



Esta idónea comunicación de resultados fue realizada dentro del Programa de Especialización del **Posgrado en Ciencias Naturales e Ingeniería** de la División de Ciencias Naturales e Ingeniería (DCNI) de la Universidad Autónoma Metropolitana-Unidad Cuajimalpa. El trabajo Desarrollo de intercambiadores de Calor Compactos con Lecho Fluidizado Sólido-Líquido por el lado de la Coraza, fue realizado de septiembre del 2014 a septiembre del 2019 en la empresa que llevaba **por nombre** Eficiencia ThermoE S.A. de C.V. (quien construyó el banco de pruebas) y en el laboratorio de Termofluidos de la Facultad de ingeniería de la UNAM.

DECLARACIÓN DE CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, D. F. el día 09 del mes abril del año 2025, el que suscribe Oscar García Aranda alumno del Programa de Doctorado en Ciencias Naturales e Ingeniería de la División de Ciencias Naturales e Ingeniería de la Universidad Autónoma Metropolitana-Unidad Cuajimalpa, manifiesta que es autor intelectual de la presente idónea comunicación de resultados titulada; "DESARROLLO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS CON LECHO FLUIDIZADO SÓLIDO-LÍQUIDO POR EL LADO DE LA CORZAZA" realizado bajo la dirección de Christopher Lionel Heard Wade y José Javier Valencia López cede los derechos de este trabajo a la Universidad Autónoma Metropolitana (UAM) para su difusión con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráfico o de datos del trabajo, sin el permiso expreso del director del trabajo como representante de la UAM. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: (cheard@cua.uam.mx, jvalencia@cua.uam.mx)

Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.



Oscar García Aranda

Nombre y firma del alumno

DECLARACIÓN DE ORIGINALIDAD

“El que suscribe, Oscar García Aranda, alumno del Programa de Doctorado) en Ciencias Naturales e Ingeniería declara que los resultados reportados en esta idónea comunicación de resultados, son producto de mi trabajo con el apoyo permitido de terceros en cuanto a su concepción y análisis. Así mismo, declaro que hasta donde es de mi conocimiento no contiene material previamente publicado o escrito por otras (s) persona (s) excepto donde se reconoce como tal a través de citas y que este fue usado con propósitos exclusivos de ilustración o comparación. En este sentido, afirmo que cualquier información sin citar a un tercero es de mi propia autoría. Declaro, finalmente, que la redacción de este trabajo es producto de mi propia labor con la dirección y apoyo de mis directores y de mi comité tutorial, en cuanto a la concepción del proyecto, al estilo de la presentación y a la expresión escrita.”



Oscar García Aranda

Nombre y firma del alumno

DECLARACIÓN DE NO LUCRO:

El que suscribe, Oscar García Aranda alumno del Programa de Doctorado en Ciencias Naturales e Ingeniería, manifiesta su compromiso de no utilizar con fines de difusión, publicación, protección legal por cualquier medio, licenciamiento, venta, cesión de derechos parcial o total o de proporcionar ventajas comerciales o lucrativas a terceros, con respecto a los materiales, datos analíticos o información de toda índole, relacionada con las actividades e intercambios de información derivados de la relación de investigación académica y tecnológica desarrollada entre la Universidad Autónoma Metropolitana (UAM) y Oscar García Aranda.



Oscar García Aranda

Nombre y firma del alumno



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

Casa abierta al tiempo

UNIDAD CUAJIMALPA

DIVISIÓN DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA

DESARROLLO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
COMPACTOS CON LECHO FLUIDIZADO
SÓLIDO-LÍQUIDO POR EL LADO DE LA CORAZA

T E S I S

PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTOR EN CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA

Presenta:

OSCAR GARCÍA ARANDA

Dr. Christopher Lionel Heard Wade

Director de tesis

Dr. José Javier Valencia López

Co-Director de tesis

Ciudad de México

Marzo 2025

Agradecimientos

El financiamiento para el equipo experimental utilizado en este trabajo fue proporcionado por el Apoyo a la incorporación de nuevos PTC del Programa de Mejoramiento del Profesorado de la Secretaría de Educación Pública, México; la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Cuajimalpa, Programa de Investigación Interdisciplinaria, convocatoria 2014, México y Eficiencia Thermoe S.A. de C.V.. Esta última también proporcionó espacio de laboratorio y apoyo técnico (Dr. Jan Pardubicky†).

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología.

A mis asesores, que en todo momento estuvieron aportando para poder culminar este trabajo.

Al Laboratorio de Termofluidos de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, por facilitar el uso de sus instalaciones.

A Dios por permitirme cumplir una meta más.

A la UAM.C, por toda la enseñanza y formación profesional.

A mis padres Pedro García Bahéna† y Teresa Aranda Hernández†, que durante esta etapa de mi vida partieron.

A mis hermanos Rodolfo, Armando†, Fernando, Francisco y Araceli.

A mis profesores y amigos.

A Julieta, un gran apoyo y alguien muy especial en mi vida.

A la familia Martínez Santillán, por su gran amistad y apoyo.

Índice

Notación	i
Índice de figuras y tablas	iii
Capítulo I.	página
1.1 Estructura de la tesis	1
1.2 Motivación	2
1.3 Objetivos	4
1.4 Hipótesis	4
1.5 Justificación	4
Capítulo II. Antecedentes	
2.1 Intercambiadores compactos	7
2.2 Fundamentos de técnicas para el incremento en la transferencia de calor	8
2.3 Baffle	15
2.4 Baffle helicoidal	20
2.5 Fluidización	21
2.6 Velocidad mínima de fluidización	23
2.7 Flujo Helicoidal	25
2.8 Transferencia de calor con lecho fluidizado	26
2.9 Distribuidor de flujo	30
Capítulo III. Diseño y construcción de los intercambiadores en estudio	
3.1 Partes del banco de pruebas	33
3.2 Calibración transductor de presión	35
3.3 Calibración flotador del rotámetro	36
3.4 Distribuidores de flujo	40
3.5 Diseño y fabricación del baffle helicoidal	43
Capítulo IV. Pruebas experimentales	
4.1 Metodología sin calentamiento	46
4.1.1 Fluidización	47
4.1.2 Tubos concéntricos con 3, 4, 5 baffles helicoidales a 45°, 60° y 75°	52
4.1.3 Visualización de fluidización 3,4,5 baffles helicoidales a 45°, 60° y 75°	54
4.2 Metodología con calentamiento	56

4.2.1 Balance de energía	58
4.3 Análisis de resultados	60
Capítulo V. Desarrollo de correlación semiempírica	
5.1 Análisis dimensional	65
Capítulo VI.	
6.1 Conclusiones	72
Referencias	76

Notación

A – área de transferencia, m^2

A_a – área de la sección anular entre el flotador y el tubo, m^2

A_c – porción de superficie sumergida no afectada por el contacto de las partículas, m^2

A_f – área del flotador, m^2

A_p – porción de superficie sumergida afectada por el contacto de las partículas, m^2

A_r – número de Arquímedes, fuerza de flotación, N

C_p - calor específico, J/kg K

C_d – coeficiente de descarga adimensional

d – diámetro, m

d_i – diámetro interior, m

d_p – diámetro de partícula, m

d_h - diámetro hidráulico, m

g- gravedad, m/s^2

h- coeficiente convectivo, $W/m^2 K$

L – longitud característica (d), m

d_e - diámetro equivalente, mm

m- masa, g, kg

\dot{m} - flujo másico, kg/s

n_p – número de partículas en contacto con la superficie de transferencia de calor

Nu - número de Nusselt, gradiente de temperatura adimensional en la superficie

N_p – número total de partículas fluidizadas

Nu_p – número de Nusselt de partícula

P – presión, Pa

Pr - número de Prandtl, razón de las difusividades de momento y térmica

Q - transferencia de calor- W, caudal- Lpm

q'' – flujo de calor, W/m^2

Re - número de Reynolds, razón de las fuerzas de inercia y viscosas

Re_{dh} - número de Reynolds, con diámetro hidráulico

Re_t - número de Reynolds, en tubería

s – área superficial de una esfera del mismo volumen como el de la partícula, m^2

S – área superficial actual de la partícula, m^2

T – temperatura, $^{\circ}C$

U_{mf} – velocidad mínima de fluidización, m/s

U – velocidad superficial del líquido. m/s

v – velocidad. m/s

V – voltaje, volts

W_{neto} – peso neto del flotador, N

Letras griegas

∂ - operador delta

ΔT_{ml} - diferencia de temperatura media logarítmica

ΔT - diferencia de temperaturas

ε – porosidad

ρ – densidad, g/cm^3 , kg/m^3

\varnothing – diámetro

ψ – esfericidad

$\underline{\varepsilon}$ – emisividad, eficiencia

μ – viscosidad dinámica, $kg/s\ m$

Índice de figuras	página
Figura 1.1. Lecho fluidizado líquido-sólido	3
Figura 2.1. Intercambiadores compactos	7
Figura 2.2. Corte transversal intercambiador de placas	7
Figura 2.3. Superficies porosas	9
Figura 2.4. Tubo corrugado de dos y una fase	9
Figura 2.5. Alambre insertado	9
Figura 2.6. Aletas circulares	10
Figura 2.7. Configuraciones de aletas	10
Figura 2.8. Aletas internas	11
Figura 2.9. Bajo aletado	11
Figura 2.10. Aletado en estrella	12
Figura 2.11. Turbuladores	12
Figura 2.12. Tubo ondulado	13
Figura 2.13. Tubos de bajo aletado, diversos fabricantes	13
Figura 2.14. Generadores de vórtices (delta)	14
Figura 2.15. Baffles a) Giro, b) Persiana, c) Anillo	16
Figura 2.16. Baffle convencional	18
Figura 2.17. Flujo con baffle convencional	20
Figura 2.18. Flujo con baffle inclinado	20
Figura 2.19. Flujo con baffle helicoidal	21
Figura 2.20. Diagrama de caída de presión como una función de velocidad superficial	23
Figura 2.21. Perfil de velocidades del flujo helicoidal	25
Figura 2.22. Curva característica para el coeficiente de transferencia de calor	27
Figura 2.23. Coeficiente de transferencia de calor como función del tamaño de partícula	27
Figura 2.24. Diseños típicos de distribuidores en lechos fluidizados	31
Figura 3.1. Calentador eléctrico	33
Figura 3.2. Intercambiador de tubos concéntricos	33
Figura 3.3. Sensor de flujo de calor con termopar	34
Figura 3.4. Esquema banco de pruebas	40
Figura 3.5. Sistema completo instrumentado	35
	iii

Figura 3.6. Calibración del transductor de presión diferencial	35
Figura 3.7. Tabla parcial y gráfica de calibración	36
Figura 3.8 Esquema rotámetro y esquema flotador	37
Figura 3.9. Tipos de flotadores empleados (Aluminio, Nylon y Original)	38
Figura 3.10. Rotámetro con nueva escala de calibración	39
Figura 3.11. Codo distribuidor de flujo original e impreso 3D	40
Figura 3.12. Distribuidores de flujo especiales	41
Figura 3.13. Codo especial 90° y Efecto en la velocidad en codo convencional	42
Figura 3.14. Concentrador de flujo	42
Figura 3.15. Baffles sólidos helicoidales con 3,4 y 5 hélices con 45°, 60° y 75° de inclinación	43
Figura 3.16. Baffle hueco con 3 hélices a 45°	44
Figura 3.17. Baffle hueco con 4 hélices a 45°	44
Figura 3.18. Baffle hueco con 5 hélices a 60°	44
Figura 4.1. Inicio de fluidización de partícula 1,3,4,5 y 6	48
Figura 4.2. Tubos de <i>Pitot</i> fabricados para las pruebas	48
Figura 4.3. Baffle sólido con 3 arranques a 45°, 60° y 75°	55
Figura 4.4. Baffle sólido con 4 arranques a 45°, 60° y 75°	55
Figura 4.5. Baffle sólido con 5 arranques a 45°, 60° y 75°	56
Figura 4.6. Fluidización con calentamiento	57
Figura 4.7. Diferencia de temperatura entre el fluido y la pared del calentador	59
Figura 4.8. Área de sección transversal 4-45°	63
Figura 6.1. Efecto de las partículas en la limpieza de superficies	71

Índice de gráficas	página
Gráfica 3.1. Calibración para el flotador de aluminio	38
Gráfica 4.1. Caída de presión a) Sin partículas y b) Por fricción en función de la velocidad superficial de líquido para las partículas monodispersas	47
Gráfica 4.2. Caída de presión durante la fluidización para las diferentes partículas en la columna sin baffles	49
Gráfica 4.3. Desarrollo de la porosidad durante la fluidización para las diferentes partículas en la columna sin baffles	50
Gráfica 4.4. Velocidad axial (Baffle 3 hélices a 45°)	53
Gráfica 4.5. Velocidad tangencial (Baffle 3 hélices a 45°)	53
Gráfica 4.6. Factor de multiplicación para el sensor de flujo de calor	58
Gráfica 5.1. Comparativo de los coeficientes de convección de correlación contra el calculado	71

Índice de tablas

Tabla 4.1 Masas consideradas para la fluidización de cada una de las partículas	48
Tabla 4.2. Velocidad mínima de fluidización U_{mf} .	50
Tabla 4.3. Valores característicos de las partículas empleadas	51
Tabla 4.4 Máxima velocidad axial y tangencial en las configuraciones probadas	54
Tabla 4.5 Valores obtenidos durante la fluidización con calentamiento	60
Tabla 4.6 Relaciones de diámetros, partícula-columna libre	61
Tabla 4.7 Relación de diámetros de partículas-baffles helicoidales	62
Tabla 4.8 Relaciones de diámetros partícula-columna-baffle	63
Tabla 5.1 Variables en términos de dimensiones básicas	67

Capítulo I

1.1 Estructura de la tesis

Capítulo I: Se dan a conocer los principales puntos del porque la importancia y el desarrollo del presente trabajo, así como el impacto que se puede obtener.

Capítulo II: Se presenta un panorama general de los antecedentes y las principales técnicas usadas en el incremento en la transferencia de calor y para poder aplicar estos principios básicos al intercambiador de calor es necesario conocer cuáles son sus principales partes y cuáles de ellas son factibles de modificar.

Capítulo III: Se aborda el tema del diseño y construcción del banco de pruebas y las partes o elementos que lo conforman.

Capítulo IV: Se presenta la metodología bajo la cual se realizaron todas y cada una de las pruebas de laboratorio, ofreciéndose un comparativo entre todos los modelos probados, con base a los datos experimentales obtenidos.

Capítulo V: Se aborda el tema por medio del análisis dimensional para obtener la correlación buscada.

Capítulo VI: Se dan a conocer las conclusiones, en donde se podrá observar la afirmación o negativa de la hipótesis sobre el desempeño de los baffles helicoidales y fluidización en el modelo del intercambiador propuesto.

1.2 Motivación

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida, ocurre en muchas situaciones y/o aplicaciones de la ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este proceso se denomina intercambiador de calor y las aplicaciones específicas se pueden encontrar en aire acondicionado, producción de potencia, refinación del petróleo, recuperación de calor de desecho o procesos industriales, por mencionar algunas.

Por todo lo anterior es muy importante que se siga investigando en el área de intercambio de calor, ya que como se ha dicho, estos procesos se pueden encontrar en la industria (diversas aplicaciones), así como también en el mismo hogar.

Un punto muy importante a considerar es la disponibilidad de recursos energéticos y el uso eficiente de los mismos, por ello es necesario que se desarrollen equipos con alta eficiencia en cualquiera de sus distintas configuraciones y así poder aprovechar al máximo la energía, que puede provenir de cualquier tipo de fuente por ejemplo hidrocarburo y ahora en la actualidad, las energías alternas.

En la antigua práctica del lavado del oro fue probablemente la primera aplicación de un lecho fluidizado creando remolinos con suficiente agua para poder suspender las partículas de arena y separarlas de las más densas las cuales sedimentaban.

La fluidización es un fenómeno donde un fluido (gas o líquido) ascendente puede suspender partículas sólidas, que pueden ser de diferentes formas y densidades, cuando estas son dispersadas se pueden comportar como el fluido y de ahí el nombre de lecho fluidizado, en este trabajo, nos centramos en el estado sólido-líquido, como el título lo indica.

Centrándonos en el tema de nuestro interés, con este efecto se busca que exista un mejor intercambio de energía (transferencia de calor) de un fluido a otro o de una pared sólida a un líquido (1,2).

La turbulencia afecta a la capa límite térmica y reduce la resistencia a la transferencia de calor. El coeficiente de transferencia de calor se mejora al aumentar la velocidad del líquido. Un violento movimiento de las partículas tiene además un efecto positivo sobre el factor de ensuciamiento de la superficie de transferencia de calor (3), cuando a intercambiadores de calor tipo casco y tubos se refiere.

Existen equipos orientados verticalmente en donde al fluido interior por el lado de los tubos se le agregan partículas de formas y materiales diversos, con el objeto de crear turbulencia, lo que mejora la transferencia de calor al agitarse las partículas dentro del fluido en las cuales están inmersas y suspendidas (Figura 1.1) (4).

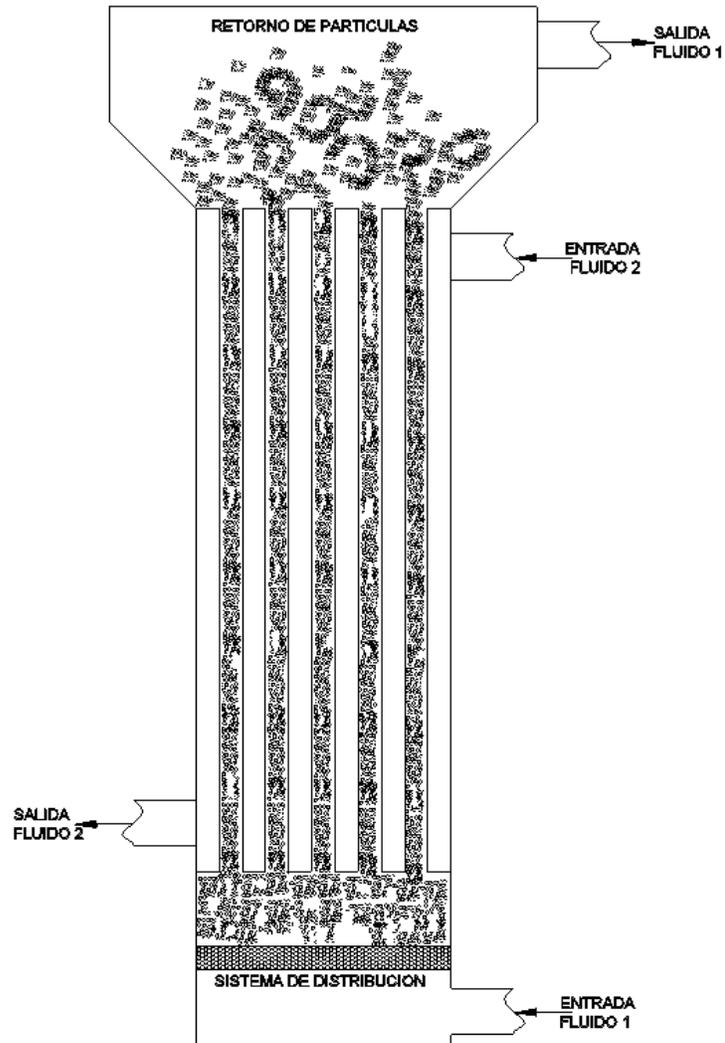


Figura 1.1 Lecho fluidizado líquido-sólido

1.3 Objetivos

- Seleccionar y caracterizar los baffles helicoidales, así como las partículas a fluidizar.
- Desarrollar prototipos de intercambiadores de calor compactos que combinan lechos fluidizados y baffles no convencionales, con el fin de evaluar su eficacia en mejorar la transferencia de calor.
- Desarrollar un banco de pruebas para estudios de hidrodinámica en un lecho anular, en configuración vertical para obtener información sobre las propiedades físicas y características de fluidización con 7 diferentes partículas metálicas.
- Modificar el prototipo ya construido para estudios de intercambio de calor y cuantificar la transferencia de calor (con y sin baffles helicoidales), siendo que en la actualidad no existen reportes de la conjunción de estas técnicas.
- Evaluar la combinación de dos técnicas en el incremento en transferencia de calor (lecho fluidizado-baffles helicoidales) en un intercambiador de tubos concéntricos y demostrar la reducción en el fenómeno de ensuciamiento (cualitativo).
- Desarrollar una correlación para el modelo de intercambiador de calor, con la geometría propuesta y con la mejor partícula encontrada en este estudio.

1.4 Hipótesis

Se espera que la sinergia entre dos técnicas de incremento en transferencia de calor (las cuales no se habían estudiado y reportado de manera conjunta como ya se mencionó), el lecho fluidizado y los baffles helicoidales aumente el intercambio de energía térmica entre la superficie de calentamiento y el fluido de trabajo (agua), además de disminuir la condición de ensuciamiento, debido principalmente a la turbulencia que generan cada una por separado.

1.5 Justificación

En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor tradicionales emplean baffles rectos y por otro lado, los actuales que emplean lecho fluidizado no cuentan con baffles (mamparas) y además estos últimos requieren de un dispositivo externo adicional para la recirculación de partículas (2,5).

El presente trabajo pretende desarrollar un sistema que evite la necesidad de recircular partículas mediante la aplicación de baffles no convencionales (helicoidales) cuyo propósito es obtener dos componentes de la velocidad (axial y angular) para la suspensión y mayor efecto en la transferencia de calor e impacto en la disminución del factor de ensuciamiento (no cuantificado en este trabajo, pero si abordado de manera cualitativa).

Capítulo II. Antecedentes

2.1 Intercambiadores compactos

El intercambiador de placas fue uno de los primeros equipos compactos en ser utilizado en las industrias de proceso de Reino Unido desde 1923 y las primeras placas eran de bronce. Los intercambiadores compactos (Figura 2.1) emplean geometrías de superficies que tiene alta transferencia de calor, sus áreas oscilan entre 0.02 m^2 hasta 4.45 m^2 (por placa) en promedio y sus caudales van hasta $5.0 \text{ m}^3/\text{h}$. El rango de temperatura de funcionamiento de los intercambiadores de placas es de $-35 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta los $200 \text{ }^\circ\text{C}$ y sus presiones de diseño es hasta los 25 bar (362.6 psi) (7) y estos pueden ser de tipo casco y tubos, de placas o tubos con aletas. Estos últimos se usan normalmente cuando al menos uno de los fluidos es un gas y en consecuencia se tiene un coeficiente de convección bajo, los tubos pueden ser de sección transversal cuadrada o circular y las aletas también pueden ser de la misma forma. Las principales ventajas de estos equipos son bajo peso y volumen.

Los intercambiadores de calor compactos juegan un papel importante en la historia del desarrollo tecnológico, ya que estos van disminuyendo su peso, así como su volumen y por el otro lado aumentando su eficiencia, teniendo algunas de sus aplicaciones en la industria aeroespacial, vehicular, marina e industrial. Grandes investigaciones para el desarrollo de los mismos comienzan justo después de la Primera Guerra Mundial y se aceleran con la incorporación de la soldadura en aluminio a estos, después de la Segunda Guerra Mundial. Durante el desarrollo de estos equipos requiere un procedimiento de diseño conveniente, en adición a la transferencia de calor. Otro factor muy importante, es el efecto de la fricción de los “fluidos” con las superficies que repercutirá en la caída de presión.

El concepto de eficiencia fue introducido en 1922, esto fue considerado al incrementar las dimensiones de las superficies (6). El diseño básico de los intercambiadores de calor fue realizado con el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica (*LMTD*) alrededor de los años cuarenta. Mientras que en el año de 1941 se introdujo un método alternativo, el llamado número de unidades de transferencia (*NTU*) (29).

Entonces, para poder diseñar y fabricar un intercambiador compacto se debe de encontrar la optimización del mismo. Lo anterior significa intentar llegar a la mejor solución de un problema dado, donde se tenga que maximizar o minimizar según sea el caso, empleando alguna técnica que satisfaga las restricciones del sistema.

Los objetivos empleados para este fin son reducir:

- costo (fabricación, operación y mantenimiento), principal objetivo.
- tamaño
- peso

La Figura 2.1, muestra lo que son llamados intercambiadores compactos en dos de sus principales configuraciones que podemos encontrar en la industria, por ello la importancia de conocerlos al igual que sus partes que lo componen, porque algunas de sus ventajas que ofrecen, es lo que se incorpora en este trabajo.



a) Placas soldadas

b) Casco y tubos (espejos fijos)

Figura 2.1 Intercambiadores compactos

Ambos equipos incorporan por lo general superficies rugosas (Figura 2.2) las cuales tienden a inducir un buen mezclado (con respecto a superficies lisas) de las diferentes capas del fluido de trabajo debido a la turbulencia creada (rompiendo así la capa límite) y por ende tienden a tener un bajo factor de ensuciamiento.



Figura 2.2 Corte transversal intercambiador de placas

2.2 Fundamentos de técnicas para el incremento en la transferencia de calor

En general existen dos técnicas para el aumento en la transferencia de calor, la primera es la llamada “pasiva”, en la cual se emplean geometrías especiales de superficie o fluidos aditivos. Y la otra es la técnica “activa” que utiliza fuentes externas de energía como campos acústicos o superficies de vibración (8).

En este trabajo se emplea una técnica pasiva la cual consiste en crear una superficie especial, es decir se diseña un nuevo bafle y se agregan partículas (fluidización).

El punto principal para incrementar la transferencia de calor es aumentar el área de transferencia, pero se tiene una restricción la cual es que los equipos sean pequeños, todo ello en beneficio del desempeño del equipo y por el otro lado, reducción en el costo debido a la cantidad de material empleado y tiempo de fabricación, además de un espacio menor en comparación con un equipo convencional para su instalación.

El objetivo principal de todo lo anterior es incrementar el coeficiente convectivo “h” en el fluido de trabajo, lo cual se puede lograr incrementando la turbulencia.

2.2.1 Descripción general de las principales técnicas

Los intercambiadores de calor fueron en sus inicios diseñados por lo general con superficies lisas, pero se requería que existiera un incremento en la transferencia de calor y esto se puede lograr:

- incrementando el coeficiente convectivo “h”
- incrementando el área de transferencia “A”

Como estas dos variables se hallan ligadas, la manera más fácil de conseguir este objetivo es incrementar o modificar la segunda de las variables y es por lo que a continuación se dará un panorama general de las principales, las cuales son:

Superficies porosas: la técnica para poder producir este tipo de superficie es por medio de *spray* aplicando una cubierta de 0.2 mm de espesor de óxido de aluminio y las partículas depositadas son de aproximadamente 2.0 μm de diámetro y se puede llegar a tener una superficie similar a un “*sandblasteado*” (Figura 2.3).

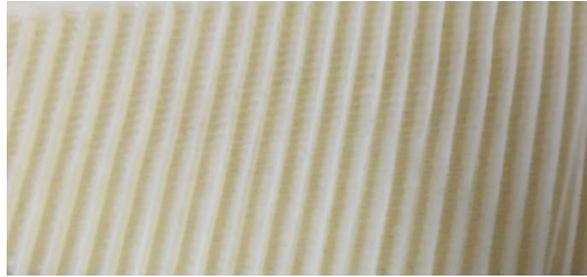


Figura 2.3. Superficies porosas

Las superficies rugosas: pueden ser de manera integral a la base de la superficie o colocada adyacente a la superficie de la misma. La superficie integral es formada por maquinado o deformación de la superficie, ésta se puede dividir en dos formas: de una o dos fases (Figura 2.4). Entonces como se puede apreciar también en la imagen siguen un patrón ondulado y helicoidal, como en los equipos abordados anteriormente, siendo consistente que este tipo de geometrías ofrecen mejoras en la transferencia de calor.



Figura 2.4. Tubo corrugado de dos y una fase

Los alambres insertados es un ejemplo de una corrugación no integral (Figura 2.5), pero a diferencia de la anterior es más económica, pero presenta problemas durante la operación tardía de los equipos (se incrustan muy fácilmente formando tapones) y además estos insertos pueden desprenderse en fragmentos debido a la corrosión y pueden ocasionar problemas en las líneas de interconexión.



Figura 2.5. Alambre insertado

Las superficies extendidas, son empleadas en diversas configuraciones de los intercambiadores de calor (Figura 2.6). La resistencia térmica puede ser reducida incrementando el coeficiente de transferencia y esto se logra incrementando la superficie de contacto usando las aletas (y en la mayoría de los casos, también son colocadas helicoidalmente).

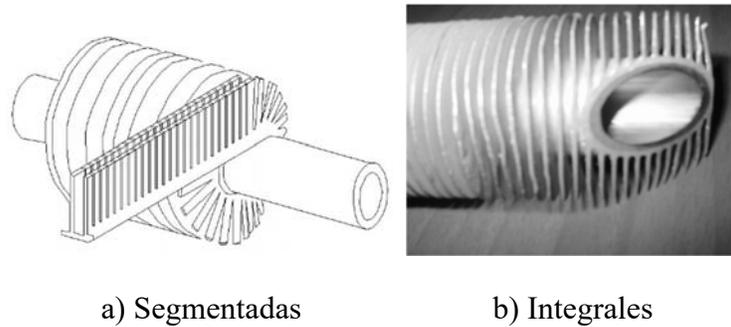


Figura 2.6. Aletas circulares

Este tipo de configuraciones normalmente se emplean para que por el exterior fluya gas y por el interior un fluido en estado líquido. El material empleado como núcleo puede ser cobre, aleaciones de este mismo material, acero al carbono, acero inoxidable, principalmente por citar algunos y para las aletas, normalmente aluminio.

Esta técnica de incremento se divide en tres variantes principalmente (Figura 2.7):

- Tipo “L”.
- Insertada.
- Extruida.

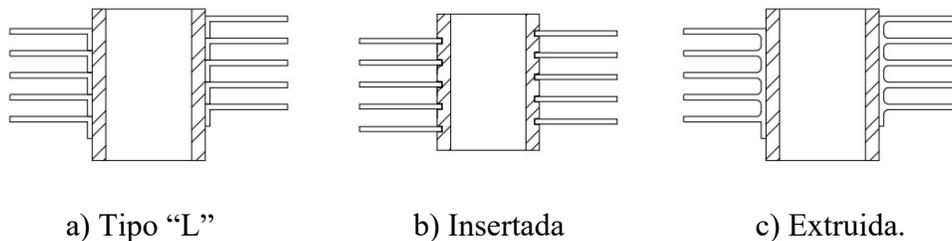


Figura 2.7. Configuraciones de aletas

La selección de cada una de ellas depende del rango de temperaturas, para la cual se está diseñando el equipo.

Las superficies extendidas para líquidos son principalmente de aletas cortas ya que el coeficiente de transferencia es más alto en relación con los gases, entonces al utilizar aletas altas, puede resultar en baja eficacia de las mismas.

Las mostradas a continuación son aletas extruidas en forma interna del tubo y se pueden encontrar en las configuraciones mostradas (Figura 2.8), siguiendo en una de ellas la misma geometría que resalta y aborda este trabajo, incorporándose en una de las variantes como superficie extendida (baffles).

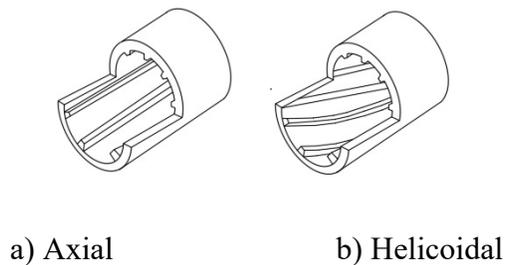


Figura 2.8. Aletas internas

Los tubos de bajo aletado (fabricados en forma de “cuerda de tornillo”) normalmente son empleados en intercambiadores que ofrecen un incremento de área entre tres y cuatro veces en comparación con uno liso, las aletas se pueden fabricar desde 16 y hasta 40 por pulgada. El diámetro exterior de las aletas es solo un poco más bajo en relación con diámetro inicial del tubo liso, esto es necesario para que los tubos puedan pasar a través de los barrenos de los espejos y baffles, por lo que también es muy importante poder controlar la altura de la aleta así como el espesor de la pared del tubo al momento de fabricarlos. El material más empleado en estos es cobre, cupro-niquel, acero al carbono y aluminio (Figura 2.9).

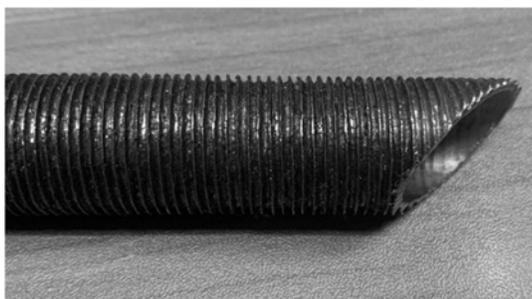


Figura 2.9. Bajo aletado

El tubo aletado en estrella es fabricado en aluminio (Figura 2.10) y es empleado en la construcción de evaporadores atmosféricos; como su nombre lo indica se encuentra colocados a la intemperie, en el cual por el interior fluirá el líquido a evaporar y por el exterior solo se encuentra el aire del ambiente, entonces este proceso de intercambio de calor es solo a base de convección natural o forzada, si es que existe corriente de aire.

Este trabajo incorpora una geometría muy parecida en los baffles, pero con la variante de hélice y numero de arranques para los mismos.

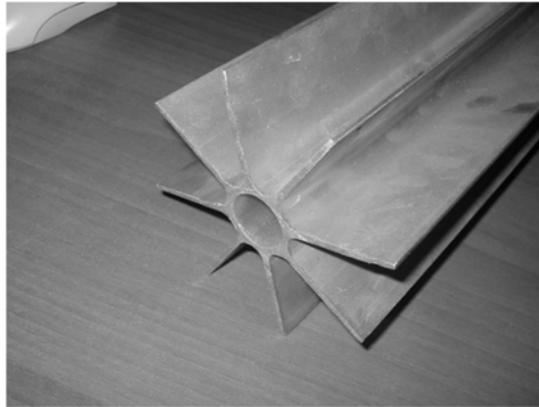


Figura 2.10. Aletado en estrella

Los turbuladores (generadores de v rtices) se pueden presentar en diversos arreglos, los cuales son insertados al interior de los tubos, para así forzar al fluido a crear rotación o flujos secundarios. Tales dispositivos pueden ser de manera continua helicoidal, helicoidal con inserto axial o de manera intermitente con formas diversas, de los cuales se presentan algunos a continuación (Figura 2.11).

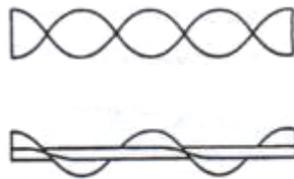


Figura 2.11. Turbuladores

Existen algunas formas para aprovechar el efecto de fuerzas de tensión superficial, para así facilitar el transporte o el drenado del líquido, esta configuración es llamada “estría” longitudinal, que promueve la condensación (Figura 2.12).

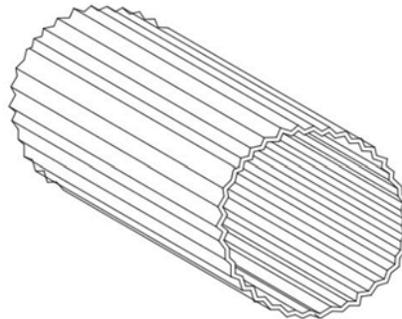


Figura 2.12 Tubo ondulado

Las estrías también se pueden encontrar en forma helicoidal, como se pueden observar en algunas de las imágenes de la siguiente figura.

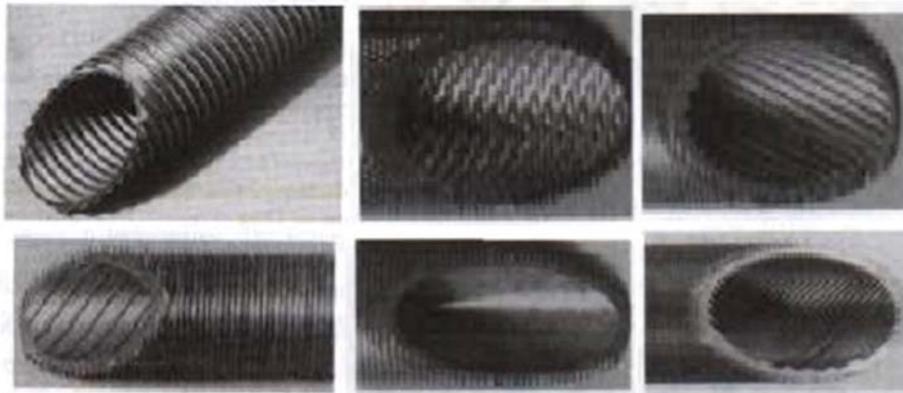


Figura 2.13. Tubo de bajo aletado, diversos fabricantes (8)

La Figura 2.13 muestra diferentes superficies de tubos de bajo aletado los cuales tienen en común el mismo objetivo el cual es mejorar el coeficiente convectivo del lado por el cual fluye el gas, que por lo general son menores en comparación con la de los fluidos líquidos.

En convección forzada, las ventajas que estas modificaciones ofrecen es que:

- La h del gas está normalmente entre el 5 y 20% menor que la del líquido.
- Se reduce la resistencia térmica.
- Se puede aumentar entonces el coeficiente convectivo entre el 50 y 100%, utilizando estas modificaciones a las superficies de contacto.

Al emplear cualquiera de las geometrías es conveniente trabajar a “bajos” números de Reynolds, ya que se genera turbulencia (es el objetivo), se rompe la capa límite y se pueden obtener mejores resultados de intercambio de energía, de lo contrario con altas velocidades, no se logra el efecto antes mencionado.

Las aletas o estrías internas y las corrugaciones requieren deformación del material en la superficie interior y a lo largo del tubo.

Los insertos internos (turbuladores) no son competitivos en rendimiento y costo, en relación con el aletado y corrugaciones para un flujo turbulento, solo en flujo laminar los insertos representan una solución efectiva.

Otra variante que existe dentro de estas técnicas son los generadores de vórtices (Figura 2.14), en donde el nivel de incremento en la transferencia de calor y caída de presión depende de la geometría del generador de vórtices, tamaño, forma, ángulo de ataque, etc. En donde:

- el incremento en la transferencia se sitúa alrededor de un 30%
- estos arreglos funcionan mejor a números bajos de Re (700)

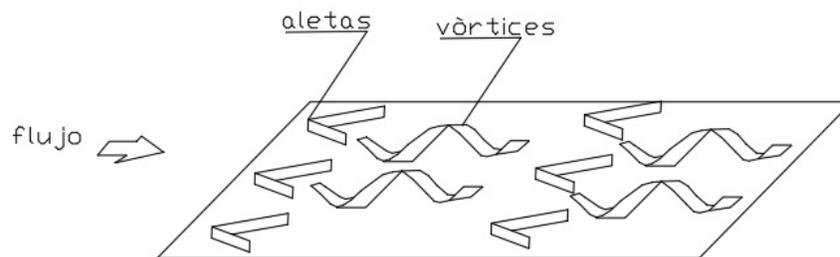


Figura 2.14. Generadores de vórtices (delta) (8)

Las protuberancias de los anteriores generadores, si son muy altas causan demasiada caída de presión, pero por otro lado alta transferencia de calor. Como se muestra en la imagen pueden tener configuración en “delta (Δ)” o “delta inversa (∇)” en relación a la corriente, en arreglos por parejas lineales o de forma escalonada. Dependiendo de esta configuración, la primera arroja corrientes hacia la pared y la segunda alto desprendimiento de la antes mencionada.

2.3 Deflector (Baffle)

Uno de los componentes en los intercambiadores de calor muy importantes es sin duda los baffles (convencionales o no convencionales), es por ello que este trabajo aborda e incorpora de una manera más extensa este tema y las variaciones que se pudieron obtener. Además, estos son considerados así porque principalmente pueden evitar que cuando haya burbujas crezcan continuamente.

En lechos con una fluidización heterogénea (usualmente gas/sólido), a través de la sección transversal (ventana) de estos, se incrementan el intercambio de calor ya que la finalidad de estos es acelerar el paso del fluido al interior del equipo. Al mismo tiempo, puede presentarse la vibración del lecho fluidizado y se puede disminuir eliminando grandes burbujas y realizando una distribución uniforme del tamaño de estas (cuando existen). Con la disminución del tamaño y velocidad de las antes mencionadas, en un lecho y con elementos internos (baffles) se tiene entonces, una mejor distribución del lecho en comparación con un lecho libre a la misma velocidad de flujo de entrada.

Sin embargo, los deflectores tienden a impedir el movimiento de sólidos de manera que los coeficientes de transferencia de calor superficie-lecho pueden a veces disminuir. La segregación de partículas también puede ocurrir, y entonces es difícil tener una fluidización completa en todos los compartimentos simultáneamente. Además, la caída de presión total a través del lecho será aumentada ligeramente por los deflectores horizontales (29).

En comparación con los lechos fluidizados libres, los lechos que contienen mallas de alambre horizontales o placas perforadas usualmente tienen burbujas más pequeñas y fluidizan más suavemente.

Las placas de un solo y múltiples giros son muy eficaces para romper burbujas (Figura 2.15). Aunque este tipo de deflector es mucho más complejo en su estructura, crean principalmente dos componentes de velocidad y al utilizar partículas una de estas componentes puede originar la erosión por lo que se recomienda de manera visual verificar su estado.

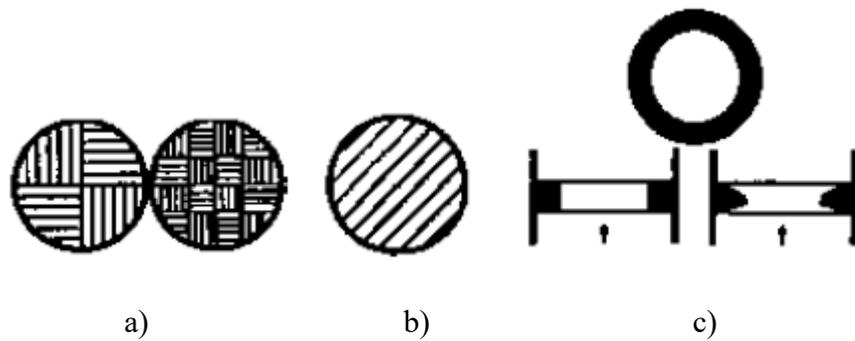


Figura 2.15. Baffles a) Giro, b) Persiana, c) Anillo. (26)

La función de las placas de rejilla es bastante similar a la de placas de un solo y múltiples giros. La única diferencia entre ellos es que una placa de rejilla no puede generar remolinos (vórtices).

La influencia de los deflectores de anillo sobre la reducción de la heterogeneidad de una fluidización fue investigada (Zheng y Jiang, 1991). en donde también se instalaron deflectores de anillo en un tubo ascendente de 0.1 m de diámetro para probar su efecto.

Después (Zhu 1997) instalaron tres deflectores de anillo con proporciones de área de apertura del 70%, 90% y 95% en un tubo ascendente de 7.6 cm de diámetro y 3 m de altura. En donde se encontraron que los deflectores de anillo podrían reducir la heterogeneidad radial y redistribuir uniformemente los sólidos en la dirección radial.

Un estudio (29) detallado de la distribución de sólidos radiales alrededor del deflector de anillo muestra la formación de una región más densa por encima del anillo con una relación de apertura del 70% en comparación con aquella por encima de los anillos con relaciones de apertura de 90% y 95% y la formación de una región más diluida por debajo de los tres anillos. Los resultados de la distribución de la porosidad axial con anillos muestran la formación de un perfil axial en forma de zigzag en lugar del perfil regular en forma de “S”.

Aunque se recomienda que los baffles ayudan al rendimiento del intercambiador, su eficacia dependerá del diseño y de las condiciones hidrodinámicas en el intercambiador, controladas por los cuatro factores siguientes:

- 1) Sistemas de partículas adecuados: características.
- 2) Diseño: configuración, tamaño y espaciamiento.
- 3) Condiciones apropiadas de operación: las condiciones óptimas de operación requieren un enfoque de prueba y error.

- 4) Correcta instalación: si en los tipos o configuración (tradicional rectos Figura 2.16) no se instalan completamente horizontal, o estos se mueven mientras que está funcionando el lecho se origina la inestabilidad de la operación y otras consecuencias serias como los puntos muertos o de recirculación (propios de esta configuración) pueden ocurrir.

Aunque la mejora del contacto líquido-sólido suele ser con el objetivo principal cuando se seleccionan varios deflectores.

Para aprovechar las excelentes características de transferencia de calor de los lechos fluidizados con líquido, se utilizan frecuentemente con tubos para calentamiento o enfriamiento a través de los cuales circula un fluido de trabajo. El suministro o eliminación de calor de esta manera sirve para controlar la temperatura del lecho, que es un factor importante en el diseño de reactores químicos o intercambiadores de calor.

Los principales problemas asociados con el diseño de un banco de tubos están relacionados con la orientación de los tubos, el diámetro, la separación del tubo y la distancia entre el banco de tubos y el distribuidor de flujo. Todos ellos controlan o están relacionados con el flujo de partículas en el banco de tubos y, en consecuencia, determinan el coeficiente de transferencia de calor entre el lecho y la superficie del tubo.

Los tubos horizontales pueden ser menos satisfactorios para propósitos de transferencia de calor como los tubos verticales, pero a velocidades de flujo más altas normalmente es preferible la orientación vertical.

(Dutta y Suciú, 1992) iniciaron una investigación experimental para estudiar sistemáticamente la capacidad de deflectores de varios diseños para romper burbujas en un lecho frío. Sus resultados indican que la efectividad de un deflector puede estar directamente correlacionada con el porcentaje del área de apertura (ventana) y el número de aberturas por unidad de sección transversal del deflector

El diseño y desarrollo de los intercambiadores de calor se comienza a centrar entonces alrededor de mejorar el diseño de los baffles convencionales (9) Figura 2.16.

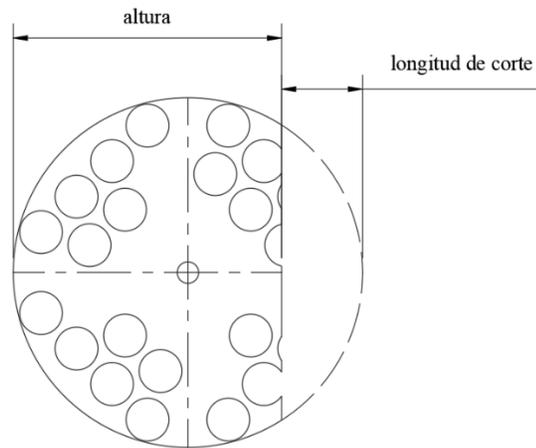


Figura 2.16. Bafle convencional

En un estudio (10) se encontró que la introducción de bafles rectos o verticales en un flujo podría incrementar el número de Nusselt promedio hasta 190%, además se encontró que las condiciones de flujo y transferencia de calor tienen una fuerte dependencia de la posición del bafle.

De ahí la importancia de investigar los diseños de las geometrías de los bafles en donde se pueda tener generación de vórtices y el impacto que estos tendrán sobre el incremento la transferencia de calor.

La influencia que tiene la altura (Figura 2.16) del bafle sobre el funcionamiento del equipo del lado coraza es que ésta afecta de manera favorable sobre el Nusselt y por lo contrario en la caída de presión, en donde se reporta que el corte óptimo para este es del 25% de su diámetro (8).

Además de lo anterior en el diseño del intercambiador intervienen diámetro y longitud de la coraza, número y espaciamiento de los bafles, número de tubos por paso (Figura 2.17). En relación al espaciamiento que debe de existir entre los bafles, se menciona que este puede variar entre el 20 y 100% del diámetro interior de la coraza (12).

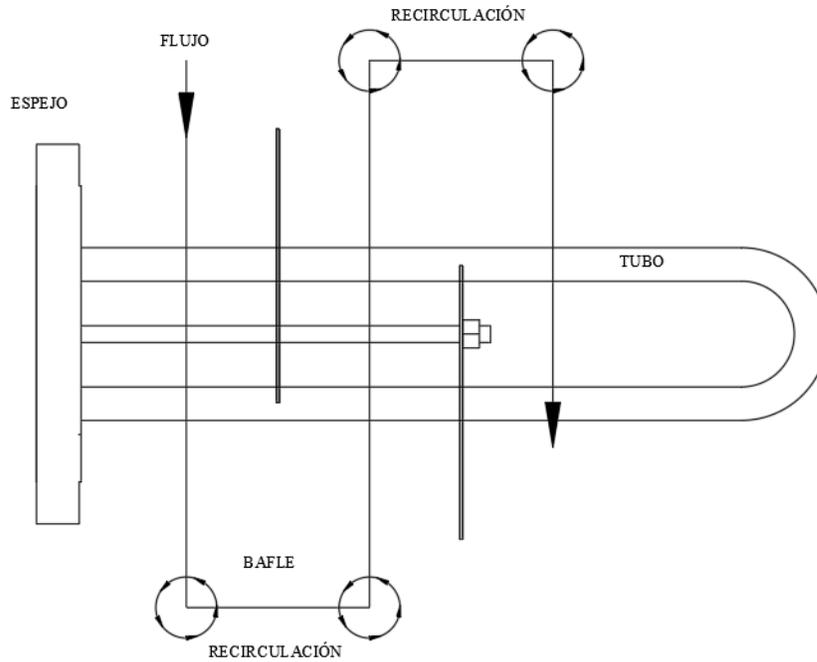


Figura 2.17. Flujo con bafle convencional

Otra configuración estudiada son los bafles inclinados (Figura 2.18) hacia corriente abajo y estos muestran mejores resultados en relación con uno convencional, en donde se mejora la transferencia y la pérdida de presión es menor (10).

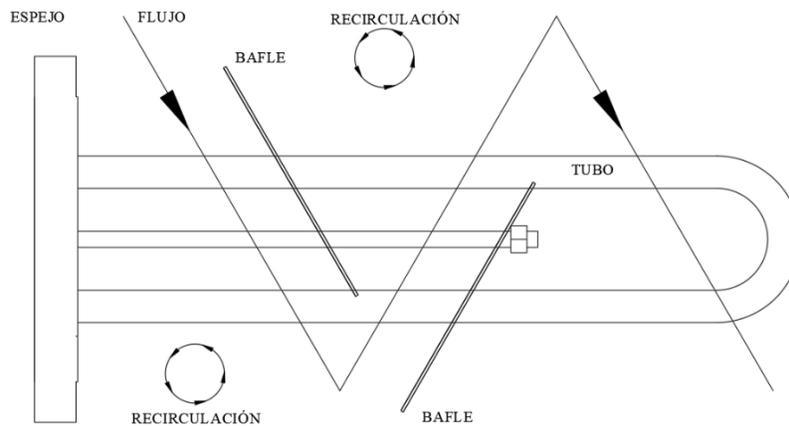


Figura 2.18. Flujo con bafle inclinado

Como se pudo ver anteriormente es necesario tomar en cuenta, como una restricción muy importante la caída de presión (ΔP) por ambos lados, la cual se encuentra ligada a las velocidades y viscosidades de los fluidos de trabajo. Para poder controlar la ΔP , se puede ir modificando la geometría de los arreglos de tubos (haz) así como la sección de corte de los bafles y longitud de separación de los mismos.

2.4 Baffle helicoidal

Esta geometría es la que incorpora este trabajo (con variaciones), por las ventajas que aporta de manera hidrodinámica, aunque también se hace énfasis a las complicaciones mecánicas o de manufactura que se pueden encontrar.

Los primeros intercambiadores con baffles helicoidales fueron desarrollados en la Republica Checa (9). Aunque existen patentes desde los años veinte del siglo pasado en Gran Bretaña (13).

Los resultados reportados (14) muestran que los deflectores (baffles) helicoidales diseñados correctamente, ofrecen una significativa mejoría en la transferencia de calor, ofreciendo una reducción en la caída de presión en el intercambiador de calor. El incremento en la transferencia de calor por baffles helicoidales se debe al incremento en la turbulencia, que se contabiliza por el aumento en la transferencia de calor observada en un ángulo de inclinación crítico de 25°. Conforme el ángulo de inclinación del baffle fue incrementado más allá de este valor, el factor de turbulencia continuó incrementándose produciendo un incremento en la transferencia de calor del 39 % para condiciones de flujo cruzado. La reducción en la caída de presión debida a los deflectores helicoidales fue estimada desde 0.26 a 0.60 dependiendo del ángulo inclinación.

Por varios años diferentes tipos de baffles han sido usados en los intercambiadores de coraza y tubos, para mejorar la transferencia de calor y teniendo una considerable caída de presión a través del intercambiador. Comúnmente los baffles utilizados son los segmentados (convencionales) causando que fluido por el lado coraza tenga un movimiento muy difícil debido al cambio brusco de dirección (zigzag) a través del haz de tubos.

Un diseño inadecuado de los baffles puede reducir el desempeño del intercambiador por causa de bajos coeficientes convectivos del fluido originados por:

- Las regiones de estancamiento llamadas “zonas muertas” que están localizadas en la zona cercana a la esquina que se forma entre el baffle y la coraza.
- Por la separación del fluido en el borde de los baffles que hace que la corriente choque contra la coraza, lo cual resulta un aumento en caída de presión a través del equipo.
- Disminución en la velocidad por fuga a través del espacio que hay entre los tubos y el barreno del baffle.

- Disminución en la velocidad por fuga a través del claro que existe entre el bafle y la coraza.

Algunas de las ventajas ofrecidas por los baffles helicoidales son: mejorar la transferencia de calor del lado coraza (15), menor caída de presión (16), reducen el efecto de división de flujos (17), reducen el factor de ensuciamiento de lado coraza (18) y previenen la vibración inducida por el flujo (19,20).

Y por otro lado, las desventajas que presentan estos son, dificultades en el diseño y manufactura por ejemplo, corte, barrenado, conformado y ensamble, algo de esto puede ser apreciado en la Figura 2.19.



Figura 2.19. Flujo con bafle helicoidal (una sola hélice)

Un máximo valor en el coeficiente de transferencia de calor fue reportado para un ángulo de 40° (ángulo medido con respecto al eje axial de la coraza) para el bafle helicoidal, y con la misma caída de presión de un bafle segmentado (14).

2.5 Fluidización

Esta es la segunda técnica en incremento de transferencia de calor que incorpora y analiza el presente trabajo, haciendo consideraciones como sigue.

El método consiste en un sistema multipartícula barrida por un fluido: las partículas pueden ser mantenidas en una orientación fija, ya sea por contacto directo entre sí

o por cualquier otro medio; o pueden ser suspendidas en un lecho fluidizado o estar cayendo a través de un fluido en un proceso de sedimentación. En 1969 se presentó la ecuación de movimiento de una dimensión general de la partícula fase como sigue:

$$\rho_p \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial z} \right) = b + f - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.1)$$

donde, para todas las fuerzas en el lado derecho, b representa todas las fuerzas del cuerpo, $\partial p / \partial z$ es la fuerza del gradiente de presión, que, en general, debe incluir contribuciones tanto del fluido y presiones de partículas y la f contabiliza todas las fuerzas que actúan sobre la superficie de la fase sólida que no están incluidas en el término gradiente de presión. Bajo condición permanente de equilibrio el lado izquierdo de la ecuación desaparece, y con fines más prácticos b reduce a la fuerza de la gravedad; f se compone de la suma de la resistencia hidrodinámica y cualquier fuerza de contacto directo (por ejemplo, las partículas vecinas).

El efecto de las partículas vecinas en la fuerza de arrastre experimentada por una partícula puede ser considerado como una función de la concentración de partículas volumétrica local o fracción de huecos (porosidad):

$$F_D = F_{D0} g(\varepsilon) \quad (2.2)$$

La acción de la fuerza de arrastre entre la partícula y las fases del fluido resulta en la disipación de energía y, como consecuencia, una reducción en la presión en el fluido a medida que pasa a través de un lecho, además de cualquier cambio producido por un cambio en la elevación (21).

Desde el trabajo pionero (34) y en (35) en la década de los años 1950's, una gran cantidad de correlaciones se ha propuesto para la transferencia de calor de lecho fluidizado líquido-sólido. La mayoría de ellas son correlaciones empíricas basadas en resultados propios experimentales, por lo tanto, sus rangos aplicables se limitan fundamentalmente dentro de sus intervalos experimentales, y las grandes discrepancias se pueden ver entre ellas, en comparación con los demás.

En los trabajos (36,37) se revisaron 36 correlaciones existentes y se propuso una nueva, que puede reproducir los datos experimentales de un total de 2665 puntos de 43 publicaciones. Esta correlación, sin embargo, muestra una pobre exactitud de reproducción de alrededor de $\pm 50\%$. Una comparación de esta correlación con los datos experimentales

vistos (38) en las paredes de la columna muestra también el mismo orden de magnitud en la reproducción de precisión. Una de las razones porqué la exactitud de reproducción no puede ser mejorada parece ser que el efecto del tamaño de la partícula y configuración de la superficie de transferencia de calor no son correctamente comprendidas.

Los datos experimentales utilizados en (37) en el desarrollo de su nueva correlación incluyen tanto en las paredes de la columna y los tubos inmersos. Pero, el mecanismo de transferencia de calor no ha sido confirmado ser el mismo para ambos casos, en otras palabras, una única correlación no ha sido apoyada para ser aplicable para ambos casos. Se llevaron a cabo una serie de experimentos en la transferencia de calor de lecho fluidizado con líquido tanto en las paredes de columna, en tubos individuales inmersos y haz de tubos. Basado en resultados experimentales, una nueva correlación fue desarrollada, que puede reproducirse todos los datos obtenidos anteriormente con una precisión de $\pm 15\%$ en un intervalo de caudal de mínima fluidización hasta la descarga de partículas.

Un experimento de estos fue investigar la transferencia de calor de un solo tubo inmerso horizontalmente en un lecho fluidizado dando por resultado la siguiente correlación (22):

$$Nu_p = 4.0 Re_t^{0.44} Pr^{1/3} [(1 - \varepsilon)^{0.56} \varepsilon^{0.44n}] \left(\frac{d_p}{D_T} \right)^{0.5} \quad (2.3)$$

2.6 Velocidad mínima de fluidización (U_{mf})

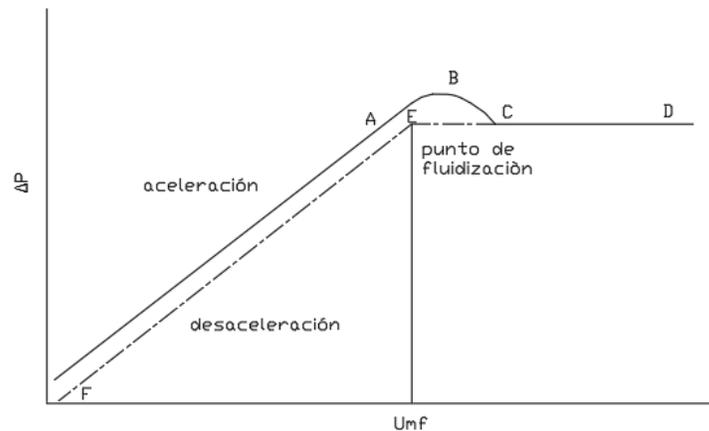


Figura 2.20. Diagrama de caída de presión como una función de velocidad superficial. El punto E marca la velocidad mínima U_{mf} en la cual ocurre la fluidización (23).

La velocidad mínima a la que un lecho de partículas fluidiza es un parámetro crucial necesario para el diseño de cualquier operación de fluidización. Los detalles de la velocidad mínima dependen de un número de factores, incluyendo la forma, el tamaño, la densidad, y la polidispersidad de las partículas. La densidad, por ejemplo, altera directamente la fuerza gravitatoria neta que actúa sobre la partícula, y por lo tanto, la fuerza de mínima resistencia, o velocidad, necesaria para levantar una partícula. La forma no sólo altera la relación entre la fuerza de arrastre y la velocidad, sino también las propiedades de empaque del lecho fijo y los espacios vacíos asociados y la velocidad del fluido a través de ellos.

Las mediciones de la caída de presión a través del lecho de partículas se pueden utilizar para identificar la velocidad mínima de fluidización (U_{mf}). Como se observa en la Figura 2.20, la caída de presión aumenta con velocidad de flujo hasta que el lecho se expande y aumenta la porosidad (punto A). Se tiene en cuenta que la velocidad y la relación de la caída de presión no necesariamente es lineal como se muestra, dependiendo del rango del número de Reynolds de la partícula cubierto.

Entre los puntos A y B, la fricción por la fuerza de arrastre hace que las partículas se reorganicen, lo que puede alterar la porosidad.

Al aumentar aún más la velocidad, la caída de presión alcanza un valor máximo.

Tras la reordenación, la presión disminuye y el punto B se encuentra por encima del punto C como resultado. Como U (velocidad) se incrementa más allá del punto C, la caída de presión se mantiene aproximadamente constante hasta un cierto punto D donde la velocidad es mayor que en el punto C.

Si el proceso se invierte de manera constante mediante la reducción de la velocidad U , el punto E se encontrará en lugar de punto B debido a la diferente porosidad resultante por el reacomodo de las partículas, y la línea de EF es el proceso de reformación del lecho fijo de partículas.

Este diagrama conceptual sirve de base para la determinación experimental de U_{mf} . Para identificar el punto E, la velocidad del fluido se incrementa hasta que la presión pasa a través de un máximo y luego deja de cambiar (punto de fluidización); este método define la línea CD.

La cantidad del flujo es entonces reducida para obtener la línea EF. La velocidad mínima de fluidización es la velocidad a la que estas dos líneas se intersectan. Entonces, los incrementos en la velocidad deben ser pequeños para resolver el punto E.

2.7 Flujo helicoidal

El flujo helicoidal de fluidos newtonianos o no newtonianos en un espacio anular que es encontrado en algunos equipos, tales como los de perforación de pozos o en las líneas de producción principalmente como la extrusión de polímeros o cerámicos, por ejemplo y en años más recientes incorporados a algunos equipos o partes para intercambio de calor como se mencionado a lo largo de este trabajo (Figura 2.21).

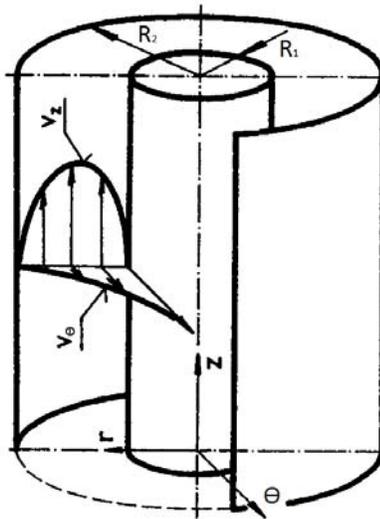


Figura 2.21. Perfil de velocidades del flujo helicoidal (22).

Para analizar y resolver un flujo helicoidal se hacen suposiciones constitutivas especiales distintos de la incompresibilidad. Se muestra que a partir de un conocimiento de la función de la viscosidad se puede calcular la dependencia del campo de velocidades en el flujo helicoidal de la geometría y de las fuerzas aplicadas. La distribución de esfuerzos (incluyendo esfuerzos normales) puede calcularse a partir de un conocimiento de tres funciones básicas de material que puede, en principio, ser determinada a partir de un estudio experimental de flujo de cortante simple. Las expresiones se derivan de la velocidad de descarga y de las velocidades angulares de los cilindros delimitadores como las funciones de las fuerzas aplicadas (25).

Tales flujos, donde una partícula representante una trayectoria helicoidal debido a un componente de flujo axial y un componente de rotación, se denominan como los flujos helicoidales. Por lo tanto, para un flujo accionado por presión, el aumento de la velocidad de flujo axial se atribuye exclusivamente a los efectos reológicos combinados con los esfuerzos ortogonales (el flujo en la dirección azimutal está en un plano que es ortogonal a la dirección axial) (26).

La literatura consultada en este trabajo indica que, a pesar de su importancia práctica, se han reportado muy pocos estudios sobre el lecho fluidizado en tubos inclinados (comportamiento similar a baffles helicoidales). Estos flujos son importantes, por ejemplo, para los procesos de perforación de pozos de petróleo y de bombeo como ya se ha mencionado antes. En los últimos años cada vez más campos de petróleo utilizan pozos inclinados. Esto se utiliza sobre todo en los campos de petróleo en el mar, donde varios pozos inclinados se perforan desde una única plataforma hacia diferentes direcciones.

2.8 Transferencia de calor con lecho fluidizado

Las características en la transferencia de calor de lechos fluidizados son muy diferentes de los fluidos convencionales en convección forzada, son muy parecidos a las características que ofrece la ebullición. El mecanismo de transferencia de calor primario se deriva rápidamente de repetir el contacto entre las partículas sólidas y las superficies de transferencia. Incrementando la velocidad del fluido a través del lecho fluidizado incrementa la frecuencia con que las partículas entran en contacto con la superficie, pero esto también reduce el intervalo de tiempo para el contacto. Estos efectos compensan en gran medida uno al otro, para que variando la velocidad superficial va teniendo efecto en el coeficiente de transferencia de calor. El efecto neto se indica en la Figura 2.22 la cual muestra que el coeficiente de transferencia de calor incrementa rápidamente como la turbulencia incrementa después de la fluidización inicial, alcanzando un pico y entonces cayendo lentamente como la fracción de volumen del lecho ocupado en el fluido comienza a verse disminuido.

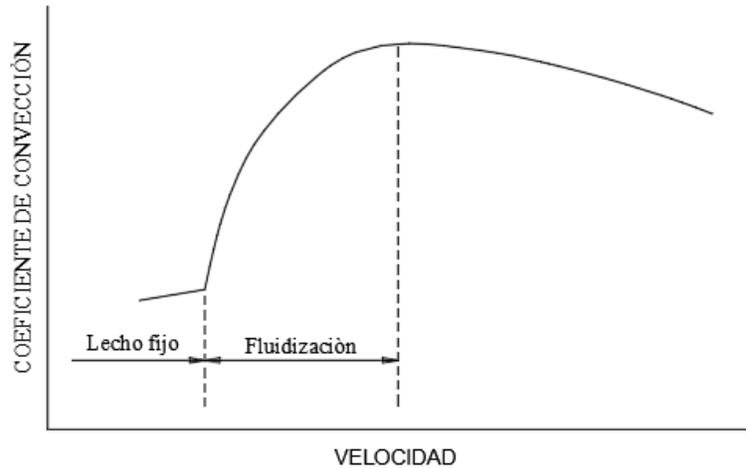


Figura 2.22. Curva característica para el coeficiente de transferencia de calor como función de la velocidad superficial (27).

El flujo de calor cae rápidamente con un poco de aumento en la velocidad porque la densidad del lecho cae bruscamente. El tamaño de la partícula influye en el comportamiento del coeficiente de transferencia donde las más pequeñas ofrecen más altos coeficientes en comparación con las más grandes (Figura 2.23). Incluso cambiando la geometría de la matriz por donde pasa el fluido el coeficiente tiende a cambiar también pero aquí es donde este espacio se encuentra ligado directamente al tamaño de la partícula.

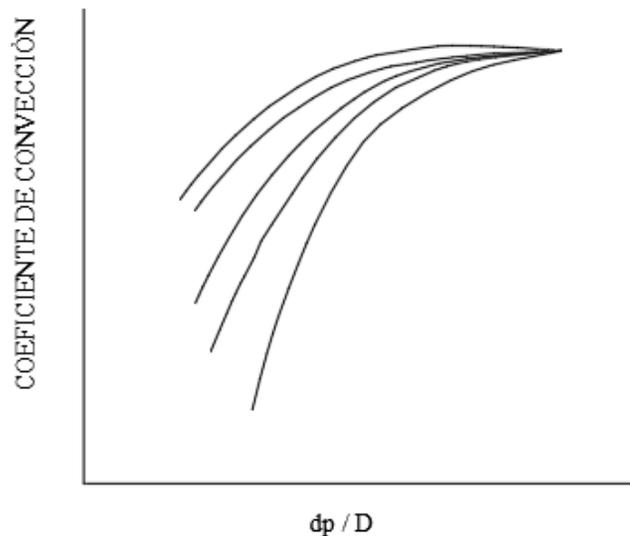


Figura 2.23. Coeficiente de transferencia de calor como función del tamaño de partícula (27).

Estudios indican que el coeficiente de transferencia de calor es de entre 5 a 15% más alto para banco de tubos verticales que para horizontales (28) considerando la fluidización por

el exterior de los tubos y gas como fluido. Esto es porque la velocidad local es más alta para configuraciones verticales. Este efecto muestra que el coeficiente de transferencia de calor como función de la posición angular para una posición de 60° relativo al eje vertical y otro a 30° , ofrece los coeficientes más altos para un tubo inclinado es en el ángulo más pequeño.

Varios investigadores (29) han aplicado teorías convencionales en transferencia de calor para involucrar expresiones diseñadas para relacionar a los coeficientes de transferencia de calor obtenidos de diferentes lechos fluidizados. Esto trata de permitir relacionar los efectos del tamaño de las partículas y propiedades físicas juntas con las propiedades físicas y velocidad del fluido. Resultando expresiones similares que relacionan al número de Nusselt con números de Reynolds, Arquímedes y Prandtl, pero la diferencia está en la manera que están ordenados y los valores numéricos asignados para sus coeficientes y exponentes.

La transferencia de calor entre un lecho fluidizado con líquido y una superficie sumergida en el lecho, ha sido objeto de muchos estudios experimentales, cuyas condiciones, alcance y resultados han sido resumidos (36).

Un conjunto de resultados muestran que el aumento del coeficiente de transferencia de calor, h , con la velocidad superficial del líquido U , que se produce en la condición de empaquetamiento fijo, continúa en forma atenuada cuando el lecho se fluidiza, alcanzando finalmente un máximo y luego disminuyendo para fusionarse con la línea de flujo de fluido monofásico en $U \approx U_0$. El aumento de h para un lecho fluidizado-líquido con respecto al flujo de líquido monofásico con el mismo valor de U puede ser tanto como un factor de siete (38, 39, 41).

Así, cuanto más grandes sean las partículas y la densidad del lecho, mayor será el valor de h , pero menor será la influencia de d_p sobre h . Ambos efectos están de acuerdo con los resultados experimentales (35, 42).

Un intento de un enfoque más mecanicista, más que puramente empírico, del problema de transferencia de calor en el flujo turbulento ha sido realizado (42, 43, 44), quienes dividieron la superficie total de transferencia de calor en dos partes A_p , la parte afectada por el contacto de las partículas en cualquier instante y A_c , la porción restante. A partir de A_p (suponiendo que se calienta un lecho), el calor se transfiere por conducción transitoria

a la capa de líquido adyacente, la cual a su vez es transportado por el paso de partículas hacia el líquido y sustituida por un líquido más frío.

Esta turbulencia favorece la ruptura tanto de la subcapa viscosa como de la capa límite térmica es la principal fuente de mejora de la transferencia de calor comparado con el flujo de líquido monofásico. Se supone también que un poco de calor, pero una fracción mucho menor que en el caso de la fluidización del líquido, se transfiere por conducción y transporte de partículas, es decir, por convección de partículas.

A partir de A_c , el calor se transfiere en paralelo mediante una convección forzada monofásica normal, dependiendo del tipo y configuración de la superficie involucrada. Es importante para este modelo el conocimiento de la relación de área $A_p / (A_p + A_c)$, que a su vez depende de la fracción del número total de partículas fluidizadas que están en contacto con la superficie de transferencia de calor en cualquier instante, n_p / N_p .

En el trabajo reportado (45) han recomendado conservadoramente que, hasta que otra prueba demuestre lo contrario, las propiedades térmicas de las partículas pueden ser ignoradas en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para los lechos líquido-sólido fluidizados.

Los intercambiadores de calor de lecho fluidizado-líquido (*FBHX*) por sus siglas en inglés, además de mejorar el coeficiente de transferencia de calor de pared a líquido limpio como ya se ha discutido anteriormente, tienen el atributo importante adicional de combatir vigorosamente la incrustación y otros tipos de ensuciamiento de la superficie de transferencia de calor sin el uso de aditivos químicos. Esto se debe a que las partículas de lecho rozan incesantemente la superficie (Kim y Lee, 1997).

Aunque se han llevado a cabo ensayos con lecho fluidizado con líquido en el lado de la coraza sin baffles de un intercambiador de calor de casco y tubos, tanto con los tubos horizontales como con los tubos verticales (Cole y Allen, 1978), en la mayoría de los casos prácticos la fluidización es por el interior de los tubos (Klaren y Bailie, 1988) y tomando en cuenta el diseño para distribución uniforme tanto del líquido como de las partículas de lecho fluidizado dentro de los tubos (Rautenbach y Kollbach, 1986).

Las principales modificaciones requeridas a un intercambiador convencional de tubos y coraza son una cámara de entrada más grande con un sistema de distribución y una cámara de salida más grande para actuar como difusor para separar el líquido de la parte superior

del lecho fluidizado, y éstos a veces pueden ser adaptados a un intercambiador convencional (Kollbach, 1987), (Klaren y Sullivan, 1999). Las partículas pueden mantenerse en un estado estacionario de fluidización o pueden circular por medio de un tubo descendente interno (Klaren y Bailie, 1988) o externamente (Klaren y Sullivan, 1999). En general, tal como se resume en (Kollbach, 1987), las unidades de *FBHX* normalmente mantendrán superficies totalmente limpias o reducirán el ensuciamiento de manera suficiente que la operación pueda continuar sin limpieza (Müller-Steinhagen, 1994); Y los coeficientes de transferencia de calor de la pared al lecho se incrementan por factores de 2 a 7 en velocidades superficiales por debajo de 0.5 m/s, lo que se produce comúnmente en $\varepsilon = 0.7$ (Klaren y Halberg, 1980), (Rautenbach y Kollbach, 1986). La tecnología *FBHX* ha avanzado en la desalinización del agua de mar, la utilización de energía geotérmica, la evaporación de aguas residuales y la producción de pulpa y papel, y se ha propuesto para el desparafinado del aceite lubricante (Kollbach, 1987), (Klaren y Sullivan 1999).

El interés del presente trabajo es estudiar la contribución a la transferencia de calor combinando o conjuntando ambas técnicas como es el flujo helicoidal y el lecho fluidizado, porque el primero nos ofrece la descomposición del vector velocidad en tres componentes, pero dos de ellas son muy útiles para el fin que se busca principalmente (v_z) para lograr la flotabilidad de la partícula y la otra (v_θ) para lograr una velocidad superficial y que además se cree que contribuye al mejoramiento del factor de ensuciamiento y esta a su vez es variada por el número de hélices que hace que se modifique el diámetro hidráulico (D_h). Esta combinación de técnicas es principalmente para el uso con fluidos sucios o con cierta dureza, para evitar el tratamiento previo antes de ser ingresados al intercambiador.

2.9 Distribuidor de flujo

Uno de los primeros pasos en el diseño mecánico del lecho fluidizado es la selección de la geometría del plato distribuidor o el propio diseño del mismo, donde el lecho descansa y a través del cual el fluido es introducido a la parte inferior del lecho.

Para este caso de estudio se partió de un diseño muy particular y rudimentario (más adelante se habla y se describe este punto), pero que ayudo a saber que obteniendo un buen diseño, basándose en la literatura consultada y citada, serviría para conseguir el comportamiento

buscado, la uniformidad de las velocidades a la entrada, es decir antes de entrar en contacto con el lecho.

La Figura 2.24 muestra algunas configuraciones típicas para la admisión y distribución del fluido. Una simple placa perforada puede ser empleada considerando que los barrenos deben ser más pequeños que el diámetro de la partícula a emplear y que la estructura o material se capaz de soportar el peso de las mismas y la carga hidrostática de toda la columna.

Como en cualquier intercambiador, la caída de presión a través del lecho es una importante consideración de diseño y puede ser estimada por un simple cálculo hidrostático impuesto por el peso del lecho.

Además, se puede considerar como una regla para el diseño del plato distribuidor bajo el lecho que la caída de presión debida a este podría ser hasta el 30% del total a través del lecho (27).

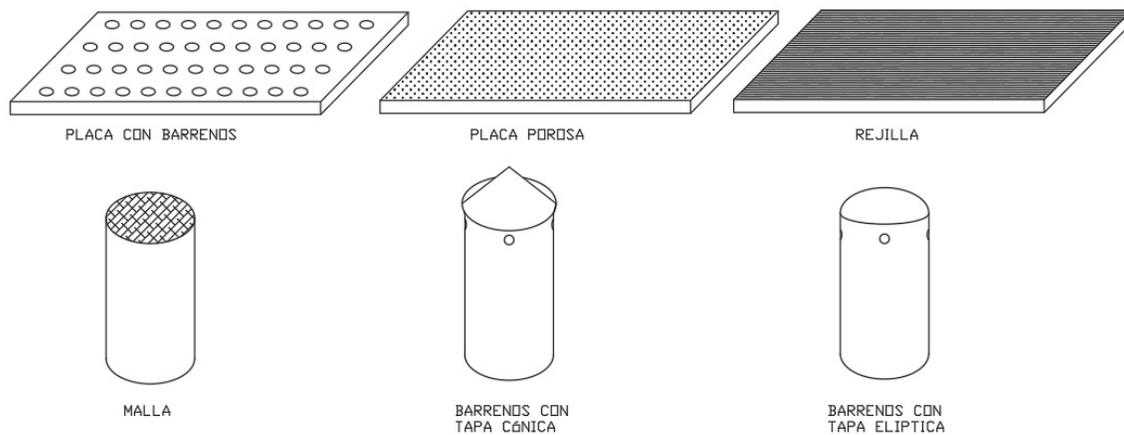


Figura 2.24. Diseños típicos de distribuidores en lechos fluidizados (27).

Las fuerzas actuando en un intercambiador de calor con lecho fluidizado puede ser bastante alto porque la densidad de la corriente fluidizada puede ser de varias veces más que el del agua o sobre 1000 veces más que la del aire. La alta densidad de fluidización junto con la severa turbulencia puede inducir una gran vibración y altos esfuerzos (31,32).

Aguas debajo de un distribuidor de flujo, se debe considerar tener un flujo totalmente desarrollado y considerar los efectos que producen los accesorios en las tuberías como en

nuestro caso son codos a 90° y además considerando que para una mejor transferencia de calor es necesario tener un flujo en régimen turbulento, de modo que la literatura nos menciona que para lograr este flujo totalmente desarrollado, es necesario tener al menos entre 20D y 30D (diámetros) en promedio de longitud desde la entrada o accesorio previo. Para poder solucionar estos problemas (adicional al distribuidor de flujo), se tuvo que diseñar accesorios antes del distribuidor, de estos elementos se abordan en el siguiente capítulo.

Capítulo III. Diseño y construcción de los accesorios e intercambiadores en estudio

3.1 Partes de banco de pruebas

El intercambiador de calor consiste en un calentador *Electrothermal* tipo cerámico con un diámetro de 14 [mm] y una longitud de 240 [mm] que a un voltaje de 220 [V] ofrece una potencia de calentamiento nominal de 400 [W] según datos de fabricante (Figura 3.1); este calentador fue colocado en posición concéntrica con respecto a la columna de acrílico como se aprecia en la siguiente imagen (Figura 3.2).



Figura 3.1 Calentador eléctrico



Figura 3.2 Intercambiador de tubos concéntricos

Para realizar la medición de la temperatura, esta se realiza con la instrumentación de dos sensores de temperatura *Omega Engineering* (termopares tipo T cobre-constantan) uno a la entrada de agua antes de entrar en contacto con el calentador (denotada como T2) e inmediatamente después de este (llamada T3). Además, se cuenta con un sensor de flujo de calor-termopar tipo T, *RDF Corporation* el cual se encuentra ubicado en la superficie del calentador (Figura 3.3) este sensor cuenta con una curva de calibración ofrecida por el fabricante para su correcta lectura y también este sensor nos ofrece una lectura de temperatura (designada como T1).

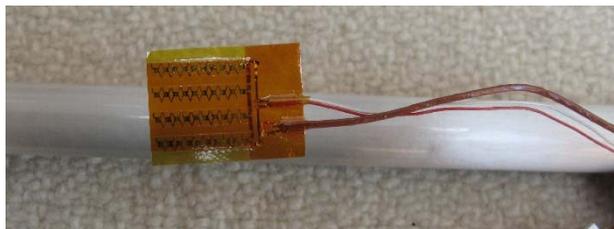


Figura 3.3 Sensor de flujo de calor con termopar.

Las mediciones de presión fueron realizadas en dos puntos y esto fue mediante un transductor de presión tipo diferencial *Validyne Engineering* conectado en la parte inferior de calentador y a la salida de este aproximadamente en las mismas zonas como el de los termopares (inicialmente). Todos los anteriores dispositivos se encuentran conectados a un sistema de adquisición de datos *Omega Engineering*.

Además, el banco de pruebas cuenta con un medidor de flujo tipo rotámetro, conectado después de la bomba; todos los componentes anteriormente descritos se pueden observar de manera esquemática en la Figura 3.3 y de manera real como fue construido en la Figura 3.5.

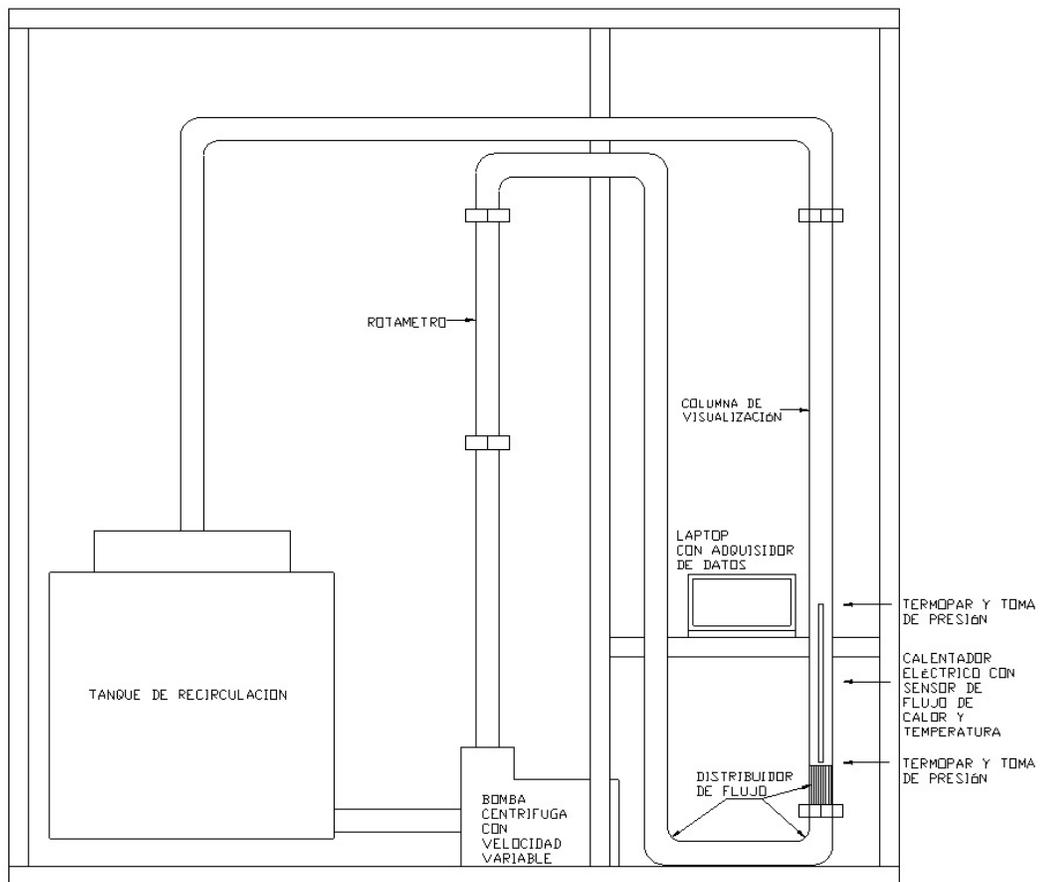


Figura 3.4. Esquema banco de pruebas



Figura 3.5 Sistema completo instrumentado

El banco de pruebas fue construido con estructura metálica y las tuberías en material de plástico PVC, acrílico y las partes impresas en 3d son en plástico ABS.

Sus dimensiones generales son aproximadamente de 1.5 m de ancho, largo 3 m y alto 2.2 m y además tiene la versatilidad de ser casi completamente desarmable y con piezas que pueden ser intercambiables.

3.2 Calibración transductor de presión

La calibración del transductor de presión diferencial (por medio del cual se obtuvo ΔP para cada uno de los casos estudiados en este trabajo), fue realizado como aparece en la siguiente imagen (Figura 3.6).



Figura 3.6. Calibración del transductor de presión diferencial

El anterior banco que sirvió para la calibración fue proporcionado por la Facultad de ingeniería de la UNAM (Laboratorio de Termofluidos).

El arreglo consiste en una perilla de goma que introduce la presión y fue conectada a una base con un manómetro DEWIT con rango de 0-60 Oz, con resolución de 2 Oz (0.009 kg/cm²) y éste conectado a un extremo de manómetro diferencial el cual emite su señal la cual se recibe en un demodulador y este a su vez la manda a un adquisidor de datos que está conectado a una computadora donde se puede ver la variación de voltaje y compararla a que escala de presión es coincidente, obteniéndose la siguiente tabla y gráfica (Figura 3.7).

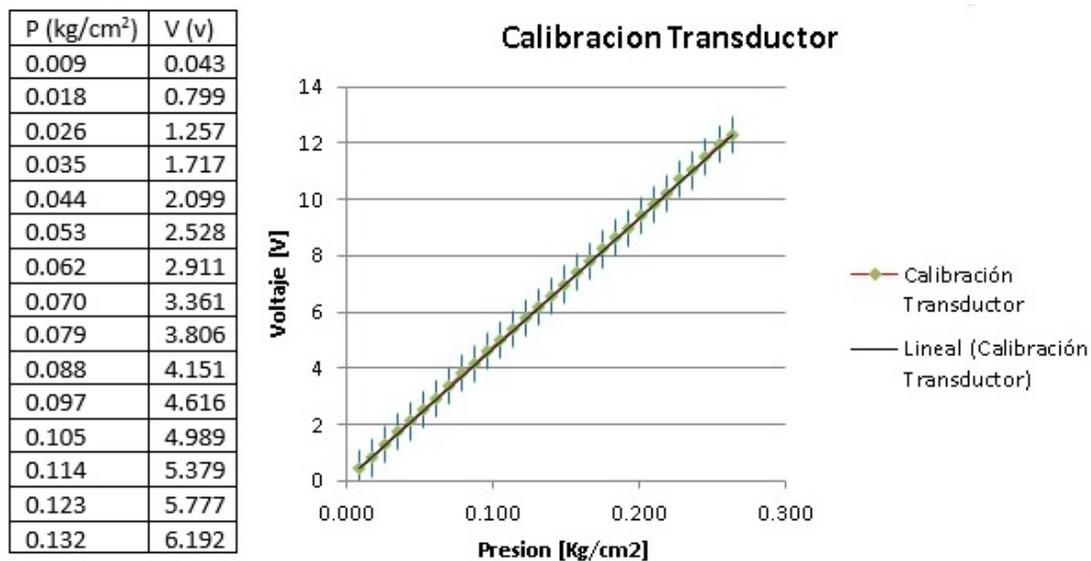


Figura 3.7. Tabla parcial y gráfica de calibración

3.3 Calibración flotador del rotámetro

Al realizar las primeras pruebas de funcionamiento y fluidización en el banco de mediciones, uno de los principales problemas que se encontró fue que el medidor de flujo no operaba correctamente debido a su rango (4-40 galones por minuto, 15-151.4 litros por minuto) y resolución original (1 GPM, 3.8 LPM).

Revisando los datos de las primeras fluidizaciones, fue necesario realizar más pruebas considerando algunos puntos de la literatura consultada a rangos más bajos de flujo (los cuales aparecen más adelante).

Por lo que punto importante, fue revisar su funcionamiento y de esta manera saber cómo poder corregirlo, considerando la siguiente información.

Un rotámetro es un medidor de flujo de área variable, que consiste en un tubo vertical con una sección transversal cónica y con un flotador que se desplaza de manera axial cuando un fluido circula en el espacio anular y entra en contacto con este, lo empuja llegando a un momento de equilibrio cuando las fuerzas por presión diferencial, gravedad, viscosidad y flotabilidad son balanceadas, ofreciendo una lectura de caudal para el cual fue calibrado.

La ecuación para este comportamiento viene dada por:

$$Q = C_d A_a \sqrt{\frac{2W_{neto}}{A_f l \rho_f}} \quad (3.1)$$

Se utiliza este tipo de medidor de flujo porque son de los más comunes, precisos (+- 1%) y de bajo costo (considerando las dimensiones originales, Figura 3.8).

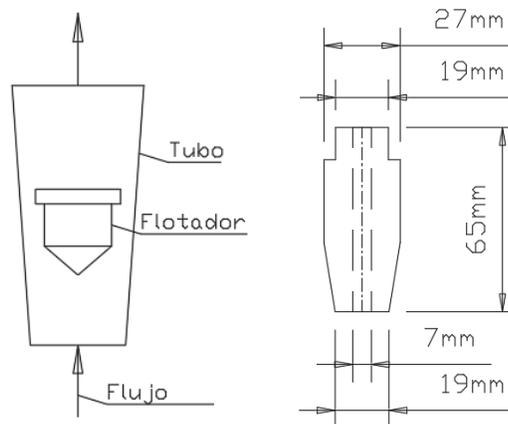


Figura 3.8. Esquema rotámetro y esquema flotador

Por lo que se concluyó que era necesario contar con más datos para graficar el fenómeno completo como era la aceleración del fluido de trabajo (agua) y la desaceleración de este mismo.

En los primeros datos se observó que eran limitados para poder graficar (entre 8 y hasta 17 lecturas en promedio según sea la partícula) y además el rotámetro se encontraba en GPM (galones por minuto) como ya se mencionó.

Por lo que se procedió a calcular y fabricar 2 nuevos flotadores (Figura 3.9) en donde el peso de cada uno de ellos fuera menor al que ofrece el fabricante del rotámetro (metálico recubierto de polímero).

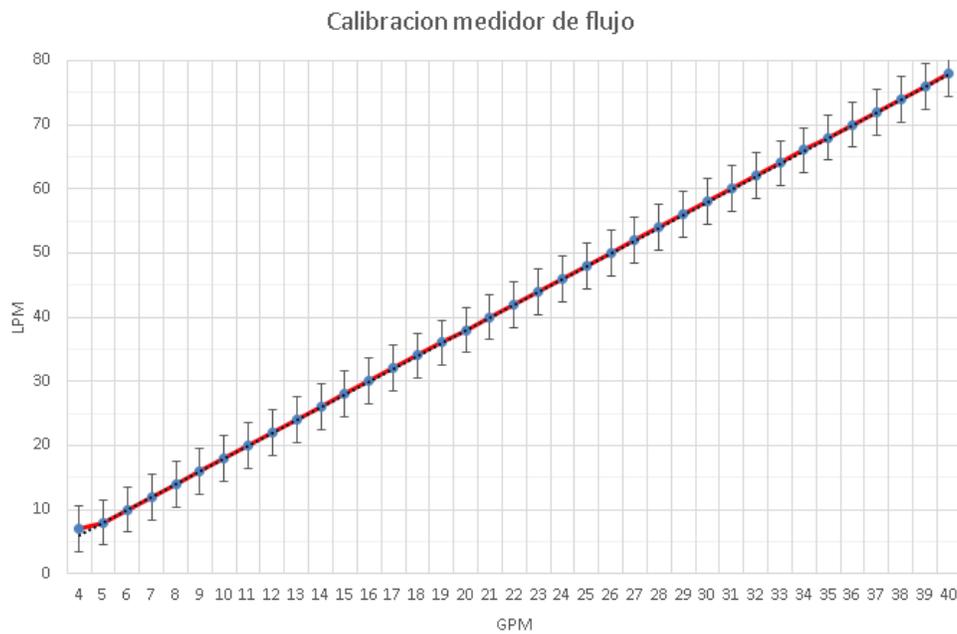
Primero entonces se fabrica uno en material de nylon el cual ya en fase de pruebas no ofrece el comportamiento esperado que eran más datos para los flujos volumétricos buscados, encontrándose hasta 7 lecturas como máximo, por lo cual este modelo se desecha para incorporarlo al menos para este trabajo.

Por lo que, posteriormente se fabrica uno en aluminio y con este se procede a realizar de nuevo la calibración (Gráfica 3.1) del rotámetro, pero ahora en LPM (litros por minuto) y obteniéndose un mejor comportamiento es decir al menos 17 puntos.

Entonces de aquí se deduce cual es el más adecuado para el desarrollo de todos los experimentos.



Figura 3.9. Tipos de flotadores empleados de izquierda a derecha Aluminio, Nylon y el original por parte del fabricante del rotámetro



Gráfica 3.1. Calibración para el flotador de aluminio

Con la nueva calibración (flotador de aluminio), se podían medir hasta 37 lecturas, pero para el experimento solo eran necesarias las que se mencionaron anteriormente.

La metodología para hacer esta calibración del rotámetro fue que, se consideró las mismas marcas que ya traía este dispositivo (Figura 3.10) y en cada una de ellas se midió el flujo que ofrecía por unidad de tiempo (minuto), entonces de esta manera era remarcada la nueva escala como se puede apreciar en la imagen mencionada, al lado derecho de la escala original.



Figura 3.10. Rotámetro con nueva escala de calibración

3.4 Distribuidores de flujo

Al inicio de los experimentos solo para el fenómeno de fluidización no se contaba con un comportamiento homogéneo con respecto a las velocidades, por lo que se procedió a colocar un distribuidor de flujo a base de un empaquetamiento de piedras de rio en la parte inferior de la columna de prueba, lo cual solucionaba en parte el problema al momento de fluidizar, por lo tanto, fue necesario diseñar e imprimir en 3D distribuidores de flujo especiales (46) para el banco de pruebas.

Partiendo en un principio, del concepto de la patente citada (más adelante) ya que el mencionado en ésta solo incluye hélices (Figura 3.11) y así fue recreado e impreso uno para ser probado, pero el resultado no fue el esperado ya que seguía habiendo zonas con altas velocidades al salir de este (observado mediante visualizaciones), por lo que fue necesario solucionar este problema (más adelante se aborda este tema).

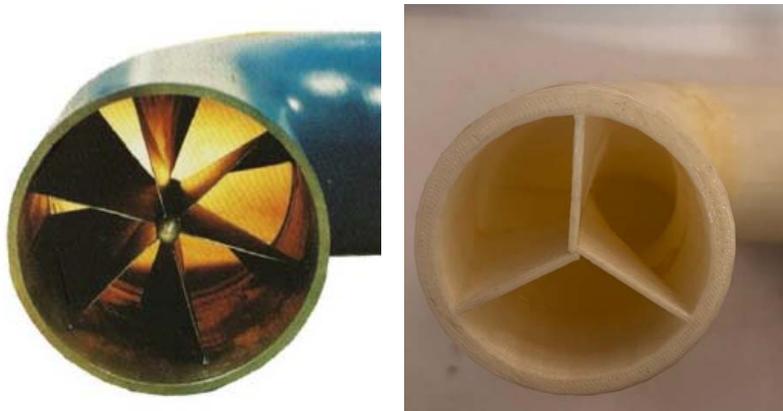


Figura 3.11. Codo distribuidor de flujo original izquierda (49) e impreso 3D derecha

Los distribuidores de flujo fueron utilizados para homogenizar las velocidades por el cambio de direcciones (codos a 90°) que se tienen en la instalación (que fue diseñada de la manera más compacta que se pudo), de no ser por estos aditamentos el inicio del lecho debería de tener al menos entre 20 a 30 veces el diámetro, como es bien sabido la longitud de entrada, para que exista un flujo completamente desarrollado.

Considerando lo anterior haría que la columna donde comienza la base del lecho estuviera aproximadamente 800 mm de altura, caso contrario como se puede observar en la Figura 3.5, el inicio de esta se tiene muy cerca del suelo (300 mm aproximadamente).

Este banco cuenta con estos aditamentos en toda la parte inferior de la columna y son como los que se aprecian en la Figura 3.12 se muestran los diferentes tipos de distribuidores de flujo empleados para este fin, donde se tienen dos codos a 90° los cuales cuentan con una geometría en forma de “panal de abeja” helicoidal (que difiere del original de la patente) que ofrece la misma longitud de entrada-salida en cualquiera de sus orificios.

Siguiendo con la descripción de la misma figura y el orden de las imágenes de izquierda a derecha las dos siguientes son para concentrar el flujo hacia el centro del tubo (47) previo a un último rectificador de flujo, que son las dos últimas imágenes inferiores y son empleados para dar el último paso a través de los distribuidores y que de esta manera el flujo resultante sea lo más homogéneo al inicio del lecho a fluidizar.



Figura 3.12. Distribuidores de flujo especiales

Con el conjunto de arreglos de los distribuidores de flujo en la parte inferior del banco de pruebas y con los dos codos especiales de 90° colocados como en la Figura 3.4 permiten tener un flujo homogéneo y con dimensiones compactas (longitud de tubería 30 cm aproximadamente) acorde a la necesidad del experimento, esta configuración permite atenuar el efecto de aceleración y desaceleración (como ya se comentó anteriormente) debido al cambio brusco de dirección que imprime este, en una configuración tradicional como se aprecia en la Figura 3.13 que es de carácter ilustrativo mostrando las regiones de mayor velocidad (rojo) y menor velocidad (verde).

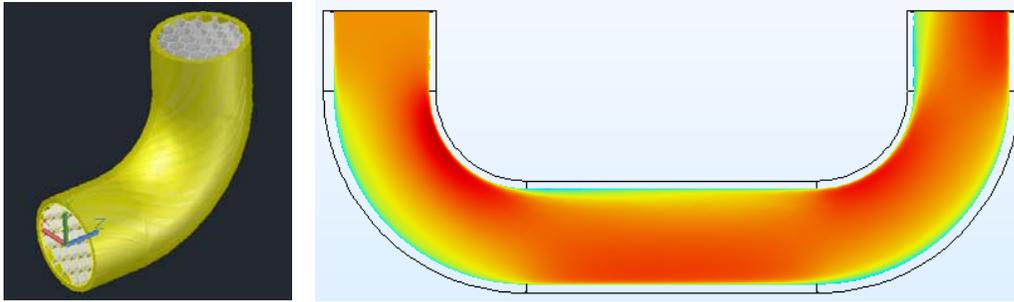


Figura 3.13. Codo especial 90° distribuidor de flujo (izq.) Efecto en la velocidad en codo convencional

Previo al último distribuidor de flujo se colocó un “concentrador” (Figura 3.14) que nos ayuda a corregir todavía el efecto de pared que llegase haber al salir del arreglo de los dos codos especiales y con esta serie de geometrías y arreglos se logra atenuar la vorticidad en una longitud compacta.

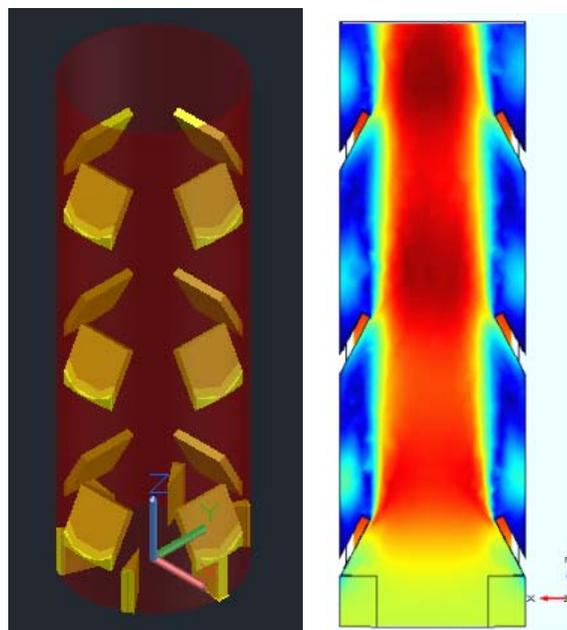


Figura 3.14. Concentrador de flujo

Las imágenes anteriores, (Figura 3.14) solo son demostrativas de cómo se consideraría el flujo al paso a través de esta geometría, esto con el fin de garantizar que la mayor cantidad del líquido se dirigiera hacia el centro, siendo congruente con el efecto provocado que se observó.

3.5 Diseño y fabricación del bafle helicoidal

Los primeros baffles helicoidales (9 modelos) fueron impresos de manera sólida con 3, 4 y 5 arranques (hélices) con 45° , 60° y 75° de inclinación respectivamente (Figura 3.16) basándose en la literatura consultada vista en el capítulo 2 (puntos 2.4 y 2.7).

Y además el estudio (48) reporto estudios de lechos inclinados entre 45° y 90° y en (49) en ángulos hasta 80° , mientras que en (50) ángulos entre 0° y 90° . Con base a la información anterior se seleccionan los ángulos propuestos en este trabajo. Por lo que estos fueron fabricados únicamente para realizar la fluidización.

Por lo tanto, al modificar el número de hélices se logra obtener un rango de variación en el diámetro hidráulico de cada una de estas configuraciones (ver capítulo 4 tabla 4.6) conservando así en cada grupo de ellos la misma inclinación.



Figura 3.15. Baffles sólidos helicoidales con 3,4 y 5 hélices con 45° , 60° y 75° de inclinación (vista longitudinal y transversal, respectivamente)

Los baffles para pruebas con transferencia de calor solo fueron 3 modelos (Figura 3.16-3.18 en el capítulo 4 se encuentra la justificación) y estos fueron impresos sin “núcleo” para que

en esa cavidad se pudiera alojar el calentador eléctrico y así fuera fácilmente intercambiable.

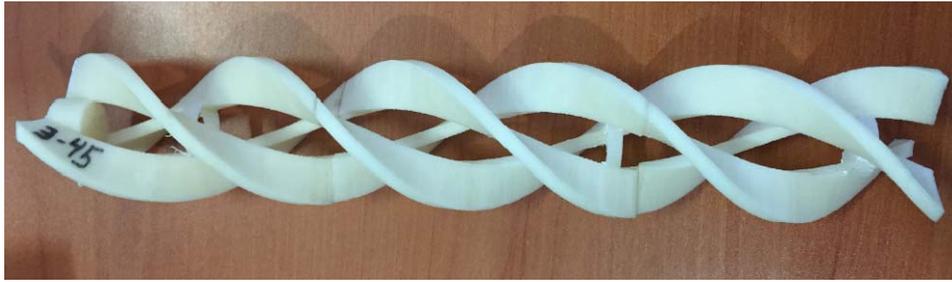


Figura 3.16 Baffle hueco con 3 hélices a 45°



Figura 3.17 Baffle hueco con 4 hélices a 45°



Figura 3.18 Baffle hueco con 5 hélices a 60°

Esta es una de las grandes ventajas que ofrecen los modelos virtuales y con la fabricación aditiva (impresión 3d), se usaron los mismos modelos ya evaluados y solo se sustrajo una parte (centro) y se agregan otros pequeños elementos sujetadores en la estructura como se puede observar en las imágenes, aquí una limitante podría ser la temperatura que soporta el polímero usado, que es alrededor de los 100 °C, que para nuestro caso estaba dentro del rango adecuado.

En algún prototipo para uso más elevado de temperatura se podría usar lamina metálica de un calibre muy delgado (por debajo de 1 mm) para poderla conformar y con las nuevas

tecnologías que existe en la actualidad esto ya sería posible, por medio del uso de corte con agua o laser, que hace que los materiales delgados no se deformen al momento de estarlos manufacturando, caso contrario al realizarlo por algún otro método tradicional que involucre calor.

Capítulo IV. Pruebas experimentales

4.1 Metodología sin calentamiento

Para el desarrollo de toda la experimentación que a continuación se explicara, se utilizan partículas metálicas de uso comercial (para otros fines como es para el pulido o limpieza de superficies y que quizás, 2 o 3 de ellas pudieran ser de uso real industrial para el diseño de intercambiadores con esta tecnología) y de esta manera poder tener fácil acceso a ellas, aunado a lo anterior se utilizan también otras geometrías no convencionales que normalmente son usadas para este fin como en estudios previos consultados (normalmente esféricas).

Para la selección de las geometrías anteriores además de lo previamente considerado, también influye la esfericidad, que es un parámetro muy importante para el fenómeno de fluidización y que ésta repercute en el arrastre de las mismas. Los materiales con lo que se encuentran fabricadas estas son acero al carbono, acero inoxidable y plomo.

Una sección del banco de pruebas consta como ya se mencionó en el capítulo anterior de una columna vertical de acrílico transparente de diámetro interior de 4.38 cm y altura aproximada de 187 cm, donde se instalaron 6 tomas para la lectura de presión (para obtener ΔP).

En el primer experimento se realizó el cálculo de la porosidad (ϵ_r) en reposo (Tabla 4.3) de cada una de las partículas a emplear donde el método se describe a continuación. En una probeta se colocó una cantidad equivalente en volumen a 70 cm³ (en reposo) siempre constantes y se le agregó agua hasta su límite superior de las mismas considerando esto como el volumen total en reposo, la ecuación que se empleó para calcular ϵ_r es como se presenta a continuación:

$$\epsilon_r = \frac{Vol.rep.total - Vol.part.}{Vol.rep.total} \quad (4.1)$$

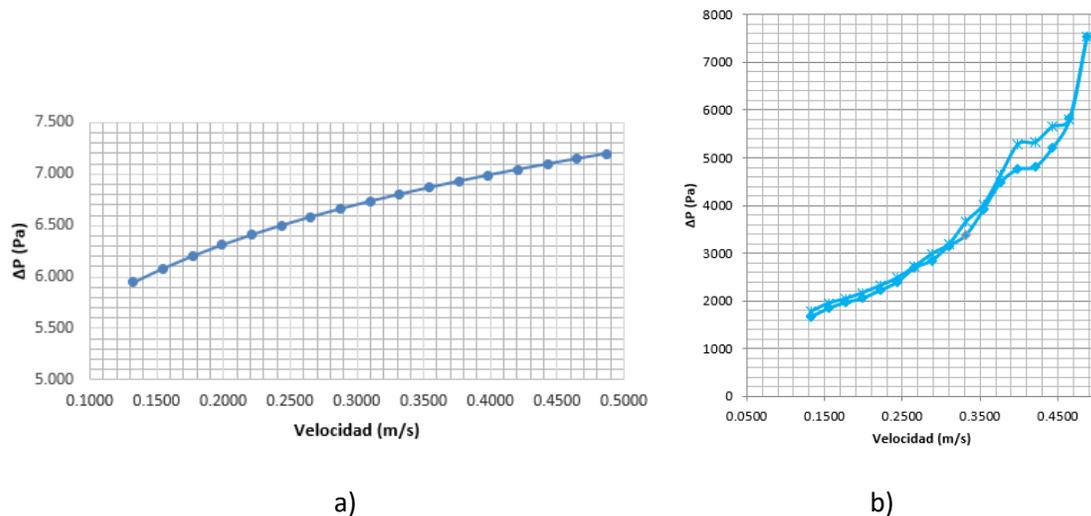
El siguiente paso fue hacer fluir agua con las 7 diferentes partículas a diferentes flujos volumétricos hasta llegar a la porosidad de la unidad o previo al arrastre de las partículas, para obtener las velocidades, altura del lecho y los números de Reynolds basado en el diámetro interior del tubo, así como la caída de presión entre la parte inferior de las partículas y la parte superior de las mismas conforme se iba desarrollando la fluidización.

4.1.1 Fluidización

Para poder tomar los valores de caída de presión (ΔP) de cada tipo de partículas (Tabla 4.1), se emplea el uso de un variador de frecuencia conectado a la bomba, que hace que varíe el flujo volumétrico del agua y a su vez la velocidad, para lo cual permanecía fija la toma de presión en la parte inferior de la columna, mientras que la segunda toma (parte superior) variaba conforme el lecho se iba expandiendo, obteniéndose las Gráficas 4.1 y 4.2 respectivamente. Con este conjunto de valores se puede obtener la velocidad mínima de fluidización (U_{mf}) por medio del método gráfico descrito anteriormente (subtema 2.6) y de la misma manera se obtiene los valores para el resto de las partículas utilizadas en este trabajo.

En la Gráfica 4.1 se realiza el comparativo de las caídas de presión con y sin partículas (para un solo tipo) donde se logra apreciar la diferencia considerable que ocasionan estas, al agregar estos elementos al fluido, es por ello la importancia de considerar este punto al diseñar equipos con este efecto, ya que esto podría ser una limitante y ocasionar un efecto contraproducente, de no considerarse ΔP .

Este mismo comparativo (con todos los modelos de las partículas) se ofrece de una manera más general en la Gráfica 4.2, para una mejor apreciación.



Gráfica 4.1. Caída de presión a) Sin partículas y b) Por fricción en función de la velocidad superficial de líquido para las partículas monodispersas

La cantidad de masa empleada para cada una de las partículas es como se observa en la Tabla 4.1 las cuales fueron pesadas en una balanza de precisión. Estas partículas fueron empleadas en diferentes tamaños y geometrías con base a lo que había disponible en el mercado (sus características son presentadas en la Tabla 4.3) por ejemplo, la P#5 es recorte de alambre, otras son usadas para rodamientos y/o limpieza de superficies o como municiones por mencionar algunos usos.

Tabla 4.1 Masas consideradas para la fluidización de cada una de las partículas

P#1 m	P#2 m	P#3 m	P#4 m	P#5 m	P#6 m	P#7 m
(kg)						
0.443	0.450	0.329	0.352	0.350	0.334	0.315

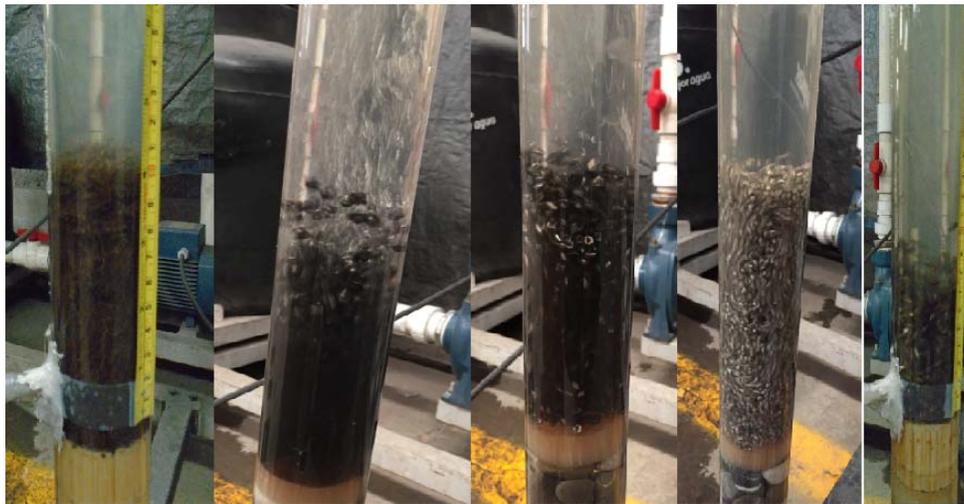
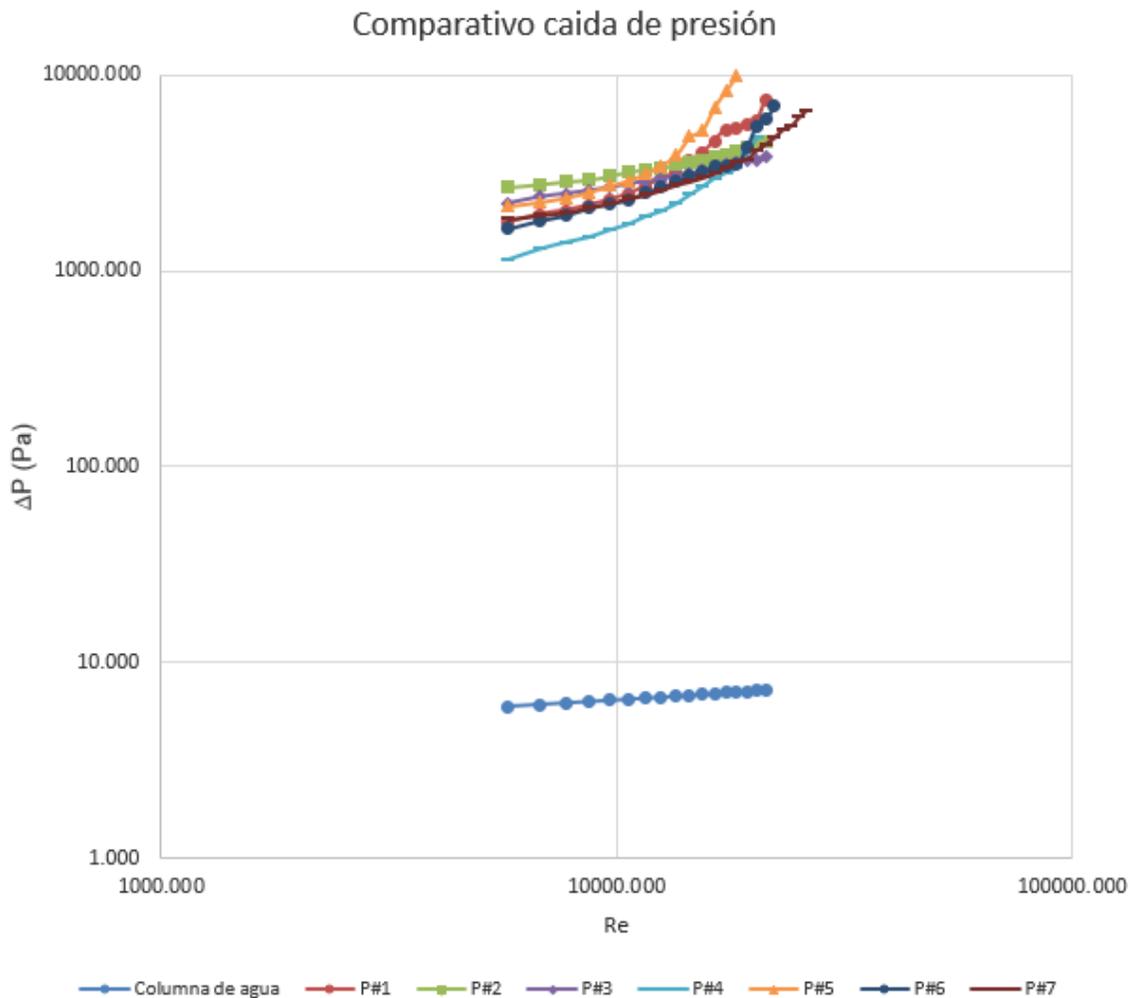


Figura 4.1 Inicio de fluidización de partícula 1,3,4,5 y 6 (de izquierda a derecha respectivamente)

En la Figura 4.1 solo se presentan algunas de las imágenes cuando comienza la fluidización donde ofrecen casi el mismo comportamiento entre las geometrías esféricas y la diferencia principal es la altura del lecho, con respecto a las otras geometrías (excepto la P#5), la

porosidad de esta partícula en cuestión se desarrollada de manera más homogénea y compactada con respecto a las otras como se puede apreciar en la figura antes mencionada. Por otro lado, la caída de presión durante todo el proceso de la expansión del lecho para todas las partículas se resume en la Gráfica 4.2 con respecto al número de Reynolds, este fue basado en el diámetro interior de la tubería vertical. También en esta misma gráfica se ofrece el comparativo con respecto a la caída de presión que existe cuando hay ausencia de partículas, es decir solo la columna de agua.



Gráfica 4.2 Caída de presión durante la fluidización para las diferentes partículas en la columna sin baffles

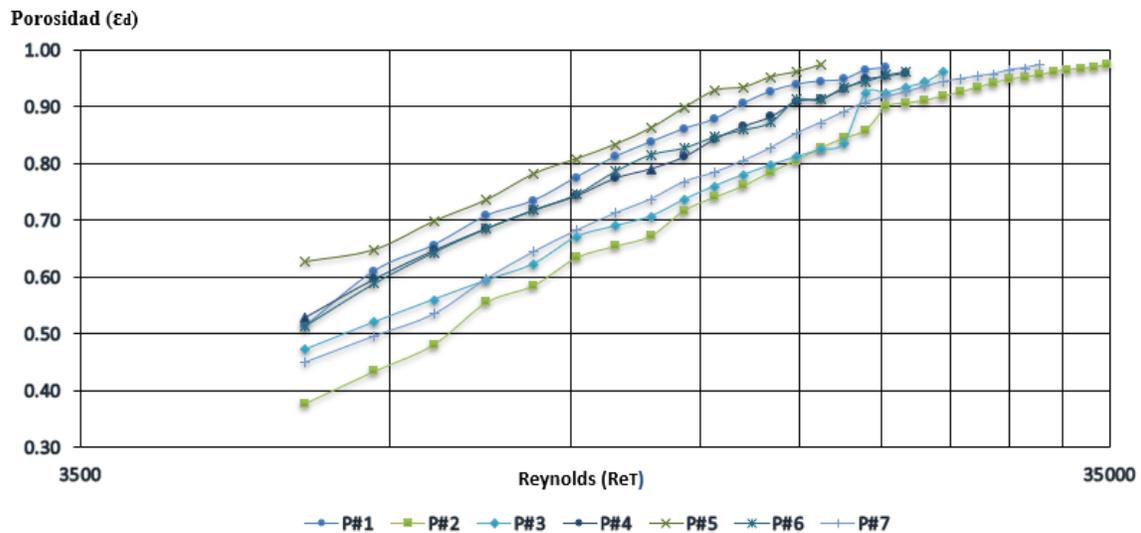
Al realizar todos los eventos antes mencionados de aceleración y desaceleración se llega a la obtención de la velocidad mínima de fluidización para cada una de las partículas empleadas donde se pueden observar en la Tabla 4.2 (con ayuda del método gráfico).

Tabla 4.2 Velocidad mínima de fluidización U_{mf} .

P#1 U_{mf}	P#2 U_{mf}	P#3 U_{mf}	P#4 U_{mf}	P#5 U_{mf}	P#6 U_{mf}	P#7 U_{mf}
(m/s)						
0.353	0.602	0.463	0.381	0.332	0.384	0.528

En la Gráfica 4.3 se puede observar el desarrollo de la porosidad dinámica (ϵ_d) desarrollada por cada una de las partículas empleadas durante la fluidización y se encuentra definida de la siguiente manera:

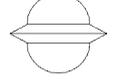
$$\epsilon_d = 1 - \frac{m}{\rho_p A H} \quad (4.2)$$



Gráfica 4.3 Desarrollo de la porosidad durante la fluidización para las diferentes partículas en la columna sin baffles

El comportamiento se encuentra referenciado al número de partícula asignada a cada uno de ellas y sus características de estas se pueden observar en la Tabla 4.3 y se resumen las variables obtenidas para la fluidización y sus respectivos cálculos, para que de esta manera sea más sencillo observarlos y compararlos.

Tabla 4.3 Valores característicos de las partículas empleadas

	P#1	P#2	P#3	P#4	P#5	P#6	P#7
							
	Esfera	Esfera	Saturno	Cilindro diagonal	Cilindro recto	Aguja	Esfera
Densidad ρ (g/cm ³)	10.031	9.570	8.25	8.24	7.325	8.26	6.90
Masa (g)	443	450	329	352	350	334	315
Porosidad reposo ϵ_r	0.360	0.328	0.430	0.389	0.317	0.422	0.347
Esfericidad ψ	1.0	1.0	0.808	0.923	0.873	0.891	1.0
Vel.Min.F. U_{mf} (m/s)	0.353	0.602	0.463	0.381	0.332	0.384	0.528
Altura del lecho en reposo (mm)	48	50	45	40	42	40	42
Altura del lecho dinámico (mm)	930	1170	670	690	1180	705	1115

La esfericidad ψ es un parámetro adimensional importante para este fenómeno donde el principal problema es poder determinar el área superficial cuando las partículas no son esféricas, para este caso se utilizó un vernier electrónico para que las mediciones fueran más precisas y exactas. En el caso particular de la P#3 se tomaron algunas medidas para poder reproducir el modelo 3D en un programa de CAD y así poder determinar el área y volumen de dicha partícula, más fácilmente.

La forma de la partícula repercute en el arrastre de la misma como ya se ha mencionado y por ende en la velocidad superficial del líquido fluidizante.

Esta variable se define como la relación del área superficial de una esfera del mismo volumen como el de la partícula “s” entre el área superficial actual de la misma “S” como se denota abajo.

$$\psi = \frac{s}{S} \quad (4.3)$$

4.1.2 Tubos concéntricos con 3,4 y 5 baffles helicoidales a 45°, 60° y 75° de inclinación

Previo a realizar la fluidización con baffles helicoidales fue necesario primero tratar de medir y después calcular las velocidades axiales y tangenciales, para obtener las componentes de las velocidades dentro de cada uno de las geometrías propuestas (Figura 2.21) primero se intentó con 2 diferentes tubos de *Pitot* especialmente fabricados (Figura 4.2) para ser introducidos a la cavidad que existe en el arreglo del tubo de acrílico con baffles helicoidales pero había tanta variación en las lecturas al mínimo movimiento, por lo que se desechó esta opción y se procedió mejor a calcularlas para tener un panorama más completo.

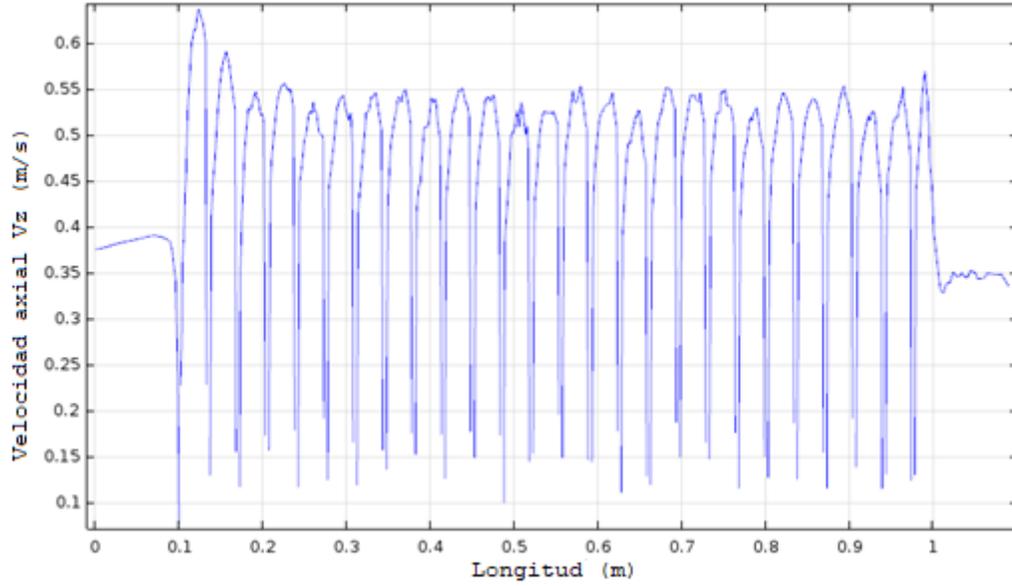


Figura 4.2 Tubos de *Pitot* fabricados para las pruebas

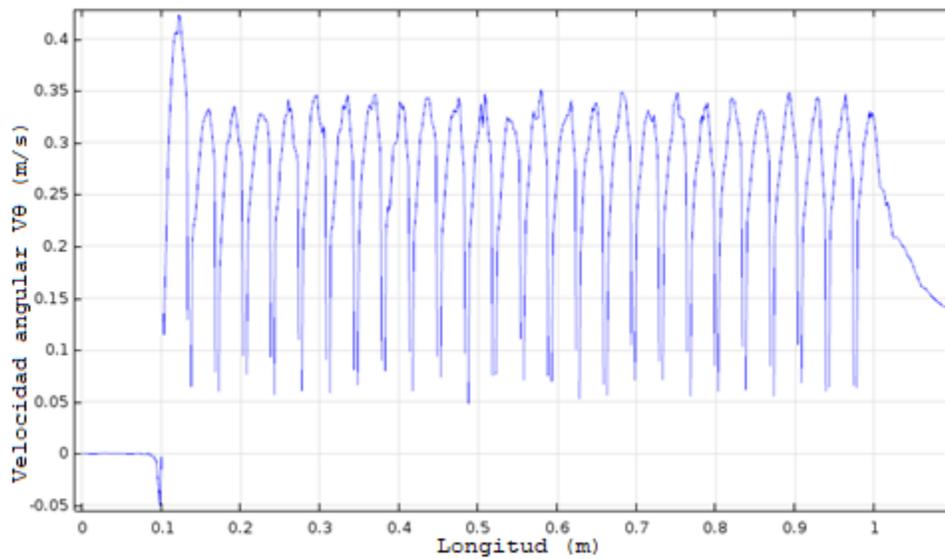
Por lo anterior, se emplearon los modelos 3d que habían sido empleados para la impresión aditiva y se hizo uso de un programa de *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) donde fueron ingresados estos.

Se hicieron las siguientes consideraciones, flujo en estado permanente y completamente desarrollado y se procedió a calcular las velocidades mediante el software *COMSOL Multiphysics* con condiciones de entrada obtenidas mediante la experimentación en el banco de pruebas, alimentando así el programa y obteniéndose las componentes de la

velocidad tangencial (v_{θ}) y la velocidad axial (v_z), además de las gráficas para cada una de las geometrías de los bafles empleados en este trabajo tal como la que se presenta a continuación (Gráfica 4.4 y 4.5).



Gráfica 4.4 Velocidad axial (Bafle 3 hélices a 45°)



Gráfica 4.5 Velocidad tangencial (Bafle 3 hélices a 45°)

En la Gráfica 4.5 se puede apreciar las velocidades simuladas máximas y mínimas promedio con el tradicional perfil parabólico en cada una de las cavidades que presentan estos tipos de configuraciones helicoidales

Los valores promedios máximos de velocidad obtenidos para cada uno de los eventos son los que se presentan en la siguiente Tabla 4.4.

Tabla 4.4 Máxima velocidad axial y tangencial en las configuraciones probadas

Baffles	45°	60°	75°
3	$v_{\theta} = 0.34 \text{ (m/s)}$	$v_{\theta} = 0.20 \text{ (m/s)}$	$v_{\theta} = 0.098 \text{ (m/s)}$
	$v_z = 0.54 \text{ (m/s)}$	$v_z = 0.519 \text{ (m/s)}$	$v_z = 0.53 \text{ (m/s)}$
4	$v_{\theta} = 0.38 \text{ (m/s)}$	$v_{\theta} = 0.23 \text{ (m/s)}$	$v_{\theta} = 0.105 \text{ (m/s)}$
	$v_z = 0.55 \text{ (m/s)}$	$v_z = 0.54 \text{ (m/s)}$	$v_z = 0.545 \text{ (m/s)}$
5	$v_{\theta} = 0.35 \text{ (m/s)}$	$v_{\theta} = 0.239 \text{ (m/s)}$	$v_{\theta} = 0.11 \text{ (m/s)}$
	$v_z = 0.57 \text{ (m/s)}$	$v_z = 0.56 \text{ (m/s)}$	$v_z = 0.565 \text{ (m/s)}$

4.1.3 Visualización de fluidización 3, 4, 5 baffles helicoidales a 45°, 60° y 75° de inclinación

(Yakubov, 2000) encontraron en un estudio de fluidización que el proceso de expansión del lecho fluidizado, depende en gran medida del ángulo de inclinación de los tubos estudiados. En consecuencia, la velocidad crítica para el arrastre varía con el ángulo de inclinación de la columna y presenta un máximo a aproximadamente a 45°. Y la longitud de la columna se encontró que tenía un efecto menor sobre los fenómenos implicados (50).

De acuerdo a los valores reportados en la Tabla 4.3, se eligió a la partícula número 5 ser la mejor para la fluidización en la columna vertical con y sin baffles. Por lo que se procedió a realizar las visualizaciones de la misma pero ahora con los baffles teniendo diferente número de arranques, así como grados de inclinación en sus hélices, obteniéndose así las imágenes que se presentan a continuación y en donde se aprecia un comparativo del

comportamiento de la partícula número 5 en su paso a través de los diferentes espacios que ofrecen las variaciones de las hélices.



Figura 4.3 Baffle sólido con 3 arranques (de izquierda a derecha) a 45°, 60° y 75°

En la Figura 4.3 se puede observar de izquierda a derecha que la fluidización es homogénea a 45° con respecto a las otras dos y esta se comienza a perder y formar “grumos” conforme se aumenta el ángulo de inclinación.



Figura 4.4. Baffle sólido con 4 arranques (de izquierda a derecha) a 45°, 60° y 75°

En Figura 4.4 se puede observar casi el mismo fenómeno que en la Figura 4.3, en donde a 45° se sigue conservando el mismo patrón de homogeneidad, pero al aumentar el ángulo de inclinación, la fluidización se ve más disminuida también con respecto a las anteriores. Basándose en la Figura 4.5 donde la configuración es ahora de 5 hélices, se observa que para 45° desaparece el comportamiento que habían presentado las dos anteriores y ahora la que presenta la fluidización más homogénea es la de 60° de inclinación y un poco menor a esta la de 75° .

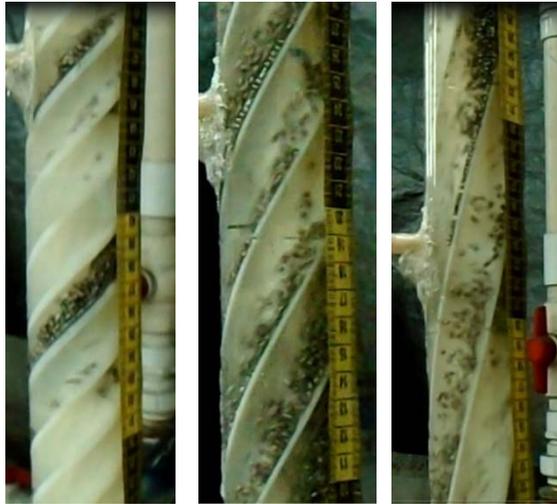


Figura 4.5 Baffle sólido con 5 arranques (de izquierda a derecha) a 45° , 60° y 75°

4.2 Metodología con calentamiento

En el primero de los experimentos ya con el calentador instalado (de manera concéntrica), se hizo circular agua sin partículas y sin ningún tipo de baffle a un flujo volumétrico igual al de fluidización para poder hacer el comparativo entre los experimentos y poder así obtener los datos bajo las mismas condiciones de operación. Por lo que se obtuvo el flujo volumétrico, la velocidad, el número de Reynolds (con base al diámetro hidráulico de cada uno de los canales de flujo de los baffles helicoidales Tabla 4.4), la temperatura en la superficie del calentador, así como su flujo de calor en la superficie antes mencionada, temperatura del agua a la entrada y salida, así como la caída de presión entre estos mismos puntos.

Se calculó entonces el flujo de calor y coeficiente de convección por medio de la ley de enfriamiento de Newton. Con este arreglo para todos los procesos se dejó

aproximadamente 30 minutos para que llegara a condición de permanencia para tomar las lecturas. La configuración antes mencionada se puede observar en la Figura 3.2 que antecede a este capítulo.

En la Figura 4.6 de izquierda a derecha respectivamente se puede ver uno de los bafles empleados con el calentador concéntrico, calentador encendido inmerso en agua, termografía (sin agua de por medio) para constatar que el medidor de flujo de calor fuera colocado en medio, que es donde se aprecia que existe un calentamiento más homogéneo y finalmente tenemos la imagen de todo el sistema funcionando (columna) con todas las variables tratadas en este trabajo, como son bafle, partículas fluidizadas y calentamiento.

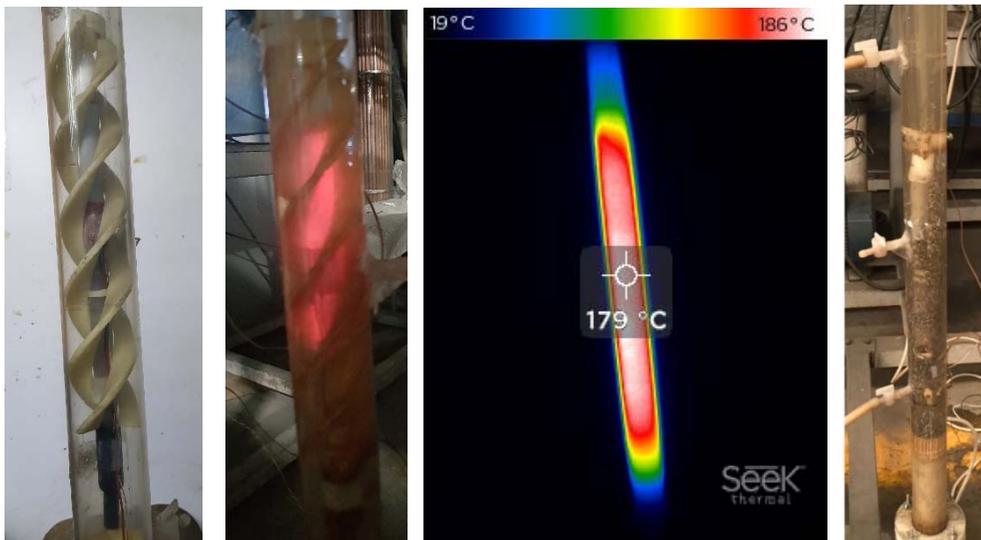


Figura 4.6 Fluidización con calentamiento

La transferencia de calor fue realizada por medio de un calentador eléctrico al cual se le colocó un sensor de flujo de calor (Figura 3.3) y este se pudo calcular de la siguiente manera de acuerdo a la ecuación dada por el fabricante del sensor (donde V , es el voltaje):

$$q'' = \text{factor de multiplicación} * (\mu V) / 1.056 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (4.4)$$

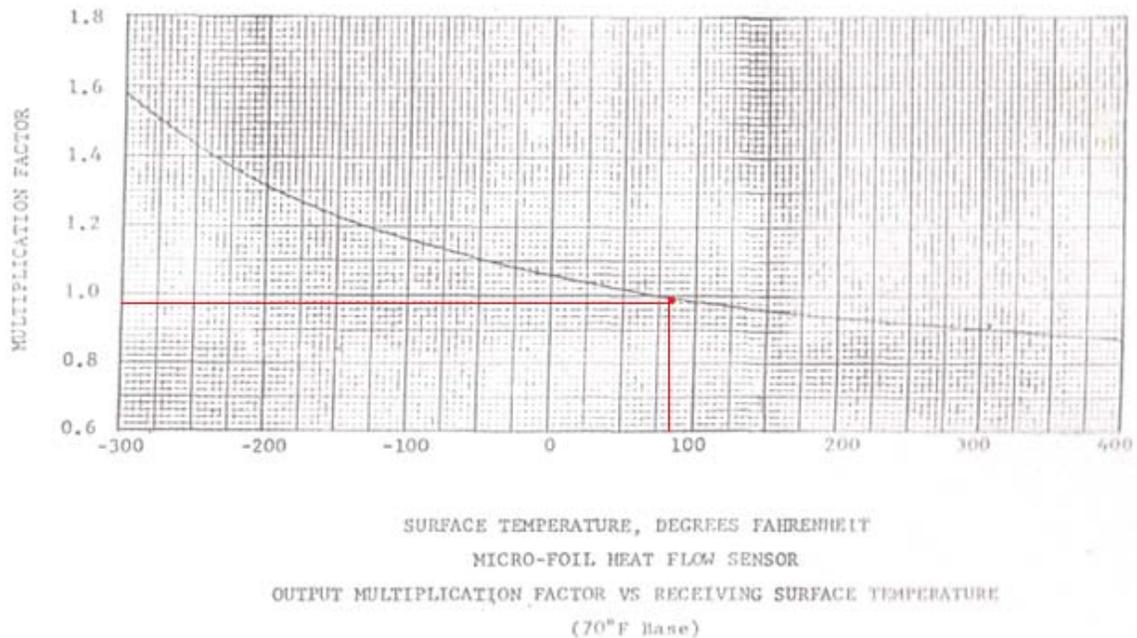
Para una temperatura obtenida de la superficie del calentador de 87.96 °C en contacto con un flujo másico de agua reportado en la Tabla 4.5 (sin partículas), se entra a la Gráfica 4.6 por la parte del eje horizontal y trazando una línea vertical que intersekte a la curva se

obtiene un punto posterior a esto, se traza otra línea hacia el eje vertical obteniéndose un factor aproximado de 0.95 y para esta temperatura se tiene un voltaje de $0.04 \mu\text{V}$.

$$\text{Por tanto: } Q = 35986.8 \text{ [W/m}^2\text{]}(0.0106 \text{ m}^2) = 381.5 \text{ [W]}$$

Con lo anterior se demuestra que el calor ofrecido por el dispositivo es aproximadamente lo que el fabricante del calentador da como valor nominal.

El factor de multiplicación es obtenido de la Gráfica 4.6 proporcionada por el fabricante del sensor.



Grafica 4.6 Factor de multiplicación para el sensor de flujo de calor

4.2.1 Balance de energía

A partir de experimentos preliminares, el tiempo para obtener todos los valores involucrados en los experimentos primero fue en lapsos de 5 minutos hasta llegar alcanzar el Estado Permanente por lo que para lograr ese fin se consideró un tiempo suficiente de 30 minutos, se conservó la potencia eléctrica constante como ya se calculó y se mencionó anteriormente, por lo tanto el sistema ofrece un comportamiento como el que se puede ver en la Figura 4.7 y el balance de energía es como se desarrolla a continuación.

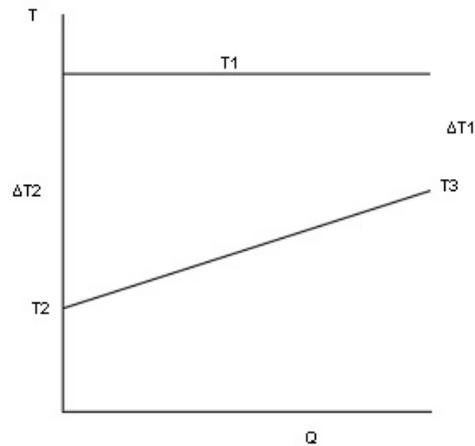


Figura 4.7 Diferencia de temperatura entre el fluido y la pared del calentador

$$Q = \frac{hA(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (W) \quad (4.5)$$

Donde :

T1 = Temperatura en superficie de calentamiento

T2 = Temperatura a la entrada

T3 = Temperatura a la salida

$$\Delta T_2 = T_1 - T_2$$

$$\Delta T_1 = T_1 - T_3$$

Y para el primer caso del intercambiador sin baffles y sin partículas tenemos:

$$Q = 381.5 \text{ [W]}$$

$$\Delta T_2 = 70.93 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_1 = 69.91 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$A = 0.0106 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\text{Dando por resultado } h = 512.93 \text{ [W/m}^2\text{}^\circ\text{C]}$$

Siguiendo el mismo método para todas las demás configuraciones se obtienen los demás valores.

De acuerdo a los valores de velocidades (Tabla 4.4) e imágenes obtenidas (Gráfica 4.3, 4, y 5) para las 9 diferentes configuraciones que fueron probadas con baffles helicoidales se pudieron analizar que las mejores, considerando también la calidad y estabilidad de

fluidización dependen de lo antes mencionado, son entonces las de 3-45°, 4-45° y 5-60°, por lo que se procedió a realizar las pruebas con calentamiento sobre estas tres configuraciones.

Los datos resumidos con calentamiento (bajo las consideraciones hechas) se presentan en la Tabla 4.5, para los diseños mencionados con y sin partículas para poder realizar el respectivo comparativo. Cabe mencionar que el Re_{dh} fue calculado con base al diámetro hidráulico de cada configuración respectivamente (que al realizar estas combinaciones es lo principalmente se varia).

Tabla 4.5 Valores obtenidos durante la fluidización con calentamiento

	Sin baffle y sin Partículas	Sin baffle y con Partículas	Baffle 3-45°		Baffle 4-45°		Baffle 5-60°	
			Sin Partículas	Con Partículas	Sin Partículas	Con Partículas	Sin Partículas	Con Partículas
v [m/s]	0.369	0.369	0.340	0.340	0.380	0.380	0.239	0.239
\dot{m} [kg/s]	0.499	0.499	0.499	0.499	0.499	0.499	0.499	0.499
d_h [m]	0.0298	0.0298	0.0164	0.0164	0.0155	0.0155	0.0149	0.0149
Re_{dh}	10952.3	10952.3	5553.74	5553.74	5866.49	5866.49	3546.88	3546.88
T_1 [°C]	87.96	73.68	73.85	62.60	70.71	64.8	64.50	56.80
T_2 [°C]	17.30	17.70	20.57	22.01	21.66	22.01	18.30	19.0
T_3 [°C]	18.55	18.93	21.36	22.96	23.08	23.94	19.42	20.23
ΔP [kg/cm ²]	0.022	0.043	0.028	0.046	0.039	0.060	0.044	0.061
Q [W/m ²]	35990.6	35990.6	35990.6	35990.6	35990.6	35990.6	35990.6	35990.6
h [W/m ² °C]	512.93	650.09	688.56	897.23	744.58	860.66	788.61	967.97
A [m ²] Int.	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106	0.0106

4.3 Análisis de resultados

Aunque la P#5 presento una altura de lecho más baja con respecto a las otras debido a su menor densidad fue por ello por lo que se obtuvo también una velocidad menor para fluidizarla.

Considerando que su comportamiento permaneció homogéneo (y compacto) a diferentes flujos, aspecto que no presentaron las demás partículas que conforme aumentaba el flujo comenzaron a dispersarse más rápido antes de comenzar el arrastre, por lo que llegaron a alcanzar una mayor altura, pero la fluidización fue heterogénea con respecto a P#5.

Para poder lograr una buena fluidización se encuentra que la relación crítica de diámetros de las partículas y el diámetro por donde vaya a pasar esta debe ser menor al 20% (51).

En la siguiente Tabla 4.6 se muestra la relación que guarda cada una de las partículas empleadas en este trabajo, con la columna vertical sin ningún tipo de baffles y sin el calentador, es decir fluidización pura como la que reporta la literatura en la que es basado esta parte del trabajo.

Tabla 4.6 Relaciones de diámetros, partícula-columna libre

No. De partícula	Diámetro Equivalente d_e [mm]	Relación d_e/d_h
1	1.59	0.036
2	2.49	0.057
3	5.32	0.121
4	3.87	0.088
5	2.63	0.060
6	4.11	0.094
7	3.21	0.073

Como se puede observar en la anterior tabla, todos los valores de relaciones de diámetros caen por debajo del valor crítico reportado en la literatura (estos valores son considerados para la columna libre), lo que quiere decir que estas partículas podrían ser empleadas bajo otro tipo de circunstancias para una buena fluidización, observándose también que la P#5 ofrece una de las relaciones más bajas para este objetivo.

A continuación, la Tabla 4.7 ofrece el resumen de todas las combinaciones que se tuvieron de estas relaciones y en donde se marcan las configuraciones que están por debajo de este valor, lo anterior mencionado más la conjugación de las componentes de velocidad influyen entonces en la calidad de fluidización.

Por lo que se puede observar solo considerando este valor geométrico que la partícula número 1, 2 y 5 cumpliría en todas las combinaciones para una buena fluidización, ocurriendo casi lo mismo con la partícula número 7 pero con algunas restricciones, como se observa en la misma tabla.

Caso contrario ocurre con las partículas 3, 4 y 6 que en columna libre cumplía, pero ya no ofrece el mismo comportamiento cuando se le agregan los baffles.

Siendo consistente en el caso contrario, que a mayor diámetro equivalente de las partículas mayor es la velocidad mínima de fluidización (lo cual en nuestro caso era no deseable), además el diámetro de la columna no influye en este comportamiento como se comentó anteriormente, entonces la velocidad mínima de fluidización es una función de variables físicas y dinámicas del sistema (52).

Tabla 4.7 Relación de diámetros de partículas-baffles helicoidales

Hélices	Partícula #	Øequivalente de (mm)	45° de/dh	60° de/dh	75° de/dh
3	1	1.59	0.090	0.087	0.087
4			0.102	0.096	0.096
5			0.117	0.106	0.107
3	2	2.49	0.141	0.136	0.136
4			0.160	0.151	0.151
5			0.183	0.167	0.167
3	3	5.32	0.301	0.290	0.291
4			0.343	0.323	0.323
5			0.390	0.356	0.356
3	4	3.87	0.219	0.211	0.211
4			0.249	0.235	0.235
5			0.284	0.259	0.259
3	5	2.63	0.149	0.144	0.144
4			0.169	0.159	0.160
5			0.193	0.176	0.176
3	6	4.11	0.233	0.224	0.225
4			0.265	0.249	0.249
5			0.301	0.275	0.275
3	7	3.21	0.182	0.175	0.175
4			0.207	0.195	0.195
5			0.235	0.215	0.215

En la tabla 4.8 se presentan los valores que se obtuvieron para cuando se fluidiza con el calentador colocado originando la configuración de tubos concéntricos, además de los tres baffles seleccionados y con el calentador colocado, es decir el sistema completo con calentamiento.

Tabla 4.8 Relaciones de diámetros partícula-columna-bafle

Elemento	Relación d_e/d_h
Tubos concéntricos	0.088
3-45°	0.149
4-45°	0.169
5-60°	0.176

Donde se puede observar que al emplear más número de hélices esta relación se comienza a ver muy cercana al valor crítico mencionado en la literatura (51), por lo que ahí se puede obtener un factor de restricción en el diseño de estos elementos.

Por otro lado, el objetivo de variar el número de hélices es cambiar el diámetro hidráulico y esto conlleva a variar el número de Re, por lo tanto, variando el ángulo de inclinación se varían las componentes de la velocidad originando aspectos importantes para así poder seleccionar las mejores configuraciones de baffles.

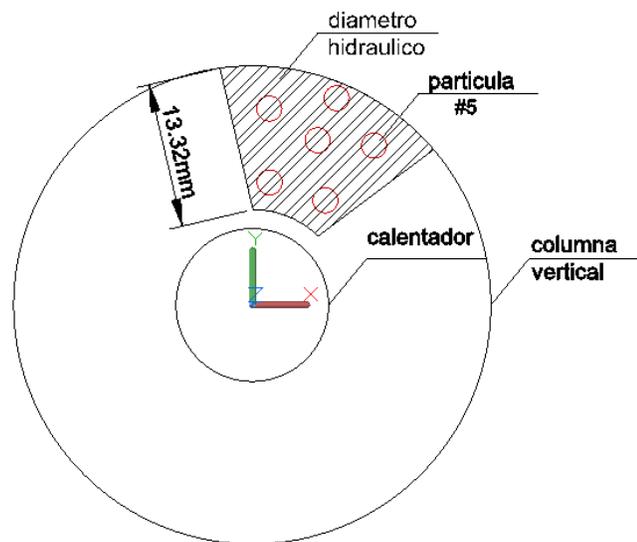


Figura 4.8 Área de sección transversal 4-45°.

En la Figura 4.8 se muestra una de las diferentes 9 ventanas que se obtienen en cada una de las geometrías utilizadas en este trabajo. Y como se ha visto hace que varíe el número Re y a su vez hace que varíen las relaciones de diámetros, sin cambiar el diámetro de la

tubería principal que funge como coraza en esta configuración de intercambiadores de tubos concéntricos e incluso otro tipo de configuración.

Ahora bien, hablando del calentamiento, bajo el mismo flujo volumétrico se logra que la temperatura de la superficie del calentador baje con respecto a la configuración tradicional de tubos concéntricos y permanezca constante colocando por un lado solo los baffles helicoidales primero y después al agregar las partículas (P#5) esto se remarca aún más, las partículas cubren en su totalidad el calentador y de esta manera se aprovecha al máximo el lecho y la transferencia de calor.

Entonces considerando, la introducción de la componente de velocidad tangencial en lechos fluidizados giratorios mejora la mezcla y la transferencia de calor por convección, por la colisión que existe entre las partículas mismas y la pared de intercambio de calor (53).

Por otro lado, la caída de presión se incrementa debido a la presencia de partículas y reducción del área transversal debido al cambio de número de hélices como era de esperarse, aunque la fluidización es tan amplia en características de partículas y materiales, existen valores de referencia que concuerdan en orden de magnitud con el presente trabajo (52).

Capítulo V. Desarrollo de correlación semiempírica

5.1 Análisis dimensional

En muchos problemas de la ingeniería en la vida real, las ecuaciones o no se conocen o son difíciles de resolver; por lo que la mayoría de las veces la experimentación es el único método para obtener la información.

Por lo que el uso de prototipos a escala es el método “más económico” en lugar de un modelo a tamaño real, combinado con el análisis; pero en la actualidad modelos en CFD (*Computational Fluid Dynamics*), puede ser una herramienta poderosa para reducir tiempos en la solución de problemas, pero se debe de alimentar con valores experimentales para poder llegar a resultados más confiables y cercanos a la realidad, es decir de una interacción entre métodos.

Aunque, no siempre se sabe cuáles son todas las variables y cuáles de las que se conocen sean las más importantes (en la solución de problemas de termofluidos). Entonces, es necesario saber cuáles se pueden medir experimentalmente y cuáles se pueden estimar y cuáles pueden ser despreciadas y de esto depende que tan compleja podría resultar la relación empírica.

Puede ser que en el pasado se hicieron relaciones empíricas con un número reducido de parámetros que debido a limitantes en el conocimiento y/o información disponible en ese momento. Pero ahora es posible que se pueda obtener más información de más parámetros y tener acceso a métodos estadísticos o numéricos más poderosos o capacidad computacional mayor, como antes se mencionó.

El método del que se hace uso consiste en reducir al mínimo el número de variables que pueden intervenir en el problema, formando con las mismas una serie de grupos adimensionales independientes. En este, las ecuaciones involucradas racionales, se pueden hacer adimensionales con un cierto número de términos independientes; las variables se acomodan en una ecuación dimensional única, de forma que la combinación de variables para formar grupos o términos adimensionales, proporciona un número de grupos independientes siempre menor que el de variables originales.

Existen siete dimensiones primarias (también llamadas dimensiones fundamentales o básicas): masa, longitud, tiempo, temperatura, corriente eléctrica, cantidad de luz y cantidad de materia.

Todas las dimensiones no-primarias se pueden formar por cierta combinación de las siete dimensiones primarias.

El proceso se puede iniciar identificando sólo aquellas variables que parecen significativas en el problema; después se agrupan en una ecuación funcional y se determinan sus dimensiones.

Para este problema, se considera un flujo en convección forzada y que el tubo está limpio y sin incrustaciones, el coeficiente de convección h se determinan experimentalmente como función de un cierto número de factores más significantes o importantes, que representan las características dinámicas del flujo y las propiedades físicas del mismo.

Algunos de los factores no considerados y despreciables son: la constante local gravitacional, la velocidad rotacional de la tierra en el movimiento bajo consideración y por ende el efecto Coriolis.

La fricción del fluido origina un intercambio de energía térmica entre él y la superficie externa del tubo y esto depende del grado de turbulencia del fluido.

La fricción de un fluido en circulación forzada (en el caso, bajo esta consideración) depende de los siguientes factores:

- Diámetro interior del tubo: d_h (canal de flujo: diámetro hidráulico)
- Viscosidad dinámica del fluido: μ
- Densidad del fluido: ρ
- Velocidad: v
- Longitud del tubo: l
- Conductividad térmica: k
- Calor específico: C_p
- Diámetro relativo d_{ep}/d_h
- Porosidad: ε

-Angulo de inclinación del baffle: α

La determinación del coeficiente de convección forzada, se puede iniciar a partir:

$$\frac{Q}{A(\Delta T)} = h = f \left(d_h, \mu, \rho, v, l, k, C_p, \frac{d_{ep}}{d_h}, \varepsilon, \alpha \right) \quad (5.1)$$

Y donde:

$$Nu = \frac{hd_h}{K} = f \left(d_h, \mu, \rho, v, l, k, C_p, \frac{d_{ep}}{d_h}, \varepsilon, \alpha \right) \quad (5.2)$$

Y adimensionalmente se puede expresar mediante:

Tabla 5.1 Variables en términos de dimensiones básicas

	d_h	v	l	ρ	μ	K	C_p	d_{ep}/d_h	ε	α
M	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0
L	1	1	1	-3	-1	1	2	0	0	0
t	0	-1	0	0	-1	-3	-2	0	0	0
T	0	0	0	0	0	-1	-1	0	0	0

Considerando $(k-r)$, donde k es el número de variables (8) y r (4), es el número mínimo de variables, entonces tenemos el número requerido de términos de $Pi = 4$, que son los productos adimensionales, por lo que el valor de h se puede expresar en la forma adimensional como sigue:

$$h = d_h^a v^b \rho^c \mu^d l^e k^f C_p^g \quad (5.4)$$

$$M t^{-3} T^{-1} = (L)^a (L t^{-1})^b (M L^{-3})^c (M L^{-1} t^{-1})^d (L)^e (M L t^{-3} T^{-1})^f (L^2 t^{-2} T^{-1})^g$$

Agrupando

$$M t^{-3} T^{-1} = M^{c+d+f} L^{a+b-3c-d+e+f+2g} t^{-b-d-3f-2g} T^{-f-g}$$

Identificando coeficientes se obtiene el sistema de 4 ecuaciones:

$$1) \quad c + d + f = 1$$

$$2) a + b - 3c - d + e + f + 2g = 0$$

$$3) b + d + 3f + 2g = 3$$

$$4) f + g = 1$$

Simplificando (dejando como incógnitas b, e, g):

$$1) d = 1 - c - f = 1 - c - 1 + g = -c + g ; c = b$$

$$2) a = -b + 3c + d - e - f - 2g = b - e - 1$$

$$3) d = -b - 3f - 2g + 3 = -b - 3 + 3g - 2g + 3 = -b + g$$

$$4) f = 1 - g$$

Por lo que:

$$h = d_h^{b-e-1} v^b \rho^b \mu^{-b+g} l^e k^{1-g} C_p^g = \left(\frac{d_h}{k}\right)^{-1} \left(\frac{\rho v d_h}{\mu}\right)^b \left(\frac{d_h}{l}\right)^{-e} \left(\frac{\mu C_p}{k}\right)^g \quad (5.5)$$

Y a su vez se puede poner en la forma:

$$\frac{h d_h}{k} = \Phi \left(\frac{\rho v d_h}{\mu}, \frac{\mu C_p}{k}, \frac{d_{ep}}{d_h}, \varepsilon, \alpha \right) \quad (5.6)$$

Para la transferencia de calor (Q) por convección forzada, indica que si se efectúan una serie de pruebas en que difieran solamente en el valor de la velocidad (v) y con los valores que de ahí se obtengan en conjunto con los coeficientes de convección (h) medidos experimentalmente, se pueden determinar la función o funciones que ligan a los grupos adimensionales.

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} = \frac{v d_h}{\nu}; Nu = \frac{h d_h}{k}; Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

Por lo tanto:

$$Nu = \Phi \left(Re, Pr, \frac{d_{ep}}{d_h}, \varepsilon, \alpha \right) \quad (5.7)$$

Y considerando las otras variables adimensionales con las cuales varía el coeficiente de transferencia de calor tenemos:

$$Nu = \frac{d_h}{l} \Phi (Re, Pr, \frac{d_{ep}}{d_h}, \varepsilon, \alpha) \quad (5.8)$$

El procedimiento para determinar los exponentes es a partir de datos experimentales consiste en igualar el calor transmitido al fluido por convección, con la variación de energía que experimenta por esta causa.

$$\frac{hd_h}{K} = \Phi Re^a Pr^b \left(\frac{d_{ep}}{d_h}\right)^c \varepsilon^d \alpha^e \quad (5.9)$$

Para obtener el valor de los anteriores exponentes y constante de proporcionalidad necesitaríamos tener un sistema de ecuaciones de 4 X 4, por lo tanto, es necesario variar la velocidad y tomar sus correspondientes valores de temperatura y de esta manera calcular las diferentes variables involucradas. Considerando que la configuración que resulto ser la mejor es la 3-45° y el modelo se reduce a:

$$\frac{hd_h}{K} = \emptyset Re^a Pr^b \varepsilon^d \quad (5.10)$$

Considerando los datos iniciales (para esta configuración) y sustituyendo en la anterior ecuación, se tiene:

V(m/s)

$$0.24 \quad 14.494 = \emptyset(3935.84)^a (6.975)^b (0.808)^d$$

$$0.26 \quad 15.896 = \emptyset(4444.87)^a (6.507)^b (0.833)^d$$

$$0.28 \quad 16.242 = \emptyset(4821.77)^a (6.606)^b (0.862)^d$$

$$0.34 \quad 17.039 = \emptyset(6005.40)^a (6.413)^b (0.930)^d$$

Simplificando la ecuación:

$$1.1611 = \log \emptyset + a(3.595) + b(0.843) + d(-0.092)$$

$$1.201 = \log \emptyset + a(3.647) + b(0.813) + d(-0.079)$$

$$1.210 = \log \emptyset + a(3.683) + b(0.819) + d(-0.064)$$

$$1.231 = \log \emptyset + a(3.770) + b(0.807) + d(-0.031)$$

Y por lo que resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los siguientes valores:

$$\frac{hd_h}{K} = 5.834 \times 10^{-11} * Re^{2.83} * Pr^{0.74} \epsilon^{-6.53} \quad (5.11)$$

La anterior correlación obedece al calentamiento con baffle helicoidal y con partículas para la configuración antes mencionada.

La siguiente correlación se atribuye al mismo fenómeno, pero ahora sin partículas obteniéndose el siguiente modelo a partir de los datos de entrada y mismas velocidades:

$$8.886 = \emptyset(3756.55)^a (6.666)^b$$

$$10.309 = \emptyset(5332.56)^a (6.507)^b$$

$$11.118 = \emptyset(6779.09)^a (6.341)^b$$

Simplificando la ecuación:

$$0.948 = \log \emptyset + a(3.574) + b(0.824)$$

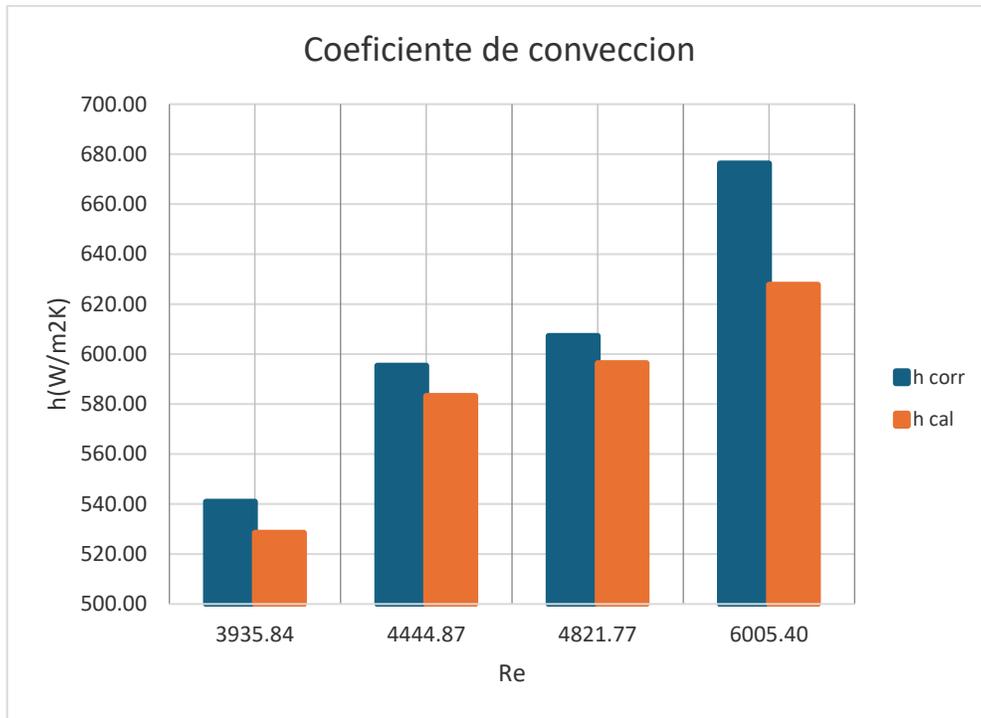
$$1.01 = \log \emptyset + a(3.727) + b(0.813)$$

$$1.05 = \log \emptyset + a(3.831) + b(0.802)$$

$$\frac{hd_h}{K} = 0.101 * Re^{0.434} * Pr^{0.473} \quad (5.12)$$

La literatura consultada ofrece alrededor de más 36 correlaciones y los valores reportados de sus errores en el coeficiente de transferencia de calor son muy variables que van desde un 15% incluso hasta un 50% para configuraciones tradicionales y estas variaciones dependen en gran medida del tipo o forma, material, cantidad de partículas empleadas y propiedades de los fluidos principalmente por lo que se sugiere analizar el modelo y aplicarlo lo más cercano para lo cual fue desarrollado y así obtener mejores resultados.

En la siguiente gráfica se resumen los valores encontrados tanto de la manera convencional (es decir del balance térmico) a la cual se le denota como “calculada” y los datos ofrecidos por la correlación encontrada, ambos casos para el comportamiento de la configuración ya mencionada y con partículas.



Grafica 5.1. Comparativo de los coeficientes de convección de correlación contra el calculado.

Capítulo VI.

6.1 Conclusiones

Analizando primero la parte hidrodinámica en el banco de pruebas, se logra mejorar su funcionamiento, colocando en 3 diferentes partes los estabilizadores de flujo (ver Figura 3.4, las cuales son identificadas como críticas), logrando así una mejor fluidización debido a la homogenización de las velocidades y atenuando el efecto por el cambio de dirección brusca debido a los codos a 90° , cuando son convencionales.

En relación a los valores ofrecidos en la tabla 4.3 se puede observar que la partícula #5 arroja una velocidad mínima de fluidización más pequeña en relación a las 6 restantes estudiadas, en donde las propiedades de las partículas son factores importantes en la dinámica de fluidos y en donde partículas pequeñas tienden a ser más propensas al arrastre, pero formas irregulares o más grandes tienden a promover aglomeraciones e impiden una fluidización consistente (54).

Entonces lo que ofrece la partícula #5, es importante para ser tomado en cuenta y así poder elegir la partícula para las siguientes pruebas, en la gráfica 4.3 se observa que esta misma partícula ofrece una mayor porosidad dinámica en comparación con las otras y este efecto es benéfico ya que ofrece una dispersión más homogénea en el fluido, por lo que se elige para ser analizada en el intercambiador de calor con tubos concéntricos y el modificado con baffles no convencionales (helicoidales).

De acuerdo a los valores de velocidades Tabla 4.3 e imágenes reportadas (Figura 4.3 a 4.5) se puede observar que las mejores configuraciones de los 9 diferentes baffles que fueron probados, son las de 3- 45° , 4- 45° y 5- 60° (número de hélices y ángulo de inclinación respectivamente) presentando de manera cualitativa la fluidización más homogénea en comparación con las otras, aunque en este último grupo de configuraciones (5 hélices) las mejores velocidades las presenta la configuración 5- 45° , pero al momento de las visualizaciones se observa que se origina en una de ellas una fluidización heterogénea y se comienza a estancar las partículas como se puede ver en la primera imagen de la Figura 4.5 y se obstruye el libre paso de estas mismas, por lo que el mejor comportamiento entonces lo ofrece el modelo 5- 60° .

En la tabla 4.5 podemos observar los valores arrojados con transferencia de calor con las tres configuraciones antes mencionadas que resultaron ser las mejores. Por lo que se puede

concluir que aumenta la transferencia de calor al incorporar los baffles helicoidales y además se puede tener un incremento agregando las partículas metálicas.

Al realizar las visualizaciones de las tres configuraciones en cuestión, se obtiene que la mejor configuración es la 3-45° porque a pesar de que las otras 2 ofrecen mayores valores en sus coeficientes de transferencia, debido en una a su mayor velocidad tangencial en la configuración 4-45° y en la 5-60° se puede atribuir a una mayor colisión con la superficie (53).

Existen ciertos momentos en donde estas dos últimas configuraciones se pueden estancar las partículas, quizás esto es debido al introducir el calentador ya quedan pequeños espacios entre este y los baffles impresos, por lo que las tolerancias de diseño y fabricación son un factor muy importante a considerar y que este mismo fenómeno también se presenta en los intercambiadores convencionales, llamadas corrientes inefectivas.

Los incrementos obtenidos en los coeficientes de transferencia comparándolos entre si en su mismo segmento tenemos:

- Configuración convencional de intercambiador concéntrico agregando partículas 26.7%
- Configuración 3-45°, 30.2%
- Configuración 4-45°, 15.4%
- Configuración 5-60°, 22.7%

Si ahora se compara a la configuración que resulto ser la mejor 3-45° con partículas contra una configuración convencional de tubos concéntricos y sin partículas, tenemos un incremento de 75.2% en el coeficiente de transferencia de calor. Comparando la misma configuración contra la de tubos concéntricos y partículas se obtiene una mejora de 38% del coeficiente de transferencia de calor.

Con algunas restricciones, en términos de la relación entre el diámetro de partícula equivalente y el diámetro hidráulico del canal de flujo, es posible establecer una fluidización líquido/sólido de buena calidad (es decir, razonablemente homogénea) en un solo canal helicoidal o en varios canales helicoidales en paralelo (configuración 3-45°, 4-45° y 5-60°).

El empleo de deflectores para formar canales helicoidales paralelos que envuelven alrededor una fuente de calor concéntrica puede aumentar en gran medida el coeficiente de transferencia de calor al medio fluidizante en comparación con el caso de ausencia lecho fluidizado, sin deflectores y aumentar considerablemente los coeficientes de transferencia de calor en comparación con un lecho fluidizado vertical (de mayor a menor respectivamente 5-60°, 4-45° y 3-45°). Esto coincide con la existencia de turbuladores o baffles influyen en el comportamiento de la fluidización (54).

Y en el mismo orden que lo descrito en el párrafo anterior, las características de caída de presión de un lecho fluidizado de canal helicoidal son similares a las de un canal de lecho recto inclinado, pero algo más altas. Hay una ausencia de meseta de caída de presión. Esto podría atribuirse a los efectos de pared y a las fuerzas de flujo secundarias, como Coriolis. Esta penalización por caída de presión es proporcional a las tasas de transferencia de calor mejoradas obtenidas (55).

Aunado a lo anterior, se obtuvo que se mejora la limpieza en las superficies de intercambio de energía o baffles, como lo mencionan varias de las citas ya mencionadas en este trabajo y esto se puede observar en la Figura 6.1, donde se puede apreciar de izquierda a derecha respectivamente, la superficie sucia y limpia después de haber realizado la fluidización (55).



Figura 6.1 Efecto de las partículas en la limpieza de superficies.

Al obtener las correlaciones se pudo observar que para realizar una mejor aproximación del modelo a la realidad es necesario tener una longitud más larga de calentamiento, por lo que de esta manera se pueden obtener más valores y así tener un panorama más amplio del fenómeno.

Entonces se puede considerar que, al incorporar las técnicas tratadas en este trabajo en conjunto o por separado, se pueden construir equipos compactos, eficientes o reducir la cantidad de energía empleada (56) o con ciertas dimensiones que nos ofrezcan un mayor rango de operación en comparación con un equipo convencional. Ya que se intensifica el incremento en la transferencia de calor y masa (54).

Debido a sus capacidades mejoradas de transferencia de calor y masa, los sistemas de lecho fluidizado a menudo requieren menores aportes de energía que los procesos tradicionales (56, 57).

Por otro lado, basta citar algunas cifras, por ejemplo, un equipo que incluya al menos el efecto helicoidal ya sea en tubos corrugados o baffle, nos podría dar una mejoría desde un 10% hasta un 46% aproximadamente de manera global (refiriéndose al equipo completo), es decir en aplicaciones reales, pero esto depende de los fluidos que se estén trabajando y de las condiciones de operación. Entonces esto nos lleva a tener dos direcciones o se considera como un sobrediseño en un equipo convencional o se podría reducir su tamaño ya sea para hacerlo un poco más económico o por condiciones de espacio (instalación).

Por último, la limitante que se ha encontrado al utilizar este tipo de técnicas es en el proceso de manufactura principalmente, en donde las maquinas convencionales de manufactura dejan de ser útiles, por lo que se requieren máquinas modernas como centros de maquinado, corte por láser y/o agua y la impresión 3d (fabricación aditiva).

Referencias

- 1** Jamialahmadi M, Müller-Steinhagen, Hydrodynamics and heat transfer of liquid fluidized bed systems, Chem. Eng. Comm. Vol. 179, pp. 35-79, 2000.
- 2** Viktor Stenberg, Magnus Rydén, Fredrik Lind, Evaluation of bed-to-tube heat transfer in a fluidized bed heat exchanger in a 75 MWth CFB boiler for municipal solid waste fuels. Fuel, Vol.339, pp. 1-9, 2023.
- 3** Haid, M., Correlations for the prediction of heat transfer to liquid-solid fluidized beds, Chemical Engineering and Processing Vol. 36, (2), 143-147, 1997.
- 4** Jamialahmadi M, Malayeri M. R., Müller-Steinhagen H., Prediction of heat transfer to liquid-solid fluidized beds, Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 73, pp. 444-455, 1995.
- 5** Ram Kunwer, Shyam Pandey, Swapnil Sureshchandra Bhurat, Comparison of selected shell and tube heat exchangers with segmental and helical baffles, Thermal Science and Engineering Progress, Vol. 20, pp.1-8, 2020
- 6** Sha R.K., Kraus A.D., Metzger D. Compact heat exchanger. Hemisphere Publishing Co. USA 1990.
- 7** Thompson A.S., Instabilities in a Coal Burning Fluidized Bed, Report no. ORNL TM-4951, Oak Ridge National Laboratory, February 10, 1975.
- 8** Webb Ralph L. Kim Nae-Hyun. Principles of enhanced heat transfer. Taylor & Francis. New York 2005.
- 9** Zhengguo Z., Dabin M., Xiaoming F., Xuenong G. Experimental and numerical heat transfer in helically baffled heat exchanger combined with one three-dimensional finned tube. Chemical Engineering and Processing. 47, 1738-1743, 2008.
- 10** Nassiruddin M.H., Kamram Siddiqui. Heat transfer augmentation in the heat exchanger tube using a baffle. Internacional Journal of Heat and Fluid Flow. 28, 318-328, 2006.
- 11** Ali Kara Y., Güraras Ö. A computer program for designing of shell and tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering. 24,1797-1805, 2004.

- 12** Eryener D. Thermoeconomic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*. 47, 1478-1489, 2006.
- 13** The Griscom-Rusell Company, Patent Specification Improvements in or relating to Apparatus for Heating or Cooling Fluids, 142.715, 1920.
- 14** Stehlík, P., Nemcansky, J., Král D., Swason L. W. Comparison of correction factors for shell and tube heat exchangers with segmental or helical baffles. *Heat transfer engineering*. Vol 15, No. 1, 55-65, 1994.
- 15** Bell K. J., Delaware Method of Shell side Design, in *Heat Exchanger Sourcebook*, ed. J. W. Palen, Hemisphere, New York 1986.
- 16** Nemcansky, J., Thermal Design of Shell and Tube Heat Exchangers, VUCHZ Report 500/1268b Brno, 1989.
- 17** Li H.D., Kotte V. effect of leakage on pressure drop and local heat transfer in shell and tube heat exchangers for staggered tube arrangement. *Int. J. heat mass transfer*. 41 (2) 425-433, 1998.
- 18** Li H.D., Kotte V. Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell and tube heat exchangers staggered tube arrangement by mass transfer measurements. *Exp. therm. Fluid sci.* 17 (3) 210-216, 1998.
- 19** Lutcha J., and Nemcansky J., Performance Improvement of Tubular Heat Exchangers by Helical Baffles, *Trans. IChE*, vol. 68 part A, 263-270, 1990.
- 20** Wang Q., Chen Q., Chen G. Zeng M. Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 52, 1214-1222, 2009.
- 21** Di Felice R., The voidage function for fluid-particle interaction systems. *Int. J. Multiphase Flow* Vol. 20, No. 1. pp. 153-159, 1994.
- 22** Hashizume K., An approach to develop a correlation for liquid-fluidized bed heat transfer. *Chemical Engineering and Processing* 45 (2006) 990-1000.
- 23** Experimental and Theoretical Determination of Minimum Velocity of Fluidization, Unit Operations Laboratory Department of Chemical Engineering, University of Florida. March 13 2015.

- 24** Dostál M., Zitny R., Sesták J., Houska M., Helical Flow of Power-Law Fluids. *AIChE Journal* Vol.39, No.1, 189-192, 1993.
- 25** Coleman Bernard D., Noll Walter. Helical Flow of General Fluids. *Journal of Applied Physics*. Vol. 30, Number 30, 1508-1512, 1959.
- 26** Bandopadhyay A, Goswami P., Chakraborty S. Effect of streaming current on helical flows of powerlaw fluids. *Physics of Fluids* 26, 122003, 2014.
- 27** Heat Exchanger Design. Arthur P. Fraas. Wiley-Interscience. 1989 USA
- 26** Davidson J.F. and Harrison D., Fluidization, Academic Press, New York, 1971.
- 29** Botterill J.S.M. , Temperature Effects on the Heat Transfer Behavior of Gas Fluidized Beds, Heat transfer Symposium, Milwaukee, Wisc., 1981, AIChE Symposium Series No. 208, vol.77, pp. 330-340.
- 30** Handbook of fluidization and fluid-particle systems, Marcel Dekker, Inc. 2003.
- 31** Baeyens J. and Geldart D., An investigation into Slugging Fluidized Beds, *Chemical Engineering Science*, vol.29, 1974, pp. 255-265.
- 32** Harper D.R., Brown W.B. Mathematical equations for heat conduction in the fins of air cooled engines. NACA Report 158, 1992.
- 33** London A.L., Seban R.A. A generalization of methods of heat exchanger analysis, NTU. Mech Eng Dept, Stanford University. 1942.
- 34** Lemlich R., Caldas I., Heat transfer to liquid fluidized bed, *AIChE Journal* 4.3, 1958, 376-380
- 35** Ruckenstein E., Teoreanu I., On heat and or mass transfer between the fluidizing agent and the solid particles of the fluidized bed, *Acad. Rep. Populare Romine, Inst. Fiz. Atomica si Ins., Studii ceretari fiz.*, 11, 1960.
- 36** Haid, M., Martin H., Muller-Steinhagen H. Heat transfer to liquid-solid fluidized beds, *Chemical Engineering and Processing* Vol. 33, 211-225, 1994.
- 37** Haid, M., Correlations for the prediction of heat transfer to liquid-solid fluidized beds, *Chemical Engineering and Processing* Vol. 36, (2), 143-147, 1997.

- 38** Hashizume K., Tokutome A., Matsue T., Heat transfer characteristics of liquid-fluidized beds using homogeneously mixable particle mixtures in fluidizing column, *Trans. JSME* 68 (671), 2098-2105, 2002.
- 39** Richardson JF, Romani MN, Shakiri KJ. Heat transfer from immersed surfaces in liquid fluidized beds. *Chem. Eng. Sci.* 31:619–624, 1976.
- 40** Klaren DG, Halberg N. Development of a multistage flash/fluidized bed evaporator. *Chem Eng Prog* 43(7):41–43, 1980.
- 41** Bremford DJ, Müller-Steinhagen H, Duffy GG. Heat transfer to black liquor in a fluidised bed. In: Celata GP, Di Marco P, Mariani A, eds. *Proc 2d European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference*. Edizioni ETS, 1996, pp 1545–1551.
- 42** Jamialahmadi M, Malayeri MR, Müller-Steinhagen H. A., Unified correlation for the prediction of heat transfer coefficients in liquid/solid fluidized systems. *Trans ASME J Heat Transfer* 118:952–959, 1996.
- 43** Jamialahmadi M, Malayeri MR, Müller-Steinhagen H. A., Prediction of heat transfer to liquid–solid fluidized beds, *Can. J. Chem. Eng.* 73:444–455, 1995.
- 44** Jamialahmadi M, Malayeri MR, Müller-Steinhagen H. A., Prediction of optimum operating conditions of liquid fluidized bed systems. *Can. J. Chem. Eng.* 75:327–332, 1997.
- 44** Molerus O, Wirth K-E. *Heat Transfer in Fluidized Beds*. 1st. ed. London: Chapman and Hall, 1997, p 167.
- 46** Dah Y. Cheng, Laminar Flow Elbow System and Method, Patent Number 5,323,661, 1994.
- 45** Charles R. Smith, Static Fluid Flow Mixing Method, Patent Number 4,981,368, 1991.
- 48** O`dea D.P., Rudolph V., Chong Y.O., Leung L.S., The effect of inclination of fluidized beds, *Powder Technol.*, 63 ,169-178, 1990.
- 49** Hudson C., Briens C.L., Prakash A., Effect of inclination on liquid-solid fluidized beds, *Powder Technol.*, 89, 101-113, 1996.
- 50** Yakubov B., Tanny J., Maron D.M., Brauner N., The dynamics and structure of a liquid-solid fluidized bed in inclined pipes, *Chem. Eng. Journal*, 128, 105-114, 2007.

- 51** K. Hashizume and Takahiro Matsue. Heat transfer in liquid-fluidized beds affected by column wall. *Heat Transfer-Asian Research*, 29 (7) 598-608, 2000.
- 52** Samit Bikas Maiti, Sudipta Let, Nirjhar Bar, Sudip Kumar Das, Non-spherical solid-non-Newtonian liquid fluidization and ANN modelling: Minimum fluidization velocity, *Chemical Engineering Science*, 176 233-241, 2018.
- 53** Anjun Li, Xiaoyu Li, Xiaogang Xu , Yuekan Zhang, Liyun Zhu, Peikun Liu, Numerical modeling of wall-to-cluster heat transfer in swirling fluidized beds based on MFIX-DEM approach, *Case Studies in Thermal Engineering*, 65 1-12, 2025.
- 54** Julia Balag, Darby Ann Trixie Franco, Vincent Grace Miral, Verona Reyes, Linea Jennica Tongco, Edgar Clyde R. Lopez, *Recent Advances in Particle Fluidization, Engineering Proceedings*, 56, 62. 2023.
- 55** García-Aranda, O.; Heard, C.; Valencia-López, J.J.; Solorio-Ordaz, F.J. Heat Transfer and Pressure Drops in a Helical Flow Channel Liquid/Solid Fluidized Bed. *Energies* 2022, 15, 9239. <https://doi.org/10.3390/en15239239>
- 56** Jafari A.; Zare D.; Ultrasound-assisted fluidized bed drying of paddy: Energy consumption and rice quality aspects. *Dry. Technol.*, 35, 893–902, 2017.
- 57** Jia, D.; Cathary, O.; Peng, J.; Bi, X.; Lim, C.J.; Sokhansanj, S.; Liu, Y.; Wang, R.; Tsutsumi, A. Fluidization and drying of biomass particles in a vibrating fluidized bed with pulsed gas flow. *Fuel Process. Technol.*, 138, 471–482, 2015.