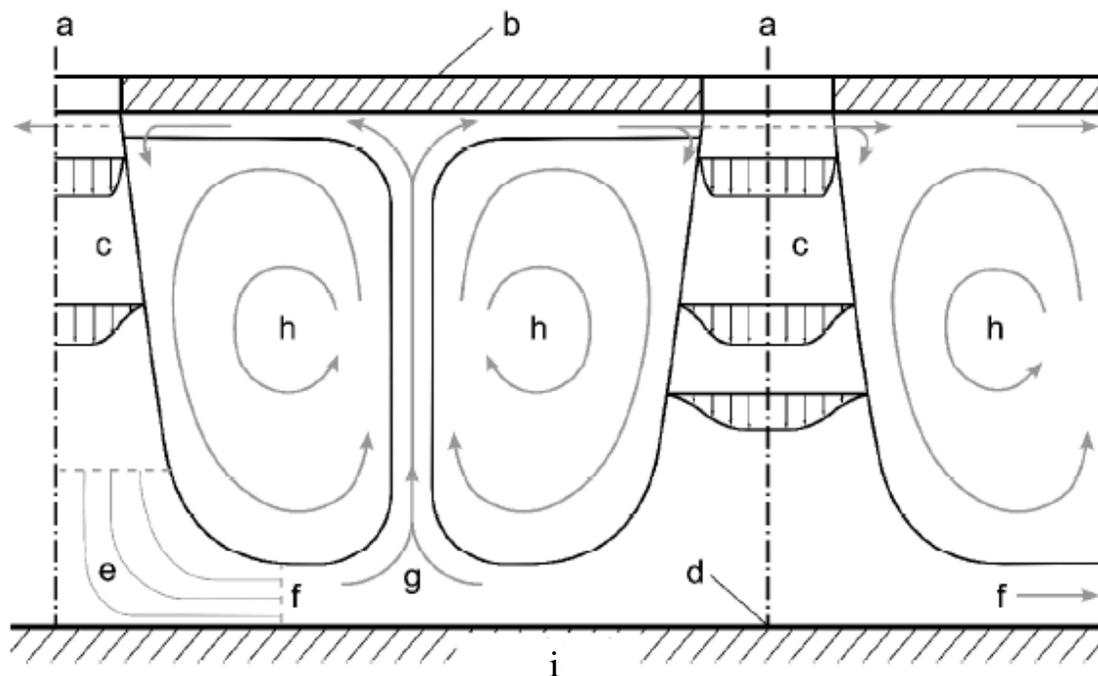


Figura 2. Patrón de flujo debido a las interferencias chorro-chorro en un sistema de chorros de choque múltiple (Weigand B. *et al.*, 2009). a – orificio, b – placa con orificios, c – chorro libre, d – punto de estancamiento, e – zona de estancamiento, f – flujo secundario, g – flujo recirculado, h – vórtices, i – superficie de choque.

Existen diferentes correlaciones para evaluar el coeficiente de transferencia de calor entre el chorro de choque y una superficie en función de los números adimensionales Nusselt, Reynolds y Prandtl, relacionando además el número, distribución, diámetro y geometría de orificios, así como la geometría de la superficie de choque, la distancia entre el orificio y la superficie, entre otras (Bejan, 1993; Geankoplis, 1998; Kreith, 2001; Martin, 1977; Peralta *et al.*, 2009).

1.5 Sistemas y unidades de hidrofluidización

El método de enfriamiento y congelación de alimentos es considerado como una tecnología emergente, por lo que la información y los estudios específicos al respecto son muy limitados. El diseño de equipos se ha realizado básicamente a partir de los escasos valores y datos disponibles a través de la breve literatura, considerando los parámetros básicos empleados por los autores que han estudiado dicho proceso, tales como A.G. Fikiin, (1985, 1992, 2003); N. Scheerlinck *et al.*, (2002); P. Verboven *et al.*, (2003); J.M. Peralta *et al.*, (2009).

Los sistemas de hidrofluidización son compactos y versátiles, ya que permiten diversas modificaciones desde el punto de vista de operación (Peralta *et al.*, 2009). Básicamente, el sistema de hidrofluidización consta de tres unidades, la unidad de hidrofluidización, la unidad de refrigeración y la unidad de bombeo. La unidad de hidrofluidización consta a su vez de tres partes, una cámara inferior en la que se descarga el fluido refrigerante y dentro de la cual éste se homogeneiza antes de que se generen los chorros de choque. En la parte superior de dicha cámara se encuentra la charola con los orificios por los que el fluido pasa a una segunda cámara, denominada cámara experimental, donde se encuentran las muestras de alimento y se lleva a cabo la hidrofluidización. Un tercer tanque o cámara se encuentra en el exterior de ambas cámaras y su función consiste en recibir el líquido que rebose de la cámara experimental y retornarlo por gravedad a través de tuberías hacia el depósito de agua fría, por lo que debe existir un diferencial de altura entre la unidad de hidrofluidización y el depósito del medio refrigerante (Peralta *et al.*, 2009; Verboven *et al.*, 2003).

El depósito de medio refrigerante consiste en un recipiente aislado, dentro del cual está contenido el líquido refrigerante. Dicho líquido es bombeado hacia la unidad de hidrofluidización. Para el mantenimiento de las condiciones adecuadas de temperatura en el

líquido refrigerante se dispone de una unidad de refrigeración con un refrigerante secundario que pasa a través de un serpentín sumergido dentro del depósito (Peralta *et al.*, 2009; Verboven *et al.*, 2003; Fikiin y Fikiin, 1998). El medio de refrigeración (o congelación, según sea el caso) puede ser desde agua helada, hasta una solución binaria o ternaria o hielo fluido, dependiendo de la aplicación, el tipo de producto y las condiciones de operación del sistema (Fikiin 1992; Fikiin y Fikiin, 1998; Fikiin *et al.*, 2003; Torres-de-María *et al.*, 2004, 2005; Tassou y Bellas, 2005; Verboven *et al.*, 2003).

Se han diseñado diferentes tipos de unidades de hidrofluidización. El primero fue diseñado a nivel piloto para la congelación de pescados, en un proceso continuo para un gasto másico de 650 a 1500kg/h (Figura 3). A partir de dicho diseño, se han realizado algunos equipos a nivel laboratorio para el estudio de la operación. Dos de estos corresponden a los realizados por J.M. Peralta y P. Verboven, que aunque presentan criterios de diseño casi idénticos, tienen ligeras variaciones, siendo la más notoria que en el caso del primero, se trata de un sistema abierto, mientras que el segundo se trata de un sistema cerrado (Figura 4).

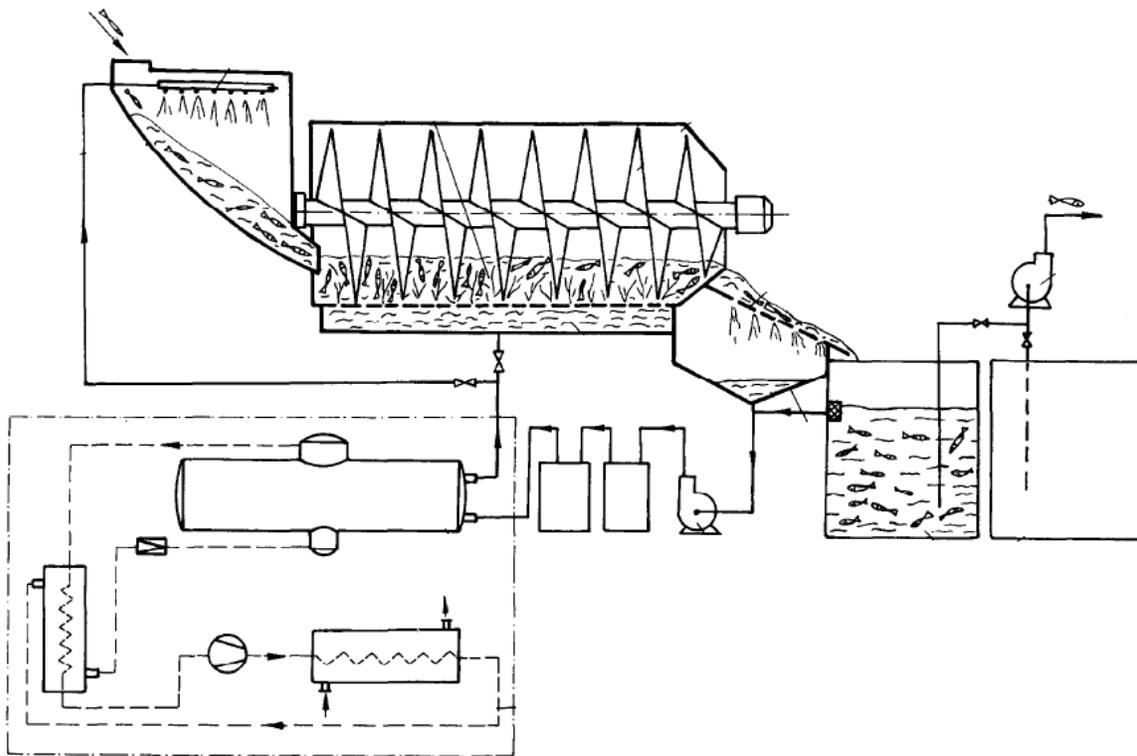


Figura 3. Diseño de equipo de hidrofluidización a nivel piloto para la congelación de pescado (Fikiin, 1992)

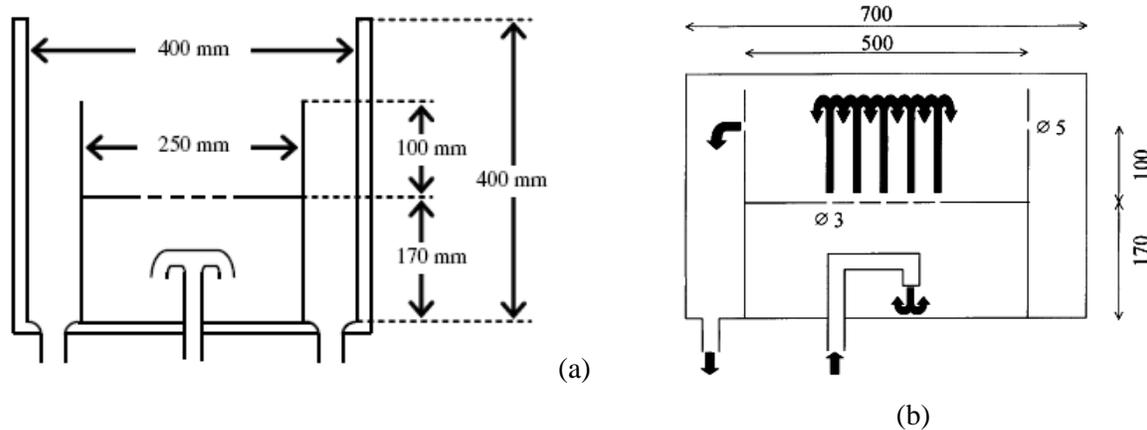


Figura 4. Diseño de equipos de hidrofluidización a nivel laboratorio: (a) sistema abierto (Peralta *et al.*, 2009) y (b) sistema cerrado (Verboven *et al.*, 2003)

1.6 Modelos matemáticos

Los modelos son una herramienta común en las aplicaciones físicas y de ingeniería. Generalmente en los procesos de ingeniería se dispone de un conocimiento básico acerca del fenómeno en estudio y se pretende utilizar dichos conocimientos para obtener un modelo del comportamiento del proceso a partir de datos del mismo. Para llevar a cabo la caracterización y la aceptación o rechazo de un modelo, se realizan experimentos acerca del proceso en estudio. Los modelos pueden tomar diferentes formas, aunque en general todos ellos pretenden caracterizar una o más variables de respuesta estableciendo correlaciones entre uno o más factores presentes en el proceso (Mason *et al.*, 2003).

Existen dos tipos de modelos, el modelo estadístico y el matemático. Un modelo se considera estadístico si deriva de datos sujetos a varios tipos de errores causados por observación, experimentación y/o medición. Por otra parte, los modelos matemáticos derivan de consideraciones teóricas exactas, asumiendo que no existe error en las correlaciones entre las variables (Mason *et al.*, 2003).

En muchas ocasiones, es útil presentar los resultados del estudio de un fenómeno en términos de un modelo empírico o estadístico, es decir, a través de una ecuación obtenida a partir de los datos experimentales del fenómeno o proceso en estudio. El modelo empírico expresa la relación existente entre una variable de respuesta y los factores involucrados en el proceso (Montgomery, 2008).

Los estudios empíricos generalmente no operan en condiciones ideales, mismas que son necesarias para la obtención de una ecuación que represente un modelo matemático válido. Es por esto que en algunas ocasiones resulta imposible postular un modelo matemático para un mecanismo o proceso en estudio debido a que no se pueden controlar todas las variables para impedir que existan errores experimentales. Es en este tipo de situaciones en las cuales los modelos estadísticos resultan útiles puesto que pueden ser empleados para aproximar la variable de respuesta dentro de un intervalo apropiado, considerando que existen fuentes desconocidas o no controladas de variación (errores de medición y/o experimentación) durante el proceso en estudio (Mason *et al.*, 2003).

En muchas investigaciones se obtienen modelos estadísticos basados parcialmente en consideraciones teóricas; sin embargo, deben validarse en un amplio intervalo de las variables experimentales involucradas. Entonces se deben buscar mediante nuevos experimentos las correlaciones que se desarrollan bajo ciertas condiciones para obtener un nuevo modelo que describa adecuadamente el fenómeno en estudio (Mason *et al.*, 2003).

1.6.1 Teoría de la correlación

La correlación se define como el grado de relación existente entre dos o más variables. La relación existente entre las variables debe ser precisa, es decir, que ésta sea bien definida (Jarvis, 2007). Cuando solamente dos variables están relacionadas en un sistema, ésta se denomina correlación simple y si hay más variables relacionadas se denomina correlación múltiple.

La relación que define o describe de manera más adecuada una correlación de variables puede ser lineal, cuadrática, exponencial, logarítmica, etc. Asimismo, la correlación entre las variables de un proceso o un fenómeno puede ser positiva, negativa y es importante considerar que no en todos los casos existe una correlación entre las variables en estudio (Figura 5).

Aún cuando la correlación entre las variables sea muy fuerte, no significa necesariamente que exista una relación causal entre las variables. Una correlación simplemente indica que dos variables se encuentran operando de manera sincronizada (Jarvis, 2007).

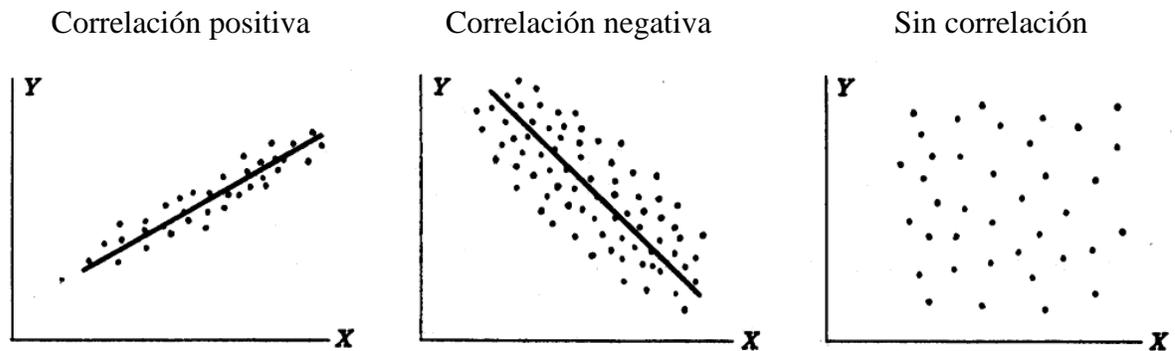


Figura 5. Tipos de correlación entre variables (Jarvis, 2007).

Para determinar si la correlación existente entre las variables en estudio es o no significativa se pueden llevar a cabo diferentes tipos de análisis de regresión, el más común de ellos se denomina análisis de mínimos cuadrados (Jarvis, 2007).

1.6.2 *Análisis de regresión*

Los factores involucrados en un experimento pueden ser cuantitativos o cualitativos. En el caso de los factores cuantitativos se consideran todos aquellos factores cuyos niveles pueden ser asociados con una escala numérica, como la temperatura, presión y el tiempo. Por otra parte, los factores cualitativos no pueden ser clasificados en orden de magnitud. Los factores cuantitativos de un experimento conducen a una ecuación para la variable de respuesta asociada en dicho experimento (Montgomery, 2009).

La correlación entre una o más variables dentro del experimento se caracteriza por un modelo conocido como ecuación de regresión, el cual se ajusta a un conjunto de datos experimentales (Montgomery, 2008). Expresar los resultados de un experimento en términos de un modelo empírico facilita el entendimiento, interpretación e implementación de los mismos, para lo cual se emplean los modelos de regresión (Montgomery, 2009).

En la regresión lineal, los valores de la variable dependiente Y son obtenidas de numerosos datos experimentales, cada uno de ellos determinado por su correspondiente valor de la variable independiente X . Al graficar los valores experimentales de la variable dependiente e independiente, se obtiene el comportamiento gráfico de la relación (Steel *et al.*, 1980). En algunos casos se conoce la función que determina la relación entre la variable dependiente y la (o las) independiente(s); sin embargo, en la mayoría de los casos la función

que describe matemáticamente el comportamiento de la relación entre las variables es desconocido, por lo que se busca la función apropiada (Montgomery, 2009). Un modelo de regresión lineal puede expresarse de la siguiente forma:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \epsilon \quad [6]$$

Donde y corresponde a la variable dependiente, x corresponde a la variable independiente, β_0 y β_1 son constantes desconocidas y ϵ es un error aleatorio. Se supone que cada observación y puede describirse mediante el modelo de la ecuación 6. Cuando el modelo contiene una sola variable de regresión se le conoce como modelo de regresión simple, de lo contrario se le denomina modelo de regresión múltiple (Montgomery, 2008).

Los parámetros del modelo β_0 y β_1 se denominan coeficientes de regresión y pueden estimarse mediante mínimos cuadrados si se tienen n pares de datos $(y_1, x_1), \dots, (y_n, x_n)$. Para juzgar la adecuación del modelo de regresión se emplea el coeficiente de determinación R .

El ajuste de los modelos de regresión puede llevarse a cabo usando algún paquete de *software* de estadística como JMP o Minitab (Montgomery 2009).

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL

2.1 Problema

El enfriamiento por hidrofuidización es un sistema que permite obtener altos coeficientes convectivos debido a la alta turbulencia en el medio de enfriamiento, reduciendo los tiempos de enfriamiento sin alterar la calidad del producto. Su aplicación es limitada puesto que se desconoce el efecto de ciertos factores (geometría del producto, número de orificios, velocidad de flujo, entre otros) sobre los fenómenos de convección y turbulencia en la superficie del alimento y que involucran a los parámetros de transmisión térmica como el coeficiente convectivo, el Reynolds y el Nusselt.

2.2 Objetivo General

Proponer una correlación matemática para la predicción del coeficiente convectivo mediante regresión lineal múltiple a partir de la relación del diámetro del alimento, la velocidad de flujo y el número de orificios en la charola del sistema para el enfriamiento de productos hortofrutícolas en sistemas hidrofuidizados.

2.2.1 Objetivo Particular 1

Construir una unidad experimental para el enfriamiento por hidrofuidización, aplicando los principios y criterios de diseño para la operación del equipo, de manera que permitan el estudio del proceso a nivel laboratorio.

2.2.2 *Objetivo Particular 2*

Predecir los valores del coeficiente convectivo mediante una correlación matemática que involucre la velocidad de flujo y el número de orificios en el sistema, así como el diámetro del producto; y emplearla como una herramienta para la aproximación de parámetros de transmisión térmica en sistemas de enfriamiento por hidrofuidización.

2.3 Diseño experimental

2.3.1 *Control de la materia prima*

La materia prima para la experimentación fue un producto hortofrutícola de geometría esférica (papa cambray) debido a que esta geometría se ha estudiado previamente en sistemas modelo basados en la hidrofuidización, pero no con productos reales. Para los experimentos, se seleccionaron tres lotes de papa cambray, conformados por papas redondas de dimensiones y proporciones semejantes.

La papa cambray fue adquirida en una tienda de autoservicio, donde se seleccionaron tres grupos diferentes de papas. Cada grupo estaba conformado por diez papas de dimensiones y forma semejantes entre sí. Las papas eran pesadas en una balanza analítica y además se les tomaron medidas con un vernier digital para que los lotes fueran homogéneos.

Para mantener constante la temperatura de las papas cambray y garantizar que la temperatura inicial de la materia prima fuera siempre la misma en todas las actividades experimentales, las papas se almacenaron en una pequeña caja aislante hecha de poliestireno expandido (unicel). El almacenamiento se llevó a cabo a temperatura ambiente en el laboratorio.

De cada uno de los tres lotes de papas cambray se seleccionaron seis papas para las actividades experimentales. Tres papas de cada grupo se utilizaron en la primera repetición de las actividades y el resto en la segunda. Las papas se pesaron y se les midió el diámetro, además se obtuvo la relación V/A que para productos esféricos corresponde a la sexta parte del diámetro del producto (Verboven *et al.*, 2003). Posteriormente se introdujo el termopar

digital HANNA HI 98509 CHECKTEMP 1C hasta el centro geométrico de la papa cambray para el registro de temperaturas (Figura 6).

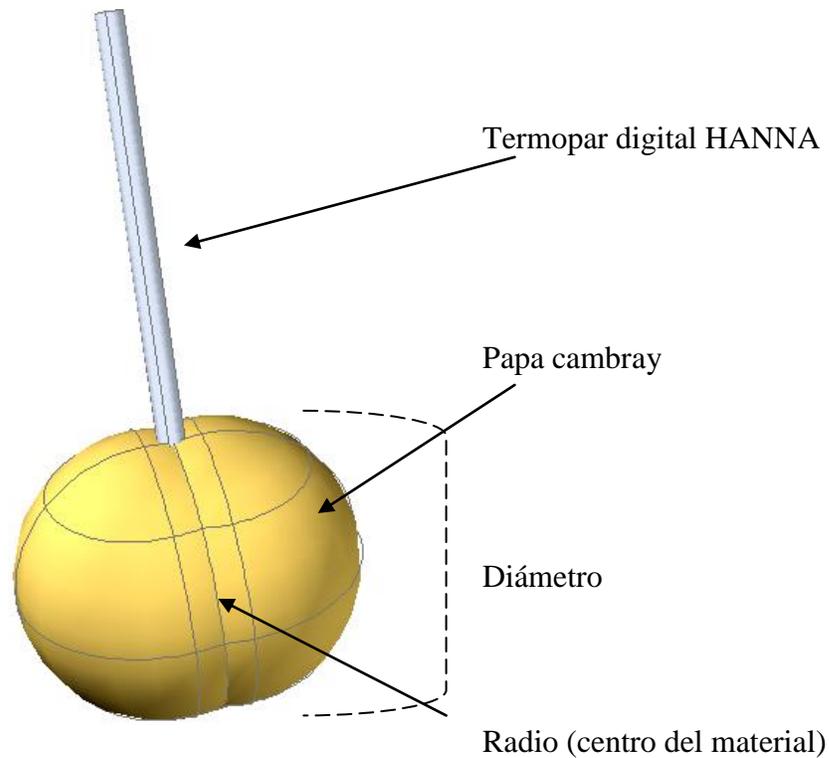


Figura 6. Acomodo del termopar en la muestra.

La unidad de muestreo consistió en la papa cambray entera a la que, como ya se detalló, se le introdujo el termopar en el centro geométrico. La muestra se colocó en la charola experimental de la unidad de hidrofuidización y se encendió la bomba para iniciar el enfriamiento. El registro de las temperaturas en el centro de la papa se llevó a cabo cada treinta segundos.

2.3.2 Selección y justificación de variables

En el enfriamiento por hidrofuidización los altos coeficientes térmicos propician una alta transferencia de calor por convección generando una homogénea y rápida remoción de calor que minimiza los daños y alteraciones en el producto y el tiempo de enfriamiento. La evaluación del efecto combinado de las variables de operación (velocidad de flujo, número de orificios) y del producto (diámetro) sobre el coeficiente convectivo es fundamental para

entender la forma en la que el flujo del refrigerante y la turbulencia en la superficie de productos hortifrutícolas afectan la transferencia de calor para reducir los tiempos de enfriamiento del proceso.

El diámetro del alimento tiene relación directa con el área de transferencia de calor, misma que al aumentar reduce los coeficientes de transferencia de calor. El número de orificios de la charola donde se coloca la muestra a enfriar, está relacionado con el flujo del sistema; la relación entre el flujo y el área de los orificios corresponde al flujo volumétrico a través del orificio, mientras que la relación entre el flujo y el área del tanque es la velocidad promedio del fluido en el interior del tanque. Ambas velocidades influyen en el flujo del líquido en la capa límite del alimento y en la turbulencia generada, la cual al ser mayor ocasiona a mayores coeficientes de transferencia de calor en el sistema.

Es importante llevar a cabo un estudio que permita entender la forma en que las variables de operación y el producto repercuten en la obtención de altos coeficientes de transmisión térmica durante el enfriamiento de productos alimenticios. Una vez determinadas las variables y los niveles de variación, se procedió con el desarrollo de la experimentación.

Para el objetivo particular 1 se realizaron actividades previas para la construcción del equipo de hidrofuidización en el cual se llevaron a cabo las pruebas experimentales para el objetivo particular 2. Las actividades previas básicamente consistieron en pruebas para la medición de los flujos volumétricos del equipo, pruebas de funcionamiento y pruebas preliminares de enfriamiento. Posteriormente se llevaron a cabo las actividades experimentales correspondientes al objetivo particular 2, dentro de las cuales se registraron los tiempos y temperaturas durante el enfriamiento de la materia prima para calcular el coeficiente convectivo.

Los valores de los coeficientes convectivos determinados en las actividades experimentales se emplearon para obtener la correlación matemática mediante un análisis de regresión múltiple llevado a cabo a través de un *software* de estadística (Minitab 14).

En la siguiente tabla se presentan los factores de variación, niveles de variación, número de replicas, variables y técnicas de medición correspondientes a las actividades experimentales del objetivo particular 2.

Tabla 2. *Tabla de variables*

Factor de variación	Niveles de variación	Número de replicas	Variable dependiente	Variables de respuesta	Técnica o instrumento de medición
Diámetro del producto (D)	D_1 D_2 D_3	2	Tiempo de enfriamiento (t_{enf})	Número de Reynolds (Re)	Termopares digitales y cronómetro.
			Temperaturas del producto (T)		
Flujo volumétrico (Q)	Q_1 Q_2 Q_3	2	Velocidad de flujo a través del orificio (v_o)	Nusselt (Nu) Coeficiente convectivo (h)	Arreglo de válvulas y cronómetro
Número de orificios (N_o)	$N_{o1} = 5$ $N_{o2} = 9$ $N_{o3} = 13$	2	Velocidad promedio del fluido en el tanque (v_{tanque})		

Para estudiar los efectos de las variables propuestas (diámetro del producto, flujo volumétrico y número de orificios) sobre el coeficiente convectivo, el Nusselt y el Reynolds, se propuso desarrollar un diseño ortogonal L-9. Los diseños ortogonales sirven para estimar los principales efectos involucrados en un proceso (Montgomery, 2008). Un arreglo ortogonal es una herramienta que simplifica el diseño estadístico, permitiendo analizar múltiples factores en un menor número de pruebas o actividades (Zúnica, 2005).

Tabla 3. *Actividades experimentales según el diseño ortogonal L-9*

Actividad	Diámetro (m)	Gasto (m ³ /s)	Núm. Orificios
1	1	1	5
2	1	2	9
3	1	3	13
4	2	1	9
5	2	2	13
6	2	3	5
7	3	1	13
8	3	2	5
9	3	3	9

Cada una de las variables involucradas en el diseño ortogonal tuvo tres niveles de variación, y las actividades experimentales se llevaron a cabo dos veces. En el caso de los diámetros, se midieron las papas cambray de cada grupo y se promediaron los valores por grupo para obtener un diámetro promedio, obteniendo así tres diámetros promedio.

Para el caso del flujo, se trabajó con tres gastos obtenidos a partir de diferentes arreglos de válvulas y tuberías. Finalmente, se propusieron diferentes arreglos geométricos para el acomodo de los orificios en las charolas, teniendo así tres diferentes niveles de variación: 5, 9 y 13 orificios. La separación entre orificios fue de 1cm, el diámetro de cada orificio fue de 0.5cm (Figura 7).

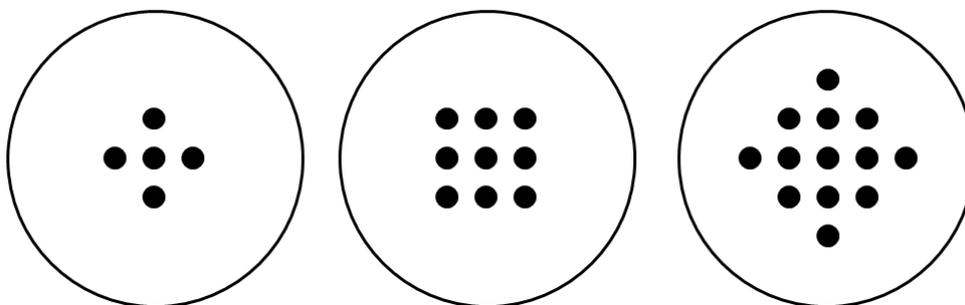


Figura 7. Arreglo de orificios para cada charola.

2.3.3 Metodología, técnicas e instrumentos de medición y control

Para el objetivo particular 1 se diseñó y construyó la unidad de hidrofluidización tomando en cuenta referencias bibliográficas que sirvieron como criterios de diseño. El equipo constaba de un recipiente de plástico o depósito que contenía el medio de enfriamiento (agua fría). El medio de enfriamiento era bombeado a través de la tubería de policloruro de vinilo (PVC) con diferentes arreglos de válvulas, el diámetro de la tubería principal era de 1", mientras que para el arreglo 1 el diámetro de tubería era de 1/2" y para el arreglo 2 el diámetro de tubería era de 1/4", de esta forma se permitía obtener los tres diferentes flujos volumétricos en el sistema (Apéndice A.1). El medio de enfriamiento era bombeado hasta el tanque experimental, que consistía de un envase cilíndrico de plástico, dentro del cual se encontraba fija una charola perforada por donde el medio de enfriamiento era inyectado hacia el alimento. El tanque experimental se adaptaba directamente a la salida de la tubería, además era removible de manera que se pudieran tener varios tanques con diferente número y arreglo de orificios. El

medio de enfriamiento pasaba al rebosadero, que era un recipiente plástico de 25L desde el cual el medio descendía por gravedad hasta el depósito para ser recirculado, para ello, la salida de la tubería de descarga se encontraba a 0.6m del nivel del suelo, para propiciar que el gasto de entrada fuera similar al gasto de salida (Apéndice A.2)

Las dimensiones del rebosadero y del tanque experimental se modificaron a partir de las reportadas en la bibliografía. En la siguiente tabla comparativa se presentan los parámetros de diseño establecidos por diferentes autores para la construcción de sistemas de hidrofluidización y las modificaciones realizadas para este proyecto:

Tabla 4.

Parámetros de diseño considerados para la construcción del sistema de hidrofluidización (Peralta et al., 2009).

Parámetro	Valor empleado	Valor bibliográfico	Referencia
Altura del tanque experimental	310mm	100mm	Verboven <i>et al.</i> (2003)
Volumen del rebosadero	20L	25L	Verboven <i>et al.</i> (2003)
Potencia de la bomba	0.5HP	0.5HP	Peralta <i>et al.</i> (2009)
Diámetro de tubería	1”	1”	Peralta <i>et al.</i> (2009)
Diámetro del orificio	0.3mm	0.5mm	Verboven <i>et al.</i> (2003)

Se pretendió construir un equipo para la hidrofluidización de alimentos a nivel laboratorio lo más semejante a los reportados bibliográficamente, tanto en materiales como en dimensiones. De esta manera se buscó la forma más práctica y económica de construir el equipo sin que esto representara algún riesgo o falla en el funcionamiento del sistema de hidrofluidización.

Los materiales empleados en la construcción del equipo difieren principalmente en el caso de los recipientes, los cuales en la bibliografía son recipientes metálicos, mientras que en este proyecto se consideró el plástico por ser un material más económico, con mayor facilidad de ser adaptado y con una menor conductividad térmica, por lo que el agua empleada para el enfriamiento tendría un menor intercambio de calor con el ambiente que si el recipiente fuera metálico. A continuación se presenta el diagrama de flujo del sistema (Figura 8) y el diagrama detallado de la unidad de hidrofluidización (Figura 9).

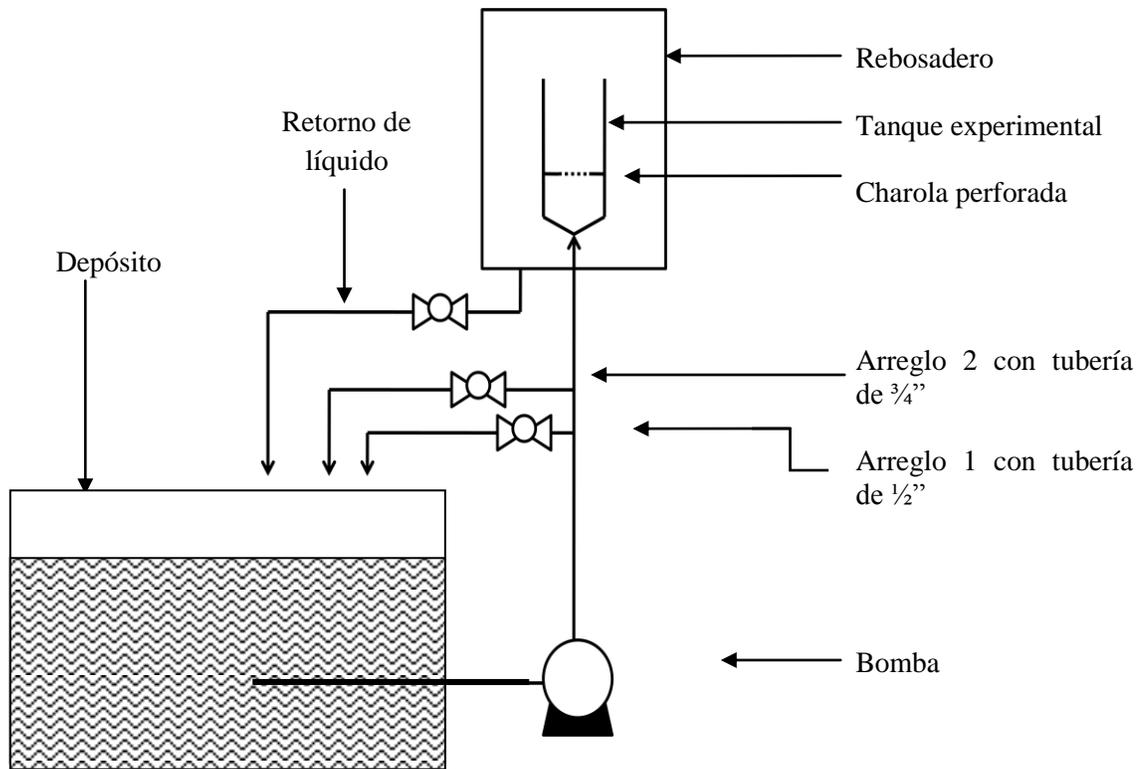


Figura 8. Diagrama de flujo del sistema de hidrofluidización.

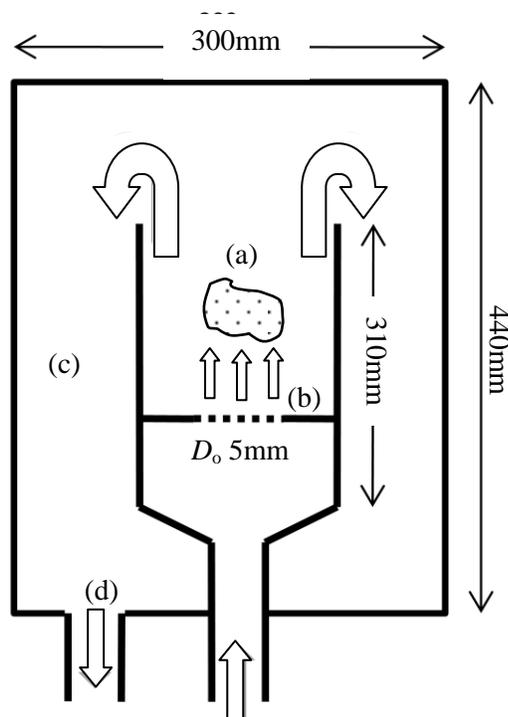


Figura 9. Unidad de hidrofluidización, (a) tanque experimental, (b) charola perforada, (c) rebosadero, (d) retorno de líquido.

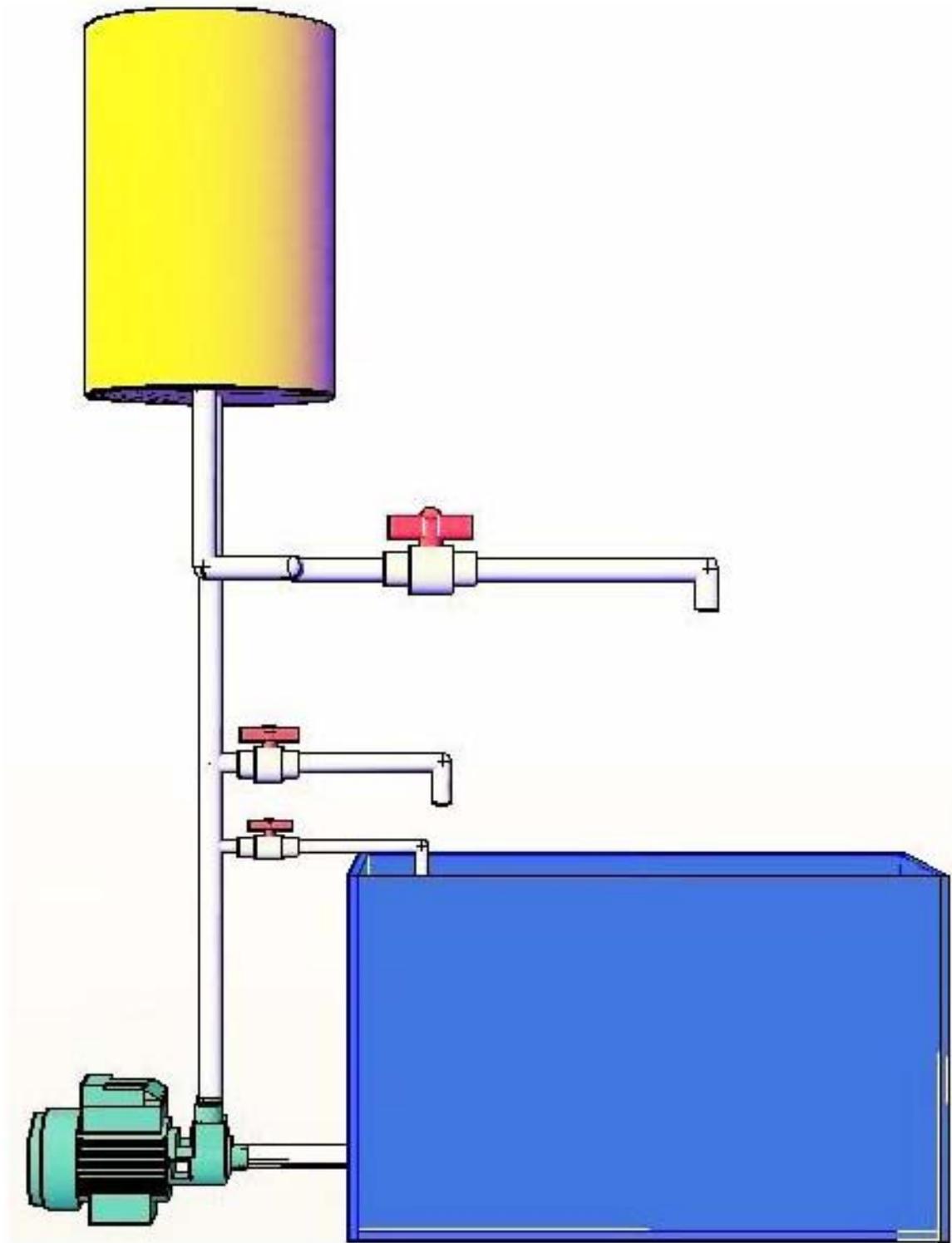


Figura 10. Vista frontal del sistema de hidrofluidización

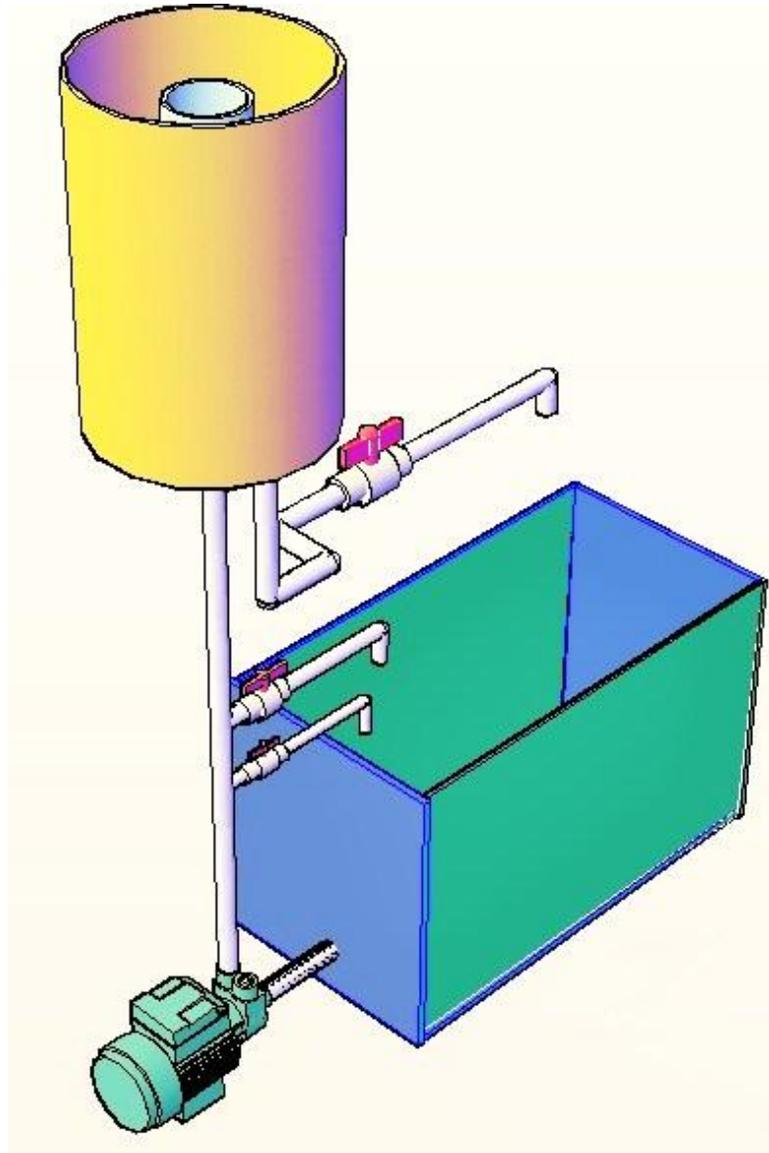


Figura 11. Vista isométrica del sistema de hidrofuidización

Una vez construida la unidad experimental de hidrofuidización se determinaron las diferentes velocidades de flujo bajo las cuales operaba el sistema. Para esto, dentro del rebosadero se colocó una cinta graduada para indicar el nivel de líquido cada litro. Posteriormente se colocó un tapón de corcho en el retorno del líquido para evitar que el líquido saliera del recipiente, ya que se determinó el flujo volumétrico midiendo el tiempo necesario para alcanzar cierto volumen dentro del tanque (15L).

Se realizaron cinco repeticiones para medir el flujo a través de la tubería de entrada con y sin los arreglos de tubería. En cada una de las repeticiones se registró el tiempo cada 1000mL, posteriormente se promediaban los tiempos y en función al volumen se obtenía un flujo para cada tiempo. Dichos flujos se promediaron para obtener un valor representativo para la tubería sin arreglo (1" x 1"), la tubería con el arreglo 1 (1" x ½") y el arreglo 2 (1" x ¾").

Posteriormente se realizaron pruebas preliminares de enfriamiento en el equipo de hidrofluidización y además se llevaron a cabo pruebas de enfriamiento con aire y por inmersión con y sin agitación para obtener un panorama previo a la experimentación en el equipo. El objetivo de las pruebas preliminares fue tener un comparativo del enfriamiento de papas por hidrofluidización con respecto a otras técnicas. Para dichas pruebas se ocuparon cuatro papas de dimensiones semejantes, ($D = 34.39, 34.38, 35.4, 37.84\text{mm}$) y cada una de estas fue sometida a los diferentes medios de enfriamiento. En el caso del enfriamiento con aire, se utilizó una cámara de refrigeración, dentro de la cual se colocó una de las papas con un termopar en el centro geométrico y se registraron las variaciones de la temperatura.

En el enfriamiento por inmersión, se ocupó un recipiente con agua fría entre 8 y 9°C como medio de enfriamiento. A una de las papas se le colocó un termopar digital en el centro geométrico y se sumergió en el agua fría; se registraron las variaciones en la temperatura del producto. Se repitió el mismo procedimiento para otra de las papas, sin embargo, en este caso se llevó a cabo una agitación manual en el medio de enfriamiento. Para ambas pruebas se tapaba el recipiente de agua fría con una placa cuadrada de poliestireno expandido (unicel) para reducir el intercambio térmico entre el medio ambiente y el agua fría.

Para el objetivo particular 2, se realizaron las actividades experimentales bajo las condiciones propuestas en el diseño ortogonal L-9 (Tabla 3). En cada una de las actividades se ocupó una papa según lo establecido en el diseño ortogonal; a cada papa se le colocó el termopar digital en el centro geométrico y se le registró la temperatura inicial del producto.

El depósito de la unidad experimental de hidrofluidización se llenó con agua fría tomada del enfriador de agua que brinda servicio al laboratorio. La temperatura del agua fría osciló entre 7 y 8°C. Se trató de mantener constante la temperatura del medio de enfriamiento

sin embargo no fue posible llevarlo a cabo ya que entre las diferentes pruebas ésta iba en aumento debido al calor cedido por el producto y al calor cedido por el ambiente, ocasionando que se tuvieran tres distintas temperaturas del medio durante la experimentación en el equipo.

Una vez que el depósito contenía un volumen aproximado de 70L, el cual correspondía al volumen mínimo para la operación del equipo sin poner en riesgo la succión de la bomba (Apéndice A.3), se encendió la bomba y el equipo comenzó a funcionar. La muestra con el termopar se colocó sobre la charola del tanque experimental e inició la hidrofuidización. Se registraron las temperaturas en el centro de la papa cada 30 segundos hasta que la diferencia entre las temperaturas comenzó a ser constante.

Se realizaron todas las pruebas correspondientes a las actividades experimentales del diseño ortogonal L-9 y posteriormente se realizó una repetición. Para la obtención del coeficiente convectivo en cada una de las actividades experimentales, se partió de las temperaturas registradas en el centro de la papa. Existen diferentes métodos para la evaluación del coeficiente convectivo, los cuales pueden ser métodos analíticos, numéricos, gráficos y empíricos. Inicialmente se planteó ocupar el método de la capacitancia promedio para la evaluación de los coeficientes convectivos, sin embargo, debido a que en las actividades experimentales el valor $Bi > 0.1$, la validez del método no aplicaba y se optó por un método empírico para su evaluación.

Una forma simple y efectiva de evaluar el coeficiente convectivo en frutas y verduras enfriadas con agua, consiste en emplear el coeficiente de enfriamiento. Conociendo el coeficiente de enfriamiento del proceso, puede emplearse una correlación matemática para evaluar el coeficiente convectivo (Dincer *et al.*, 1996):

$$h = 27.356e^{(1381.836C)} \quad [7]$$

Donde h corresponde al coeficiente convectivo y C al coeficiente de enfriamiento, el coeficiente de enfriamiento corresponde a la pendiente resultante de graficar el adimensional de temperaturas (θ) contra el tiempo (t). El coeficiente convectivo resultante está dado en $W/m^2\text{°C}$. Para aplicar la ecuación 7 se deben tener las siguientes consideraciones: se asume que la transferencia de calor es en estado no estacionario, el producto sólido (rectangular,

cilíndrico o esférico) se encuentra sumergido en el medio de enfriamiento, las propiedades termofísicas del producto son constantes, no hay generación interna de calor ni pérdida de humedad, el producto es homogéneo y la temperatura inicial es uniforme en el producto.

2.3.4 Técnicas o métodos para el tratamiento o análisis de datos

Para el objetivo particular 1, los análisis estadísticos de las mediciones realizadas consistieron básicamente en la obtención de las medias aritméticas de los valores, la desviación estándar entre las muestras y los coeficientes de variación, así como análisis de varianza en el caso de las mediciones del tiempo para determinar el flujo volumétrico.

El análisis de varianza fue importante en estas mediciones, debido a que al realizar algún experimento varias veces, aunque haya sido a las mismas condiciones aparentemente, pueden existir diferencias en el resultado. Dichas variaciones se deben a la presencia de muchos factores externos que no siempre permanecen constantes y que influyen en el resultado de nuestros experimentos. Un análisis de varianza permite descomponer la variabilidad del resultado de un experimento en componentes independientes y de esta manera, determinar si los resultados de una prueba son o no repetibles (Pérez, 2002).

Para el objetivo particular 2, se calcularon las medias aritméticas, las desviaciones estándar y los coeficientes de variación para los diámetros de las muestras y las temperaturas del medio de enfriamiento. Además se hizo un análisis de varianza para determinar la variación entre los resultados y si eran repetibles.

Para evaluar el coeficiente convectivo, a partir de las temperaturas registradas en el centro de las papas (T), la temperatura del medio (T_m) y la temperatura inicial (T_0) se obtuvieron los valores adimensionales a partir de la ecuación 8:

$$\theta = \frac{(T - T_m)}{(T_0 - T_m)} \quad [8]$$

Una vez obtenidos los valores adimensionales, se graficaron contra el tiempo de enfriamiento y mediante un *software* de análisis estadístico, se obtuvo una ecuación de regresión de la siguiente forma:

$$\theta = L e^{(-CT)} \quad [9]$$

De esta manera, se determinaron el factor lag (L) y/o el coeficiente de enfriamiento (C). El factor lag es función del número de Biot y describe la magnitud tanto de las resistencias internas como externas a la transferencia de calor en el producto. El coeficiente de enfriamiento es un parámetro que describe la capacidad de enfriamiento de un objeto sólido y tiene un efecto directo sobre el coeficiente convectivo.

Para la regresión de los valores experimentales, se seleccionó aquella que tuviera un mayor coeficiente de correlación. El valor de la pendiente correspondió al coeficiente de enfriamiento, el cual se sustituyó en la ecuación 7 para determinar el coeficiente convectivo en cada caso.

A partir de los valores experimentales del coeficiente convectivo se calculó el Nusselt para cada una de las actividades experimentales. Para lo cual en la ecuación 3 se sustituyeron los valores obtenidos del coeficiente convectivo, el diámetro de la muestra y la conductividad térmica de la papa a la temperatura correspondiente. Para determinar la conductividad térmica de la papa cambray a las diferentes temperaturas, se diseñó un *software* en Microsoft Visual Basic 8, para calcular dichos valores a partir de la composición química de la papa y a una temperatura dada (Apéndice B).

El número de Reynolds se calculó sustituyendo los valores de densidad y viscosidad del agua fría (a la temperatura de operación) en la ecuación 5. Los valores se obtuvieron a partir de un *software* para calcular las propiedades termofísicas del agua (WASP for Windows 2.0.36).

El diámetro empleado en el cálculo del número de Reynolds correspondió al diámetro del orificio a través del cual pasaba el medio de enfriamiento. Dicho diámetro fue de 0.005m por orificio y fue el mismo en todos los orificios de todas las placas. La velocidad del fluido fue calculada a partir del flujo volumétrico que pasaba a través de los orificios y del área de cada uno de los orificios (Apéndice A.4).

Después de obtener los coeficientes convectivos, números de Nusselt y Reynolds para cada una de las actividades experimentales, se obtuvieron valores promedio para las mismas condiciones de operación, se calculó la desviación estándar y el coeficiente de variación.

El análisis del diseño ortogonal L-9 se realizó con ayuda de un *software* especializado en análisis estadísticos y diseño de experimentos (Minitab 14), a partir del cual se obtuvieron los efectos de las variables sobre el coeficiente convectivo, el Nusselt y el Reynolds y las condiciones que permiten alcanzar los mayores parámetros de transmisión térmica.

Empleando el mismo *software* de análisis estadístico, se obtuvo mediante regresión lineal múltiple la ecuación para predecir el coeficiente convectivo en función al diámetro del producto, flujo volumétrico del sistema y número de orificios de la charola en el tanque experimental.

A la ecuación obtenida se le sustituyeron los valores de diámetro, flujo volumétrico y número de orificios empleados en las actividades experimentales del objetivo particular 2 para determinar la variación que existía entre los valores obtenidos experimentalmente y los calculados mediante la ecuación.

CAPÍTULO III

TRATAMIENTO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1 Caracterización del equipo

3.1.1 Determinación del flujo volumétrico en la unidad de hidrofuidización

El flujo volumétrico se determinó para las diferentes condiciones de operación en el equipo:

1. Alimentación directa al tanque experimental (diámetro de tubería de 1")
2. Alimentación con arreglo 1 (diámetro de tubería de 1" con una derivación a través de una tubería de 1/2")
3. Alimentación con arreglo 2 (diámetro de tubería de 1" con una derivación a través de una tubería de 3/4")

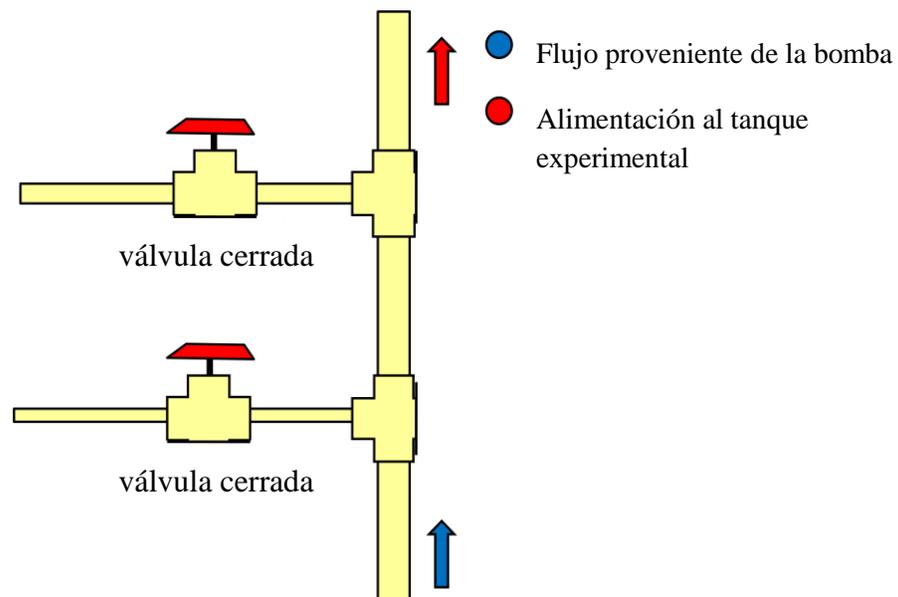


Figura 12. Alimentación directa del medio de enfriamiento hacia el tanque experimental.

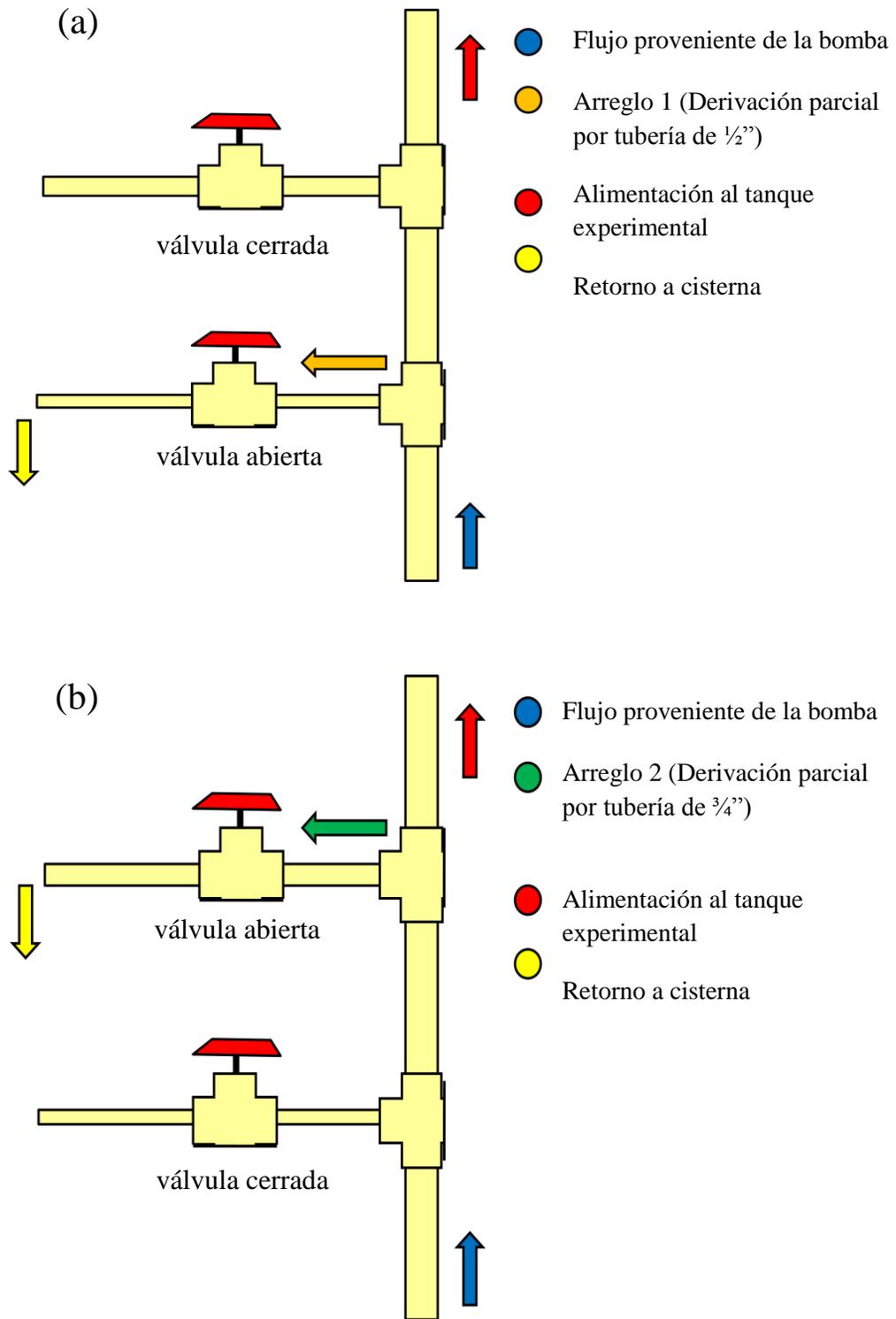


Figura 13. Arreglos de tubería para la alimentación del medio de enfriamiento hacia el tanque experimental, (a) alimentación con arreglo 1, (b) alimentación con arreglo 2.

A partir de los métodos de alimentación se obtuvieron tres flujos diferentes, un flujo máximo (alimentación directa), uno mínimo (arreglo 1) y uno intermedio (arreglo 2). Las derivaciones del flujo eran posibles debido a un arreglo de tuberías de ¾ y ½” conectadas directamente a la tubería de alimentación principal mediante “tes” con reducción; cada uno de los arreglos contaba con una válvula de paso, la cual se cerraba o se abría en función del flujo volumétrico deseado en el sistema (Figuras 12 y 13).

Los flujos volumétricos obtenidos en el sistema bajo las condiciones descritas anteriormente fueron los siguientes. El análisis estadístico de los diámetros se encuentra en el Apéndice C.

Tabla 5. *Flujos volumétricos a los que opera la unidad de hidrofluidización*

Tipo de alimentación	Flujo volumétrico (L/min)	Flujo volumétrico (m ³ /s)
Directa	37.2	6.2E-4
Arreglo 1	17.6	2.93E-4
Arreglo 2	18.5	3.08E-4

3.1.2 Pruebas preliminares de enfriamiento

Se realizaron pruebas preliminares de enfriamiento para determinar los tiempos aproximados del enfriamiento en la unidad de hidrofluidización. A su vez, se realizaron pruebas de enfriamiento con aire y por inmersión (con y sin agitación).

En el caso del enfriamiento por aire, el tiempo de enfriamiento fue superior a los 80 minutos, un tiempo relativamente alto si se compara con el enfriamiento por inmersión, en el cual el tiempo de enfriamiento fue de 13.5min sin agitación y de 10min con agitación. En el caso de la hidrofluidización, el tiempo de enfriamiento fue de 8.5 minutos, lo cual como ya se ha referido anteriormente, se debe a las ventajas que ofrece la hidrofluidización con respecto a los distintos métodos de enfriamiento.

Tabla 6. Cuadro comparativo entre los diferentes métodos de enfriamiento para papa cambray

Método de enfriamiento	Diámetro de la papa (mm)	Temperatura del medio (°C)	Tiempo de enfriamiento (min)	Velocidad de enfriamiento (°C/min)
Aire	35.40	5	85	0.19
Inmersión sin agitación	37.84	8	13.5	1.02
Inmersión con agitación	34.39	9.1	10	1.2
Hidrofluidización	34.38	8	8.5	3.76

La velocidad de enfriamiento se calculó de la siguiente manera:

$$u_{enf} = \frac{T - T_0}{t} \quad [10]$$

Existe una marcada diferencia entre el enfriamiento con aire y el enfriamiento con agua fría, ya que en el caso del aire la velocidad de enfriamiento es hasta cinco veces menor con respecto a algunas técnicas como el enfriamiento por inmersión. Dentro del enfriamiento con agua fría, se puede observar que hay una ligera diferencia entre la inmersión con y sin agitación. En el caso de la inmersión con agitación, se tiene una mayor transferencia de calor debido a que la agitación del medio de enfriamiento provoca que el flujo en la superficie de los alimentos sea mayor y por lo tanto los coeficientes convectivos sean más altos (Fikiin, 1992; Torres-de-María *et al.*, 2005; Lucas *et al.*, 1998; Laurindo *et al.*, 2010).

Comparado con los métodos de enfriamiento aquí presentados se observa que mediante la hidrofluidización el enfriamiento del alimento se lleva a cabo en un menor tiempo, obteniendo tiempos hasta 10 veces menores que los que se podrían alcanzar enfriando con aire.

Es importante señalar que hay una diferencia entre la inmersión con agitación y la hidrofluidización, ya que aunque parezcan conceptos iguales, no lo son; en el caso de la agitación, ésta se da por la acción mecánica de algún elemento dentro del sistema, mediante la

cual se pretende obtener una mayor transferencia de calor por una convección forzada. En el caso de la hidrofuidización, se crea una agitación en el medio, pero ésta se debe a la inyección del medio de enfriamiento a través de pequeños orificios (Laurindo *et al.*, 2010).

3.2 Actividades experimentales para obtener la correlación matemática

3.2.1 Evaluación de coeficientes de transmisión térmica

Se realizaron solamente dos repeticiones del diseño ortogonal debido a que mediante una prueba de ANOVA se determinó que las variaciones entre estas no era significativa, salvo en un caso. En el Apéndice D se presentan las tablas ANOVA obtenidas a partir de los datos experimentales.

El coeficiente convectivo fue evaluado para todas las actividades experimentales del diseño ortogonal y su repetición. Primero se graficaron los historiales térmicos de cada una de las actividades y mediante la ecuación 8 se obtuvieron los valores del adimensional de temperaturas para cada tiempo. A partir de dichos datos se graficó el comportamiento, del cual se obtuvo el valor del coeficiente de enfriamiento (Figura 14). Para la mayoría de las actividades, el comportamiento se ajustó mejor a una línea recta, del tipo:

$$y = mx + b \quad [11]$$

Donde “m” corresponde a la pendiente de la ecuación y al coeficiente de enfriamiento. Sólo en dos casos, la ecuación obtenida al graficar el adimensional de temperaturas contra el tiempo se ajustaba a un modelo exponencial, del tipo:

$$y = be^{mx} \quad [12]$$

Particularmente en la actividad 6 y su repetición (que corresponde a las condiciones del diámetro de 0.024m, 5 orificios y un flujo volumétrico de 2.93E-4 m³/s), el modelo que mejor se ajustó a la ecuación fue el modelo exponencial, sin embargo, al sustituir el valor del coeficiente de enfriamiento en la ecuación 7 los valores del coeficiente convectivo eran alrededor de 200000 W/m²°C, por lo que se decidió emplear el ajuste de la línea recta y obtener valores más coherentes con respecto a los reportados en la bibliografía. El resto de las

actividades presentó un mejor ajuste a una regresión exponencial. En la siguiente figura se presenta el comportamiento del dimensional de temperaturas contra el tiempo de enfriamiento para las actividades de la primera repetición:

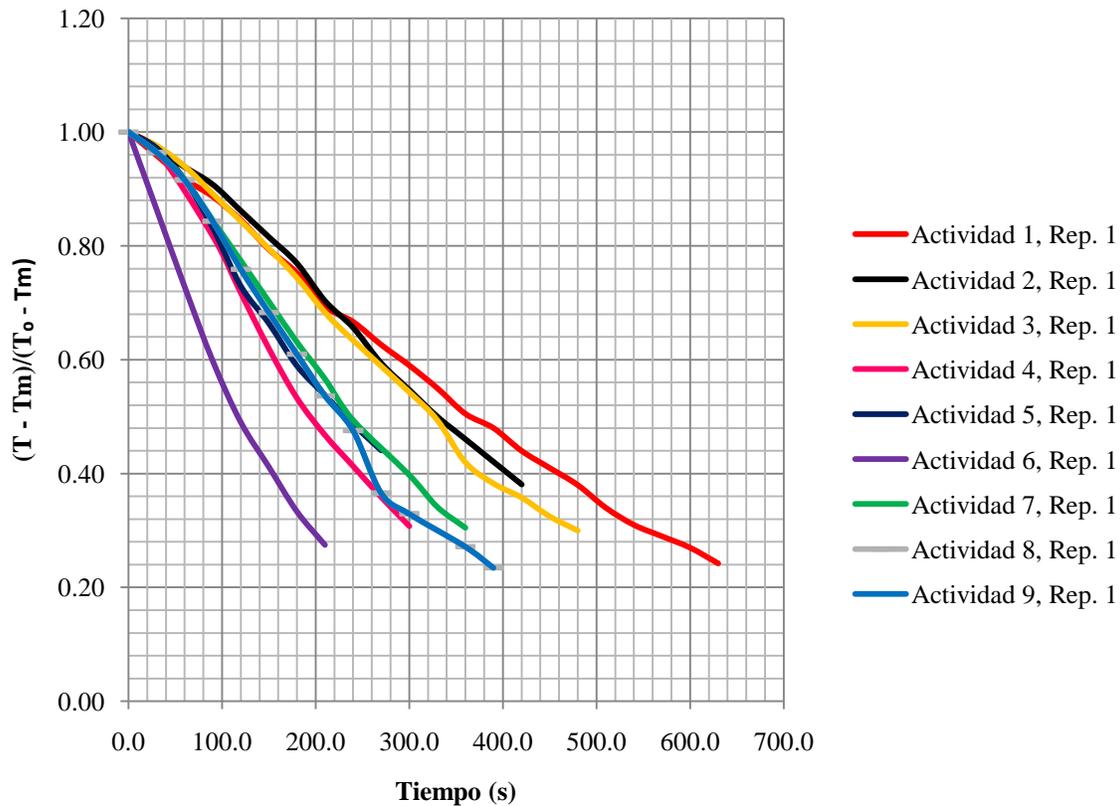


Figura 14. Comportamiento del adimensional de temperaturas contra el tiempo de enfriamiento para las actividades de la primera repetición.

En la figura anterior se observan las actividades experimentales de la primera repetición. Como ya se ha mencionado anteriormente, la actividad 6 es la que presenta mayor diferencia respecto al resto. A partir del comportamiento gráfico, se obtuvo el valor de la pendiente, que representa el coeficiente de enfriamiento y a partir de éste se calculó el coeficiente convectivo (secuencia ejemplificada en Apéndice E). En la tabla 7 se presenta un resumen de los coeficientes de enfriamiento obtenidos para cada una de las actividades experimentales. El valor del coeficiente en la mayoría de los casos estuvo comprendido entre los $1.51E-3$ y $3.59E-3$ 1/s.

Tabla 7. *Coefficientes de enfriamiento y coeficientes de correlación obtenidos para las actividades experimentales.*

Repetición	Actividad	Coefficiente de enfriamiento (1/s)	Coefficiente de correlación
1	1	2.26E-3	0.9940
	2	2.33E-3	0.9730
	3	1.58E-3	0.9975
	4	2.00E-3	0.9945
	5	2.25E-3	0.9945
	6	3.49E-3	0.9894
	7	2.05E-3	0.9975
	8	2.31E-3	0.9920
	9	2.15E-3	0.9920
2	1	2.23E-3	0.9950
	2	2.27E-3	0.9899
	3	1.51E-3	0.9985
	4	2.31E-3	0.9839
	5	2.18E-3	0.9935
	6	3.59E-3	0.9960
	7	1.82E-3	0.9960
	8	2.40E-3	0.9808
	9	2.24E-3	0.9854

A partir de los coeficientes de enfriamiento se calcularon los coeficientes convectivos para cada actividad. Posteriormente se promediaron los valores obtenidos, a dichos valores se les calculó la desviación estándar. Dichos datos se presentan a continuación en la Tabla 8.

Tabla 8. *Coefficientes convectivos promedio*

Actividad	Coefficiente convectivo promedio (W/m ² °C)	Desviación estándar
1	608.73	17.84
2	657.22	38.51
3	231.61	15.83
4	549.80	164.04
5	584.57	39.95
6	3651.96	356.27
7	401.56	89.49
8	709.9	62.37
9	569.07	49.98

Los coeficientes convectivos promedio obtenidos a partir de los valores experimentales a las diferentes condiciones de operación del equipo se encuentran comprendidos entre 231 y 3650 W/m²°C. Dichos valores corresponden a los reportados en la bibliografía.

La bibliografía reporta que para productos esféricos o semiesféricos, cuya relación V/A se encuentra entre 3.3 y 6.7mm, se alcanzan coeficientes convectivos de entre 274 y 866 W/m²°C en procesos de hidrofuidización (Scheerlinck *et al.*, 2002). En el caso de las muestras empleadas en la experimentación cuyos diámetros eran de 24 y 33cm, la relación V/A de dichas muestras fue de 4 y 5.5mm respectivamente (Apéndice A.5), mientras que el coeficiente convectivo evaluado en dichas muestras estuvo comprendido entre 401.56 y 709.9W/m²°C.

En algunas ocasiones se han encontrado valores mayores a 900W/m²°C durante la hidrofuidización de algunos productos alimentarios, como en el caso de ciertas variedades de pescado (Fikiin, 1992), e incluso se han reportado coeficientes convectivos de 2400W/m²°C durante el enfriamiento por inmersión de algunos vegetales (Robertson *et al.*, 1976). La bibliografía reporta como valor máximo un coeficiente convectivo de 5000W/m²°C en aplicaciones de hidrofuidización (Peralta *et al.*, 2009); en este proyecto de investigación se registró un coeficiente convectivo promedio de 3651.96W/m²°C, obtenido para un diámetro de 24mm, operando el equipo con un flujo volumétrico de 2.93E-4 m³/s y con una charola con 5 orificios. Dicho valor fue obtenido operando el sistema con el menor número de orificios, lo que favorece que la presión se distribuya en una menor área y por tanto sea mayor. Entonces el flujo propicia una mayor turbulencia al ser inyectado con mayor presión y se generan altos coeficientes convectivos en la superficie del alimento. Considerando además el diámetro de la muestra (24mm) se tienen condiciones favorables para la obtención de altos coeficientes de transmisión térmica.

En la figura 15 se presenta un comparativo del comportamiento del coeficiente convectivo en función del número de orificios para cada uno de los flujos volumétricos empleados. En dicha figura no se consideraron los experimentos de la actividad 6 (h = 3651.96 W/m²°C) debido a que este valor difería demasiado del resto de los coeficientes convectivos. En el comparativo se puede observar el comportamiento que tuvo el coeficiente convectivo con respecto a las variables experimentales.

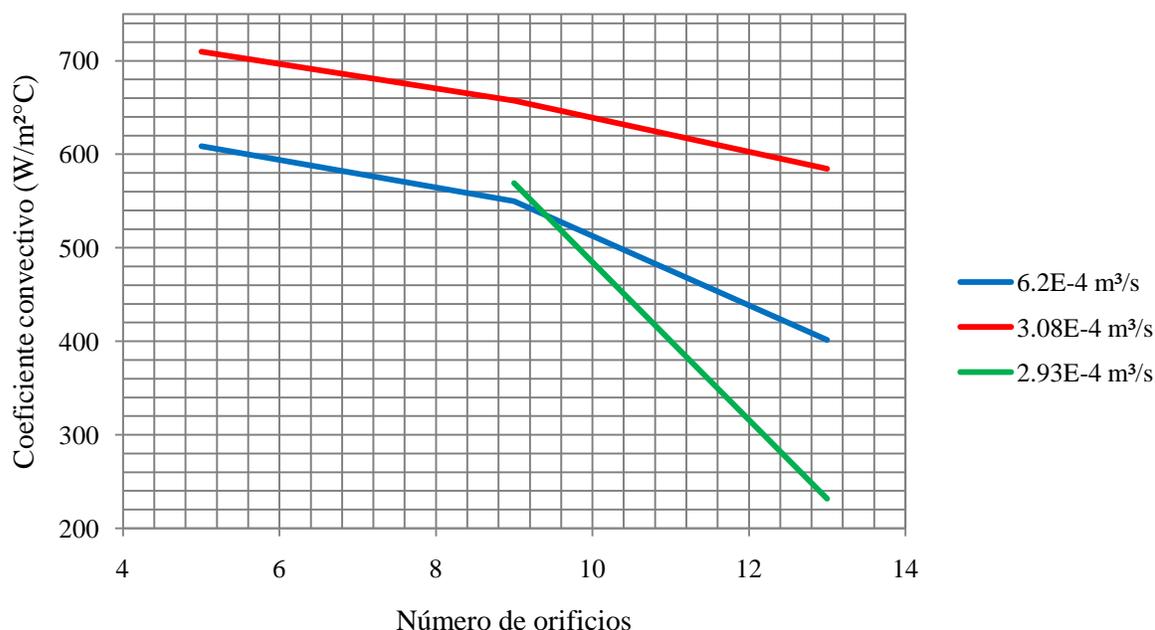


Figura 15. Comparativo del comportamiento de los coeficientes convectivos en función del número de orificios.

Los mayores coeficientes convectivos en el sistema fueron alcanzados mediante el menor número de orificios en la charola experimental (5 orificios), mientras que a mayor número de orificios, los coeficientes convectivos fueron menores. Asimismo, en el caso del flujo intermedio ($3.08E-4\text{ m}^3/\text{s}$) se tuvieron los mayores coeficientes convectivos. Este efecto se relaciona directamente a la forma en la que el fluido inyectado a través de los orificios se encuentra en contacto con el producto.

En el caso del mayor flujo ($6.20E-4\text{ m}^3/\text{s}$) la fuerza con la que el medio de enfriamiento era inyectado al sistema era muy grande, tanto que ocasionaba que el producto estuviera en la parte superior del tanque experimental, donde la turbulencia generada por el fluido era menor.

Para el menor flujo ($2.93E-4\text{ m}^3/\text{s}$) la fuerza con la que era inyectado el medio de enfriamiento hacia el tanque experimental era menor. Para el caso en el que se operaba el equipo con dicho gasto y con el mayor número de orificios en la charola del tanque, la presión se distribuía en todo el tanque experimental, por lo que la fuerza con la que se fluidizaba el producto era menor, por lo que la turbulencia se generaba débilmente en torno al producto.

Finalmente, en el flujo intermedio la presión con la que se fluidizaba el producto permitía que este estuviera en contacto directo con las zonas de mayor turbulencia, por lo que se favorecía la transferencia de calor alrededor del mismo (Figura 16).

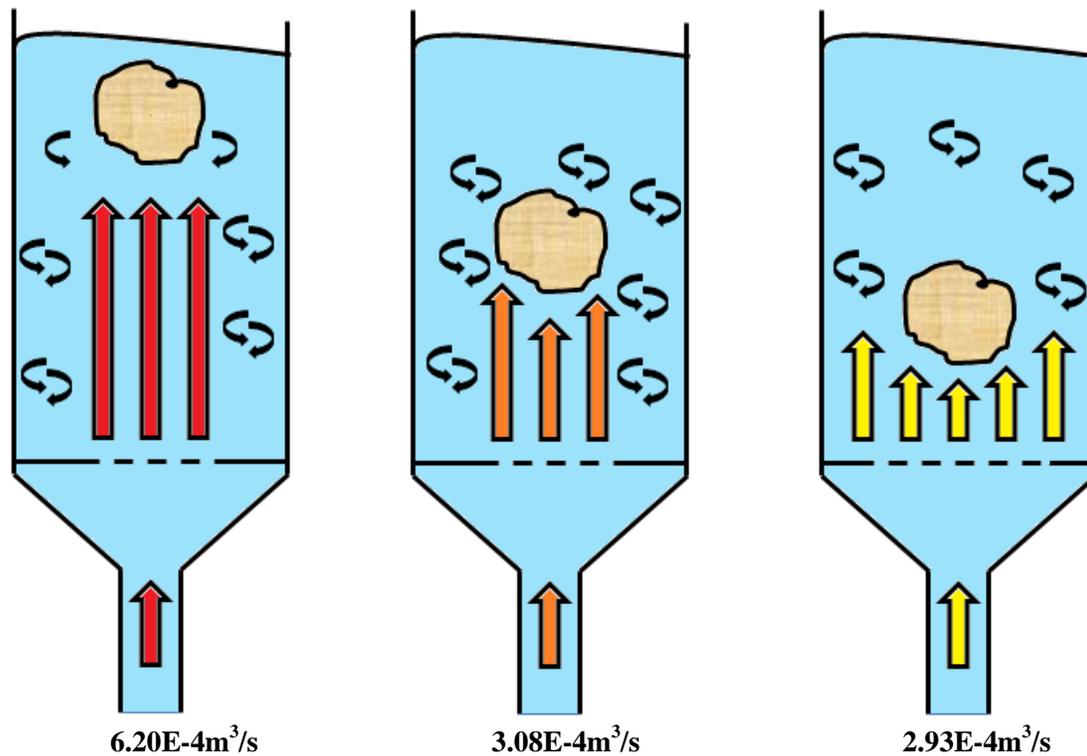


Figura 16. Efecto del flujo volumétrico y la turbulencia durante la hidrofuidización

Una vez determinados los coeficientes convectivos promedio, se calculó a partir de éstos el número de Nusselt y además se calculó el número de Reynolds mediante las ecuaciones 3 y 5 respectivamente. En la tabla 9 se presenta un resumen de los valores promedios del coeficiente convectivo, del número de Nusselt y del Reynolds para cada una de las actividades experimentales. En todos los casos el número de Reynolds es mayor a 2100, por lo que, aunque no se encuentra dentro de una tubería, se considera que se tiene un flujo turbulento. Esto se debe a la analogía presentada por Carman-Kozeny en la cual un flujo a la salida de una tubería, se comporta como si estuviera dentro de ésta (Geankoplis, 1998).

El número de Reynolds varía debido a que éste es función de la velocidad promedio en los orificios del sistema, y de acuerdo al diseño ortogonal y a la combinación de variables, se

tiene que no necesariamente el mayor valor alcanzado de Reynolds corresponde al mayor coeficiente convectivo.

Otra variable que influye en los valores del Reynolds con respecto a los coeficientes convectivos es la temperatura del medio, ya que como no fue constante en ninguno de los casos, ésta modificaba las propiedades como la densidad y la viscosidad del fluido, afectando directamente al número de Reynolds.

En la figura 17 se presenta gráficamente el comportamiento del coeficiente convectivo en función del Reynolds. Se tiene que para el menor número de orificios, a un mismo número de Reynolds, se alcanzan los mayores coeficientes convectivos.

Tabla 9. *Coefficientes de transmisión térmica durante el enfriamiento por hidrofuidización de papa cambray*

Actividad	Coefficiente convectivo promedio (W/m ² °C)	Número de Nusselt	Número de Reynolds
1	608.73	65.00	11895.40
2	657.22	69.83	6436.03
3	231.61	24.69	5659.04
4	549.80	28.06	12361.59
5	584.57	29.90	5682.61
6	3651.96	186.62	5849.77
7	401.56	28.20	12221.40
8	709.90	50.02	6009.38
9	569.07	39.94	5955.40

Esto se debe a que cuando el sistema se encuentra operando con el mayor número de orificios, es decir, cuando el medio de enfriamiento que pasa a través de los 13 orificios, la interacción entre los chorros de choque se da principalmente en la parte del centro, mientras que en los orificios de los extremos las interacciones son más débiles e inciden sobre el resto del tanque y no directamente sobre el producto (Figura 18).

Por otro lado, en el caso del menor número de orificios, las interacciones de los chorros de choque y la turbulencia que éstos generan inciden directamente sobre el producto por lo que se favorece la transferencia de calor.

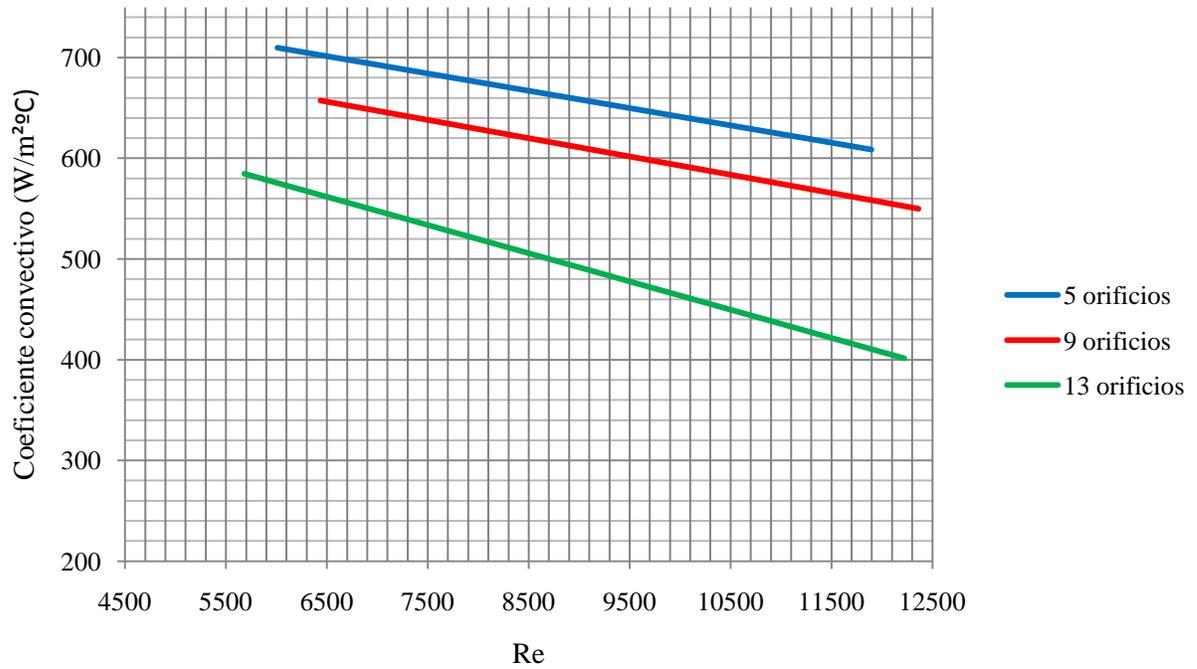


Figura 17. Comparativo del comportamiento del coeficiente convectivo en función del número de Reynolds

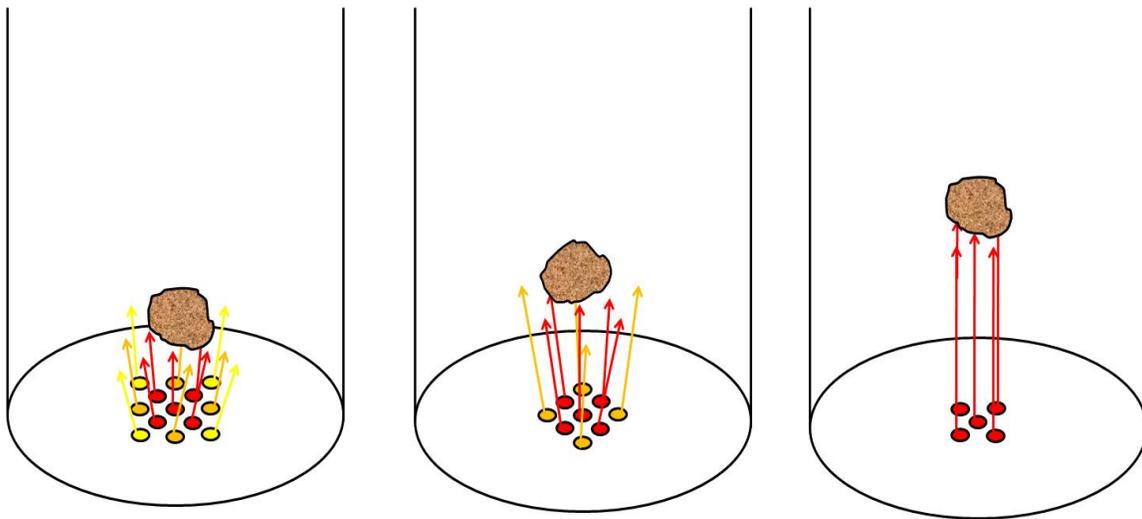


Figura 18. Perfiles de chorros de choque según el número de orificios. Rojo: perfiles con incidencia directa sobre el producto; anaranjado: perfiles con incidencia indirecta sobre el producto; amarillo: perfiles con incidencia mínima sobre el producto.

3.2.2 Diseño ortogonal L-9

Mediante Minitab 14 se analizó el diseño ortogonal para estudiar el efecto de las variables sobre el coeficiente convectivo.

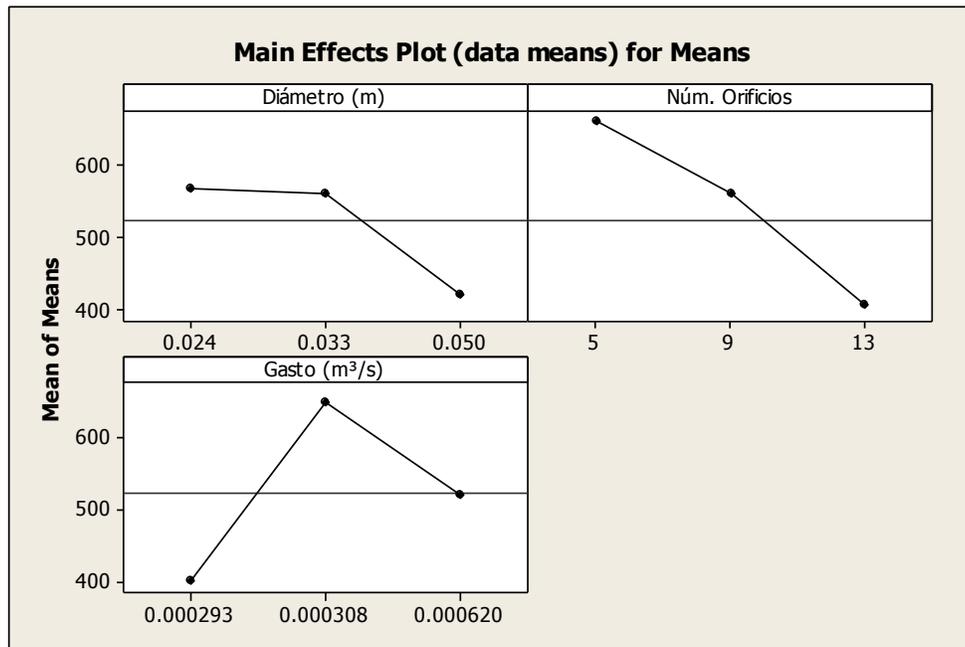


Figura 19. Efectos de las variables sobre el coeficiente convectivo

En las figuras anteriores se puede observar el efecto que tuvo cada nivel de variación sobre los valores promedio del coeficiente convectivo. En el caso del diámetro de la muestra, se alcanzaron los mayores coeficientes convectivos trabajando con el menor diámetro, lo cual es consistente con lo establecido teóricamente, ya que en diversos estudios al respecto de la hidrofuidización de geometrías esféricas, mientras menor es el diámetro de la muestra, los coeficientes convectivos obtenidos son considerablemente mayores (Verboven *et al.*, 2003; Scheerlinck *et al.*, 2002).

Por otra parte, se observa que en el caso del número de orificios los coeficientes convectivos más altos se alcanzan con el menor número de orificios, ya que el fluido es inyectado con una mayor presión sobre las muestras alimenticias, generando una mayor turbulencia al paso a través de los orificios. Cuando el fluido incide directamente sobre la muestra, la turbulencia es mayor en la capa límite del alimento y entonces se alcanza una

mayor transferencia de calor entre el fluido y el alimento. En el mayor número de orificios, la presión se reduce considerablemente y la inyección del fluido se distribuye a lo largo de la charola experimental, ocasionando que no solamente se tenga una inyección en el centro, sino en el resto del tanque experimental, lo que reduce considerablemente la turbulencia que se genera comparada con la que se alcanza con un menor número de orificios (Verboven, 2003).

Finalmente, en el caso del flujo volumétrico se tuvo que el flujo intermedio ($3.08\text{m}^3/\text{s}$) fue el que favoreció la obtención de los mayores coeficientes convectivos, ya la fluidización del alimento bajo dichas condiciones permite que éste se encuentre en contacto directo con los chorros de choque y sus interacciones, que son las zonas con mayor turbulencia del sistema y por lo tanto, con mayor transferencia de calor (Weigand B. *et al.*, 2009).

3.2.3 Correlación para la predicción del coeficiente convectivo

Mediante regresión lineal múltiple se obtuvo una correlación matemática para calcular el coeficiente convectivo en función del diámetro de la muestra, del número de orificios de la charola experimental y del flujo volumétrico del sistema.

Para la correlación se descartaron las actividades experimentales 2 y 6, debido a que sus resultados presentaban algunas inconsistencias con respecto al resto de las actividades. La ecuación obtenida fue la siguiente:

$$h = 1220 - 8800D - 80000Q - 37.4No \quad [13]$$

La ecuación 13 es aplicable para charolas de 5 a 13 orificios, operando el sistema con un flujo de $2.93\text{E}-4$ a $6.2\text{E}-4 \text{ m}^3/\text{s}$ y para alimentos esféricos de 0.024 a 0.050m de diámetro. Dicha ecuación fue obtenida aplicando un análisis de regresión múltiple mediante Minitab 14. El coeficiente de correlación múltiple fue de 0.9362, el coeficiente de determinación fue de 0.877, mientras que el coeficiente de determinación ajustado fue de 0.754. De esto podemos concluir que el diámetro, el flujo volumétrico y el número de orificios se encuentran relacionados directamente con el coeficiente convectivo en un 93.62%. Con base en el coeficiente de determinación, el 87.7% de los valores del coeficiente convectivo son debidos a las variables en estudio. Dentro de Minitab 14, se realizó una prueba para determinar la validez del modelo de regresión múltiple, formulando las siguientes hipótesis:

$$H_1: \beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = 0 \quad [14]$$

$$H_2: \beta_1 \beta_2 \beta_3 \neq 0 \quad [15]$$

En el caso de la ecuación 14, si dicha hipótesis fuera aceptada, significaría que ninguno de los tres factores en estudio posee un efecto significativo sobre el coeficiente convectivo. Por otra parte, si la hipótesis de la ecuación 15 se aceptara, significaría que los coeficientes de regresión no son iguales a cero y por lo tanto son útiles para efectuar predicciones.

Tabla 10. *Análisis de varianza para la regresión múltiple*

Fuente	Grados de libertad	Suma de cuadrados	Media de cuadrados	F	Valor crítico de F
Regresión	3	130299	43433	7.13	0.07
Error residual	3	18265	6088		
Total	6	148564			

Conforme a la tabla del análisis de varianza, el valor de F calculado fue de 7.13 y el valor crítico fue de 0.07; por lo tanto, la hipótesis 1 (ecuación 14) es rechazada y la hipótesis 2 es aceptada, es decir, los coeficientes de regresión en la correlación son útiles para efectuar predicciones. A partir de la ecuación 13 se calcularon los coeficientes convectivos teóricos a partir de las condiciones establecidas en el diseño ortogonal.

Tabla 11. *Comparación entre coeficientes convectivos experimentales y calculados con la ecuación 13*

Actividad	Coefficiente convectivo experimental (W/m ² °C)	Coefficiente convectivo calculado (W/m ² °C)	Variación (%)
1	608.73	543.40	8.20
2	657.22	418.73	*
3	231.61	270.33	10.91
4	549.8	622.60	8.78
5	584.57	497.93	11.32
6	3651.96	798.33	*
7	401.56	393.80	1.38
8	709.9	717.93	0.80
9	569.07	569.53	0.06
Promedio:			5.89

En la tabla anterior se presentan los coeficientes convectivos calculados mediante la ecuación 13. En rojo se seleccionaron los datos experimentales que no fueron tomados en cuenta para el análisis de regresión y por lo tanto, los valores calculados para dichas actividades presentan notables variaciones. Los coeficientes convectivos calculados a partir de la ecuación 13 presentan un coeficiente de variación del 5.89% con respecto a los coeficientes obtenidos experimentalmente.

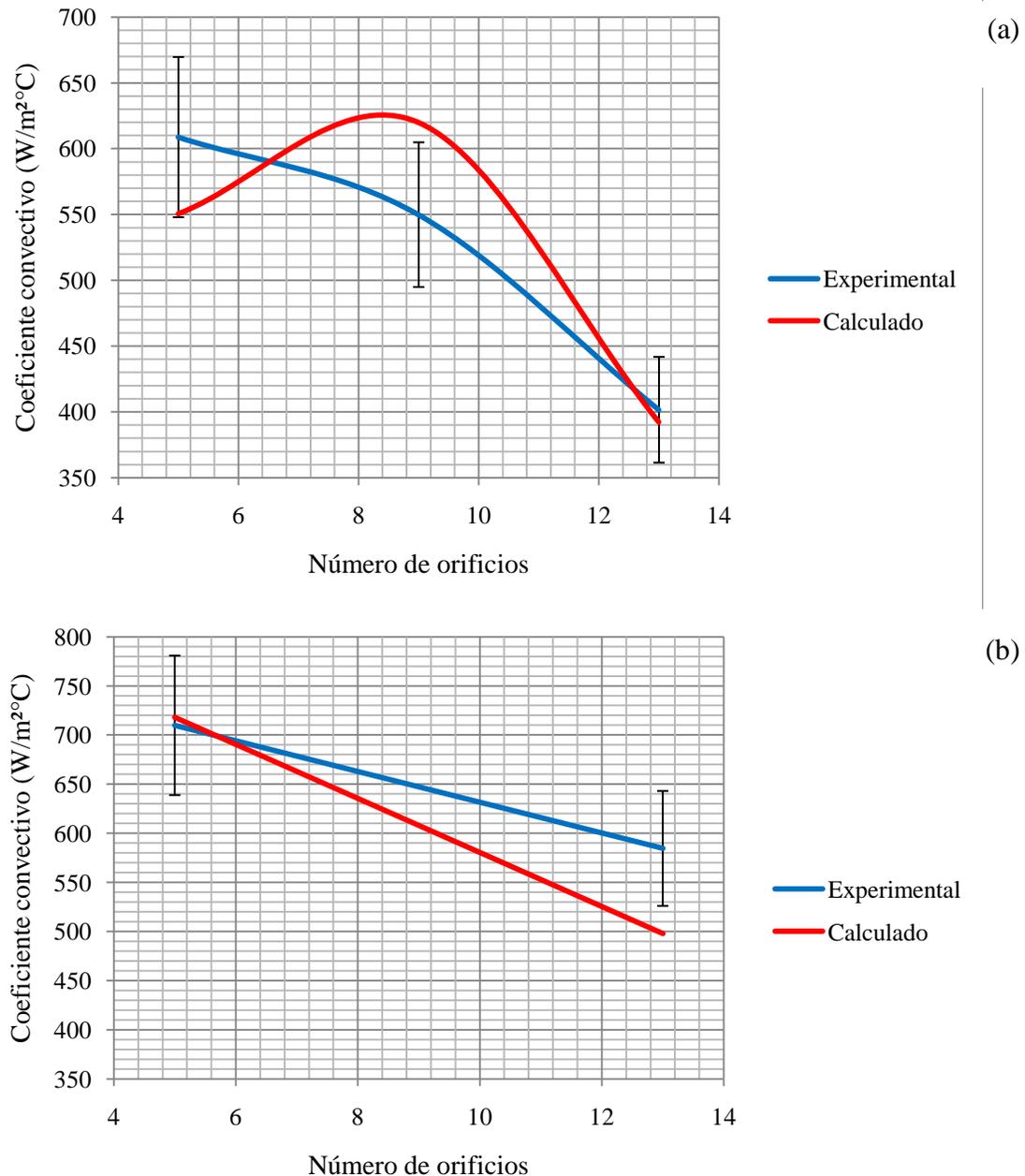


Figura 20. Comparativo entre el comportamiento del coeficiente convectivo experimental y el calculado. (a) Para flujo de $6.2E-4m^3/s$; (b) Para flujo de $3.08E-4m^3/s$.

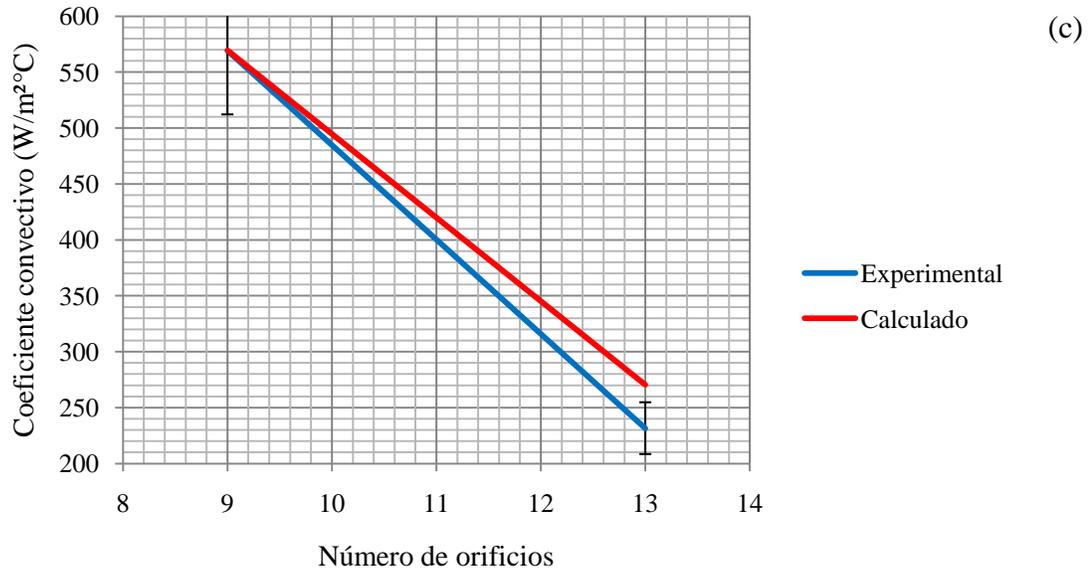


Figura 20 (continuación). Comparativo entre el comportamiento del coeficiente convectivo experimental y el calculado. (c) Para flujo de $2.93E-4\text{m}^3/\text{s}$.

En la figura 20 se presenta la comparación entre los coeficientes convectivos calculados con la ecuación 13 con respecto a los valores obtenidos experimentalmente. La diferencia entre ellos no es significativa en la mayoría de los casos, ya que el error con el que se puede predecir el coeficiente convectivo en promedio es menor al 6%.

CONCLUSIONES

El enfriamiento de productos hortofrutícolas (papa cambray) mediante hidrofuidización resulta una alternativa bastante atractiva puesto que es una tecnología que se puede aplicar fácilmente debido a que no requiere de instalaciones complejas ni de equipos de grandes dimensiones. La unidad de hidrofuidización es un sistema muy sencillo cuyos componentes no representarían una excesiva inversión inicial comparada con la que requerirían otros métodos de enfriamiento. Además de reducir los tiempos de enfriamiento (hasta 10 veces más rápido comparado con el enfriamiento con aire). Su operación permite alcanzar coeficientes de transmisión térmica entre 231 y 3650 W/m²°C (para papas de entre 24 y 50mm). La hidrofuidización representa una tecnología ecológica cuyo medio de enfriamiento es el agua, ahorra espacio y su consumo energético sólo depende del equipo de bombeo y de la unidad de enfriamiento del medio.

El diámetro del producto, el flujo volumétrico y el número de orificios en la charola de la unidad de hidrofuidización son factores que influyen significativamente sobre el coeficiente convectivo durante un proceso de hidrofuidización. La correlación matemática propuesta en función de dichas variables permite predecir el coeficiente convectivo con una variación promedio del 5.89% en productos de entre 24 y 50mm de diámetro; operando el sistema con un flujo volumétrico de entre 2.93E-4 y 6.2E-4m³/s y con charolas de 5 a 13 orificios, por lo que se considera que es una herramienta útil para la evaluación aproximada de los coeficientes convectivos en sistemas de hidrofuidización para el enfriamiento de productos hortofrutícolas.

RECOMENDACIONES

Dentro de las futuras investigaciones de este trabajo, convendría analizar la región donde se alcanza una mayor transferencia de calor y el intervalo de flujo necesario para que la hidrofuidización del alimento se lleve a cabo en dicha región, ya que como se presentó en este trabajo, operando el sistema con un flujo muy bajo o uno muy alto no se alcanzan altos coeficientes convectivos.

Asimismo, convendría aplicar esta tecnología en diferentes productos alimenticios, así como evaluar el efecto de las variables de operación a nivel piloto; teniendo así la información necesaria para su escalamiento a nivel industrial. Esta tecnología podría representar grandes avances y beneficios en la industria debido a que representaría menores costos, consumo energético y tiempos de enfriamiento.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE Handbook, 1998. Refrigeration. American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, Inc. N.E., Atlanta, Inch Pound Edition, Capítulos 25, 26, 33.
- Bejan A., 1993 Heat transfer, Nueva York, Wiley-Interscience, 21-27; 216-397.
- Brosnan T., Sun D.W., 2001 Precooling techniques and applications for horticultural products – a review, *Int. J. Refrig.* 24, 154-170.
- Dincer I., 1997 Heating transfer in food cooling applications, Londres, Taylor & Francis, 1-393.
- Dincer I. y Dost S., 1996 New correlations for heat transfer coefficients during direct cooling of products, *Int. J. Energy Research* 20, 587-594.
- Dirita C., De Bonis M.V., Ruocco G., 2007 Analysis of food cooling by jet impingement, including inherent conduction, *J. Food Eng.* 81, 12-20.
- Cervantes J.G., 1999 Fundamentos de transferencia de calor, México, F.C.E., 25-39; 227-352.
- Chourot J.M., Macchi H., Fournaison L., Guilpart J., 2003 Technical and economical model for the freezing cost of immersion, cryomechanical and air blast freezing processes, *Energy Conversion and Management* 44, 559-571.
- Fikiin A.G., 1985 Method and system for water cooling of fish. *Bulgarian Patent No. 40164*, INRA, Sofia, Bulgaria.
- Fikiin A.G., 1992 New Method and fluidized water system for intensive chilling and freezing of fish, *Food Control* 3(3), 153-160.
- Fikiin K.A., 2003 Novelties of food freezing research in Europe and beyond, *Flow Europe synthetic brochure for SMEs*, INRA 10, 13-20.
- Fikiin K.A., Tsvetkov O., Laptev Y., Fikiin A.G., 2003 Thermophysical and engineering issues of the immersion freezing of fruits in ice slurries based on sugar-ethanol aqueous solutions, *AIRAH J.* 2 (7), 10-15.

- Fikiin K.A. y Fikiin A.G., 1998 Individual quick freezing of foods by hydrofluidisation and pumpable ice slurries, *AIRAH J.* 55 (11), 15-18.
- Fricke B.A., Bandyopadhyay D., Ranjan A.K., McClernon M.F., Becker B.R., 2005 Determination of heat transfer coefficients of foods, *Transactions of the Missouri Academy of Science*.
- Geankoplis C.J., 1998 Procesos de transporte y operaciones unitarias, 3ª, México, CECSA.
- Glynn C., Murray D.B., 2005 Jet impingement cooling in microscale, *ECI International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow in Microscale*, 25-30
- Incropera F.P. y DeWitt D.P., 1999 Fundamentos de transferencia de calor, 4ª, México D.F., Prentice Hall.
- Jancsó P.T., Scheerlinck N., Verboven P., Nicolai B.M., Baerdemaeker J., 2002 Shape modeling for stochastic FE computation of cooling processes of agricultural products, *AgEng*, Paper number 02-PH-011.
- Jarvis D.H., 2007 Correlation theory, consultado el 25 de enero de 2010 de <http://www.docstoc.com/docs/18692990/correlation-theory>
- Jowitt R., 1977 Heat transfer in some food processing applications of fluidization, *Chem. Engnr.*, November, 779-782.
- Kader A.A., Karmine R.F., Mitchell F.G., Sommer N.F., Thompson J.F., 1992 Postharvest technology of horticultural crops. 2ª, Berkeley, University of California Press.
- Kreith F., Bohn M.S., 2001 Principios de transferencia de calor, 6ª, México D.F., Thomas Learning, 460-473.
- Laurindo J.B., Carciofi B.A.M., Silva R.R., Dannenhauer C.E., Hense H., 2009 Evaluation of the effects of water agitation by air injection and water recirculation on the heat transfer coefficients in immersion cooling, *J. Food Eng.*
- Lucas T. y Raoult-Wack A.L., 1998 Immersion chilling and freezing in aqueous refrigerating media: review and future trends, *Int. J. Refrig.* 21, 419-429.

- Martin H., 1977 Heat and mass transfer between impinging jets and solid surfaces, en Hartnett J.P. e Irvine T.F., *Advances in heat transfer*, vol. 13, Nueva York, Academic Press.
- Mason R.L., Gunst R.F., Hess J.L., 2003 *Statistical design and analysis of experiments with applications to engineering and science*, 2ª, Nueva York, Wiley-Interscience, 24-26; 496-511.
- McCabe W.L., Smith J.C., Harriott P., 1991 *Operaciones unitarias en ingeniería química*, 4ª, Madrid, McGraw-Hill, 171-187.
- Montgomery D.C., 2008 *Diseño y análisis de experimentos*, 2ª, México D.F., Limusa Wiley, 17; 392-426.
- Montgomery D.C., 2009 *Design and analysis of experiments*, 7ª, Nueva York, Wiley-Interscience, 84-85, 388-416.
- Ochoa, O., Amézquita A., Chejne F., 2006 Propiedades termofísicas de la carne, *Dyna Rev. Fac. Nac. Minas*, 73, (148).
- Peralta J.M., Rubiolo A.C., Zorrilla S.E., 2009 Design and construction of a hydrofluidization system. Study of the heat transfer on a stationary sphere, *J. Food Eng.* 90, 358-364.
- Pérez L. C., 2002 *Estadística aplicada a través de Excel*, 2ª, Madrid, Pearson Educación S.A., 161-187; 382-412.
- Robertson G.H., Cipolletti J.C., Farkas D.F., Secor G.E., 1976 Methodology for direct contact freezing of vegetables in aqueous freezing media, *J. Food Sci.*, 41, 845-851.
- SAGARPA, 2009 Sistema Integral de Información Agroalimentaria y Pesquera (SIAP). Estadística básica, consultado el 8 de enero de 2010 de <http://www.siap.gob.mx/>
- Sarkar A., Singh R.P., 2004 Air impingement technology for food processing: visualization studies, *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie* 37 (8), 873-879.
- Scheerlinck N., Jancsó P., Verboven P., Nicolai B.M., 2002 Influence of shape on the fast freezing of small fruits by means of hydrofluidisation, *AgEng*, Paper number 02-PH-034.

- Senser F., Scherz H., 1991 Tablas de composición de alimentos, Zaragoza, Acribia S.A., 260.
- Smith P.G., 2007 Applications of fluidization to food processing, Singapur, Blackwell Science, 79-108.
- Soto V. y Bórquez R., 2001 Impingement jet freezing of biomaterials, *Food Control* 12 (1), 515-522.
- Steel R.G.D., Torrie J.H., 1980 Principles and procedures of statistics: A biometrical approach, 2ª, Estados Unidos, McGraw-Hill, 239-284.
- Tassou S.A., Bellas I., 2005 Present and future applications of ice slurries, *Int. J. Refrig.* 28, 115-121.
- Tijsskens L.M.M., 1995 A generic model on the keeping quality of horticultural products, including influences of temperature, initial quality and quality acceptance limits. 19th *International Congress of Refrigeration, Proceedings vol. II*, 361-368.
- Tilbury R.H., 1980 New preservatives and future trends. Londres, Applied Science Publishers, 1-24.
- Torres-de María G., Abril J., Casp A., 2005 Coefficients d'échanges superficiels pour la réfrigération et la congélation d'aliments immergés dans un coulis de glace, *Int. J. Refrig.* 28, 1040-1047.
- Torres-de María G., Abril J., Casp A., 2004 Refrigeración y congelación de alimentos por inmersión en hielos líquidos. Caracterización experimental de transferencias de materia y energía, *III Congreso Español de Ingeniería de Alimentos, Proceedings*, 476-485.
- Tressler D.K., Van Arsdel W.B., Copley M.J., 1968 The freezing preservation of foods, vol. I, Principles of refrigeration equipment for food freezing, refrigerating and transporting frozen foods, 4ª, Connecticut, AVI.
- Verboven P., Scheerlinck N., Nicolai B.M., 2003 Surface heat transfer coefficients to stationary spherical particles in an experimental unit for hydrofluidisation freezing of individual foods, *Int. J. Refrig.* 26, 328-336.

- Wang C.Y., 1993 Approaches to reduce chilling injury of fruits and vegetables, *Hort. Rev.* 15, 63-95.
- Weigand B., Spring S., 2009 Multiple jet impingement – A review, *Int. Symp. On Heat Transfer in Gas Turbine Systems; Antalya, Turkey.*
- Weimer C.R., 1998 Estadística, México D.F., CECSA, 695-707.
- Womac D.J., Aharoni G., Ramadhyani S., Incropera F.P., 1990 Single phase liquid jet impingement cooling of small heat sources, *Proceedings of the International Heat Transfer Conference*, 149-154.
- Womac D.J., Ramadhyani S., Incropera F.P., 1993 Correlating equations for impingement cooling of small heat sources with single circular liquid jets, *Transactions of the ASME* (115), 106-115.
- Zúnica R.L.R., Romero V.R., 2005 Métodos estadísticos en ingeniería, Valencia, Editorial de la UPV, 282-296.

APÉNDICE A

CÁLCULOS

A.1 Selección del diámetro de tubería del sistema:

La selección del diámetro de tubería se realizó por velocidad recomendada, debido a que el fluido en cuestión era agua de servicio, considerando que el intervalo de velocidad recomendada es de 1.2 a 3m/s. Para un flujo de 35LPM se tiene que:

$$Q \approx 40LPM$$

<i>Diámetro de tubería</i>	<i>v (m/s)</i>	<i>ΔP</i>
2"	0.308	0.022
2 1/2"	0.216	0.010
1/2"	3.4	10.72
3/4"	1.92	2.5
1"	1.2	0.758
1 1/4"	0.689	0.193
1 1/2"	0.507	0.091

De la tabla anterior y conforme a la velocidad recomendada para el transporte de agua de servicio (1.2 a 3 m/s), los diámetros que se podían emplear eran los de 3/4" y 1". Se seleccionó el diámetro de 1" para el sistema porque de los dos diámetros posibles es el que genera menor caída de presión.

A.2 Cálculo del flujo volumétrico que retorna del tanque experimental:

Se requería que el flujo de entrada del tanque experimental fuera igual al flujo de salida para mantener recirculado el sistema. Por lo tanto:

$$Q_{ent} = Q_{sal}$$

$$\text{Donde } Q_{ent} = 35L/min = 5.8333E-4m^3/s$$

Conociendo el flujo y el diámetro de la tubería podemos calcular la velocidad a la que el fluido entra al tanque experimental ($v = Q/A$), sustituyendo los valores del flujo y del área de la tubería, tenemos que la velocidad del fluido a la entrada es de 0.6224m/s.

La salida para el retorno del líquido se encuentra a una altura H de 1m, por lo tanto, podemos conocer el tiempo en que tardará en caer el agua desde dicha altura de la siguiente manera:

$$H = -\frac{1}{2}gt^2 \quad \therefore \quad t = \sqrt{\frac{-2H}{g}}$$

Donde g corresponde a la aceleración gravitacional (9.81m/s^2). Sustituyendo, tenemos que el agua tardaría en caer 0.45s, por lo que podemos conocer la velocidad mediante:

$$v = -gt$$

La velocidad de descenso del agua es de -4.41m/s . Con dicha velocidad, se calculó el flujo volumétrico sabiendo que el fluido retornará al depósito a través de una tubería de 1" de diámetro, lo que resulta en un flujo de salida de 100.58L/min .

El flujo de salida es mayor que el de entrada, sin embargo, es adecuado debido a que lo que se pretendía era evitar que el tanque experimental se llenara de líquido y éste tardara más tiempo en retornar al depósito.

A.3 Volumen muerto

Para conocer el volumen muerto (V_{muerto}) que se necesita dentro del depósito, se consideró que dicho volumen debía ser igual a la suma del volumen mínimo (V_{min}) que es el correspondiente al volumen mínimo que debe existir para garantizar la succión de la bomba, más el volumen en tuberías (V_t), más el volumen constante del tanque experimental (V), más el volumen desplazado por la bomba (V_d).

El volumen mínimo se calculó a partir de la altura a la que se encontraba la succión de la bomba, teniendo como resultado un volumen de 38.928L . El volumen en tuberías se obtuvo mediante una relación de diámetros y longitud de tuberías y corresponde a 0.85L . El volumen constante en el tanque experimental era de 5L y finalmente el volumen desplazado por la bomba era de 35L , por lo tanto:

$$V_{\text{muerto}} = (38.928 + 0.85 + 5 + 35) (\text{L}) = 74.78\text{L}$$

A.4 Velocidad de flujo por orificio

Para calcular la velocidad de flujo promedio por orificio se tomaba como referencia el flujo total que ingresaba al sistema de acuerdo a la alimentación correspondiente. Por ejemplo, para la alimentación directa el flujo volumétrico era de 37L/min. Considerando que el flujo pasaría a través de 5 orificios, se dividió el flujo total entre 5 para conocer el flujo por orificio, teniendo que era de 7.4L/min, es decir, $1.23\text{E-}4\text{m}^3/\text{s}$.

El diámetro de los orificios era de 5mm (0.005m), por lo que el área correspondiente del orificio era de $1.96\text{E-}5\text{m}^2$. Finalmente, dividiendo el flujo volumétrico por orificio entre el área del orificio se obtenía la velocidad promedio del fluido (6.27m/s).

A.5 Relación V/A

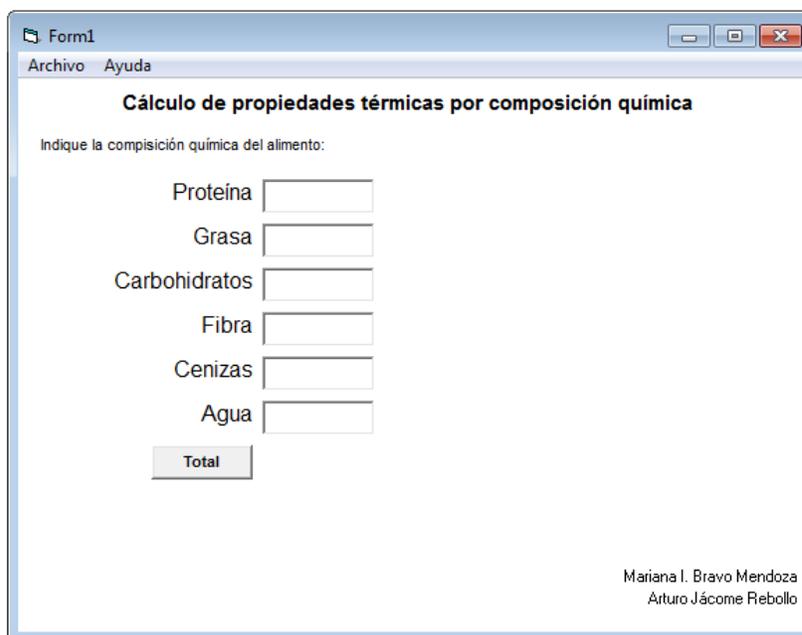
Para calcular la relación V/A de un producto esférico, la bibliografía refiere que corresponde al valor de su diámetro entre 6 (Verboven *et al.*, 2003; Scheerlinck *et al.*, 2002). Por ejemplo, para las muestras cuyo diámetro era de 24mm, su relación V/A sería de 4mm.

B.1 Desarrollo de software para calcular la conductividad térmica de la papa cambray:

Se diseñó un *software* en Microsoft Visual Basic para calcular propiedades térmicas de alimentos basadas en su composición química:



Para determinar las propiedades térmicas es necesario conocer la composición química del alimento. En este caso la de la papa (Senser *et al.*, 1991).



Una vez ingresados los valores de composición química, se indica la temperatura a la cual se desea conocer determinada propiedad térmica:

Form1
Archivo Ayuda

Cálculo de propiedades térmicas por composición química

Indique la composición química del alimento:

Proteína	<input type="text" value="2"/>
Grasa	<input type="text" value="0.1"/>
Carbohidratos	<input type="text" value="14.8"/>
Fibra	<input type="text" value="2.5"/>
Cenizas	<input type="text" value="2.8"/>
Agua	<input type="text" value="77.8"/>
Total	100

Indique la temperatura del alimento:

Temperatura °C

Mariana I. Bravo Mendoza
Arturo Jácome Rebollo

Después de ingresar la temperatura deseada, se selecciona la (o las) propiedad(es) térmicas que se desean conocer (en este caso, la conductividad térmica):

Form1
Archivo Ayuda

Cálculo de propiedades térmicas por composición química

Indique la composición química del alimento:

Proteína	<input type="text" value="2"/>
Grasa	<input type="text" value="0.1"/>
Carbohidratos	<input type="text" value="14.8"/>
Fibra	<input type="text" value="2.5"/>
Cenizas	<input type="text" value="2.8"/>
Agua	<input type="text" value="77.8"/>
Total	100

Indique la temperatura del alimento:

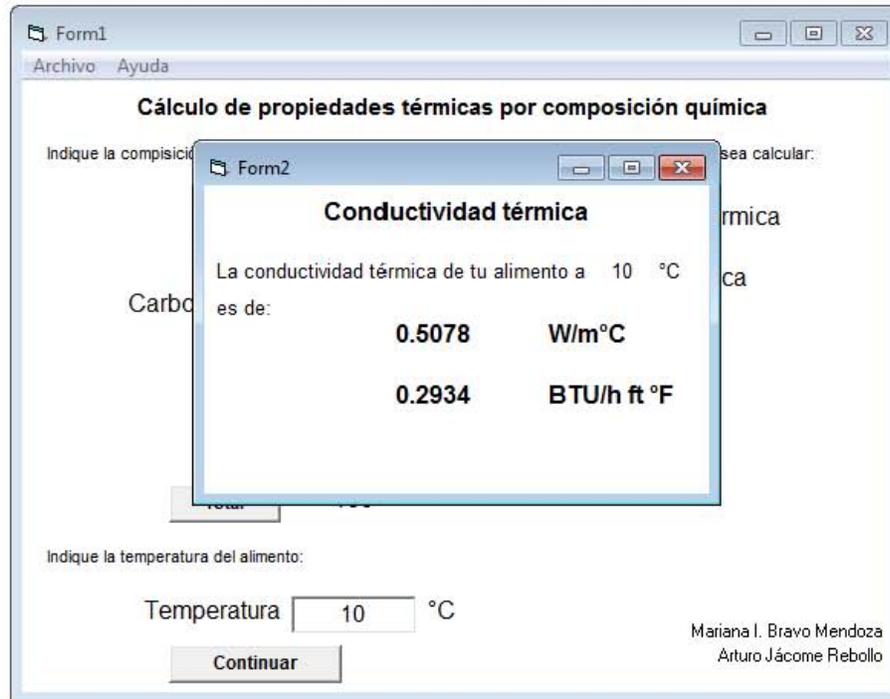
Temperatura °C

Seleccione la propiedad que desea calcular:

- Conductividad térmica
- Difusividad térmica
- Calor específico
- Densidad
- Todas

Mariana I. Bravo Mendoza
Arturo Jácome Rebollo

Finalmente el *software* nos muestra una ventana en la cual se presenta el valor correspondiente de la propiedad seleccionada tanto en unidades del sistema internacional, como, en sistema inglés:



APÉNDICE C

ANÁLISIS ESTADÍSTICO PARA LA MEDICIÓN DEL FLUJO

A continuación se detallan los resultados de las mediciones que se llevaron a cabo para la obtención de los flujos volumétricos con y sin arreglos en el sistema:

Para la alimentación directa los resultados fueron los siguientes:

Volumen (L)	t1 (s)	t2 (s)	t3 (s)	Tiempo promedio (s)	Gasto (L/s)	S	CV
1	1.646	1.63	1.615	1.630	0.613	0.016	0.951
2	3.136	3.016	3.095	3.082	0.649	0.061	1.979
3	5.04	4.915	5.402	5.119	0.586	0.253	4.941
4	6.934	6.55	7.153	6.879	0.581	0.305	4.437
5	8.203	7.912	8.367	8.161	0.613	0.230	2.824
6	9.694	9.413	9.601	9.569	0.627	0.143	1.496
7	10.955	10.784	11.357	11.032	0.635	0.294	2.666
8	12.709	12.445	12.632	12.595	0.635	0.136	1.078
9	14.075	14.327	14.928	14.443	0.623	0.438	3.034
10	15.869	15.731	16.458	16.019	0.624	0.386	2.410
11	17.376	17.276	17.966	17.539	0.627	0.373	2.126
12	18.897	19.054	19.484	19.145	0.627	0.304	1.587
13	20.446	20.686	21.27	20.801	0.625	0.424	2.037
14	22.216	22.449	23.158	22.608	0.619	0.491	2.170
15	23.975	23.951	24.547	24.158	0.621	0.337	1.397
Gasto promedio (L/s) =					0.620		
Gasto promedio (L/min) =					37.2		
S					0.017		
CV					2.79		

Como puede observarse, a partir del gasto promedio se determinó que para la alimentación directa, el flujo volumétrico en promedio corresponde a 37.2 LPM.

En el caso del arreglo 1 (con la derivación de una tubería de ½”):

Vol.	t1 (s)	t2 (s)	t3 (s)	t4 (s)	t5 (s)	Tiempo prom. (s)	Gasto (L/s)	S	CV
1	2.011	1.891	5.615	1.769	2.169	2.691	0.372	1.641	60.990
2	5.724	4.444	5.974	5.363	5.601	5.421	0.369	0.589	10.866
3	8.925	7.948	8.047	8.445	8.809	8.435	0.356	0.438	5.194
4	13.144	10.269	13.781	14.436	14.872	13.300	0.301	1.817	13.660
5	18.1	14.362	17.839	18.627	17.091	17.204	0.291	1.682	9.779
6	21.414	19.675	20.025	21.072	20.533	20.544	0.292	0.718	3.493
7	25.857	22.249	24.601	25.525	24.72	24.590	0.285	1.412	5.743
8	28.312	26.43	28.669	28.497	28.585	28.099	0.285	0.942	3.353
9	31.883	30.655	31.64	31.457	31.644	31.456	0.286	0.473	1.502
10	34.269	33.62	34.763	34.809	34.016	34.295	0.292	0.504	1.471
11	37.735	35.341	37.379	36.268	37.875	36.920	0.298	1.085	2.938
12	40.204	39.265	40.292	39.516	40.634	39.982	0.300	0.570	1.427
13	45.24	42.738	45.174	42.997	45.982	44.426	0.293	1.461	3.288
14	47.607	46.978	47.019	46.841	47.359	47.161	0.297	0.314	0.666
15	51.068	50.699	51.386	51.071	51.478	51.140	0.293	0.308	0.602
Gasto promedio (L/s) =							0.293		
Gasto promedio (L/min) =							17.6		
S							0.006		
CV							1.91		

Como puede observarse, a partir del gasto promedio se determinó que para la alimentación directa, el flujo volumétrico en promedio corresponde a 17.6 LPM. Los valores marcados en rojo corresponden a los datos que no se consideraron en el promedio por tener un coeficiente de variación mayor al 5%.

En el caso del arreglo 2 (con la derivación de una tubería de 3/4”):

Vol.	t1 (s)	t2 (s)	t3 (s)	t4 (s)	t5 (s)	Tiempo promedio (s)	Gasto (L/s)	S	CV
1	2.068	1.765	2.415	2.291	2.147	2.137	0.468	0.247	11.562
2	5.375	5.069	5.72	5.725	5.323	5.442	0.367	0.281	5.157
3	8.708	8.403	8.939	9.317	8.806	8.835	0.340	0.334	3.783
4	12.02	11.584	13.056	12.239	11.861	12.152	0.329	0.559	4.599
5	15.465	14.952	16.651	15.556	15.019	15.529	0.322	0.681	4.387
6	18.803	18.173	18.67	18.609	18.072	18.465	0.325	0.323	1.748
7	21.989	21.907	22.288	22.333	21.513	22.006	0.318	0.332	1.506
8	25.819	25.217	25.899	26.033	25.386	25.671	0.312	0.351	1.367
9	29.523	29.723	30.645	30.87	29.48	30.048	0.300	0.659	2.192
10	33.347	34.276	35.3	34.732	33.875	34.306	0.291	0.754	2.199
11	38.886	40.338	39.806	40.167	38.761	39.592	0.278	0.728	1.840
12	45.225	48.016	44.593	46.375	44.487	45.739	0.262	1.478	3.231
13	51.938	55.306	51.444	56.751	49.639	53.016	0.245	2.925	5.518
14	59.73	67.403	60.318	66.912	59.476	62.768	0.223	4.023	6.409
15	76.426	79.638	71.781	85.883	72.972	77.340	0.194	5.681	7.345
Gasto promedio									
(L/s) =							0.308		
Gasto promedio									
(L/min) =							18.5		
S							0.620		
CV							2.685		

Como puede observarse, a partir del gasto promedio se determinó que para la alimentación directa, el flujo volumétrico en promedio corresponde a 18.5 LPM. Los valores marcados en rojo corresponden a los datos que no se consideraron en el promedio por tener un coeficiente de variación mayor al 5%.

APÉNDICE D

TABLAS ANOVA PARA LAS ACTIVIDADES EXPERIMENTALES

A continuación se presentan las tablas ANOVA obtenidas a partir de los datos experimentales de cada actividad. Se formularon las siguientes hipótesis:

$$H_1: rep_1 = rep_2 = rep_3$$

$$H_2: rep_1 \neq rep_2 \neq rep_3$$

En el caso de que se aceptara la hipótesis 1, las diferencias entre las repeticiones no sería significativa, por lo que las repeticiones podrían considerarse iguales. En caso de que la hipótesis fuera rechazada, querría decir que las repeticiones no son iguales debido a que la diferencia entre ellas es significativa. Para aceptar la hipótesis 1:

$$F_{critica} > F$$

ACTIVIDAD 1

RESUMEN

Grupos	Cuenta	Suma	Promedio	Varianza
Columna 1	18	259.2	14.40	4.46
Columna 2	18	294.2	16.34	3.04
Columna 3	18	276.7	15.37	3.71

ANÁLISIS DE VARIANZA

Origen de las variaciones	Suma de cuadrados	GL	Prom.cuadrados	F	Probabilidad	Fcritica
Entre grupos	34.02777778	2	17.01	4.55	0.02	3.18
Dentro de los grupos	190.5955556	51	3.74			
Total	224.6233333	53				

ACTIVIDAD 2

RESUMEN

<i>Grupos</i>	<i>Cuenta</i>	<i>Suma</i>	<i>Promedio</i>	<i>Varianza</i>
Columna 1	14	238.3	17.02	1.65
Columna 2	14	226.2	16.16	0.93
Columna 3	14	232.25	16.59	1.26

ANÁLISIS DE VARIANZA

<i>Origen de las variaciones</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>GL</i>	<i>Prom.cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Fcritica</i>
Entre grupos	5.228928571	2	2.61	2.04	0.14	3.24
Dentro de los grupos	49.96375	39	1.28			
Total	55.19267857	41				

ACTIVIDAD 3

RESUMEN

<i>Grupos</i>	<i>Cuenta</i>	<i>Suma</i>	<i>Promedio</i>	<i>Varianza</i>
Columna 1	16	238.8	14.93	3.92
Columna 2	16	244.3	15.27	3.70
Columna 3	16	241.55	15.10	3.80

ANÁLISIS DE VARIANZA

<i>Origen de las variaciones</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>GL</i>	<i>Prom.cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Fcritica</i>
Entre grupos	0.9453125	2	0.47	0.12	0.88	3.20
Dentro de los grupos	171.1817188	45	3.80			
Total	172.1270313	47				

ACTIVIDAD 4

RESUMEN

<i>Grupos</i>	<i>Cuenta</i>	<i>Suma</i>	<i>Promedio</i>	<i>Varianza</i>
Columna 1	10	165.1	16.51	5.15
Columna 2	10	158	15.80	4.20
Columna 3	10	161.55	16.16	4.65

ANÁLISIS DE
VARIANZA

<i>Origen de las variaciones</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>GL</i>	<i>Prom.cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Fcritica</i>
Entre grupos	2.5205	2	1.26	0.27	0.77	3.35
Dentro de los grupos	126.00125	27	4.67			
Total	128.52175	29				

ACTIVIDAD 5

RESUMEN

<i>Grupos</i>	<i>Cuenta</i>	<i>Suma</i>	<i>Promedio</i>	<i>Varianza</i>
Columna 1	12	181.7	15.14	6.03
Columna 2	12	185.8	15.48	5.84
Columna 3	12	183.75	15.31	5.93

ANÁLISIS DE
VARIANZA

<i>Origen de las variaciones</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>GL</i>	<i>Prom.cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Fcritica</i>
Entre grupos	0.700416667	2	0.35	0.06	0.94	3.28
Dentro de los grupos	195.7914583	33	5.93			
Total	196.491875	35				

ACTIVIDAD 6

RESUMEN

<i>Grupos</i>	<i>Cuenta</i>	<i>Suma</i>	<i>Promedio</i>	<i>Varianza</i>
Columna 1	11	172.5	15.68	8.48
Columna 2	11	177.6	16.15	8.83
Columna 3	11	175.05	15.91	8.65

ANÁLISIS DE
VARIANZA

<i>Origen de las variaciones</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>GL</i>	<i>Prom.cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Fcritica</i>
Entre grupos	1.182272727	2	0.59	0.07	0.93	3.32
Dentro de los grupos	259.6040909	30	8.65			
Total	260.7863636	32				

ACTIVIDAD 7

RESUMEN

<i>Grupos</i>	<i>Cuenta</i>	<i>Suma</i>	<i>Promedio</i>	<i>Varianza</i>
Columna 1	12	191.9	15.99	4.03
Columna 2	12	198.1	16.51	4.06
Columna 3	12	195	16.25	4.04

ANÁLISIS DE
VARIANZA

<i>Origen de las variaciones</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>GL</i>	<i>Prom.cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Fcritica</i>
Entre grupos	1.601666667	2	0.80	0.20	0.82	3.28
Dentro de los grupos	133.4783333	33	4.04			
Total	135.08	35				

ACTIVIDAD 8

RESUMEN

<i>Grupos</i>	<i>Cuenta</i>	<i>Suma</i>	<i>Promedio</i>	<i>Varianza</i>
Columna 1	15	235.8	15.72	8.86
Columna 2	15	229.2	15.28	3.38
Columna 3	15	232.5	15.50	5.63

ANÁLISIS DE
VARIANZA

<i>Origen de las variaciones</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>GL</i>	<i>Prom.cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Fcritica</i>
Entre grupos	1.452	2	0.73	0.12	0.89	3.22
Dentro de los grupos	250.188	42	5.96			
Total	251.64	44				

ACTIVIDAD 9

RESUMEN

<i>Grupos</i>	<i>Cuenta</i>	<i>Suma</i>	<i>Promedio</i>	<i>Varianza</i>
Columna 1	13	215.1	16.55	4.79
Columna 2	13	201	15.46	3.71
Columna 3	13	208.05	16.00	4.22

ANÁLISIS DE
VARIANZA

<i>Origen de las variaciones</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>GL</i>	<i>Prom.cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Fcritica</i>
Entre grupos	7.646538462	2	3.82	0.90	0.41	3.26
Dentro de los grupos	152.5903846	36	4.24			
Total	160.2369231	38				

En todos los casos, salvo en los resultados de la actividad 1, el valor de $F_{critica}$ es mayor al valor de F calculado, por lo que aceptamos la hipótesis 1, en la que para cada actividad, sus dos repeticiones son iguales entre sí debido a que no existen diferencias significativas entre ellas.

APÉNDICE E

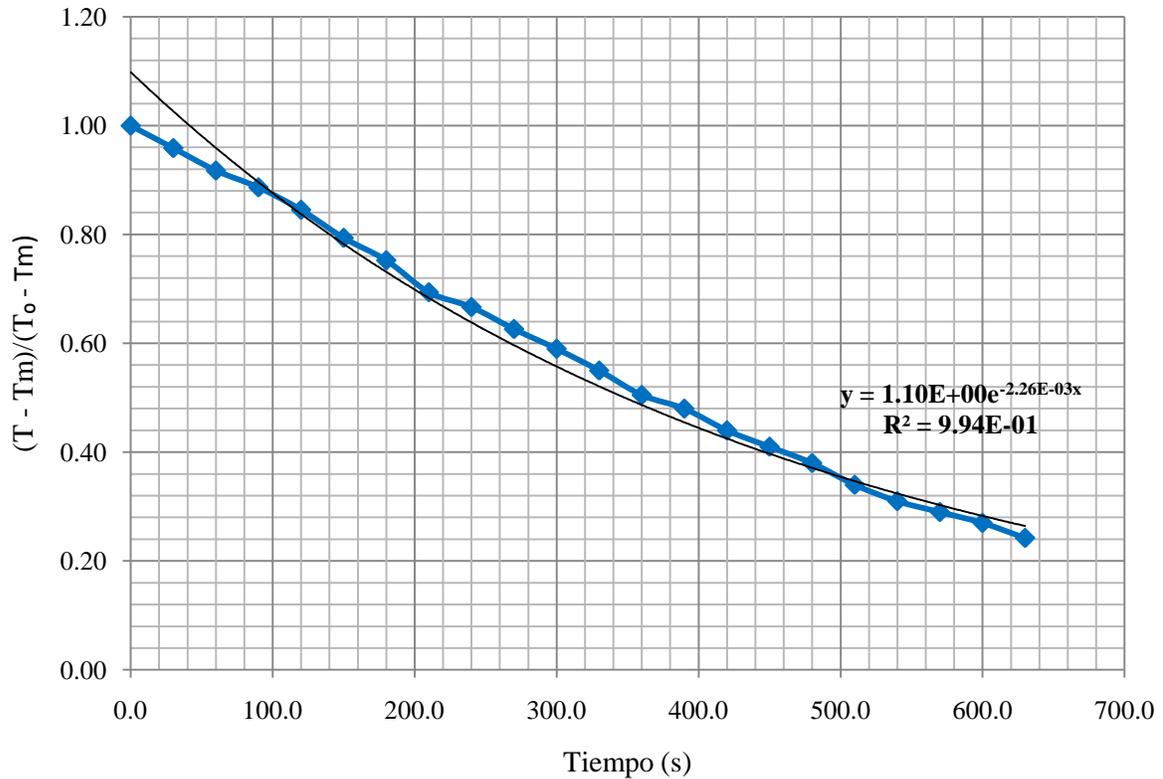
EVALUACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTIVO

En este apéndice se ejemplifica la secuencia para la evaluación del coeficiente convectivo en las actividades experimentales. Tomando el caso de la actividad experimental 1, se registraron las temperaturas del centro de la papa durante su enfriamiento cada 30s. Asimismo se registró la temperatura del medio. A partir de la ecuación 8, se calculó el adimensional de temperaturas (columna verde):

Tiempo (s)	Temperaturas (°C)		T - T _m
	Medio	Papa	To - T _m
0.0	8.0	17.8	1.00
30.0	8.1	17.4	0.96
60.0	8.1	17.0	0.92
90.0	8.1	16.7	0.89
120.0	8.1	16.3	0.85
150.0	8.1	15.8	0.79
180.0	8.1	15.4	0.75
210.0	8.0	14.8	0.69
240.0	7.9	14.5	0.67
270.0	7.9	14.1	0.63
300.0	7.8	13.7	0.59
330.0	7.8	13.3	0.55
360.0	7.9	12.9	0.51
390.0	7.8	12.6	0.48
420.0	7.8	12.2	0.44
450.0	7.8	11.9	0.41
480.0	7.8	11.6	0.38
510.0	7.8	11.2	0.34
540.0	7.8	10.9	0.3
570.0	7.8	10.7	0.29
600.0	7.8	10.5	0.27
630.0	7.9	10.3	0.24
Promedio:	7.9		

Posteriormente en Excel se insertó una gráfica de dispersión, en el eje x se graficaron los datos del tiempo de enfriamiento mientras que en el eje y se graficaron los del

adimensional de temperaturas. Al graficar, se seleccionó la opción para agregar una línea de tendencia, la ecuación correspondiente y su coeficiente de determinación (R^2).



A partir de la ecuación de la línea de tendencia y conforme a la ecuación 12, se obtuvo el valor de la pendiente “m” que en este caso corresponde al coeficiente de enfriamiento. Para este caso dicho valor es $C = 2.26E-3s^{-1}$.

Después de obtener el coeficiente de enfriamiento, dicho valor se sustituyó en la ecuación 7 y se obtuvo el valor del coeficiente convectivo. En este caso:

$$h = 27.356e^{(1381.836C)}$$

$$\therefore h = 27.356e^{(1381.836*2.26E-3)}$$

$$h = 621.3 W/m^2\text{ }^{\circ}C$$