



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Estudio numérico y validación experimental del consumo energético en tubos con deflectores insertados

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERIA MECANICA.

Autor: Pablo Tapia Fuertes.

Director: Juan Pedro Solano Fernández.

Codirector: José Muñoz Cámara.



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Cartagena, 8 de julio de 2019

Índice.

Contenido

Índice.....	II
Listado de figuras.....	V
Listado de tablas.....	IX
Listado de símbolos.....	X
Resumen.....	XIII
Abstract	XIII
CAPÍTULO 1: Introducción y objetivos	1
1.1-Interés y justificación de este TFG	1
1.2-Antecedentes.....	2
1.3-Estudio de la técnica.....	4
1.3.1: Introducción	4
1.3.2: Mejoras en el mezclado y transmisión del calor.....	8
1.3.2: Oscilación del flujo	11
1.4. Revisión bibliográfica.....	13
1.5. Objetivos	15
CAPÍTULO 2: Instalación experimental.....	17
2.1. Introducción	17
2.2. Circuito Principal	18
2.2.1. Tanque Principal.....	19
2.2.2. Sección de ensayo	20
2.3. Circuito Secundario	21
2.4. Circuito Terciario	21
CAPÍTULO 3. Modelo Numérico	25
3.1. Introducción	25

3.2. Geometrías Estudiadas.....	25
3.3. Mallado computacional.....	28
3.3.1. Geometría MH1.....	28
3.3.2. Geometría MH3 sin varilla interior.....	36
3.3.3- Distribución espacial de nodos	43
3.4. Refinamiento de la malla	46
3.5. Geometría MH3 con varilla interior	50
3.6. Estudio de sensibilidad de la malla	53
3.6.1. Introducción	53
3.6.2. Metodología numérica	53
3.6.3. Periodicidad espacial.....	54
CAPÍTULO 4. Caída de presión en régimen estático.....	57
4.1. Periodicidad espacial.....	57
4.2. Estudio sensibilidad del mallado	60
4.3. Validación del modelo numérico	62
4.4. Patrones de flujo	65
CAPÍTULO 5. Requisitos de potencia en régimen oscilatorio puro	69
5.1. Introducción.....	69
5.2. Marco teórico.....	70
5.3. Metodología numérica.....	74
5.4. Periodicidad Temporal	77
5.5. Resultados numéricos	81
5.5.1. Desfase Presión-Velocidad.....	81
5.5.2. Amplitud de la caída de presión-Factor de fricción	84
5.5.3. Densidad de potencia.....	86
5.5.4. Cálculo del número de Potencia	89
5.6. Validación con resultados experimentales	91
5.7. Patrones de flujo	94

CAPÍTULO 6. Requisitos de potencia en régimen oscilatorio con componente neta	101
6.1. Introducción.....	101
5.2. Metodología numérica.....	102
6.3. Resultados	103
6.3.1. Influencia de la relación de velocidades	103
6.3.2. Influencia de la temperatura de ensayo.....	109
6.3.3. Influencia de la amplitud de oscilación	111
6.4. Validación con resultados experimentales	118
6.4.2. Factor de fricción de Fanning neto.....	119
6.4.2. Factor de fricción de Fanning oscilatorio	121
CAPÍTULO 7. Conclusiones y trabajos futuros.....	125
7.1. Conclusiones.....	125
7.2. Trabajos Futuros.....	127
ANEXO I. Modelización de la turbulencia y comprobación del parámetro Y^+	129
Bibliografía.	141

Listado de figuras.

FIGURA 1. 1. REACTOR POR LOTES “BATCH REACTOR”	4
FIGURA 1. 2. FIXED BED REACTOR.....	5
FIGURA 1. 3. GEOMETRÍA CON DEFLECTOR DE UN ÚNICO ORIFICIO. FUENTE: DISEÑO PROPIO.	6
FIGURA 1. 4. GEOMETRÍA CON DEFLECTOR DE TRES ORIFICIOS. FUENTE: DISEÑO PROPIO.	7
FIGURA 1. 5. DEFLECTOR CON GEOMETRÍA HELICOIDAL Y MALLADO.(SOLANO, HERRERO, ESPÍN, PHAN, & HARVEY, 2012) ..	8
FIGURA 1. 6. MECANISMO DE MOVIMIENTO DE VÓRTICES (NOGUEIRA ET AL., 2013).....	9
FIGURA 1. 7. ESTRUCTURAS CAÓTICAS GENERADAS DEBIDO A LA COMPONENTE OSCILATORIA DEL FLUJO, VISUALIZACIÓN MEDIANTE TÉCNICAS PIV.(NI ET AL, 2002)	10
FIGURA 1. 8. GRAFICA COMPARATIVA DEL NÚMERO DE NUSSELT SIN OSCILACIÓN EN CONDUCTO LISOS Y EN CONDUCTO CON DEFLECTORES. (MACKLEY & STONESTREET, 1995).....	11
FIGURA 1. 9. OBC CON PULSADO DEL FLUIDO (A) Y OBC CON MOVIMIENTO RECÍPROCO DE LOS DEFLECTORES (B) (NI ET AL., 2003).....	13
FIGURA 2. 1. ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.(MUÑOZ, CRESPI, SOLANO, & VICENTE, 2018)	18
FIGURA 2. 2.TANQUE DEL CIRCUITO PRINCIPAL Y SISTEMA DE BOMBEO DEL CIRCUITO PRIMARIO.....	19
FIGURA 2. 3. MECANISMO DE OSCILACIÓN DEL FLUIDO Y SECCIÓN DE ENSAYO.	20
FIGURA 2. 4. INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL CIRCUITO SECUNDARIO.....	21
FIGURA 2.5. TANQUE DE ALMACENAMIENTO DEL FLUIDO REFRIGERANTE Y ENFRIADORA.....	22
FIGURA 2. 6. ELECTROVÁLVULA DE TRES VÍAS.....	23
FIGURA 3. 1. ESQUEMA PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA SECCIÓN DE ENSAYO.(GONZÁLEZ, 2017)	26
FIGURA 3. 2. VISTA FRONTAL DE LA GEOMETRÍA MH3. DISEÑO PROPIO.....	27
FIGURA 3. 3. VISTA FRONTAL DE LA GEOMETRÍA MH1. DISEÑO PROPIO.....	27
FIGURA 3. 4. GEOMETRÍA MH1 REALIZADA EN ANSYS ICEM.....	29
FIGURA 3. 5. PRE-MALLADO SIN AJUSTE DE LOS ELEMENTOS LA GEOMETRÍA.....	30
FIGURA 3. 6. PRE-MALLADO CON AJUSTE DE LOS ELEMENTOS A LA GEOMETRÍA.....	31
FIGURA 3. 7. VISTA DE SECCIÓN TRANSVERSAL TRAS LA REALIZACIÓN DE LOS DOS “OGRID” CONSECUTIVOS.	31
FIGURA 3. 8. VISTA EN PERSPECTIVA Y PERFIL DE LOS BLOQUES ASOCIADOS FLUID.....	32
FIGURA 3. 9. BLOQUES ADJUDICADOS AL FLUID (VERDE) Y BLOQUES ADJUDICADOS AL BAFFLE (ROSA).	32
FIGURA 3. 10. PRE-MALLADO DE LA GEOMETRÍA MH1.	33
FIGURA 3. 11. REFINAMIENTO EN LAS ARISTAS DE LOS OGRID.	34
FIGURA 3. 12. REFINAMIENTO AXIAL DE LA GEOMETRÍA MH1.	34
FIGURA 3. 13.VISTA FRONTAL DEL MALLADO DE LA GEOMETRÍA MH1.....	35
FIGURA 3. 14. VISTA DE PERFIL DEL MALLADO DE LA GEOMETRÍA MH1.	35

FIGURA 3. 15. VISTA DE PERFIL CON ELEMENTOS SOLIDOS DEL MALLADO DE LA GEOMETRÍA MH1	36
FIGURA 3. 16. GEOMETRÍA MH3 CON LA PARED OCULTA.	37
FIGURA 3. 17. PARÁMETROS DE MALLADO EN SUPERFICIES CURVAS. FUENTE: ("SHARCNET.CA," 2019).....	38
FIGURA 3. 18. MALLADO SUPERFICIAL DEL INLET	39
FIGURA 3.19. CONCENTRACIÓN AXIAL DE NODOS EN LAS PROXIMIDADES DEL DEFLECTOR.	40
FIGURA 3. 20. MALLADO DE LOS ORIFICIOS DEL DEFLECTOR.....	41
FIGURA 3. 21. SIMETRÍA AXIAL DE LA SECCIÓN DE ESTUDIO.....	41
FIGURA 3. 22. VISTA EN PERSPECTIVA DEL MALLADO DE LA GEOMETRÍA MH3.....	42
FIGURA 3. 23. VISTA LATERAL DE SECCIÓN DEL MALLADO VOLUMÉTRICO.....	43
FIGURA 3. 24. CAPA LÍMITE SOBRE PLACA PLANA. FUENTE: GOOGLE IMÁGENES.	44
FIGURA 3. 25. MALLADO SIN REFINAMIENTO.....	44
FIGURA 3. 26. MALLADO CON REFINAMIENTO	45
FIGURA 3. 27. VISTA FRONTAL DE LOS CUATRO MALLADOS.....	47
FIGURA 3. 28. VISTA FRONTAL Y LATERAL DEL MODELO MH4_4 (SCALE FACTOR = 1.4).	49
FIGURA 3. 29. VISTA FRONTAL Y LATERAL DEL MODELO MH3_1 (SCALE FACTOR = 1).	49
FIGURA 3. 30. VISTA FRONTAL Y LATERAL DEL MODELO MH3_3 (SCALE FACTOR = 0.8)	50
FIGURA 3. 31. GEOMETRÍA MH3 CON VARILLA INTERIOR.	51
FIGURA 3. 32. VISTA FRONTAL DEL MALLADO CON VARILLA	51
FIGURA 3. 33. VISTA DE PERFIL DE SECCIÓN DEL MALLADO VOLUMÉTRICO DE LA GEOMETRÍA CON VARILLA.....	52
FIGURA 3. 34. GEOMETRÍA EN FLUENT DE LA SECCIÓN DE ESTUDIO CON PARED OCULTA.....	54
FIGURA 3. 35. GEOMETRÍA EN FLUENT DE LA SECCIÓN DE ESTUDIO CON SUPERFICIES AUXILIARES.....	55
FIGURA 4. 1. GRAFICA EVOLUCIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING A LO LARGO DE LA SECCIÓN DE ESTUDIO.	58
FIGURA 4. 2. GRAFICA DE COMPARACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN FANNING EN CADA TANQUE CON EL PENÚLTIMO. EN TANTO POR CIENTO (%).	59
FIGURA 4. 3. GRAFICA DE EVOLUCIÓN DEL FANNING A LO LARGO DE LA SECCIÓN DE ESTUDIO PARA EL ÚLTIMO CASO (CASO N.º 10 RE=80).	60
FIGURA 4. 4. VISTA AXIAL DE SECCIÓN DEL MALLADO SELECCIONADO.....	62
FIGURA 4. 5. GRAFICA COMPARACIÓN DE DATOS NUMÉRICOS CON CORRELACIÓN EXPERIMENTAL PARA GEOMETRÍA SIN VARILLA	63
FIGURA 4. 6. GRAFICA COMPARACIÓN DE DATOS NUMÉRICOS CON CORRELACIÓN EXPERIMENTAL PARA GEOMETRÍA CON VARILLA	63
FIGURA 4. 7. CONTORNO DE VELOCIDAD PARA EL CASO 1 (RE=1).	65
FIGURA 4. 8. CONTORNO DE VELOCIDAD PARA EL CASO 4 (RE=4,30).	66
FIGURA 4. 9. CONTORNO DE VELOCIDAD PARA EL CASO 7 (RE=18,56).	66
FIGURA 4. 10. CONTORNO DE VELOCIDAD PARA EL CASO 10 (RE=80).	67

FIGURA 5. 1 GRAFICA DE CAÍDA DE PRESIÓN PARA TRES CICLOS CONSECUTIVOS.....	78
FIGURA 5. 2. GRAFICA VARIACIÓN DE LA POTENCIA PARA TRES CICLOS CONSECUTIVOS.....	79
FIGURA 5. 3. CONSUMO MEDIO DE POTENCIA EN EL 4º TANQUE A LO LARGO DE LOS CICLOS DE OSCILACIÓN.	80
FIGURA 5. 4. DESFASE ENTRE ONDA SEÑAL DE PRESIÓN Y SEÑAL DE VELOCIDAD.	81
FIGURA 5. 5. SEÑALES DE DIFERENCIA DE PRESIÓN Y VELOCIDAD.	83
FIGURA 5. 6. DESFASE PRESIÓN-VELOCIDAD EN FUNCIÓN DE REYNOLDS OSCILATORIO. DATOS NUMÉRICOS.....	83
FIGURA 5. 7. COMPARATIVA DE LOS DESFASES OBTENIDOS MEDIANTE DISTINTAS METODOLOGÍAS PARA LAS DOS TEMPERATURAS SIMULADAS.....	84
FIGURA 5. 8. EVOLUCIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING OSCILATORIO EN EL INTERVALO DE FRECUENCIAS ENSAYADO	85
FIGURA 5. 9. EVOLUCIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING OSCILATORIO PARA LAS TEMPERATURAS ENSAYADAS EN EL INTERVALO DE FRECUENCIAS ENSAYADO.	86
FIGURA 5. 10. VARIACIÓN TEMPORAL DE LA SEÑAL DE VELOCIDAD, DIFERENCIA DE PRESIÓN Y POTENCIA INSTANTÁNEA A LO LARGO DE UN CICLO. (F =3Hz).	87
FIGURA 5. 11. EVOLUCIÓN DE LA DENSIDAD DE POTENCIA (T=25 °C) OBTENIDA DIRECTAMENTE DE LAS ONDAS Y DE LA EXPRESIÓN ANALÍTICA	88
FIGURA 5. 12. EVOLUCIÓN DE LA DENSIDAD DE POTENCIA PARA LAS TEMPERATURAS ENSAYADAS.....	89
FIGURA 5. 13. ADIMENSIONALIZACIÓN DEL CONSUMO DE POTENCIA CON EL NÚMERO DE POTENCIA (Po) PARA UNA TEMPERATURA DE 25 °C	90
FIGURA 5. 14. ADIMENSIONALIZACIÓN DE LA POTENCIA CONSUMIDA CON EL NÚMERO DE POTENCIA (Po) PARA LAS TEMPERATURAS ENSAYADAS.....	91
FIGURA 5. 15. COMPARACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING NUMÉRICO Y EXPERIMENTAL PARA FLUJO OSCILATORIO SIN COMPONENTE NETA Y 25 °C.	92
FIGURA 5. 16. COMPARACIÓN DEL DESFASE (Δ) PRESIÓN – VELOCIDAD NUMÉRICO Y EXPERIMENTAL PARA FLUJO OSCILATORIO SIN COMPONENTE NETA Y 25°C.....	92
FIGURA 5. 17. COMPARACIÓN DEL NÚMERO DE POTENCIA (Po) NUMÉRICO Y EXPERIMENTAL PARA FLUJO OSCILATORIO SIN COMPONENTE NETA Y 25°C.....	93
FIGURA 5. 18. PLANO AUXILIAR CREADO PARA LA OBTENCIÓN DE LOS CONTORNOS DE VELOCIDAD.	94
FIGURA 5. 19. EVOLUCIÓN DEL CAMPO DE VELOCIDAD DE LA GEOMETRÍA MH3 SIN FLUJO NETO. SEMICICLO POSITIVO.	96
FIGURA 5. 20. EVOLUCIÓN DEL CAMPO DE VELOCIDAD DE LA GEOMETRÍA MH3 SIN FLUJO NETO. SEMICICLO NEGATIVO.....	98
FIGURA 6. 1. COMPARACIÓN DE ONDAS ΔP PARA LOS DISTINTOS VALORES DE Ψ ENSAYADOS.....	104
FIGURA 6. 2. EVOLUCIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING OSCILATORIO PARA LOS DISTINTOS VALORES DE Ψ ENSAYADOS A 25 °C.	105
FIGURA 6. 3. EVOLUCIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING NETO PARA LOS DISTINTOS VALORES DE Ψ ENSAYADOS A 25 °C.....	106
FIGURA 6. 4. EVOLUCIÓN DEL DESFASE (Δ) EN FUNCIÓN DE LA INTENSIDAD DEL FLUJO NETO.....	107

FIGURA 6. 5. EVOLUCIÓN DE LA DENSIDAD DE POTENCIA CON LA VELOCIDAD MÁXIMA DE OSCILACIÓN PARA LOS DISTINTOS CASOS DE Ψ ENSAYADOS.....	108
FIGURA 6. 6. ADIMENSIONALIZACIÓN DEL CONSUMO DE POTENCIA CON EL NÚMERO DE POTENCIA (P_o) PARA LOS DISTINTOS CASOS DE Ψ ENSAYADOS.....	109
FIGURA 6. 7. ADIMENSIONALIZACIÓN DEL FANNING OSCILATORIO CON LA TEMPERATURA, CON COMPONENTE DE FLUJO NETO.	110
FIGURA 6. 8. ADIMENSIONALIZACIÓN DEL DESFASE (Δ) CON LA TEMPERATURA, CON COMPONENTE DE FLUJO NETO.	110
FIGURA 6. 9. ADIMENSIONALIZACIÓN DE LA POTENCIA CONSUMIDA CON EL NÚMERO DE POTENCIA (P_o) PARA LAS DISTINTAS TEMPERATURAS ENSAYADAS, CON $\Psi = 3,8$	111
FIGURA 6. 10. EVOLUCIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING OSCILATORIO PARA $X_0 = D^2$ Y $X_0 = D$,.....	113
FIGURA 6. 11. EVOLUCIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING NETO PARA $X_0 = D^2$ Y $X_0 = D$, $\Psi = 3.8$ Y $T = 25^\circ\text{C}$	114
FIGURA 6. 12. EVOLUCIÓN DEL DESFASE (Δ) PARA $X_0 = D^2$ Y $X_0 = D$, $\Psi = 3.8$ Y $T = 25^\circ\text{C}$	116
FIGURA 6. 13. EVOLUCIÓN DE LA DENSIDAD DE POTENCIA PARA $X_0 = D^2$ Y $X = D$	117
FIGURA 6. 14. COMPARACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING NETO EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO PARA $T = 25^\circ\text{C}$ Y $\Psi = 2$	119
FIGURA 6. 15. COMPARACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING NETO EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO PARA $T = 25^\circ\text{C}$ Y $\Psi = 4$	120
FIGURA 6. 16. COMPARACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING OSCILATORIO EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO PARA $T = 15^\circ\text{C}$ Y $\Psi = 2$	121
FIGURA 6. 17. COMPARACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE FANNING OSCILATORIO EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO PARA $T = 15^\circ\text{C}$ Y $\Psi = 4$	122
FIGURA A. 1. COMPONENTES DE LA VELOCIDAD DEL FLUJO TURBULENTO.	130
FIGURA A. 2. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS OBTENIDOS NUMÉRICAMENTE CON UN MODELO K-E.....	135
FIGURA A. 3. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS OBTENIDOS NUMÉRICAMENTE CON UN MODELO K-E.....	136
FIGURA A. 4 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS OBTENIDOS NUMÉRICAMENTE CON UN MODELO K-E CON LA OPCIÓN "ENHANCEMENT WALL TREATMENT".	136
FIGURA A. 5 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS OBTENIDOS NUMÉRICAMENTE CON UN MODELO K- Ω STANDARD.....	137
FIGURA A. 6 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS OBTENIDOS NUMÉRICAMENTE CON UN MODELO K- Ω SST.....	137
FIGURA A. 7 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS OBTENIDOS NUMÉRICAMENTE CON UN MODELO K-KL- Ω	138
FIGURA A. 8. GEOMETRÍA DEL DEFLECTOR CON SUPERFICIE ADICIONAL EN EL ORIFICIO INFERIOR.	139

Listado de tablas

TABLA 3. 1. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LAS GEOMETRÍAS ESTUDIADAS.....	27
TABLA 3. 2. PARÁMETROS GLOBALES DEL MALLADO. GEOMETRÍA MH3.	46
TABLA 3. 3. CARACTERÍSTICAS DE LAS MALLAS CREADAS EN EL PROCESO DE REFINAMIENTO. GEOMETRÍA MH3.	48
TABLA 3. 5. TABLA CON LOS NÚMEROS DE REYNOLDS Y VELOCIDADES PARA CADA CASO	56
TABLA 4. 1. TABLA DE VALORES DE PRESIÓN, VELOCIDAD AXIAL Y PORCENTAJE DE ERROR EN LOS TRES MALLADOS COMPUTACIONALES.....	61
TABLA 4. 2. TABLA CON LOS ERRORES MEDIOS COMPARATIVA ENTRE LAS DOS GEOMETRÍAS	64
TABLA 4. 3. CASOS DE LOS PATRONES DE FLUJO MOSTRADOS PARA FLUJO NETO.....	65
TABLA 5. 1. NUMERO DE REYNOLDS OSCILATORIO Y FRECUENCIA DE CADA CASO DE SIMULACIÓN.....	76
TABLA 5. 2. PROPIEDADES DEL FLUIDO DE ENSAYO.....	77
TABLA 5. 3. CASO UTILIZADO PARA LA OBTENCIÓN DE LOS CONTORNOS DE VELOCIDAD	94
TABLA 6. 1. CAMPAÑAS DE SIMULACIÓN CON FLUJO OSCILATORIO Y NETO REALIZADAS Y CARACTERÍSTICAS	103
TABLA 6. 2. CONDICIONES DE LOS ENSAYOS CON $x_o = d/2$ PARA FLUJO OSCILATORIO Y NETO.....	112
TABLA 6. 3. INCREMENTO PORCENTUAL EN CADA CASO SIMULADO Y MEDIO DEL FANNING CON $x_o = d/2$	115
TABLA 6. 4. INCREMENTO PORCENTUAL EN CADA CASO SIMULADO Y MEDIO DE LA DENSIDAD DE POTENCIA CON $x_o = d/2$	118
TABLA 6. 5. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS Y EXPERIMENTALES PARA 15°C Y $\Psi = 2$	123
TABLA 6. 6. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS Y EXPERIMENTALES PARA 15°C Y $\Psi = 4$	123
TABLA A. 1. CASOS ENSAYADOS PARA LA COMPROBACIÓN DE LOS DISTINTOS MODELOS DE TURBULENCIA.	135
TABLA A. 2. VALORES DE y^+ OBTENIDOS ANALÍTICAMENTE Y A PARTIR DE FLUENT DEL MODELO K-E STANDARD.	140
TABLA A. 3. VALORES DE y^+ OBTENIDOS ANALÍTICAMENTE Y A PARTIR DE FLUENT DEL MODELO K-E ENHANCED.WALL.TREARMENT.	140

Listado de símbolos

Símbolo	Descripción	Unidades
a	Aceleración del flujo	m/s^2
a_c	Área sección transversal del tubo	m^2
D	Diámetro interior del tubo	mm
d	Diámetro del orificio del deflector	mm
e	Espesor del deflector	mm
f	Frecuencia de oscilación	Hz
l	Longitud de la celda	mm
\dot{m}	Flujo masico de fluido	kg/s
P	Presión	Pa
ΔP	Caída de presión	Pa
ΔP_o	Caída de presión máxima	Pa
ΔP_{oi}	Caída de presión máxima inercial	Pa
ΔP_{of}	Caída de presión máxima friccional	Pa
T	Temperatura del fluido	$^{\circ}C$
Δt	Paso temporal	s
u	Velocidad axial del flujo	m/s
W	Potencia instantánea	W
u_{τ}	Velocidad de fricción	m/s
x_o	Amplitud de oscilación	mm
y	Distancia radial	mm
Z	Longitud activa	mm

Letras griegas

ρ	Densidad del fluido	kg/m^3
μ	Viscosidad dinámica	$Pa \cdot s$
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
ω	Frecuencia angular (expresión)	rad/s
τ	Esfuerzo cortante	MPa
ε_v	Densidad de potencia	W/m^3

Grupos adimensionales

Po	Numero de Potencia, $\frac{W}{\rho \cdot (2\pi f)^3 \cdot l^5}$
Re_n	Numero de Reynolds neto, $\frac{\rho \cdot D \cdot u}{\mu}$
Re_o	Numero de Reynolds oscilatorio, $\frac{2\pi f \cdot x_o \cdot \rho \cdot D}{\mu}$
St	Numero de Strouhal, $\frac{D}{4\pi \cdot x_o}$
ψ	Ratio de velocidades, $\frac{Re_o}{Re_n}$
y^+	Distancia adimensional, $\frac{y \cdot u_\tau}{\nu}$

Resumen

Los reactores de flujo oscilatorio suponen una técnica compuesta de mejora del mezclado y de la transferencia de calor muy utilizada en la industria química, alimenticia, farmacéutica y de biocombustibles en auge desde la década de los 80s.

Este proyecto se encuentra dentro de la línea de investigación iniciada en la Universidad Politécnica de Cartagena en materia de cuantificación de las necesidades energéticas y mejoras de transmisión del calor derivadas del uso de estos dispositivos. El presente trabajo se ha orientado hacia la realización de un modelo numérico, a partir del cual se van a realizar los estudios necesarios para la comprobación de la influencia de los distintos parámetros operacionales sobre la pérdida de carga y el consumo energético de la instalación. Así como la validación de los resultados obtenidos experimentalmente.

Abstract

Oscillatory Baffled Reactors (OBR) are a compound technique of mixing and heat transfer enhancement with an increased use in the chemical and pharmaceutical industry among many others, since its development in the 1980s.

This project follows the investigation path started by Universidad Politécnica de Cartagena in the study of power dissipation and heat transfer enhancement due to the use of these devices. The present work consists of the creation of a CFD model of the reactor geometry in order to quantify those energy requirements and study the influence of its operational parameters in the global pressure loss and energy consumption of the experimental test rig. Along with the checking of the experimentally acquired measurements.

CAPÍTULO 1: Introducción y objetivos

1.1-Interés y justificación de este TFG

La transferencia de calor por convección forzada en el interior de sistemas tubulares depende de las condiciones del fluido en el interior del tubo y de los parámetros característicos de transmisión del calor tanto para flujo laminar como para flujo turbulento.

Cuando el flujo presenta números de Reynolds elevados como para considerarse turbulento, la transferencia de calor por convección es elevada debido a la presencia de mezclado en el fluido en dirección radial; sin embargo, a bajos números de Reynolds, cuando el flujo se puede considerar laminar, dicho mezclado radial no es apreciable y los coeficientes de convección presentan valores inferiores.

Con el objetivo de mejorar la transmisión del calor y el mezclado del fluido a bajos números de Reynolds, se contempla la introducción de deflectores perforados en el interior del sistema tubular objeto de estudio, que permiten la modificación de las condiciones del flujo. Asimismo, la introducción de una componente oscilatoria al flujo neto permite una mejora del mezclado radial del fluido debido a la aparición cíclica de vórtices a ambos lados de los deflectores, que se van desplazando entre los distintos tanques (volumen contenido entre deflectores consecutivos).

Esta tecnología de promoción del mezclado y mejora de la transferencia de calor, denominada OBR (Oscillatory Baffled Reactor) constituye una solución en auge desde los años 80's y con un amplio abanico de aplicaciones, tanto en la industria farmacéutica como química.

El interés en la realización de este Trabajo de Fin de Grado reside en que el uso de estos reactores supuso un avance tecnológico notable en diversos sectores. El hecho de tratarse de una tecnología emergente trae consigo la posibilidad de realizar mejoras tanto en el ámbito constructivo como experimental, dando cabida a la realización de este TFG.

1.2-Antecedentes

Este proyecto continúa la línea de investigación llevada a cabo por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena (UPCT), iniciada en el año 1999 y que continua activa hoy en día. Como primer resultado de esta serie de investigaciones destaca la tesis doctoral llevada a cabo por D. Pedro G. Vicente, presentada en 2002, acerca de la transmisión del calor en conductos circulares titulada “Aumento de la Transferencia de calor en Tubos de Intercambiadores de Calor Mediante Deformación Mecánica”, con la colaboración de la empresa HRS-Spiratube.

Este proyecto abarco el diseño y la construcción de una instalación experimental para el estudio de la mejora que supuso en la transmisión de calor, el proceso de deformación superficial por mecanizado de tubos hidráulicamente lisos, para obtener tubos corrugados en espiral (dimpled). Junto al proceso de diseño y construcción de la instalación experimental se realizaron ensayos experimentales para cuantificar la mejora en la transmisión del calor y los requerimientos de potencia de bombeo, así como para obtener una serie de correlaciones experimentales, permitiendo variar el diseño de estos dispositivos en función de las necesidades de operación.

Esta tesis doctoral concluyó que la mejora térmica conseguida por esta geometría tubular solo era alcanzable cuando el flujo alcanzaba régimen turbulento, mientras que en régimen laminar eran ineficaces.

Continuando con la relación entre la UPCT y HRS-Spiratube, surgió la necesidad de estudiar nuevos diseños de conductos para intercambiadores de calor, que se mostraran eficientes en condiciones de régimen laminar. Sin embargo, el mayor inconveniente acontecido por la utilización de estos elementos insertados es la caída de presión que los acompaña. (González, 2017).

El ministerio de Educación y Ciencia aprobó en 2003 el proyecto “Aumento de la Trasferencia de Calor y Prevención del Ensuciamiento en tubos de intercambiadores mediante Elementos Insertados Dinámicos”, coordinado entre la Universidad Politécnica de Cartagena y la Universidad Miguel Hernández de Elche, permitiendo la realización de la Tesis Doctoral de Alberto García en 2006, basada en un extenso estudio experimental en regímenes laminares y turbulentos con muelles rígidos insertados, asimismo se presentó dentro de esta tesis una

correlación experimental para el correcto diseño de estos dispositivos, concluyendo que su uso es más eficiente cuando el presente flujo se encuentra en régimen laminar.

En 2007 el Ministerio de Educación y Ciencia aprobó dentro del marco del plan nacional de I+D+i 2007-2010 el proyecto “Transferencia de calor y generación de Hielo en intercambiadores tubulares y de placas con rascadores tubulares y rotativos”, nuevamente con la coordinación conjunta de la Universidad Politécnica de Cartagena y la Universidad Miguel Hernández de Elche, permitiendo la realización de la Tesis Doctoral del presente director de este Trabajo Fin de Grado Juan Pedro Solano. Esta Tesis indagaba en el estudio de los intercambiadores de superficies rasgada, finalizando con lo obtención de una correlación experimental para la estimación del comportamiento térmico de estos dispositivos rascadores en función de las condiciones de operación.

Posteriores investigaciones, como la efectuada en 2015 por Damián Crespi, ampliando el anterior trabajo de investigación de Juan Pedro Solano mediante el empleo de fluidos no newtonianos en el mismo campo de aplicación, y la posterior Tesis Doctoral presentada en 2017 por Daniel González Juárez, titulada “Comportamiento termofluidodinámico y transporte de especies en rectores de flujo oscilatorio con deflectores multiperforados”, en el campo del análisis numérico, permitió predecir el comportamiento del fluido ante distintas geometrías de deflectores, por otro lado dentro de esta misma tesis se investigó la mejora en la dispersión axial y concentración de especies, así como las mejoras acontecidas en el campo de la termodinámica y transmisión del calor.

Entre las investigaciones más recientes destacan los Trabajos de fin de Grado realizados por Alberto Egea Villarreal y Arturo Piñera Marín, en materia de diseño y mejora de la instalación de flujo oscilatorio existente en el laboratorio del edificio ELDI de la Universidad Politécnica de Cartagena, junto con la realización de ensayos de carácter experimental, permitiendo cuantificar la caída de presión y la pérdida de carga y potencia existente en estos dispositivos y evaluar las mejoras térmicas.

Este Trabajo Fin de Grado se encuentra dentro la línea de investigación introducida anteriormente, realizado con el objetivo de comprobar y validar los resultados experimentales obtenidos con flujo no estacionario en reactores de flujo oscilatorio mediante el desarrollo de modelos de simulación numérica, reparando en la necesidad de determinar la periodicidad tanto temporal como espacial que presentan los dispositivos de este tipo.

1.3-Estudio de la técnica.

1.3.1: Introducción

En la actualidad, gran cantidad de operaciones y procesos, en su mayoría dentro del ámbito de la industria química, requieren alcanzar y mantener a lo largo de su tiempo de operación ciertas condiciones, tales como un eficiente mezclado de las especies que intervienen en el proceso, así como el mantenimiento de ciertas condiciones de temperatura y concentración de especies. Para realizar dichos procesos, el mezclado y transformación de dichas especies tiene lugar en el interior de reactores por lotes, comúnmente denominados “Batch Reactors”. Sin embargo, la utilización de este tipo de reactores presenta una serie de desventajas en cuanto al rendimiento de los procesos que tienen lugar en ellos, debido al hecho significativo de que obligan a la producción por lotes, lo que reduce de forma considerable el rendimiento y aumenta el tiempo de producción debido a la imposibilidad de alcanzar una condición de producción continua.

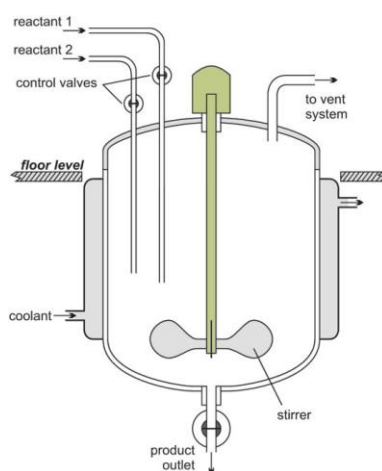


Figura 1. 1. Reactor por lotes “Batch Reactor”

Varias alternativas surgieron a la hora de alcanzar la continuidad en los procesos y operaciones, entre las cuales destacan los denominados reactores de lecho fijo, más conocidos por “Fixed Bed Reactor”. Estos reactores se caracterizan por permitir una producción continua mediante la utilización de un catalizador heterogéneo sólido, haciendo pasar los reactantes de forma continua, obteniendo como resultado los productos deseados, así como una cierta proporción

de reactantes sin transformar. Sin embargo, presentan una serie de desventajas a la hora de controlar el flujo de calor que se necesita extraer o proporcionar para que ciertas reacciones tengan lugar, así como el mezclado de reactantes a diferentes temperaturas (Andrigo et al, 1999).

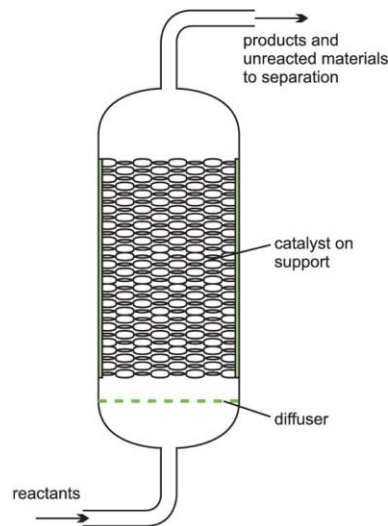


Figura 1. 2. Fixed Bed Reactor.

Otro reactor convencional de flujo continuo a destacar es el denominado CSTR (Continuous stirred tank reactors), cuyo uso se encuentra considerablemente extendido debido a su simple configuración, fácil funcionamiento, agitación uniforme y constante, y gracias a su capacidad para mantener un campo uniforme de temperatura. Sin embargo, estos reactores proporcionan elevados esfuerzos cortantes a las especies que reaccionan en ellos, debido a que el proceso de mezclado es llevado a cabo por el giro de un agitador comúnmente de palas. Este hecho es un factor limitante para su uso en ciertas aplicaciones que involucran componentes biológicos, tales como moléculas, enzimas etc.(Abbott, Harvey, Valente Perez, & Theodorou, 2013)

Una solución a las carencias presentadas por los tres tipos de reactores anteriormente mencionados es el uso de reactores de flujo oscilatorio (Oscillatory Baffled Reactor), comúnmente denominados OBR. Por un lado, la inexistencia de un agitador disminuye considerablemente los esfuerzos cortantes manteniendo un mezclado igual de eficiente, y por otro, la comprobada mejora en la transferencia de calor derivada de su uso permite evacuar con gran eficiencia el calor generado y, por consiguiente, aportar la energía térmica que ciertas reacciones pueden necesitar para su correcto desarrollo. Este tipo de reactores constituye una solución singular para el transporte de especies con baja dispersión axial y altos coeficientes de transmisión del calor.

La aplicación de una componente oscilatoria, superpuesta a una componente neta de flujo permite alcanzar mejoras sustanciales en materia de mezclado. Este hecho es debido a la aparición consecutiva de vórtices causada por la interacción del flujo con los deflectores insertados en el interior del conducto principal. Esta aparición de vórtices va a permitir una mejora sustancial del mezclado en dirección radial. Asimismo, la oscilación existente va a desplazar dichos vórtices aguas arriba y aguas abajo de los deflectores, con la consecuente mejora del mezclado. Una de las grandes ventajas aportadas por estos reactores es la posibilidad de controlar el grado de mezcla con gran precisión, variando para ello la intensidad de la componente oscilatoria.

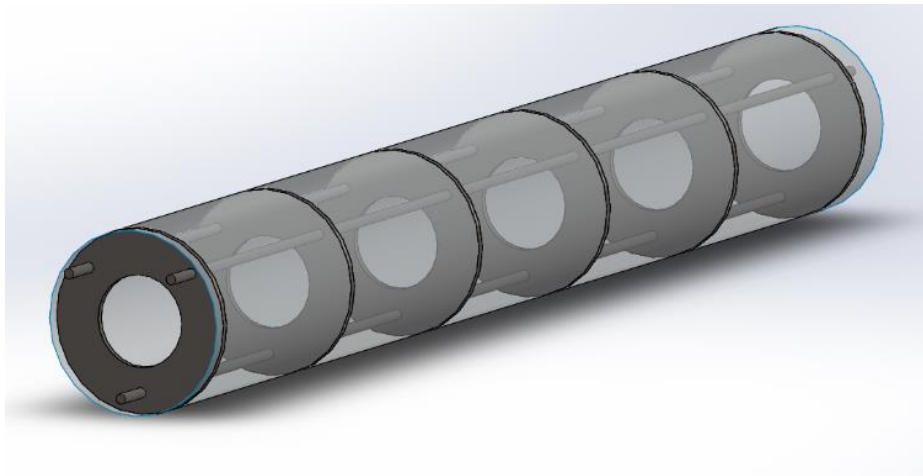


Figura 1. 3. Geometría con deflector de un único orificio. FUENTE: Diseño Propio.

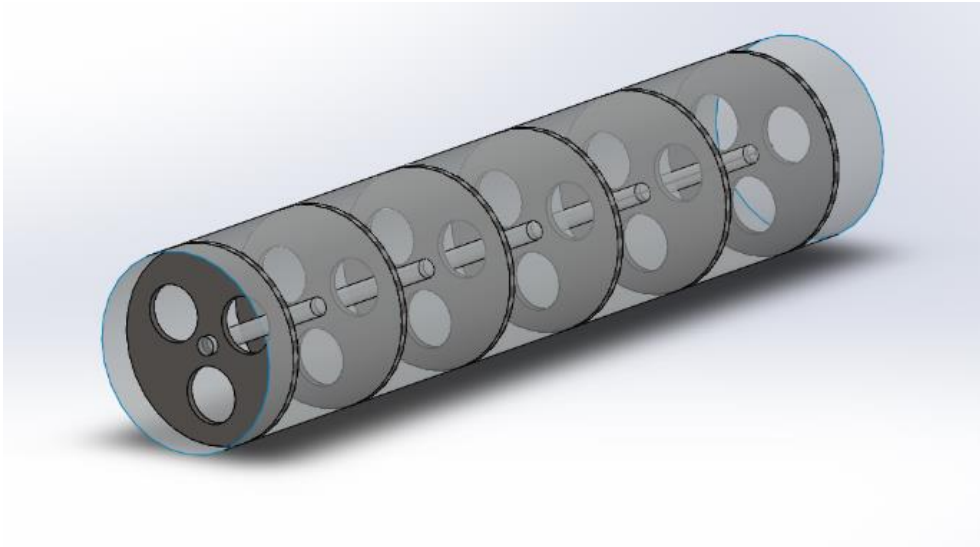


Figura 1. 4. Geometría con deflector de tres orificios. FUENTE: Diseño Propio.

Los deflectores utilizados por la mayoría de los autores consultados para la realización de este Trabajo Fin de Grado disponen de un único orificio circular central, comúnmente denominados “Doughnut Baffle”, con un ratio de constricción, definido como el porcentaje de la relación entre el área del orificio del deflector y el área transversal total del tubo, de aproximadamente un 50-60%. Esta elección en cuanto a relación entre áreas se debe a que se observó que con estos valores se obtenían resultados óptimos en materia de pérdidas y mezclado, permitiendo maximizar el mezclado y disminuyendo al mínimo las pérdidas debidas a la fricción (Howest et al, 1991). Estos deflectores se encuentran en el interior del conducto liso separados una distancia que varía de entre una o dos veces el diámetro del orificio del deflector, siendo el valor más común 1,5 (Baird & Stonestreet, 1995).

En cuanto al número de orificios , uno de los trabajos consultados (Nogueira et al 2013) utiliza una geometría de deflector compuesta por tres orificios para la realización de simulaciones numéricas, la cual coincide con la que se va a utilizar para la realización de este Trabajo Fin de Grado. Estos deflectores están constituidos de un material plástico PEEK, caracterizado por su alta resistencia a elevadas temperaturas, así como por su buena resistencia a la abrasión, al desgaste y por su destacada capacidad como aislante eléctrico. (“Ensinger Plastics,” 2019)

Otros autores han planteado el uso de deflectores con geometrías dispares a las comentadas anteriormente, como es el caso del trabajo llevado a cabo por Solano et al (2012) en el cual se proponía el uso de un deflector con geometría helicoidal, para la posterior realización

simulaciones numéricas para comprobar posibles mejoras en transmisión del calor y análisis de los patrones de flujo.

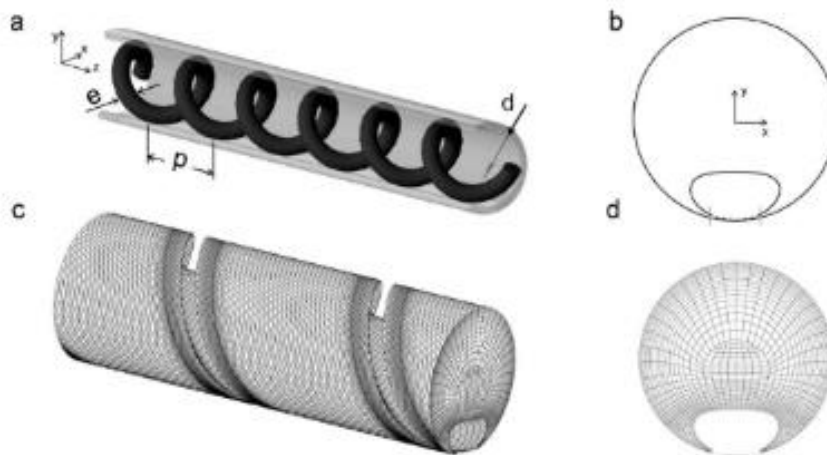


Figura 1. 5. Deflector con geometría helicoidal y mallado.(Solano, Herrero, Espín, Phan, & Harvey, 2012)

1.3.2: Mejoras en el mezclado y transmisión del calor.

El mecanismo de oscilación de estos reactores incita a que el fluido se mueva siguiendo un patrón sinusoidal, provocando la oscilación de este y su interacción con los deflectores. Se distinguen dos etapas del ciclo de oscilación de importante interés. Durante el semiciclo positivo, la interacción del flujo con los deflectores provoca que se generen vórtices aguas abajo de estos, vórtices que serán arrastrados a través de la cavidad delimitada entre cada par de deflectores, repitiéndose este proceso de forma periódica cada ciclo de oscilación. Durante el semiciclo negativo posterior, los nuevos vórtices generados son arrastrados a través de las celdas del reactor, en sentido contrario al movimiento de arrastre anterior, y destruidos durante el siguiente semiciclo positivo, comenzando de nuevo el proceso.

Es debido a este mecanismo de movimiento de vórtices, y a su compleja interacción con los chorros, creados tras el paso del fluido por los agujeros del deflector, lo que va a dar lugar a grandes mejoras en el mezclado en el interior del reactor.

La importancia de la utilización de estos reactores en aplicaciones químicas y farmacéuticas es considerable, permitiendo ,aparte de mejoras en el mezclado radial del flujo, mejoras tanto en

el tiempo de residencia de las moléculas de los componentes que intervienen en el proceso, así como en la concentración de especies mediante la posibilidad de alcanzar flujo pistón (“Plug Flow”), tipo de flujo muy deseado en la industria química, a bajos números de Reynolds neto mediante el control únicamente de la oscilación del flujo. Este hecho en otros tipos de reactores supondría un aumento considerable de sus dimensiones (longitud y diámetro), necesario para alcanzar el elevado número de Reynolds requerido para la aparición de dicho flujo (Smith & Mackley, 2006).

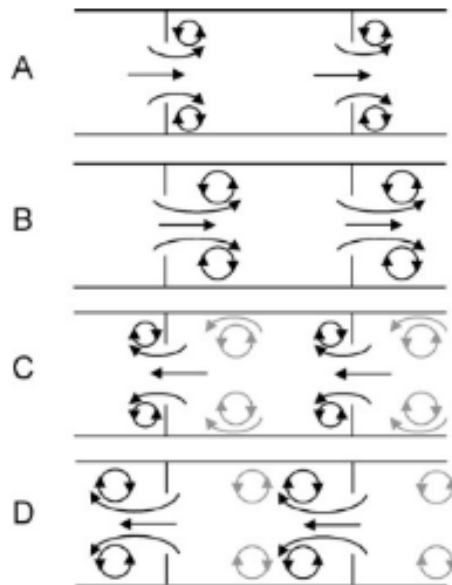


Figura 1. 6. Mecanismo de movimiento de vórtices (Nogueira et al., 2013)

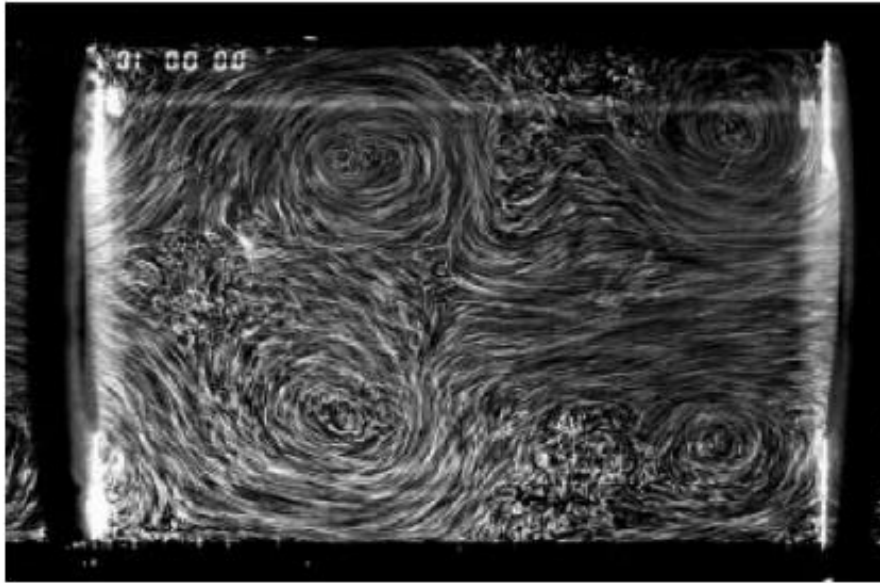


Figura 1. 7. Estructuras caóticas generadas debido a la componente oscilatoria del flujo, visualización mediante técnicas PIV.(Ni et al, 2002)

Por otro lado, diversos estudios han corroborado que el uso de estos reactores permite alcanzar mejoras en lo referente a la transferencia de calor entre el fluido que circula en su interior con el exterior, permitiendo tanto evacuar el calor generado en las reacciones que se desarrollan en su interior, como aportar de manera efectiva la energía calorífica que algunas de ellas requieren para su correcta realización (Ni et al, 2003). Dicha mejora de la transferencia de calor ha sido cuantificada por autores como Mackley & Stonestreet (1995), llegando a la conclusión de que existe un aumento sustancial en la transmisión de calor por convección, en comparación con la que tiene lugar en conductos hidráulicamente lisos sin deflectores incorporados. Esta mejora se cuantifica mediante el número de Nusselt, parámetro adimensional que relaciona la cantidad de calor transferido por convección con la transferida por conducción.

Los ensayos experimentales llevados a cabo por Mackley & Stonestreet (1995) demostraron que la introducción de deflectores mejora sustancialmente la transmisión del calor, incluso cuando solo existe una componente de flujo neta. Asimismo, establecieron que el incremento de este parámetro adimensional es mucho mayor cuando las dos componentes de flujo, la oscilatoria y la neta actúan a la par.

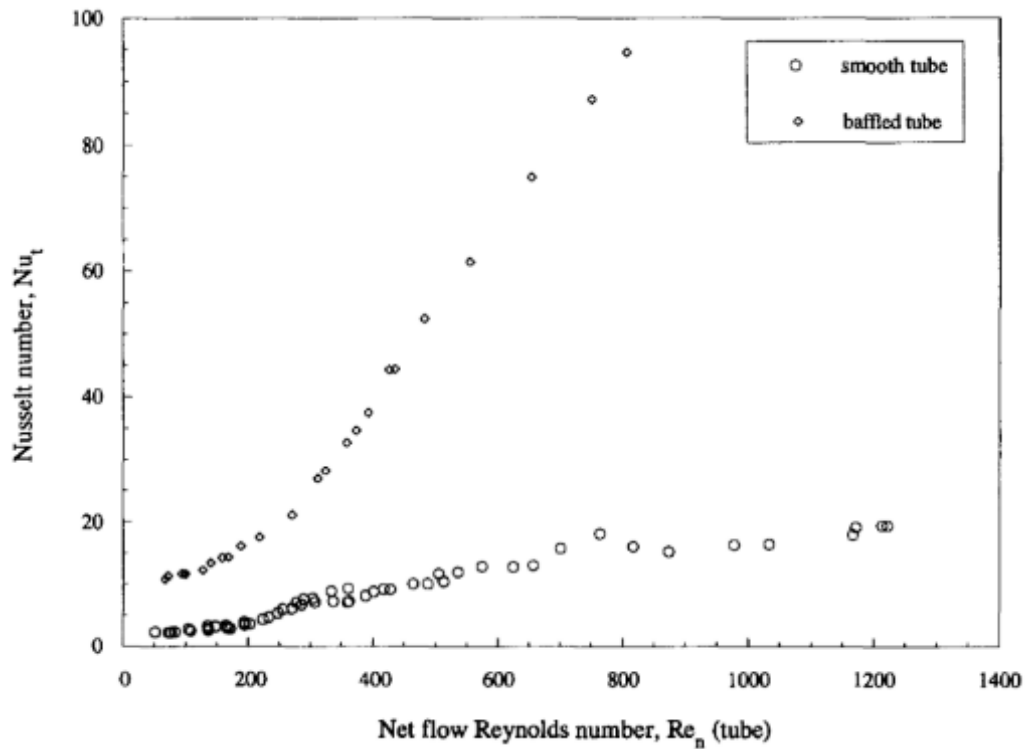


Figura 1. 8. Grafica comparativa del número de Nusselt sin oscilación en conducto lisos y en conducto con deflectores. (Mackley & Stonestreet, 1995)

1.3.2: Oscilación del flujo

La oscilación aportada al flujo da lugar a que los valores de desplazamiento, velocidad y aceleración de este no sean magnitudes constantes en el tiempo, sino que varían tanto en función de este, como de la frecuencia y amplitud de oscilación. La velocidad de nuestro flujo oscilatorio vendrá definida por la siguiente expresión.

$$u = x_o \cdot \omega \cdot \text{sen}(\omega t) \quad \text{Ec. (1.1)}$$

Se observa que la velocidad de nuestra componente oscilatoria se modela según una onda sinusoidal, donde x_o es la amplitud de oscilación, y ω (rad/s) la frecuencia de esta, siendo el producto de ambas $x_o\omega$ la velocidad máxima de oscilación. La ecuación anterior puede expresarse en función de la frecuencia en Hercios (Hz), modificando la Ec. (1.1) de la siguiente manera.

$$u = x_o \cdot 2\pi f \cdot \text{sen}(2\pi ft) \quad \text{Ec. (1.2)}$$

De la Ec. (1.2) se deduce que el hecho de que la velocidad no sea constante a lo largo del tiempo va a suponer un gasto masico variable con el tiempo y la frecuencia de oscilación.

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\pi \frac{D^2}{4}\right) \cdot 2\pi f \cdot x_o \sin(2\pi ft) \quad \text{Ec. (1.3)}$$

La incorporación de una componente de flujo oscilatoria lleva consigo la aparición de dos números adimensionales adicionales que, junto con el número de Reynolds neto, permiten la caracterización correcta de nuestro problema: El número de Strouhal (St) y el número de Reynolds oscilatorio (Re_o). El primero de ellos se define como la relación entre el diámetro del conducto y la longitud de la carrera del pistón que produce el movimiento oscilatorio y cuantifica la efectividad de la propagación de torbellinos, mientras que el número de Reynolds oscilatorio describe la intensidad del flujo oscilatorio.

$$Re_o = \frac{2\pi f \cdot x_o \cdot \rho \cdot D}{\mu} \quad \text{Ec. (1.4)}$$

$$St = \frac{D}{4\pi x_o} \quad \text{Ec. (1.5)}$$

En lo referente a la oscilación, se presentan dos posibilidades, la primera de las cuales consiste en la oscilación del fluido mediante el uso de un cilindro-pistón, como es el caso del procedimiento experimental llevado a cabo en nuestra instalación, en la cual se utiliza un cilindro-pistón de doble efecto para pulsar el fluido. La segunda posibilidad supone la oscilación recíproca de los deflectores mediante un motor acoplado a ellos. Como nota aclarativa se establece que ahora en adelante se va a hacer referencia a OBC (Oscillatory Baffled Column) en vez de OBR (Oscillatory Baffled Reactor), debido a que este último término indica que existe una reacción química involucrada, sin embargo, el objeto de nuestro estudio carece de esta característica, por lo que el termino OBC es más correcto.

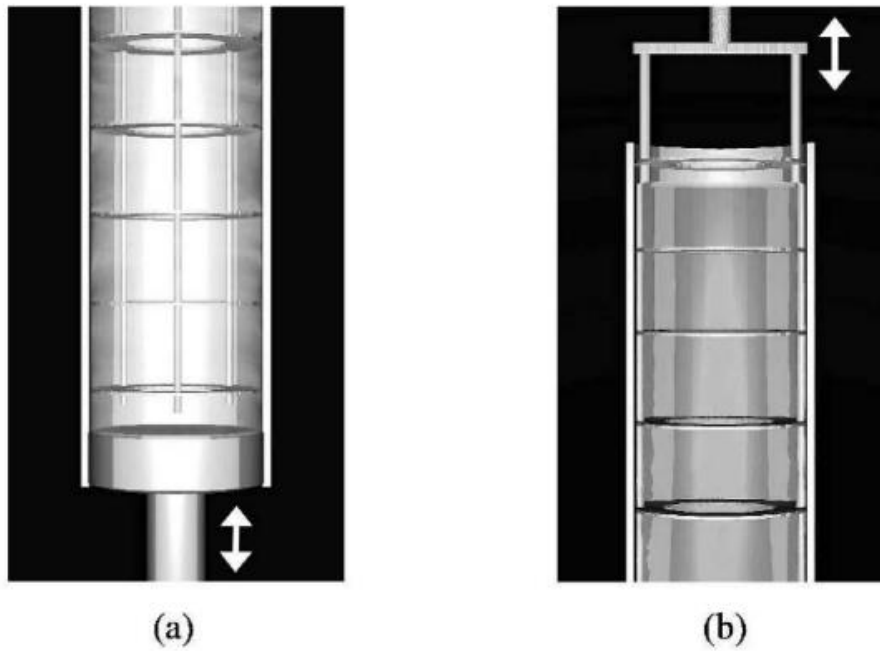


Figura 1. 9. OBR con pulsado del fluido (a) y OBR con movimiento recíproco de los deflectores (b) (Ni et al., 2003).

1.4. Revisión bibliográfica.

La consecuente necesidad de mejora existente en cualquier proceso tecnológico ha propiciado a que, desde hace varias décadas, se hayan desarrollado numerosos trabajos e investigaciones en el ámbito de los reactores de flujo oscilatorio (OBR). Estas investigaciones han dado cabida a la implementación de diversos cambios constructivos y operacionales, permitiendo así alcanzar mejoras considerables en transmisión del calor y en el mezclado.

Aunque no fuera hasta la época de los 80's cuando el concepto de OBR fue acuñado, ya se habían llevado a cabo trabajos con anterioridad acerca de las bondades del flujo oscilatorio, un ejemplo de ellos es el llevado a cabo por Karr (1959) con el desarrollo de una columna de extracción pulsada de platos perforados con movimiento recíproco de los mismos, buscando mantener una alta eficiencia y calidad en el proceso, a la par que permitiendo su escalado tanto para fines comerciales como para fines experimentales a pequeña escala ; desarrollando la hoy conocida como columna de extracción de Karr.

Posteriores trabajos como el realizado por Mackley & Ni (1991) y Smith & Mackley (2006) acerca del mezclado y concentración de especies en OBR permitió determinar que la introducción de deflectores periódicamente espaciados, así como una componente oscilatoria de flujo generadora de turbulencia proporcionaba excelentes resultados en cuanto a mezclado radial, el cual era casi inexistente en tubos lisos con la misma mecánica de flujo. Estos avances, junto a las observaciones de los grandes tiempos de residencia obtenidos y dispersión axial supuso un avance en la búsqueda de alcanzar condiciones de “Plug Flow”, de vital importancia en la industria química, en circunstancias menos restrictivas de número de Reynolds. El posterior trabajo de Ni et al. (2003) determinó que se podía obtener un flujo pistón en OBR con bajos número de Reynolds neto, únicamente con el control de la componente oscilatoria de flujo. Destacan asimismo los trabajos de índole biológica, como el llevado a cabo por Abbott et al. (2013) sobre las ventajas y el potencial de los OBR respecto a otro tipo de reactores en procesos biológicos, destacando que el uso de este tipo de reactores disminuye el esfuerzo cortante que se realiza sobre el fluido, en comparación con el existente en reactores con mecanismos de mezclado y agitado tradicionales; así como que permiten una mayor transferencia de masa de gases a líquidos. Estas ventajas permiten que sean idóneos para fines tales como la producción de biofuel (Masngut et al., 2010) y en procesos de fermentación (Gaidhani et al., 2005).

Mejoras en el campo de la termodinámica y la transmisión del calor debidas al uso de OBR fueron corroboradas por trabajos como el realizado por Mackley & Stonestreet (1995) y la reciente investigación de carácter experimental llevada a cabo por Muñoz et al (2019), usando deflectores de un único orificio y propilenglicol como fluido de trabajo. Otros trabajos como el llevado a cabo por Mackley & Stonestreet (1995) y el más extenso desarrollado por Baird & Stonestreet (1995) en materia de cuantificación de caída de presión y disipación de potencia, establecieron el concepto de densidad de potencia como aspecto a tener en cuenta a la hora del diseño de los sistemas de bombeo y pulsado, escalado de la instalación, y para el cálculo de la potencia necesaria y requerida para el movimiento del flujo.

En materia de análisis numérico, se destacan trabajos como el llevado a cabo por Jian & Ni (2005), en materia de escalado y el llevado a cabo por et al. (2018) para la determinación de la disipación de potencia y mejora en la transferencia de calor, junto a la posterior comprobación de los resultados numéricos obtenidos con los determinados mediante el uso de correlaciones experimentales definidas por varios autores. Otro trabajo destacable es el realizado por Nogueira et al. (2013) con objetivo de determinar las estructuras del flujo turbulento mediante la aplicación de un modelado LES (“Large Eddy Simulation”) de la turbulencia, junto con la

correcta visualización de las estructuras turbulentas mediante la aplicación de técnicas de visionado PIV.

1.5. Objetivos

Los ensayos experimentales llevados a cabo en nuestra instalación, la cual reproduce el funcionamiento de un OBC mediante el pulsado de un fluido, utilizando para ello un cilindro pistón de doble efecto, permiten cuantificar la caída de presión y la pérdida de carga para diversos valores de frecuencia de oscilación, junto con las necesidades de potencia para el correcto funcionamiento de esta y las mejoras acontecidas en materia de transmisión del calor. La comprobación de dichos valores experimentales mediante la realización de un modelo computacional y simulación de diversas condiciones de funcionamiento y propiedades del fluido de trabajo constituye la línea de investigación adoptada en este Trabajo Fin de Grado.

Se establece por lo tanto el objetivo principal de este trabajo de fin de estudio, desglosándose a continuación en una serie de objetivos secundarios, indispensables para la consecución del objetivo prioritario.

El principal objetivo de este trabajo es la determinación mediante simulación numérica de los valores de caída de presión, así como de densidad de potencia y su posterior adimensionalización con el número de potencia, necesarios tanto para la determinación de la potencia de accionamiento requerida, como para labores de escalado. Junto con lo expuesto anteriormente, se procederá con la comparación de estos resultados numéricos con los obtenidos experimentalmente, permitiendo así la validación del modelo numérico realizado.

A continuación, se definen los objetivos secundarios de obligado cumplimiento:

1. Revisión bibliográfica y del estado del arte.
 - 1.1. Recopilación de información referente al funcionamiento de reactores comunes y de flujo oscilatorio, junto a la búsqueda, indagación y estudio de trabajos e investigaciones en materia de cuantificación de la caída de presión y disipación de potencia en OBCs.
 - 1.2. Acercamiento al procedimiento de toma de datos experimental y estudio del funcionamiento de la instalación experimental existente.

2. Creación del modelo numérico para análisis

- 2.1. Búsqueda de información relacionada con el proceso de mallado, referente a la metodología más adecuada para nuestro objetivo.
- 2.2. Elección de la metodología de mallado a utilizar y creación de las geometrías de nuestra sección de estudio mediante el software ICEM CFD de ANSYS. Mallado de las geometrías de estudio según la metodología adoptada.
- 2.3. Creación de cuatro mallados proporcionales con distinto número de elementos junto al posterior refinamiento de cada uno de ellos.
- 2.4. Realización de estudio de sensibilidad del mallado y elección de aquel cuyos resultados no presenten dependencia con el número de elementos totales.

3. Realización de simulaciones numéricas

- 3.1. Creación en Fluent de la geometría completa de estudio, definición de las condiciones de contorno, propiedades del fluido y creación de los ficheros .jou y .slurm para lanzar las simulaciones al servidor
- 3.2. Comparación de los datos experimentales con los datos numéricos obtenidos para los distintos mallados generados y elección de la geometría más adecuada para su posterior uso.
- 3.3. Comprobación del mallado seleccionado frente a los distintos modelos de turbulencia propuestos por el software ANSYS Fluent.
- 3.4. Definición de las UDF para el flujo masico oscilatorio y realización de las simulaciones con flujo pulsante. Previa comprobación de que se cumplen las restricciones de periodicidad temporal y espacial.
- 3.5. Recopilación y procesado de los datos obtenidos, junto a la posterior comprobación de estos con los resultados experimentales.

CAPÍTULO 2: Instalación experimental

2.1. Introducción

El objeto del presente capítulo es dar una visión acerca de la instalación experimental en la cual se han realizado los ensayos de caída de presión. A pesar de que este Trabajo Fin de Grado no contempla la realización de ensayos experimentales ni el posterior tratamiento de sus resultados, se ha considerado necesario explicar de forma resumida el funcionamiento de esta y de sus componentes principales. Esta instalación se encuentra físicamente en el laboratorio de la primera planta del edificio ELDI de la universidad Politécnica de Cartagena.

Nuestra instalación se compone básicamente de cuatro circuitos cerrados. El primero de ellos, denominado circuito principal, se encarga del trasiego de caudal neto a lo largo de nuestra sección de ensayo. Los circuitos secundario y terciario se encargan de ajustar la temperatura del fluido a la temperatura deseada para la realización de los ensayos; encargándose el primero de ellos de movilizar el flujo de trabajo a través de un intercambiador de calor tubular sin mezclado, en el cual tiene lugar el intercambio térmico entre este y el refrigerante, impulsado a través del circuito terciario. La posterior refrigeración de este refrigerante se realiza mediante una enfriadora.

Un cuarto circuito, compuesto por un cilindro pistón de doble efecto impulsado por un pequeño motor, destinado a producir el movimiento oscilatorio del flujo dentro de la sección de estudio completa nuestra instalación experimental. Hay que destacar que este circuito presenta ciertas limitaciones constructivas y en lo referente a su diseño que impiden la realización de ensayos a elevadas frecuencias, debido a posibles fallos de sus componentes mecánicos. Asimismo, debido a la fricción existente entre el vástago y la camisa en la que se encuentra el pistón, se requiere de una correcta lubricación para evitar ruidos y el calentamiento innecesario de sus componentes.

A continuación, se muestra un esquema de los cuatro circuitos que componen nuestra instalación.

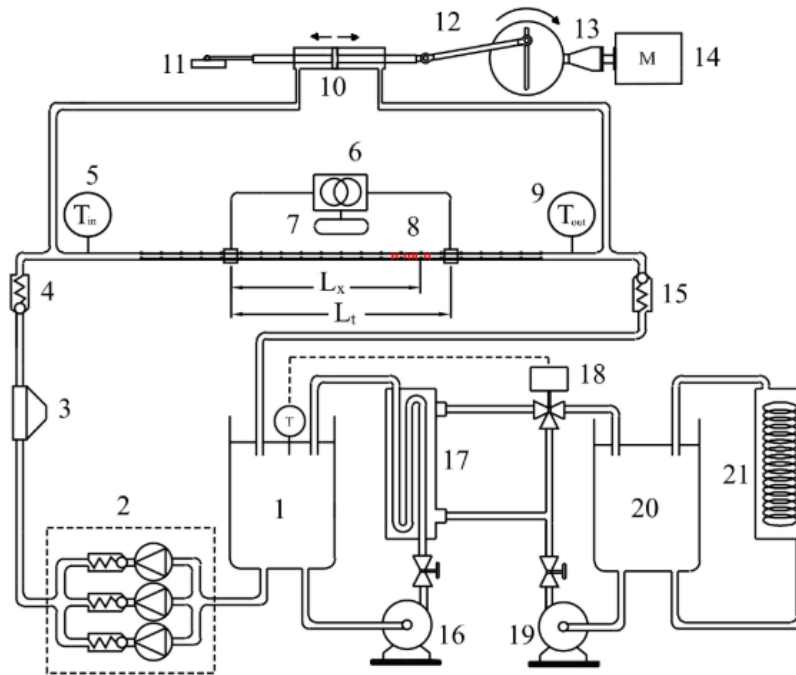


Figura 2. 1. Esquema de la instalación experimental. (Muñoz, Crespí, Solano, & Vicente, 2018)

2.2. Circuito Principal

Como se ha comentado con anterioridad, el circuito principal es aquel que permite el paso del flujo a través de la sección de ensayo. Este circuito se compone de un Tanque principal (1), un sistema de bombeo, formado por tres bombas operando en paralelo (2), un caudalímetro de efecto Coriolis (3), dos válvulas antirretorno (4) (15) y la sección de ensayo, situada entre dichas válvulas antirretorno.

2.2.1. Tanque Principal

Este depósito es el encargado de almacenar el fluido de trabajo, que en nuestro caso se trata propilenglicol. Este cuenta con una capacidad máxima de 25 litros y con un sistema de regulación de temperatura constituido por un calentador eléctrico.

En lo referente a la salida y entrada de flujo del tanque, este cuenta con dos salidas, la primera de las cuales dirige el flujo hacia el sistema de bombeo del circuito principal y la segunda conecta el depósito con la bomba del circuito secundario, trasegando fluido hasta el intercambiador de calor (17), donde tendrá lugar el intercambio térmico con el refrigerante, tal y como se ha comentado en la introducción de este capítulo. Dos entradas de retorno, situadas en la parte superior e inferior del tanque respectivamente, impiden la estratificación del fluido gracias a la mejora del mezclado derivada de este diseño.



Figura 2. 2.Tanque del circuito principal y sistema de bombeo del circuito primario.

2.2.2. Sección de ensayo

Un tubo de 2 metros de longitud, de acero inoxidable 316L, de 1,5 mm de espesor con 37 deflectores equiespaciados en su interior compone nuestra sección de ensayo. El tubo principal consta de un diámetro interior de 32 mm y un diámetro exterior de 35 mm.

Los deflectores insertados son los correspondientes a la geometría denominada MH3, compuestos por tres orificios de 9,2 mm de diámetro cada uno, equiespaciados angularmente 120° respecto al eje central del deflector, y situados radialmente a 8 mm del centro del este.

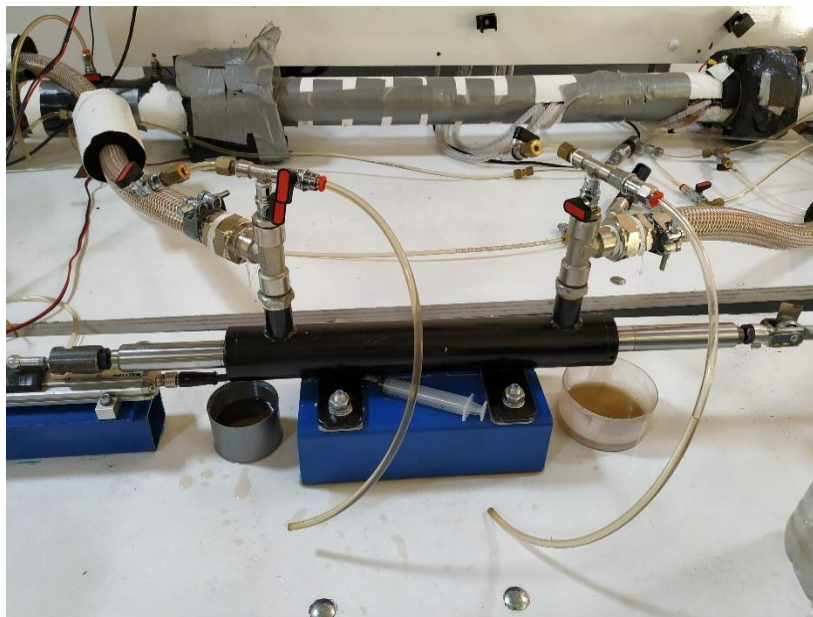


Figura 2. 3. Mecanismo de oscilación del fluido y sección de ensayo.

La realización de ensayos de consumo de potencia requiere de la introducción de una serie de sensores de presión, tanto relativa como absoluta, para la correcta monitorización de la caída de presión acontecida en el interior de nuestra instalación

2.3. Circuito Secundario

Este segundo circuito permite la regulación de la temperatura de nuestro fluido de trabajo. De la misma manera que en el primer circuito, este también hace uso del depósito del circuito principal mencionado anteriormente, así como de otros componentes. Este circuito está constituido principalmente por un intercambiador de calor tubular (17) y una bomba centrífuga monofásica (17) la cual permite el movimiento del flujo.



Figura 2. 4. Intercambiador de calor del circuito secundario.

2.4. Circuito Terciario

Este circuito forma parte, al igual que el secundario, del sistema global de regulación de la temperatura del fluido de trabajo. Este se encarga del movimiento del fluido refrigerante, el cual se encuentra almacenado en otro tanque, con una capacidad total de 100 litros (20).

En este circuito encontramos elementos tales como una bomba centrífuga (19), necesaria para movilizar el refrigerante; el depósito de refrigerante (20) una electroválvula de tres vías (18) y una enfriadora (21).

La refrigeración del fluido refrigerante se realiza por medio de una enfriadora, que determina la temperatura del fluido del depósito de este circuito. El funcionamiento de la enfriadora se basa en la definición de maquina térmica generadora, es decir, transformar en energía térmica cualquier tipo de energía usada como alimentación, siendo esta energía mecánica obtenida en la mayoría de los casos principalmente de la conversión de energía eléctrica.

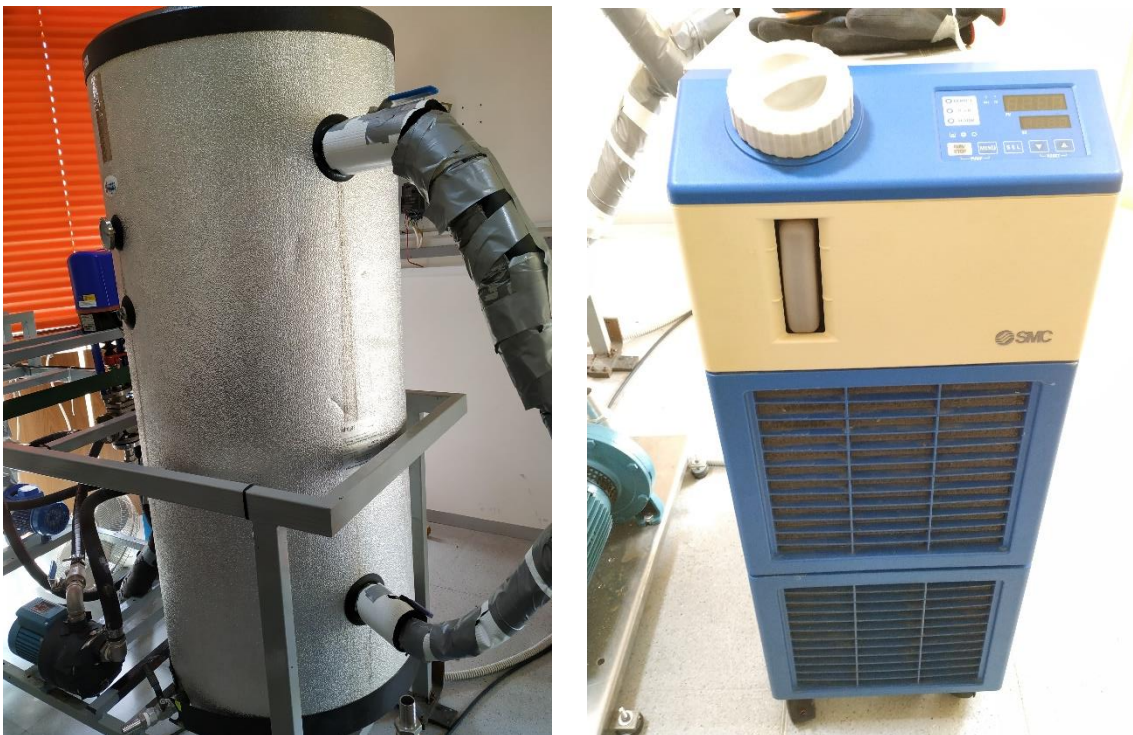


Figura 2.5. Tanque de almacenamiento del fluido refrigerante y enfriadora

La necesidad de acortar los tiempos de estabilización de la temperatura del fluido del circuito secundario supuso la introducción de una electroválvula de tres vías. Esta permite un ajuste preciso del caudal de refrigerante a circular por el intercambiador de calor, mediante el control de esta a través de un regulador PID.

Constituida por dos entradas y una salida, este exhaustivo y preciso control de la apertura y cierre de estas permite ajusta tanto la proporción de caudal a recircular hacia el tanque del circuito terciario, como la cantidad de refrigerante a entrar en el intercambiador de calor.

La utilización de un intercambiador de calor sin mezcla de los fluidos permite la utilización de un refrigerante distinto al fluido de trabajo, permitiendo ajustarlo en función de las necesidades térmicas pertinentes.



Figura 2. 6. Electroválvula de tres vías

CAPÍTULO 3. Modelo Numérico

3.1. Introducción

En el presente capítulo se muestra el proceso de diseño y creación de cada una de las geometrías propuestas para la realización de este Trabajo Fin de Grado, junto con el proceso de mallado de cada una de ellas, para el cual se ha escogido el complemento de ANSYS Workbench ANSYS ICEM CFD. Tras la realización del mallado computacional y comprobación de la calidad de este se procede a realizar un estudio de sensibilidad de la malla, previo a la realización de las simulaciones, para determinar cuál de ellas presenta la relación precisión-coste computacional óptima.

Respecto a las simulaciones, se ha optado por el uso del complemento de ANSYS Workbench ANSYS FLUENT.

3.2. Geometrías Estudiadas

Para la realización de este Trabajo Fin de Grado se ha propuesto el estudio de dos geometrías de deflectores, cada una de ellas caracterizada por el número de orificios, diámetro de estos, situación respecto al centro del deflector y separación entre deflectores en el interior del conducto principal.

La sección de estudio consiste en un conducto liso de sección transversal circular de diámetro interior $D = 32 \text{ mm}$, en cuyo interior se han introducido una serie de deflectores circulares con orificios de diámetro d , cada uno de ellos con un espesor $e = 1,2 \text{ mm}$. Estos deflectores se encuentran separados entre sí axialmente una distancia l , medida entre las caras anteriores de cada par de deflectores. (Figura 3.1)

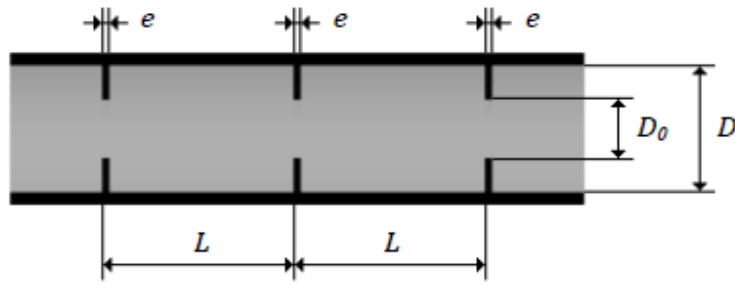


Figura 3. 1. Esquema parámetros geométricos de la sección de ensayo.(González, 2017)

La primera geometría de deflector estudiada consta de un único orificio situado en la parte central de la cara de este (MH1), de diámetro $d = 16\text{mm}$, con un espesor $e = 1,2\text{mm}$ y una separación entre deflectores de $l = 1,5D$ (Figura 3.2).

La segunda geometría estudiada consiste en un deflector con tres orificios (MH3), cada uno de ellos de 9,2 mm de diámetro, situados a una distancia de 8 mm del centro del deflector y equiespaciados angularmente 120° entre sí. El espesor de estos deflectores es el mismo que en el deflector con geometría MH1, $e = 1,2\text{mm}$ (Figura 3.3), mientras que la distancia entre deflectores es más pequeña. Esta reducción en las dimensiones de los orificios se debe a que la sección del área de paso del fluido debe de ser la misma para cada una de las geometrías estudiadas, por lo que un aumento en el número de orificios supone. Asimismo, una disminución de la sección de estos, cumpliendo así la restricción geométrica impuesta.

Por otro lado, la realización de simulaciones numéricas llevadas a cabo por González-Juárez (2017) manteniendo el parámetro geométrico de distancia entre deflectores constante e igual al establecido para la geometría de un único orificio MH1 en deflectores con mayor número de orificios, manteniendo asimismo una amplitud de oscilación constante mostraron que los chorros generados tras el paso de flujo por los orificios de los deflectores pierden su intensidad. Este hecho es visible gracias a los campos de velocidades obtenidos, lo que se traduce en una imposible interacción entre los chorros con los torbellinos y estructuras caóticas generadas, así como en una disminución del mezclado radial y en la eficiencia de la transmisión del calor (González, 2017). Concluyendo con la necesidad de realizar una disminución del tamaño de celda en los deflectores que presentan un mayor número de orificios.

En nuestro caso, se ha optado por establecer una distancia entre caras anteriores de los deflectores de $3d = 27,7\text{mm}$, permitiendo una correcta interacción entre estructuras y mejora del mezclado radial, manteniéndose asimismo la restricción de área impuesta anteriormente.

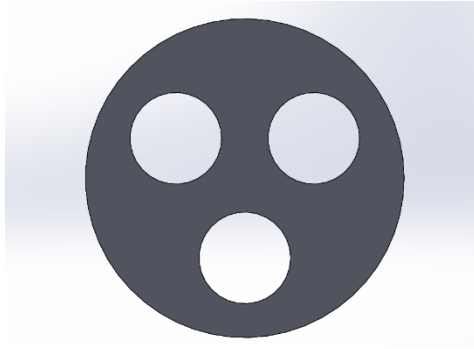


Figura 3. 2. Vista frontal de la geometría MH3. Diseño propio.

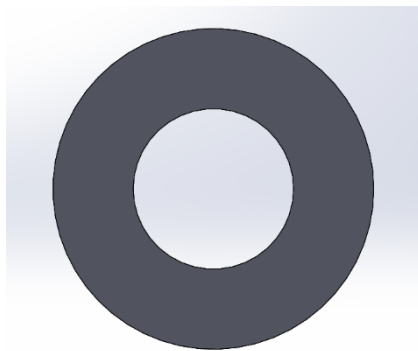


Figura 3. 3. Vista frontal de la geometría MH1. Diseño propio

A continuación, se muestra una tabla que recoge los parámetros geométricos expresados en milímetros, de los deflectores estudiados.

Tabla 3. 1. Parámetros geométricos de las geometrías estudiadas.

Geometría	N.º orificios	Diámetro (D)	Diámetro orificios (d)	Espesor (e)	Longitud (l)
MH1	1	32	16	1,2	48
MH3	3	32	9,2	1,2	27,7

3.3. Mallado computacional

Para la realización del mallado se ha optado por la utilización del complemento de ANSYS Workbench ICEM CFD, que permite, además de la realización de la geometría, la generación del mallado del volumen objeto de estudio, haciendo para ello uso de herramientas que permiten la creación de mallas y su refinamiento según las necesidades particulares del caso considerado.

La elección del mayador de ICEM en lugar de utilizar otros programas como Gambit por ejemplo, se debe al carácter innovador del primero, su estética más moderna y su extendido uso en la industria.

3.3.1. Geometría MH1

Como solución para nuestro modelo se ha propuesto el uso de una malla estructurada compuesta por elementos la mayoría hexaédricos. Varios autores en sus estudios proponen el uso de un mallado no estructurado para geometrías de este estilo (Nogueira et al., 2013), (Jian & Ni, 2005), (Ekambara & Dhotre, 2007). Sin embargo, autores de trabajos recientes en la Universidad Politécnica de Cartagena en materia de OBCs han optado por el uso de un mallado estructurado, destáquense entre ellos el trabajo de doctorado (González-Juárez, 2017) y los trabajos e investigaciones llevados a cabo por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos (González-Juárez et al., 2018). Secundando lo comentado anteriormente, se ha optado por un mallado estructurado, siendo uno de los principales motivos la posibilidad de requerir a un número menor de celdas para cubrir todo el dominio computacional.

Asimismo, mediante un mallado acorde con la tipología nombrada, se permite tener un control total sobre el tamaño de las celdas en aquellas regiones que, por la tipología de la geometría de estudio y las características del problema, requieren de un mayor número de elementos de tamaño reducido; destáquense el deflector, los orificios de este y las proximidades a las paredes del conducto principal como áreas susceptibles de esta disminución del tamaño y aumento del número de elementos.

Otro de los motivos por los que un mallado estructurado resulta adecuado para nuestro caso es el hecho de que permite captar de forma más efectiva los fenómenos caóticos debidos de la interacción de los chorros generados en los deflectores con los torbellinos turbulentos,

mediante el procedimiento de escalado y aumento de elementos expuesto anteriormente (Martínez Rodríguez, 2012).

Como estrategia de mallado se va a seguir el siguiente procedimiento. Se va a realizar el mallado de una sección unitaria, compuesta por un deflector y mitad de los tanques situados aguas arriba y aguas abajo de este respectivamente, de forma independiente. De esta forma se podrán ir introduciendo más secciones en función del número de deflectores que se requieran a la hora de realizar los estudios.

Para la realización del mallado, primero se ha definido la geometría

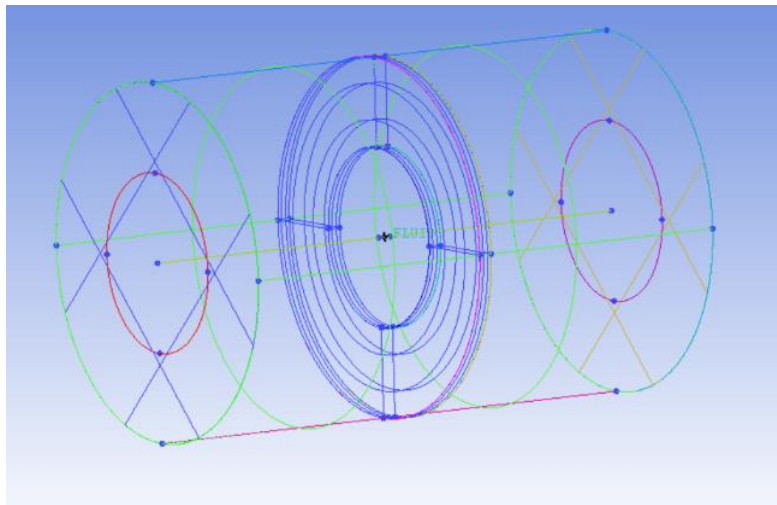


Figura 3. 4. Geometría MH1 realizada en ANSYS ICEM.

La definición de la geometría lleva consigo la creación de las superficies sobre las cuales se aplicarán las condiciones de contorno a la hora de llevar a cabo las simulaciones numéricas. Se han definido cuatro superficies, denominadas INLET (Superficie por donde tendrá lugar la entrada de nuestro fluido) OUTLET (Superficie que delimita la salida de nuestro fluido de trabajo de la sección unitaria creada), WALL (Superficie que representa la pared de nuestro tubo, caracterizada por la imposibilidad de penetración del fluido a través de ella) y BAFFLE (Superficie que define a nuestro deflector).

La definición de dichas superficies lleva consigo la creación de los dos elementos materiales principales de nuestro estudio, el deflector (BAFFLE) y el fluido (FLUID), la creación de dichos elementos en ICEM se realiza mediante la herramienta "CREATE BODY", la cual permite la creación de un sólido en el caso del BAFFLE y de un fluido en el caso de FLUID, dicha operación es necesaria para que a la hora de crear la malla, podamos crear dos mallas diferenciadas tanto

para el fluido como para el deflector, suprimiendo cualquiera de ellas según lo requiera el estudio.

Una vez creados los dos materiales, se procederá a la creación de un “BLOCKING”, este blocking o bloque será la base para la creación de nuestra “PRE-MESH” o pre-malla. La importancia del blocking reside en el hecho de que proporciona un entorno para la creación de la malla. Este primer método, basado en la creación, división y asociación de bloques permite la creación del mallado estructurado para la geometría de un deflector con un único orificio, debido a la simplicidad geométrica del modelo.

Para poder ajustar la malla a la geometría de nuestro modelo será necesario el uso de la herramienta “BLOCKING ASSOCIATION”, que permitirá ajustar nuestro bloque a la geometría del tubo y, por consiguiente, ajustar los elementos hexaédricos de nuestra malla a esta. Cabe destacar que para que los elementos hexaédricos se ajusten a una determinada geometría, se debe de haber creado la superficie sobre la cual se vaya a realizar dicha asociación, que en este caso corresponde a la superficie de la pared del conducto principal (Figura 3.5), ya que las caras de los bloques, y por tanto los elementos del mallado, se ajustan a las superficies CAD más cercanas (Figura 3.5).

No asociar los bloques generados a la geometría del tubo no permite la correcta adecuación de los elementos de la malla a la geometría estudiada e impide la correcta creación de la malla (Figura 3.6)

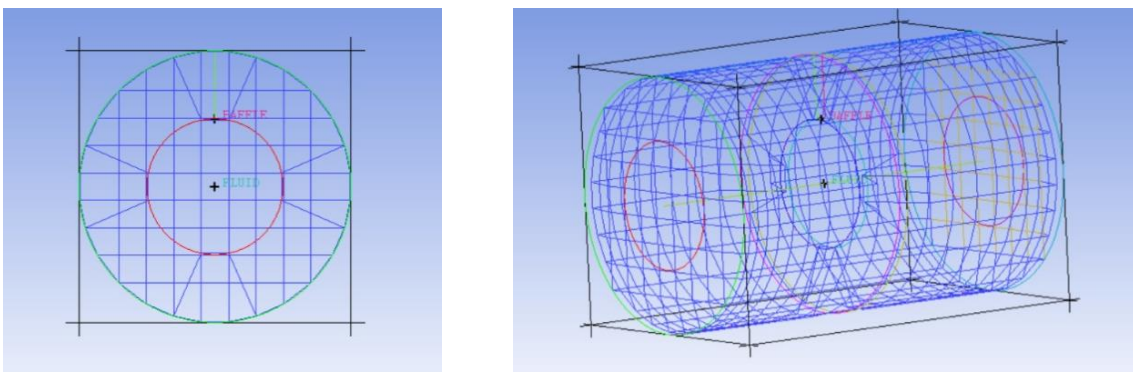


Figura 3. 5. Pre-mallado sin ajuste de los elementos la geometría

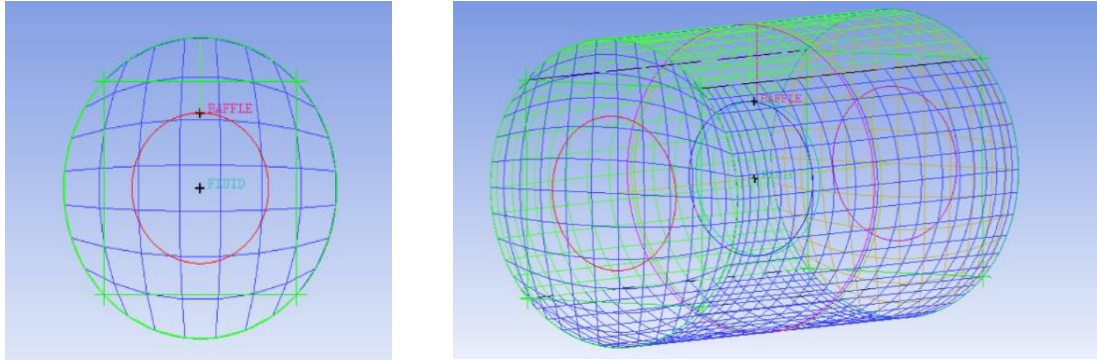


Figura 3. 6. Pre-mallado con ajuste de los elementos a la geometría.

Tras la adecuación de la malla a la geometría del tubo, se procede a la realización de un “OGRID”. Esta opción permite la división del bloque inicial en cinco sub-bloques, permitiendo así una mayor capacidad de refinamiento de los elementos de la malla a lo largo de las aristas de dichos sub-bloques. En el caso de la geometría MH1, se han realizado primero un OGRID del bloque principal, y posteriormente, un OGRID del bloque central creado tras el primer OGRID, asociando posteriormente dicho bloque a la geometría del orificio del deflector. Esta operación nos permitirá alcanzar una mayor capacidad de refinamiento de los elementos situados en el interior del orificio del deflector, aumentando la concentración de estos en las proximidades de las paredes de este. (Figura 3.7)

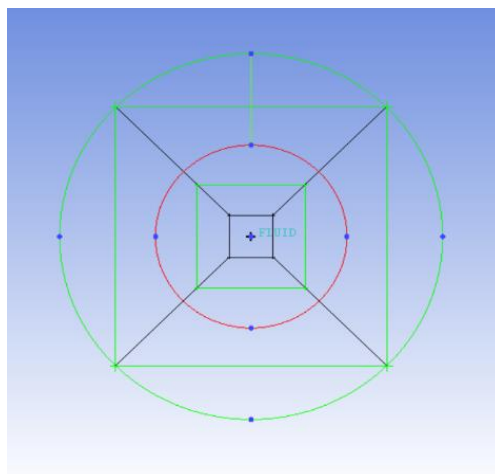


Figura 3. 7. Vista de sección transversal tras la realización de los dos “OGRID” consecutivos.

El siguiente paso consistirá en la división de los bloques creados anteriormente, en dirección axial, haciendo coincidir dichas divisiones con la geometría del deflector. Esta operación nos

permitirá eliminar los bloques, frutos de las divisiones anteriores, coincidentes con la geometría del deflector, adjudicando dichos bloques al “BODY” BAFFLE creado anteriormente, cuyo mallado no es objetivo de este apartado. (Figura 3.8)

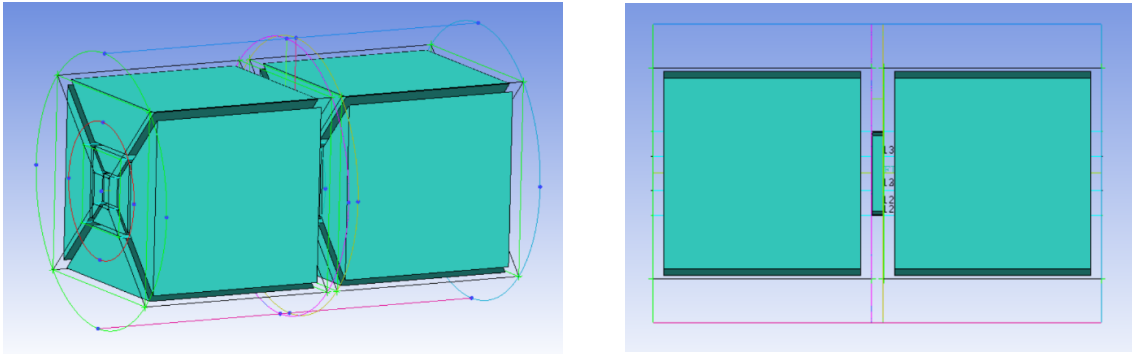


Figura 3. 8. Vista en perspectiva y perfil de los bloques asociados FLUID.

Como se puede observar en la imagen derecha de la Figura 3.8, se han adjudicado los bloques coincidentes con la geometría del deflector, tras la realización de las divisiones en dirección axial a este (BAFFLE), manteniendo el bloque central, coincidente con el interior del orificio del deflector, adjudicado a FLUID, ya que sí que existe flujo a través de dicho orificio. Esta operación se observa con más detalle en la Figura 3.9.

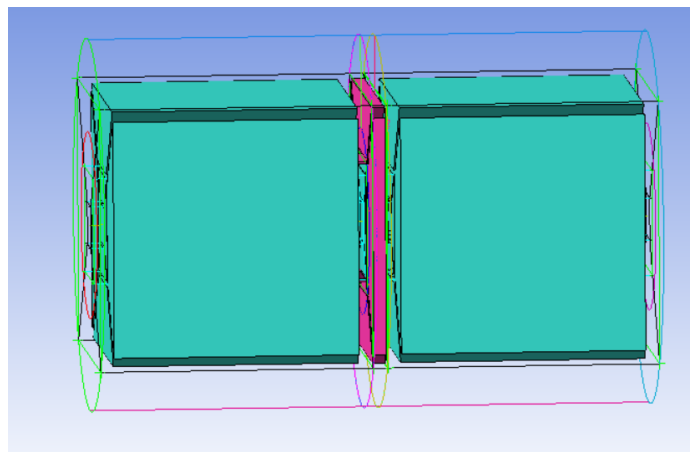


Figura 3. 9. Bloques adjudicados al FLUID (Verde) y bloques adjudicados al BAFFLE (Rosa).

Tras la definición de la geometría, la creación de los bloques y la adjudicación de estos se procede a realizar la “PRE-MESH” o pre-malla, junto a su posterior refinamiento para que cumpla con los requisitos preestablecidos (Figura 3.10)

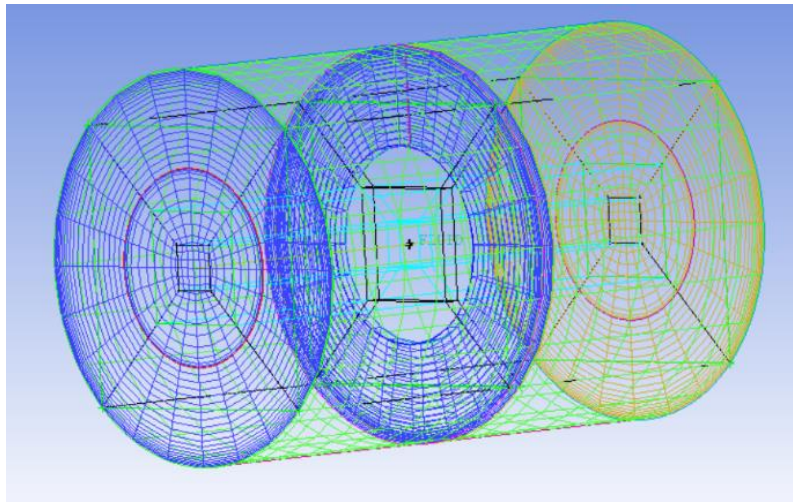


Figura 3. 10. Pre-mallado de la geometría MH1.

La realización de este pre-mallado es el paso que precede al refinamiento y a la conversión de este en el mallado estructurado definitivo.

El refinamiento radial en este método de mallado por bloques se realiza a través de las aristas diagonales de los “OGRID” anteriormente creados, permitiendo variar el número de nodos totales, el ratio de crecimiento de los elementos y la concentración radial de estos a lo largo de la arista en selección.

Todo este proceso se realiza mediante la herramienta “Pre-Mesh-Parameters” situada en la pestaña “Blocking”. Como caso orientativo, ya que este mallado no va a ser simulado, se han establecido un total de 60 nodos en dirección radial, 30 para cada uno de los dos OGRID realizados, con un ratio de crecimiento radial de 1,2 y un aumento en la concentración de elementos en las proximidades del conducto principal y en las proximidades a las superficies interna y externa del orificio del deflector.

Este ratio de crecimiento radial se va aplicar tanto para esta geometría como para la de tres orificios, y su elección se debe a las recomendaciones de diseño proporcionadas por ANSYS para la correcta obtención de resultados en régimen turbulento. (ANSYS, 2014)

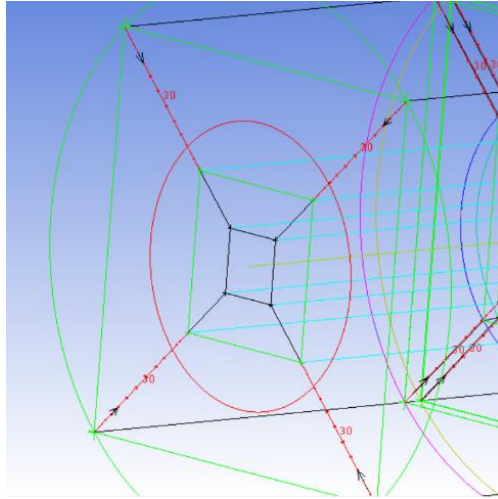


Figura 3. 11. Refinamiento en las aristas de los OGRID.

En la figura 3.11 es observable, en las aristas diagonales, una flecha negra la cual indica la dirección de la arista. Esta flecha deberá tenerse en cuenta a la hora de elegir la magnitud de la concentración de elementos, ya que ICEM nos permite variar el espaciado de los nodos en función de dos parámetros, “Spacing 2” y “Spacing 1”; el primero de los mencionados hace referencia a la dirección hacia la cual indica la punta de la flecha, y el ultimo a la dirección opuesta.

En cuanto al refinamiento axial, se ha optado por un total de 100 nodos, 50 para cada uno de los dos volúmenes delimitados por el deflector, así como un total de 6 nodos a lo largo del orificio del deflector.

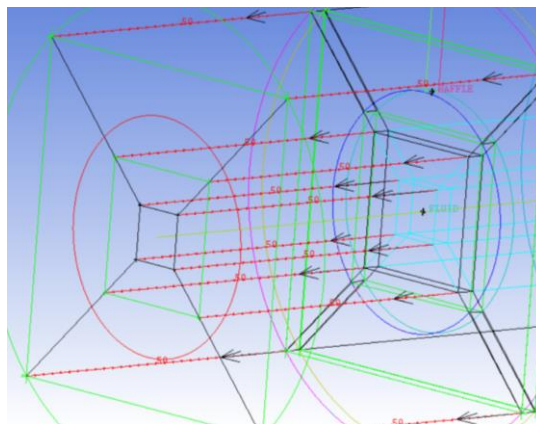


Figura 3. 12. Refinamiento axial de la geometría MH1.

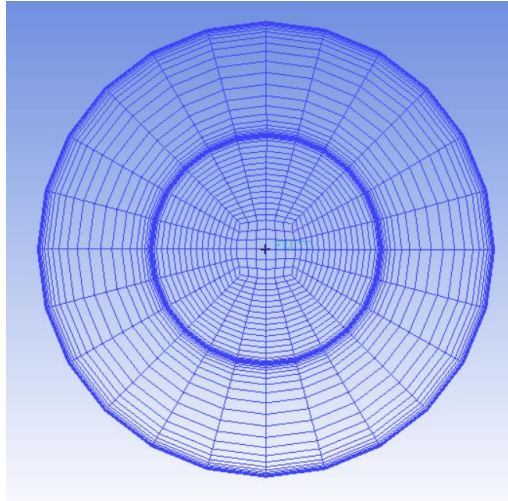


Figura 3. 13.Vista frontal del mallado de la geometría MH1.

Se observa en la imagen superior (Figura (3.13)) como existe una mayor concentración de nodos en las proximidades de las superficies que requieren de mayor precisión computacional, asimismo es notable la relajación en la concentración de dichos elementos o nodos a medida que nos vamos alejando de las superficies comentadas. Este hecho es también observable en la Figura 3.14, donde se observa la disposición y concentración de los nodos en dirección axial.

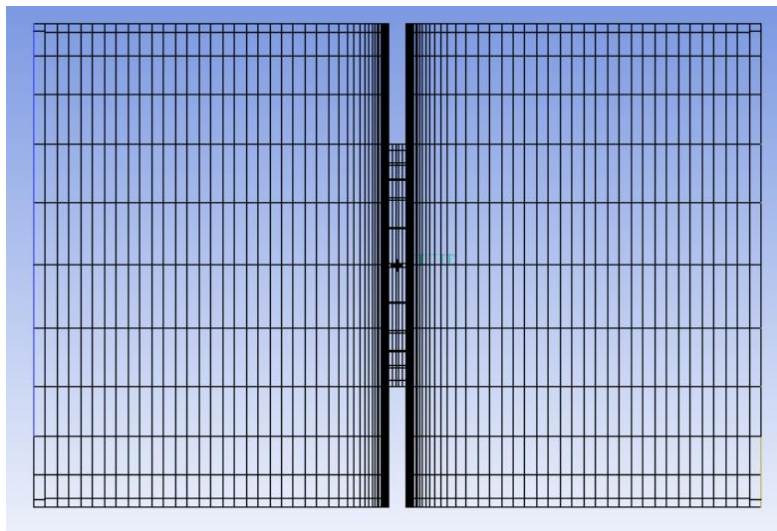


Figura 3. 14. Vista de perfil del mallado de la geometría MH1.

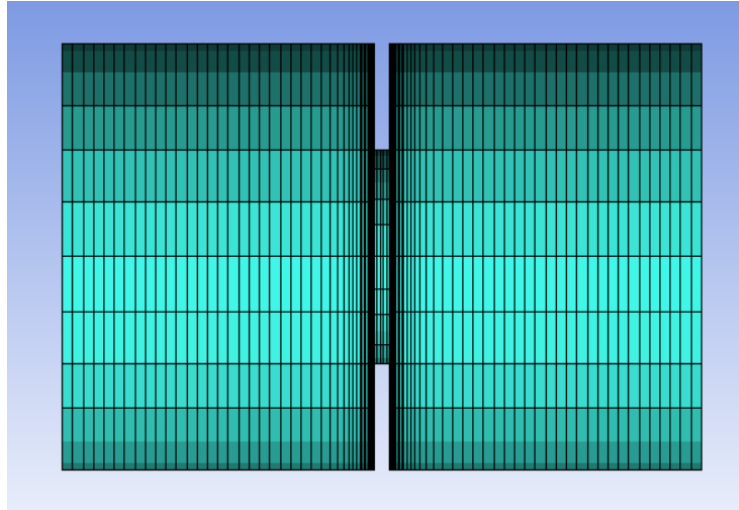


Figura 3. 15. Vista de perfil con elementos solidos del mallado de la geometría MH1

3.3.2. Geometría MH3 sin varilla interior

El proceso por el cual se ha optado para la realización del mallado de la geometría compuesta por un deflector con tres orificios es el de extrusión axial de los elementos del mallado superficial de una de las caras de nuestra geometría, creando de esta forma el mallado volumétrico deseado.

La elección de este procedimiento frente al procedimiento expuesto en apartado anterior reside en el hecho de que, en este caso, la geometría a mallar es más compleja que en el apartado anterior, y se ha observado que el uso de la metodología de creación, partición y asignación de bloques supondría una mayor complejidad e impediría el correcto refinamiento de las áreas de importancia.

La apreciable a simple vista simetría axial de nuestra sección de estudio va a permitir una simplificación sustancial del proceso de extrusión, permitiendo crear únicamente el mallado de la sección del tanque situada aguas abajo del deflector y de la mitad de los orificios de este, para posteriormente, aplicar la condición de simetría y obtener el mallado volumétrico del resto de nuestra geometría.

Primero definiremos nuestra geometría de igual manera que para el modelo anterior, sin embargo, para este caso definiremos una serie de superficies auxiliares adicionales. Se han

definido dos superficies auxiliares, una de las cuales corresponde a la entrada del fluido en los orificios del deflector, la cual se ha denominado BAFFLE_INLET, y otra correspondiente a la superficie media de nuestro deflector, denominada BAFMID. Asimismo, se han proyectado los tres orificios del deflector tanto en la superficie INLET como en la superficie OUTLET, permitiendo así refinar el mallado cuando se compute el mallado superficial, previo a la extrusión

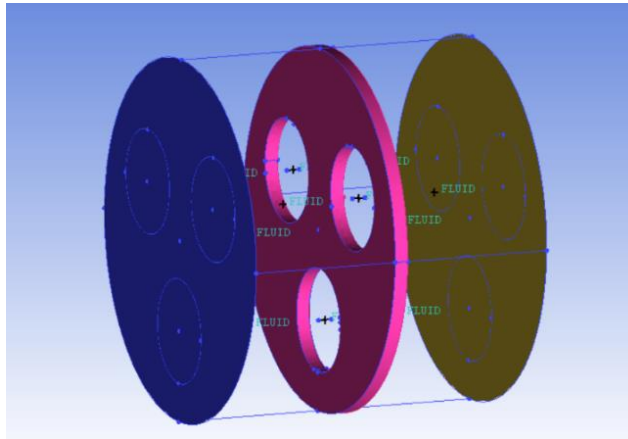


Figura 3. 16.Geometría MH3 con la pared oculta.

Tras la definición de la geometría, estableceremos los parámetros globales del mallado, definiendo el tipo de elementos a usar, así como el tamaño de estos, altura, ratio de crecimiento etc.

Respecto a los parámetros globales de malla, se ha establecido un tamaño máximo de elemento de 0,8, aunque posteriormente cambiaremos las características de los elementos en las regiones objeto de refinamiento. Se ha optado por activar la opción “Curvature/Proximity Based Refinement”, que permite, una vez activada, el refinamiento automático del mallado creado en las proximidades de elementos geométricos con geometría curva; Obteniendo como resultado elementos de mayor tamaño en superficies planas, y elementos más pequeños en superficies que presenten algún tipo de curvatura. Se ha establecido un tamaño mínimo del elemento en las proximidades de estas superficies de 0,5.

Una de las opciones que se activa en el menú “Curvature/Proximity Based Refinement” es la de “Refinement”, la cual nos permite establecer el número total de elementos que se ajustan a nuestra geometría, a lo largo de la curvatura de esta (“Sharconet.ca,” 2019) que, en nuestro caso, se trata de un arco de circunferencia completo (360°). Se ha optado por establecer un valor para este parámetro de 12. Hay que destacar que este es un parámetro inicial para la computación

de un modelo base, todos los parámetros definidos en los parámetros globales del mallado se modificarán posteriormente según las necesidades de refinamiento.

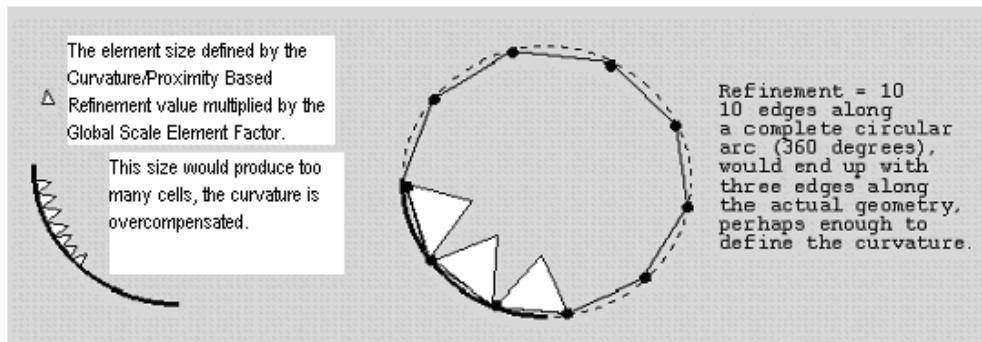


Figura 3. 17. Parámetros de mallado en superficies curvas. FUENTE: (“Sharcnet.ca,” 2019)

En cuanto a los “Shell Meshing Parameters”, es decir, los parámetros de los elementos del mallado superficial, se establece que el tipo de malla será “Quad Dominant”, es decir, que estará formada en su mayoría por cuadriláteros, permitiendo asimismo algún elemento triangular de transición. Se ha optado por el uso de este tipo de malla debido a los buenos resultados que se obtienen para el mallado de superficies de geometría complicada, donde un tipo de malla que contenga únicamente cuadriláteros daría peores resultados en cuanto a calidad de la malla.

El método de mallado utilizado es “Patch Dependent” ya que permite, a la hora de realizar un mallado dominado por elementos cuadrilaterales como “Quad Dominant, captar con una mayor calidad los detalles de las superficies malladas (“Sharcnet.ca,” 2019).

Para la computación del mallado se procede, como se ha planteado anteriormente, a la realización del mallado superficial de la superficie INLET y su extrusión hasta la cara del deflector más cercana a dicha superficie.

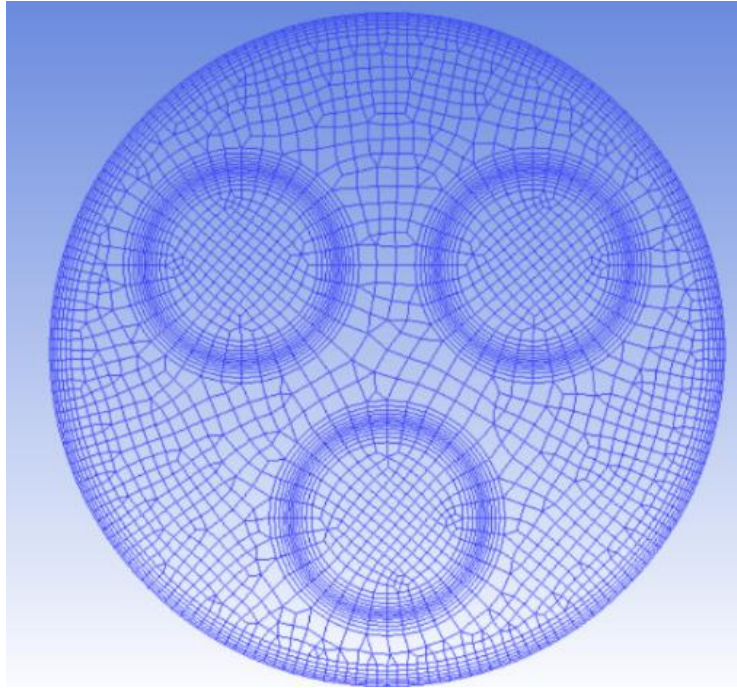


Figura 3. 18. Mallado superficial del INLET

Como se puede observar en la Figura (3.18), se ha refinado la malla en torno a las proyecciones de las curvas que definen los tres orificios del deflector, ya que en esta zona en donde van a aparecer gradientes de presión y velocidad elevados. Por otro lado, se ha considerado la necesidad una mayor concentración de nodos en torno a las proximidades del tubo principal igual que en los orificios de los deflectores, para permitir captar de forma adecuada los elevados gradientes y fenómenos turbulentos.

En cuanto al extrusionado del mallado superficial, la concentración de elementos en dirección axial se ha reforzado en las proximidades a la cara del deflector, permitiendo también captar la interacción del fluido con este de forma correcta.

Hay que destacar que no existe ninguna referencia previa respecto a los valores de los parámetros responsables de la concentración de nodos. Sin embargo, la validez de este refinamiento será comprobada posteriormente en el ANEXO I, mediante la determinación del valor de la distancia adimensional y^+ , cuyo concepto se expone más adelante.

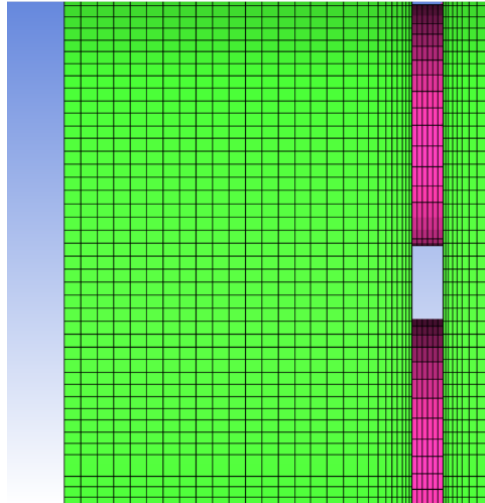


Figura 3.19. Concentración axial de nodos en las proximidades del deflector.

La operación de extrusión en ANSYS ICEM CFD requiere de una serie de parámetros para la realización de esta de forma correcta. El primero de ellos es cuales son los elementos iniciales para extruir que, en nuestro caso, son los correspondientes a la superficie INLET. El segundo es “New Volume Part Name”, que nos obliga a elegir el material al que se van a asociar los elementos del mallado volumétrico creado, que en nuestro caso se trata de FLUID, ya que el objeto de este proceso de mallado es el de mallar el fluido que va a circular a lo largo de nuestra sección. El tercero es “New Side Part Name”, que nos pide que seleccionemos a que superficie de nuestra geometría se van a ajustar los elementos superficiales laterales generados tras la extrusión que, en nuestro caso, se trata de la pared del conducto principal, denominada WALL, y por ultimo “New Top Part Name”, que establece a que superficie de nuestra geometría se asociaran los elementos superficiales de la parte final de nuestra extrusión, que en nuestro caso se trata del deflector, nombrado como BAFFLE.

En cuanto al método de extrusión aplicado, se ha optado por “Extrude along curve”, realizándose la extrusión a lo largo de la longitud de una curva seleccionada, permitiendo ajustar el tamaño de los elementos del mallado volumétrico, la altura, y el ratio de crecimiento, así como el agrupamiento de los elementos a lo largo de dicha curva, en función de los parámetros de esta.

La modificación de los parámetros de las curvas se realiza mediante la operación “Curve mesh setup”. En cuanto lo referente al agrupamiento de los elementos axialmente, se ha optado por una ley de agrupamiento “BiGeometric”, que nos permite definir el espaciado de los elementos en los extremos de la curva, así como la ratio de crecimiento de estos. Se puede observar en la

Figura (3.19) como existe una mayor concentración de elementos en torno a las proximidades del deflector y como este agrupamiento se va relajando aguas abajo y aguas arriba del deflector.

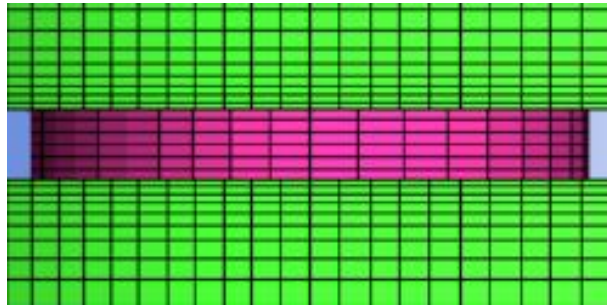


Figura 3. 20. Mallado de los orificios del deflector

Tras el primer proceso de extrusión, se va a realizar la asociación de los elementos superficiales del mallado asociado al deflector, coincidentes con los orificios de este, a la primera superficie auxiliar creada: BAFFLE_INLET. Esta asociación nos permitirá la extrusión de este mallado superficial para crear el mallado del volumen interior de los orificios del deflector. En este caso, el proceso de extrusión se ha llevado a cabo utilizando la misma metodología que en el caso anterior, únicamente que la curva seleccionada va desde la cara del deflector más cercana al INLET hasta el eje de simetría axial de nuestra geometría, adjudicando los elementos del mallado superficial generados al final de la extrusión a la segunda superficie auxiliar creada: BAFMID.

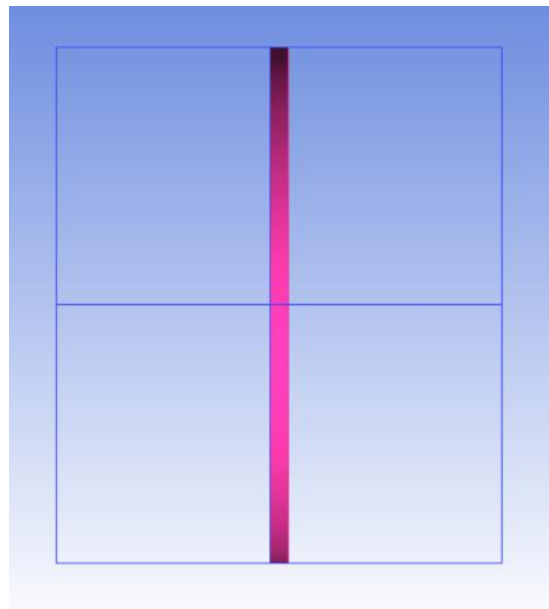


Figura 3. 21. Simetría axial de la sección de estudio.

Tras la extrusión del medio tanque situado aguas arriba del deflector y de mitad del volumen interior de los orificios del deflector, procedemos a utilizar la simetría axial que presenta nuestra sección de estudio para la realización del mallado del volumen restante. Para ellos utilizamos la herramienta “Transform mesh”, dentro de la cual encontramos la operación “Mirror mesh”, que nos permitirá completar la malla haciendo uso de la simetría anteriormente indicada.

Dentro del menú desplegado al seleccionar “Mirror mesh”, seleccionaremos las opciones “Merge nodes” y “Delete duplicate elements”, la primera de ellas fusionara los nodos duplicados cuando las mallas sean adyacentes o se encuentren solapadas, y la segunda eliminará los elementos del mallado que, tras la fusión de los nodos, se encuentren solapados.

Finalmente obtenemos nuestro mallado, tal y como como se muestra en la Figura (3.22).

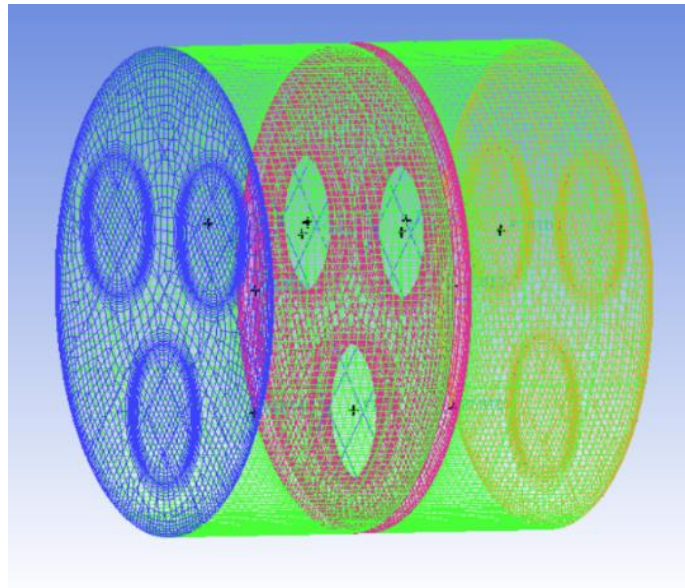


Figura 3. 22. Vista en perspectiva del mallado de la geometría MH3

Uno de los aspectos críticos de este proceso de mallado basado en simetría es la fusión de nodos a lo largo de la superficie de contacto entre los dos mallados, en la Figura (3.23) se observa una vista de sección del mallado volumétrico, donde se pueden observar, junto con las regiones donde se ha hecho énfasis en la concentración de nodos, que la unión de nodos en la superficie de contacto ha sido realizada de forma correcta, manteniéndose la correcta estructuración del mallado.

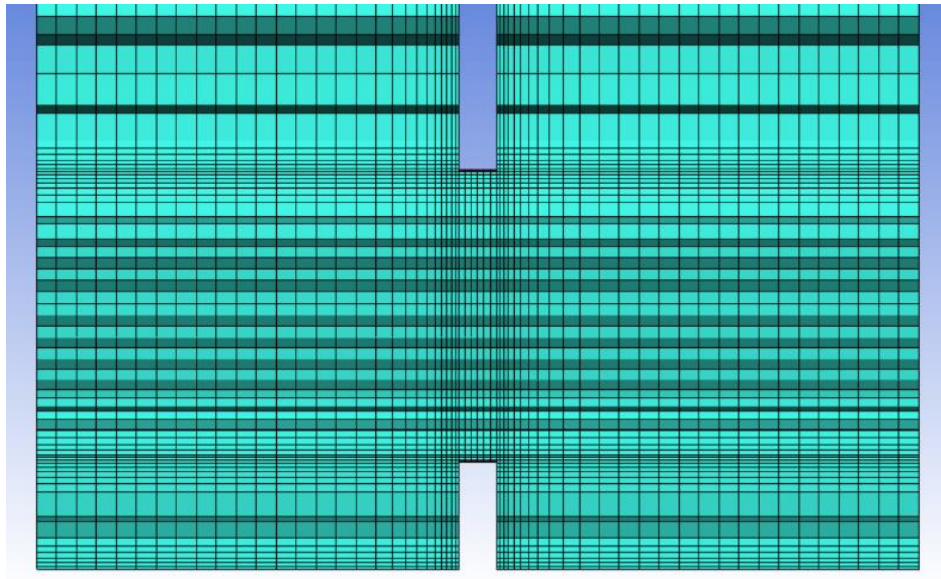


Figura 3. 23. Vista lateral de sección del mallado volumétrico

3.3.3- Distribución espacial de nodos

La elección de un mallado estructurado permite conocer la posición de los nodos de los elementos hexaédricos generados, posibilitando así el control de la localización de estos elementos en las regiones donde existen elevados gradientes de las magnitudes del flujo.

Este hecho condiciona la existencia de una alta concentración de nodos en el dominio computacional en las proximidades de las paredes del conducto, así como en el interior de los orificios de los deflectores, permitiendo así una correcta representación de la capa límite. La localización de una mayor concentración de nodos del dominio computacional en estas regiones posibilita una mejora sustancial de la precisión numérica de los cálculos numéricos llevados a cabo mediante el solver.

Consideramos el flujo en el interior de nuestro tubo liso, la capa límite desarrollada por el fluido en las proximidades a la pared crecerá en la dirección axial del flujo, considerando el espesor local de la capa límite δ , este variará en función de la coordenada axial del flujo z , $\delta = \delta(z)$. Aunque nuestro caso se trata de un conducto, se muestra una imagen a modo de explicación de capa límite sobre una placa plana (Figura 3.24)

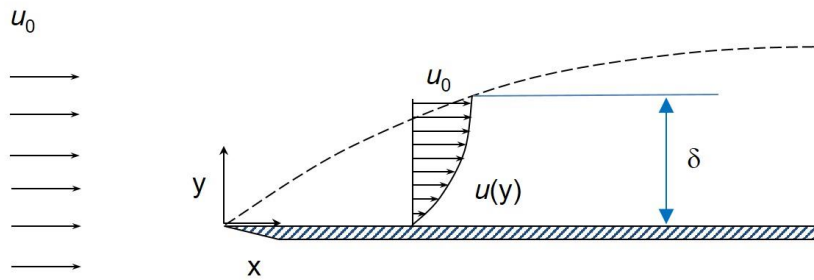


Figura 3. 24. Capa límite sobre placa plana. FUENTE: Google imágenes.

La Figura (3.25) muestra el mallado computacional de un fluido que circula sobre una placa plana lisa. Como se puede observar, no se ha situado ninguno de los nodos del mallado en el interior de la capa límite, ya que la distancia de la localización del primer nodo del mallado Δy es mayor que el espesor local de la capa límite δ , $\Delta y > \delta$. Este hecho imposibilita la captación de los gradientes de velocidad, presión y temperatura de forma correcta. Junto a la imagen de la Figura 3.12a aparece una representación del gradiente de velocidades obtenido mediante análisis numérico con la malla sin refinamiento. Como se observa el perfil de velocidades obtenido es del tipo parabólico y creciente en dirección radial, tal y como se espera, pero la ausencia de elementos en las proximidades del conducto impide la correcta captación de este

La Figura (3.26) muestra un mayor refinamiento de los elementos en torno a la pared del conducto, obtenido mediante la corrección del tamaño y el ratio de crecimiento de estos. Esta corrección conlleva una mayor concentración de nodos en las proximidades de la pared del conducto, es decir $\Delta y < \delta$ para los estos elementos, permitiendo obtener mayor precisión en las simulaciones numéricas, posibilitando la resolución completa de la capa límite viscosa (Holman, Lloyd, & Anderson, 1995)

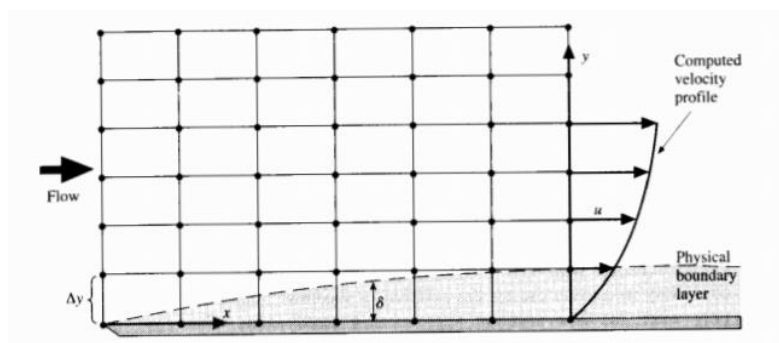


Figura 3. 25. Mallado sin refinamiento.

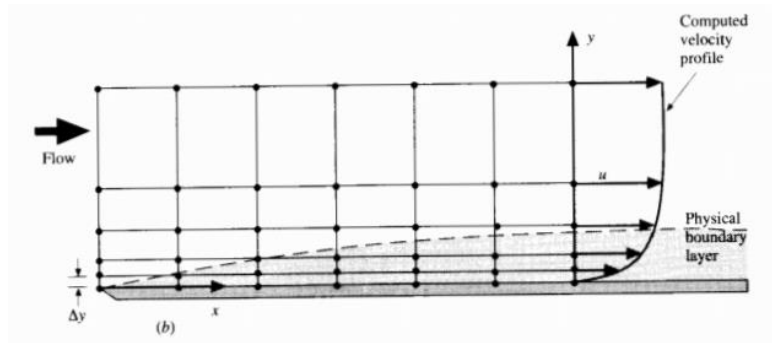


Figura 3. 26. Mallado con refinamiento

La exactitud y precisión en la localización de los nodos de una malla estructurada es una de la característica por las cuales su elección es idónea en problemas de esta naturaleza. La correcta situación y localización de dichos nodos en las proximidades de las regiones críticas viene determinada por el parámetro adimensional y^+

$$y^+ = \frac{u_\tau \cdot y}{\nu} \quad \text{Ec. (3.1)}$$

Donde y es la distancia radial, u_τ la denominada velocidad de fricción, definida como $u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{pared}}{\rho}}$, donde τ_{pared} es el esfuerzo cortante viscoso y ρ la densidad del fluido; y ν es la viscosidad cinemática. Este parámetro permite establecer la altura del primer nodo del mallado, medida desde la pared más cercana a este y será de vital importancia a la hora de escoger el modelo de turbulencia que mejor se adecue a las características de nuestro estudio. (ANSYS Inc., 2013)

Definida la importancia de aumentar la concentración de nodos en las proximidades de las zonas donde se desea reproducir de forma acertada la capa límite, se procede a refinar la malla objeto de estudio en dichas zonas. Entre las zonas donde interesa una mejora en la precisión numérica caben destacar las paredes del conducto principal, las superficies del deflector y las paredes de los orificios de los deflectores.

3.4. Refinamiento de la malla

Se han realizado 4 mallas distintas para el caso de la geometría MH3, modificando para cada una de ellas el tamaño, el número total de elementos y la concentración de estos en las proximidades de los orificios del deflector. También se han modificado el número de elementos en dirección axial, así como la concentración de estos en las proximidades del deflector.

Para la variación del tamaño y número de elementos totales superficiales iniciales, se han definido diferentes valores del parámetro “Scale factor” a la hora de definir las características globales del mallado. Dicho parámetro permite escalar las dimensiones de cada elemento, aumentándolas o disminuyéndolas en función de si se desea obtener una malla más gruesa o fina.

Tabla 3. 2. Parámetros globales del mallado. Geometría MH3.

Malla	Global max. element.	Curvature min element.	Scale factor
MH3_1	0,8	0,5	1
MH3_2	0,48	0,3	0,6
MH3_3	0,64	0,4	0,8
MH3_4	1,12	0,7	0,4

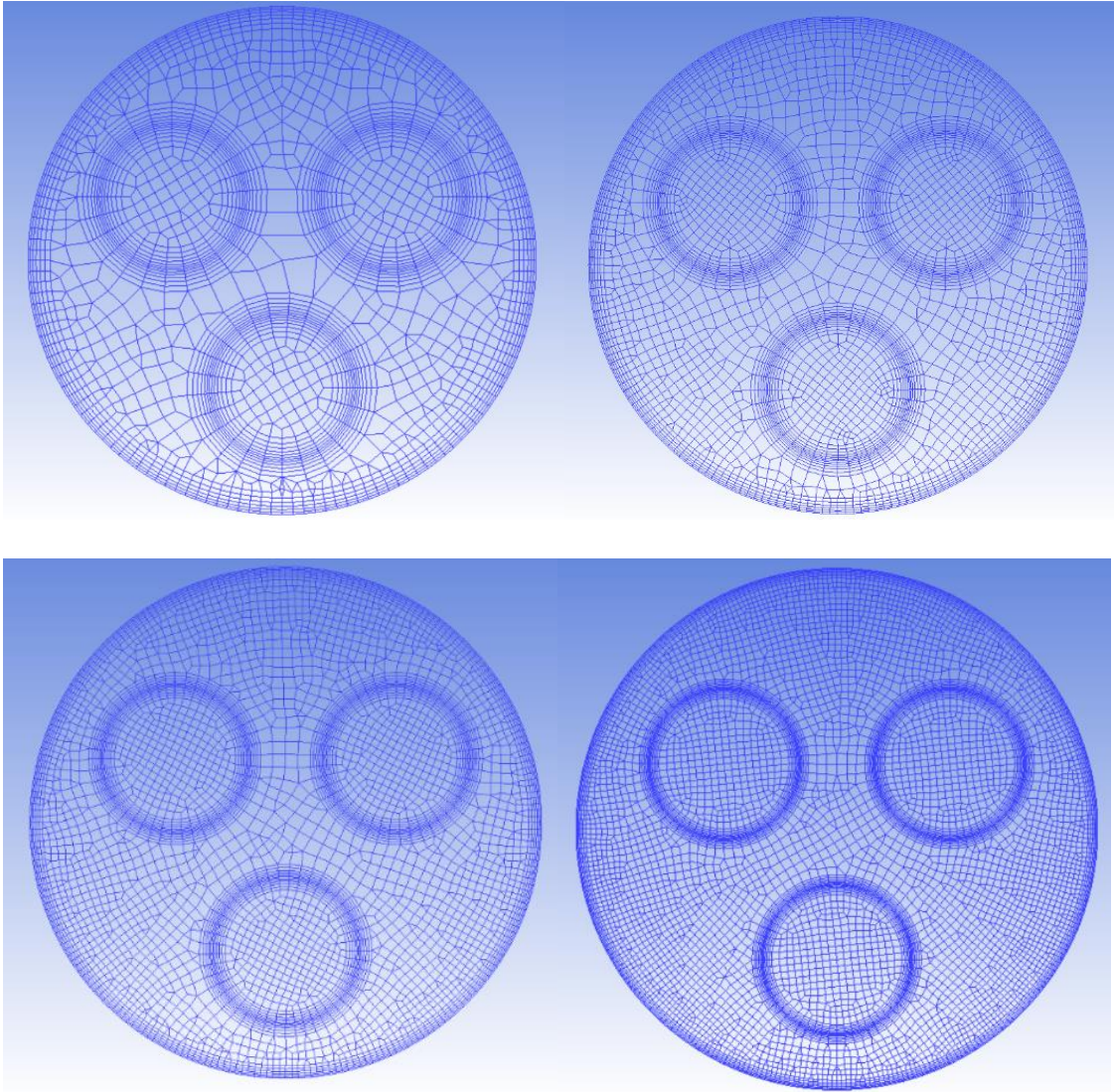


Figura 3. 27. Vista frontal de los cuatro mallados.

Como se observa en la Figura (3.27). El último de los mallados (MH3_2) dispone de un “Scale Factor” de 0,6, lo que indica una reducción en las dimensiones de los elementos superficiales iniciales de un 40%, en la tercera se han reducido dichas dimensiones en un 20% mientras que en la primera se ha aumentado el tamaño de estos hasta un 40%.

La variación de dicho parámetro supone, asimismo, un aumento del número de elementos necesarios para cubrir toda la superficie inicial, la Tabla (3.3) muestra el número de elementos totales del mallado de la sección de estudio, junto al número de elementos superficiales a partir de los cuales se ha computado el mallado volumétrico.

Tabla 3. 3. Características de las mallas creadas en el proceso de refinamiento. Geometría MH3.

MALLA	Número de elementos totales	Número de elementos superficiales
MH3_1	254.728	4.093
MH3_2	820.551	8.338
MH3_3	413.973	5.559
MH3_4	107.049	2.400

La realización de 4 mallados con distintos tamaños, concentraciones y número de elementos se ha llevado a cabo para un posterior estudio de sensibilidad de la malla, que nos dirá cuál de las mallas creadas nos proporcionará la mejor relación Precisión – Coste computacional. De los cuatro modelos de mallado, se ha desechado el correspondiente a un “Scale factor” de 0,6, debido al elevado número de elementos totales, lo que provocaría un elevado coste computacional y un incremento excesivo del tiempo de simulación.

Finalmente se ha optado por la comparación de los resultados obtenidos por los modelos MH3_1, MH3_3 y MH3_4 mostrados en la siguiente página, de 254.728 elementos, 413.973 elementos y 107.049 elementos respectivamente.

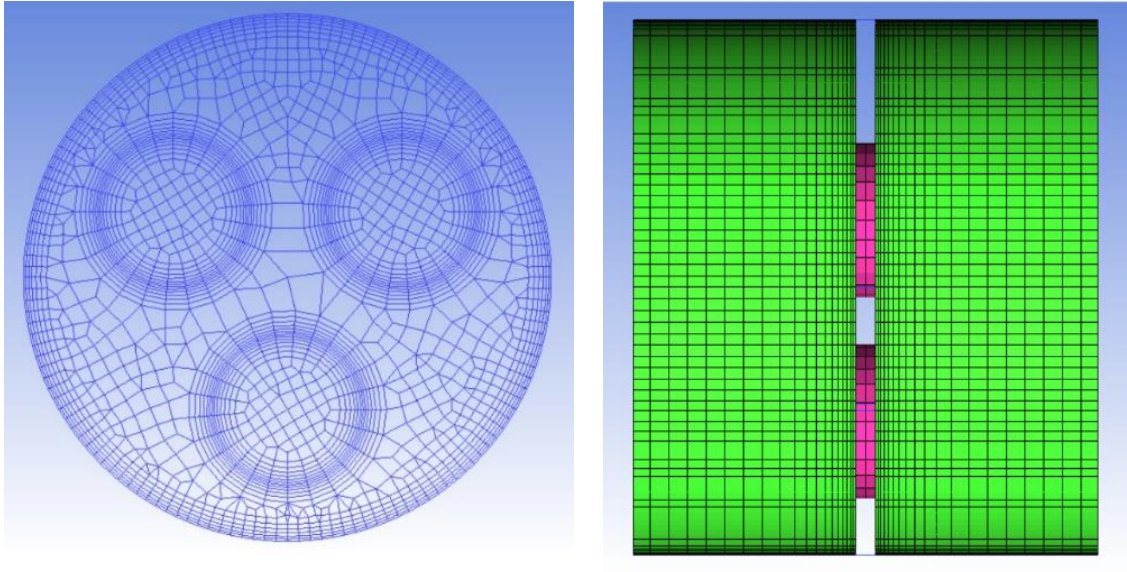


Figura 3. 28. Vista frontal y lateral del modelo MH4_4 (Scale factor = 1.4).

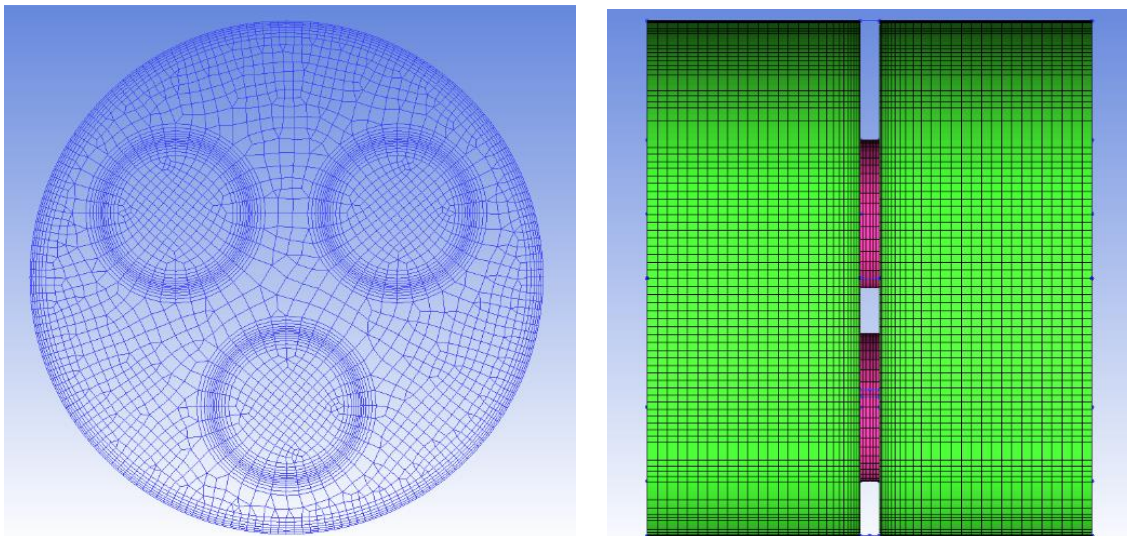


Figura 3. 29. Vista frontal y lateral del modelo MH3_1 (Scale factor = 1).

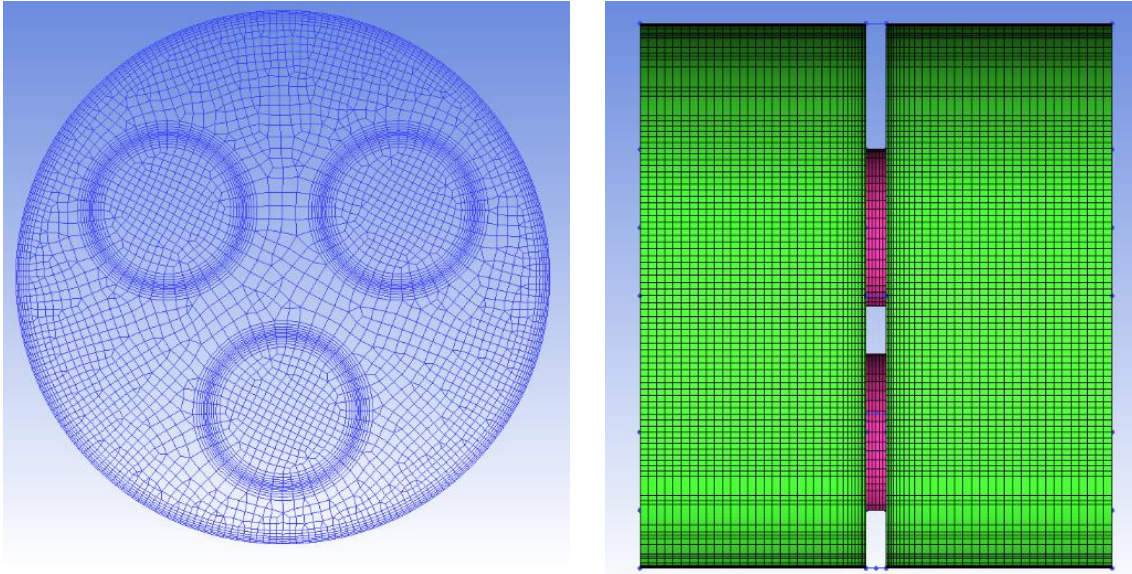


Figura 3. 30. Vista frontal y lateral del modelo MH3_3 (Scale factor = 0.8)

3.5. Geometría MH3 con varilla interior

Se ha procedido a la realización de otro modelo de la geometría MH3 teniendo en cuenta en este caso la varilla que conecta los deflectores entre sí, adecuándonos de esta forma mucho mejor al modelo real con el cual se realizan los ensayos experimentales de caída de presión y de transmisión del calor.

Otro de los motivos por los cuales se ha procedido a la creación de esta segunda geometría es el hecho de que en las simulaciones realizadas por Nogueira et al. (2013) de esta misma geometría, considerando la varilla de unión entre deflectores, se observa una ligera perturbación del campo de velocidades axial en el interior de los agujeros de los deflectores, presentando una cierta disminución de sus valores en las proximidades a la localización de la varilla. Esto da pie a una posible notable influencia de esta varilla de unión en la caída de presión, debido a la fricción existente entre el fluido y esta.

Posteriormente a su realización, se compararán los resultados obtenidos con ambos modelos (sin varilla y con varilla) con los resultados experimentales, cuantificándose el error cometido para así poder elegir adecuadamente cuál de los dos modelos se va a utilizar para la realización de los ensayos de caída de presión en oscilatorio,

Para la realización de esta nueva geometría se va a tomar como base la geometría del caso anterior, la cual no tenía en cuenta la varilla interior, añadiéndole una superficie adicional que denominaremos BAR como se puede observar en la Figura (3.31).

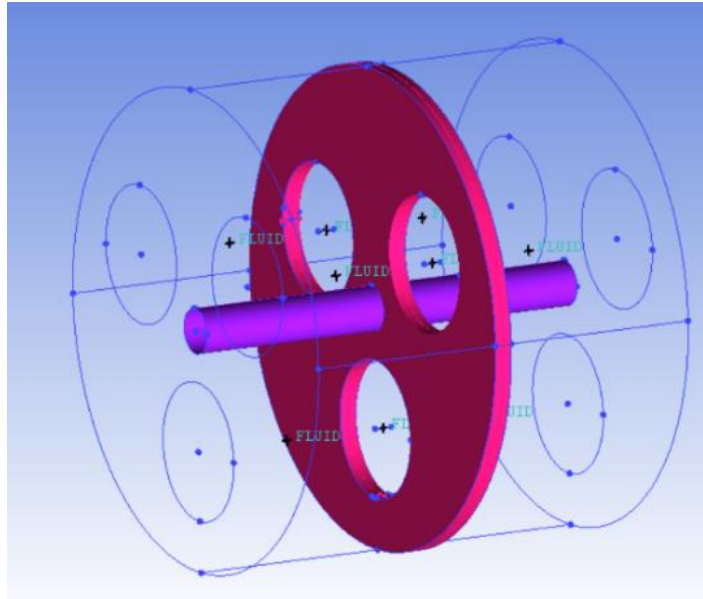


Figura 3. 31. Geometría MH3 con varilla interior.

El proceso de mallado es similar al del caso anterior, con la única salvedad de que debemos tener en cuenta el hecho de que la varilla actúa como una pared sólida, impidiendo el paso de fluido a través de ella. Para su realización no se van a extrusionar los elementos superficiales correspondientes a dicha varilla, tal y como aparece en la Figura (3.32), ya que no hay fluido en su interior

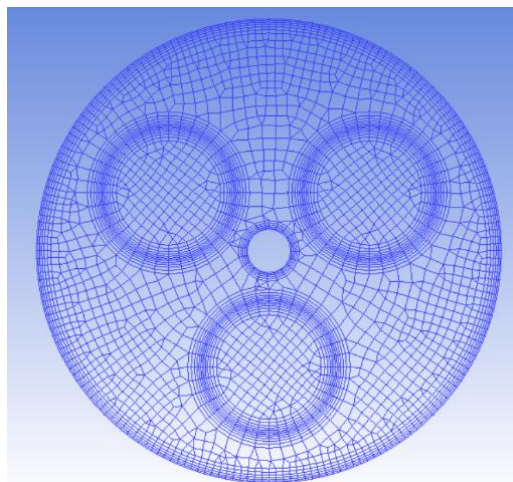


Figura 3. 32. Vista frontal del mallado con varilla

Es importante comentar que solo se ha creado un mallado de esta geometría, con un Scale factor de 1, el cual posee las mismas características que el de la geometría anterior. Esto se ha realizado debido a que, a pesar de que se han computado con anterioridad cuatro mallados correspondientes a la geometría sin varilla, la creación de otros 4 para esta nueva geometría supondría un gasto de tiempo elevado, hecho por el cual se ha desechado a priori, pudiendo realizarse en un futuro en función de los resultados obtenidos de la comparación de las dos geometrías.

Se observa en la Figura (3.33) una vista frontal mallado objeto de debate, que ha sido refinado en torno las proximidades de la varilla, aumentando el número de nodos en las proximidades de su superficie para captar la capa límite y los elevados gradientes que se generan correctamente.

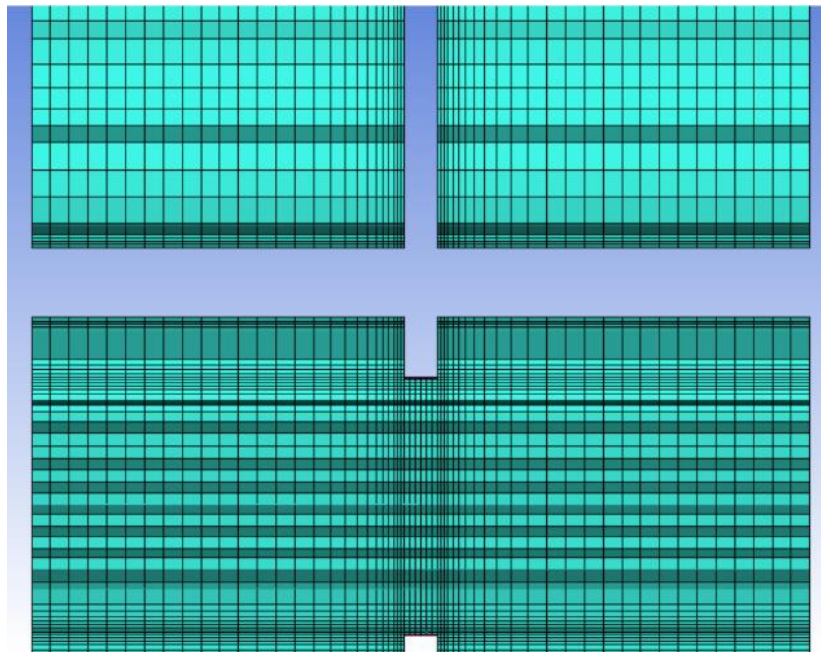


Figura 3. 33. Vista de perfil de sección del mallado volumétrico de la geometría con varilla

En la Figura (3.34) se muestra una vista seccionada del mallado volumétrico donde se observa que no existen elementos a lo largo de la sección correspondiente a la varilla, asimismo se observa la variación en la concentración de elementos en el interior de los agujeros del deflector tanto axial como radial.

3.6. Estudio de sensibilidad de la malla

3.6.1. Introducción

Tras la creación y refinamiento de los mallados de la sección de estudio se ha llevado a cabo un estudio de sensibilidad del mallado. Esta práctica es muy común en el campo del análisis numérico debido al hecho de que el número de elementos totales del mallado va a influir en los resultados obtenidos, dado que, a mayor número de elementos presentes en nuestro mallado, mayor número de nodos donde aplicar las ecuaciones pertinentes y mayor precisión en los resultados finales. Sin embargo, un aumento desproporcionado en el número de elementos del mallado computacional aumenta., por un lado, el peso del archivo de mallado y, por otro, el mayor número de nodos va a provocar un aumento sustancial del tiempo de simulación.

El principal objetivo de este estudio de sensibilidad es determinar cuál de los mallados presenta la mejor relación precisión-coste computacional, asegurándonos de que los resultados obtenidos no son dependientes del número de nodos.

3.6.2. Metodología numérica

Para este estudio de sensibilidad del mallado se ha optado por la medición y comparación de los valores obtenidos de presión y velocidad axial. Para ellos se han llevado a cabo un total de diez simulaciones tridimensionales estacionarias, para cuya resolución se aplica el sistema de ecuaciones de Navier-Stokes para flujo incompresible:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad \text{Ec. (3.2)}$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad \text{Ec. (3.3)}$$

Las simulaciones se han llevado a cabo mediante el software de CFD ANSYS-Fluent., utilizando un solver *pressure based*, con formulación de velocidad absoluta y el acoplamiento de presión-velocidad ha sido resuelto utilizando el algoritmo SIMPLE, seleccionado por defecto.

3.6.3. Periodicidad espacial

El carácter estacionario de esta tanda de simulaciones nos exige del hecho de realizar un control del instante temporal a partir del cual el flujo alcanza condiciones periódicas temporales. A pesar de todo, esta periodicidad temporal va a ser de obligado control a la hora de realizar simulaciones con flujo oscilatorio.

Este concepto es de necesaria determinación para la elección correcta de la sección en la cual se van a obtener los resultados. Esta necesidad de determinar a partir de que sección el flujo presenta características periódicas es debido a que la inserción de deflectores equiespaciados no va a permitir que el flujo se desarrolle completamente, ya que el paso a través de los orificios de estos va a provocar el desprendimiento de la capa límite en cada sección del reactor.

Para la comprobación de la comentada periodicidad espacial se ha creado una geometría compuesta por un total de 6 deflectores, dando lugar a un total de siete tanques o secciones. La realización de esta geometría se ha llevado a cabo dentro del propio software de ANSYS Fluent.

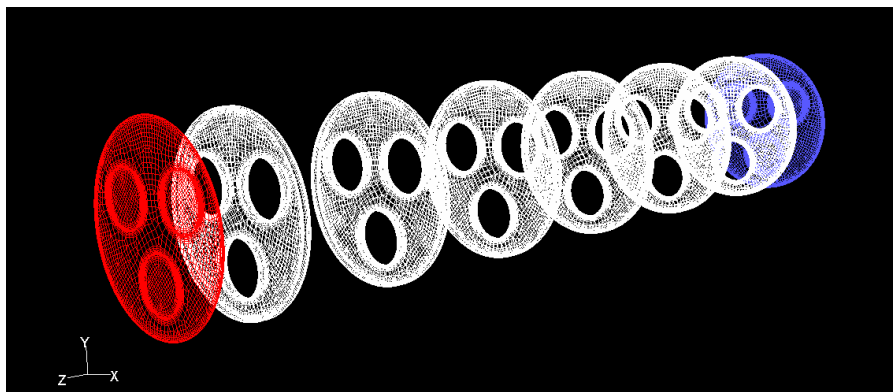


Figura 3. 34. Geometría en Fluent de la sección de estudio con pared oculta

Tras la creación de la geometría, se han definido una serie de superficies auxiliares situadas en los puntos intermedios de cada uno de los tanques delimitados por los distintos deflectores.

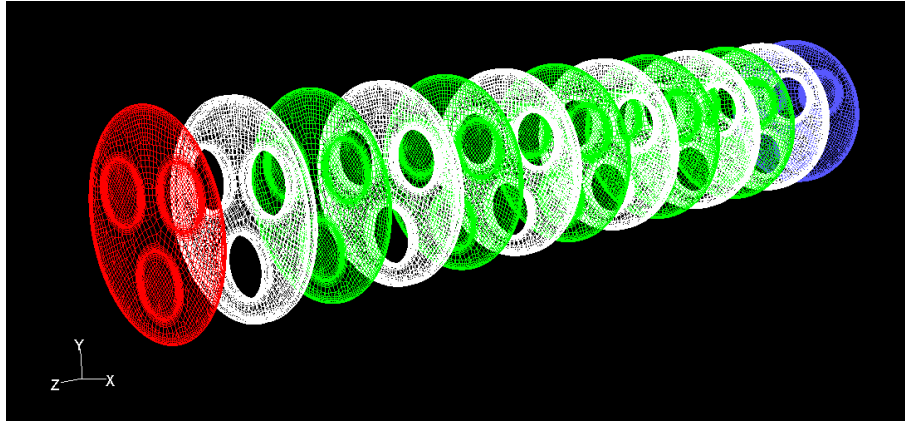


Figura 3. 35. Geometría en Fluent de la sección de estudio con superficies auxiliares.

La creación de estas superficies auxiliares nos va a permitir determinar la caída de presión existente mediante la monitorización en estas superficies de la presión estática. Esta caída de presión nos va a permitir calcular el factor de fricción de Fanning, número adimensional que se define como la relación entre el esfuerzo cortante en la sección de cálculo y la energía cinética local del fluido en dicha sección, multiplicando este esfuerzo cortante por el área de la pared de la sección de interés y dividiendo por el área de la sección transversal del conducto se obtiene la expresión de dicho parámetro en función de la caída de presión.

$$f_n = \frac{\Delta P \cdot D}{2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot l} \quad \text{Ec. (3.4)}$$

La determinación del factor de fricción de Fanning a lo largo de los distintos tanques nos va a permitir comprobar a partir de cuál de ellos se cumple la comentada con anterioridad prioridad espacial. Para ellos se han llevado a cabo una serie de simulaciones variando el número de Reynold neto, manteniéndonos dentro del intervalo de comportamiento laminar del flujo.

En cuanto a las condiciones de contorno, se va a aplicar como condición a la entrada del dominio computacional la velocidad axial del flujo, determinada a partir del número de Reynolds neto.

$$v = \frac{Re \cdot \mu}{D \cdot \rho} \quad \text{Ec. (3.5)}$$

Esta velocidad axial constante va a dar lugar a la circulación de un flujo másico constante definido por la Ec (3.6).

$$\dot{m} = \rho \cdot u \cdot A \quad \text{Ec. (3.6)}$$

Como condición de contorno a la salida se establece presión atmosférica en la sección de salida del conducto, es decir, 0 Pa de presión relativa.

El fluido utilizado en estas simulaciones se trata de monopropilenglicol, con una concentración en tanto por ciento en masa del 95% y una temperatura de 30 °C, con propiedades de densidad y viscosidad de 1037,4 kg / m^3 y 0,0247 Pa ·s respectivamente.

Tabla 3. 4. Tabla con los números de Reynolds y velocidades para cada caso

N.º de caso	Reynolds neto	Velocidad (m/s)
1	1,0000	0,0007
2	1,6273	0,0012
3	2,6479	0,0020
4	4,3089	0,0032
5	7,0116	0,0052
6	11,4096	0,0085
7	18,5664	0,0138
8	30,2121	0,0225
9	49,1627	0,0366
10	80,0000	0,0595

CAPÍTULO 4. Caída de presión en régimen estático

El objetivo principal de presente capítulo es la cuantificación de la caída de presión existente debida a la aplicación únicamente de flujo neto. Para ello se procederá al cálculo del factor de fricción de Fanning para cada caso de Reynolds ensayado.

Previamente a dicho calculo, se considera de obligada comprobación el concepto de periodicidad espacial del flujo, comparando para ello la variación del factor de fricción de Fanning a lo largo de los distintos tanques de la geometría computada.

Otro de los causantes que ha propiciado la realización de este capítulo ha sido la elección, tanto del mallado que cumple, de manera más satisfactoria, la restricción precisión-coste computacional, como de la geometría más adecuada para la realización de las simulaciones numéricas.

4.1. Periodicidad espacial

El presente apartado recoge los resultados obtenidos de la realización del análisis de periodicidad espacial. A causa de lo expuesto en el Capítulo 3 , referente a la metodología adoptada para la realización de este capítulo, se muestran una serie de gráficas que muestran la variación del factor de fricción de Fanning, evaluado entre tanques consecutivos, para diez números de Reynolds distintos. Por simplicidad, se muestran únicamente las gráficas correspondientes a los últimos tres casos, considerados como los más restrictivos a la hora de establecer la sección a partir de la cual se cumple la ya definida periodicidad espacial.

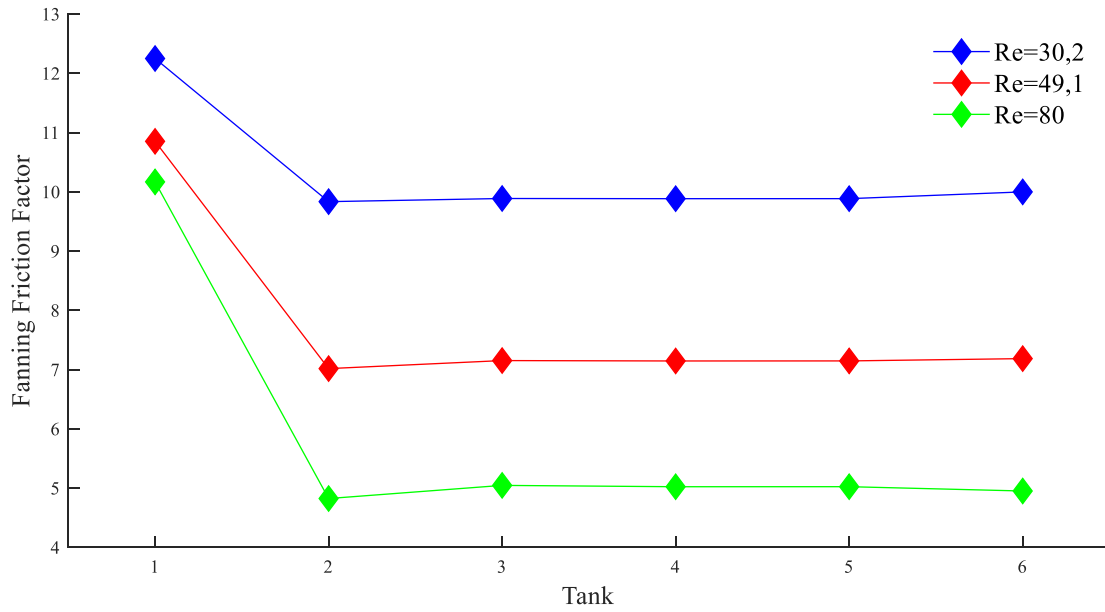


Figura 4. 1. Grafica evolución del factor de fricción de Fanning a lo largo de la sección de estudio.

Como se puede observar en la gráfica anterior (Figura (3.38)), el factor de fricción de Fanning máximo para cada caso va disminuyendo conforme aumenta el número de Reynolds, lo que demuestra el efecto de la región de entrada. Por otro lado, se observa como el aumento del número de Reynolds provoca una estabilización más tardía del factor de Fanning, este hecho se observa mejor en la Figura. (3.39) donde se compara el factor de fricción de Fanning en cada tanque con el correspondiente al penúltimo tanque.

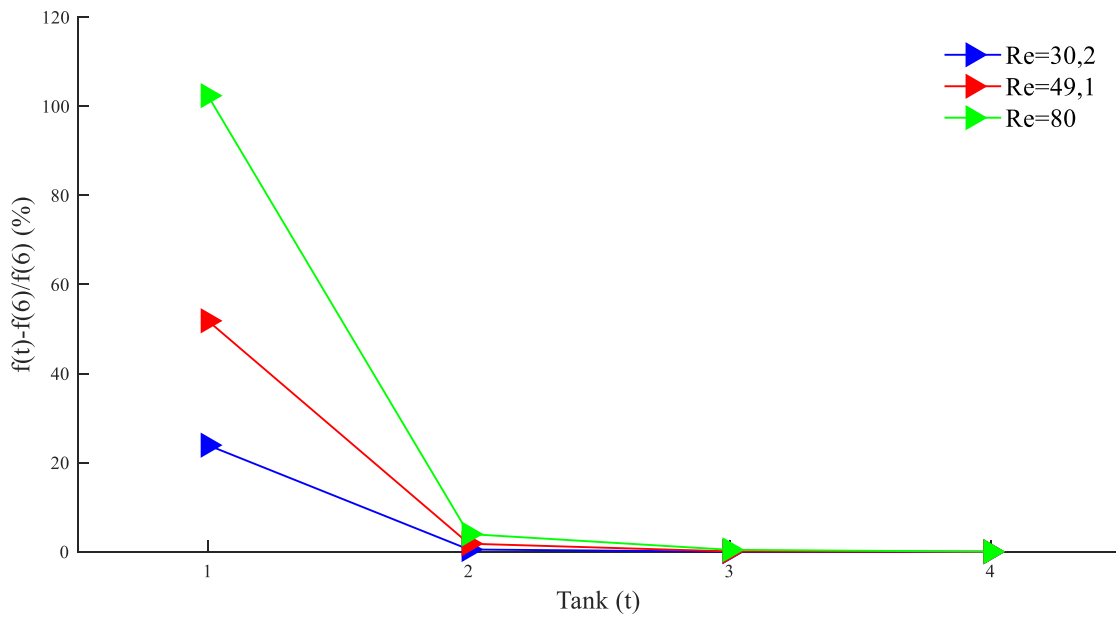


Figura 4. 2. Grafica de comparación del factor de fricción Fanning en cada tanque con el penúltimo. En tanto por ciento (%).

El hecho de no usar el factor de fricción de Fanning en el último tanque se debe a que este está afectado por los efectos de salida. Además, los vórtices creados tras el paso del flujo por el último deflector provocan que el software asigne presiones negativas en la superficie OUTLET de salida de la geometría. Este cambio de signo es necesario para el correcto cumplimiento de las Ec. (3.2) y Ec. (3.3), por lo que esta variación del factor de fricción de Fanning no va a ser tenida en cuenta.

Otro hecho significativo es la ruptura existente de la tendencia en la evolución del factor de fricción de Fanning en las proximidades del segundo tanque a elevados números de Reynolds, observándose una disminución junto con un posterior aumento en el segundo y tercer tanque respectivamente, hecho visible en la Figura (3.40). Esto se debe a que el primer tanque está afectado por grandes esfuerzos cortantes en la pared, mientras que en el segundo ya se ha desarrollado una capa límite de mayor espesor y a su vez, todavía no existen patrones desarrollados de flujo radial tan extensos como los que existen en el flujo espacialmente periódico.

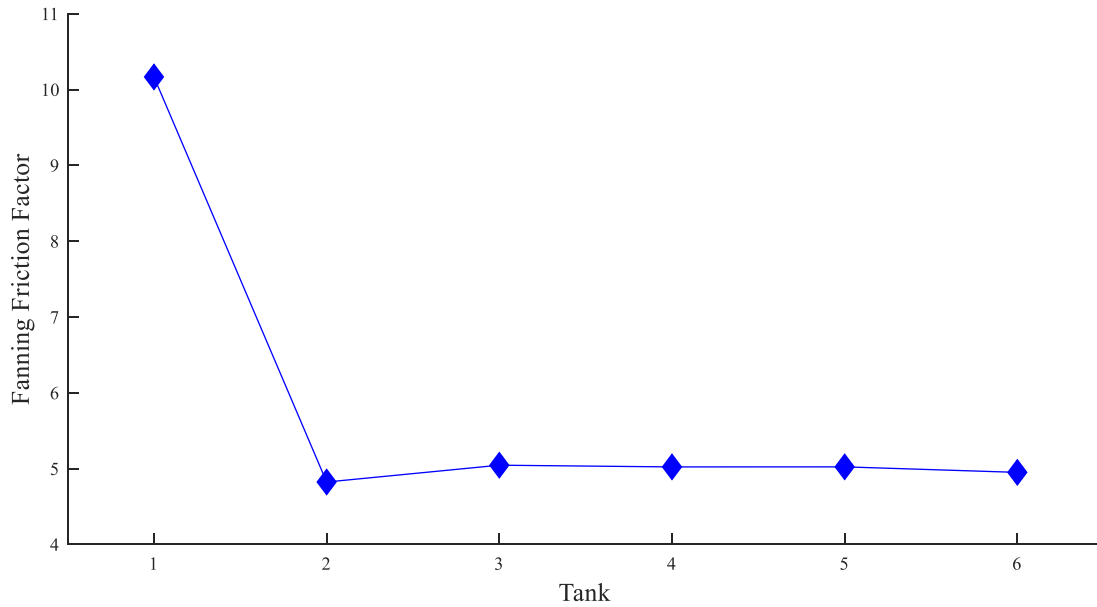


Figura 4. 3. Grafica de evolución del Fanning a lo largo de la sección de estudio para el último caso (Caso N.º 10 Re=80).

4.2. Estudio sensibilidad del mallado

Tras lo expuesto anteriormente y observando la evolución del factor de fricción de Fanning a lo largo de los diversos tanques, se ha optado por seleccionar el cuarto tanque como referencia a la hora de realizar la adquisición, el procesado y la comparación de los datos numéricos con los experimentales.

Para la realización del estudio de sensibilidad del mallado, se ha estudiado el efecto del tamaño de la malla en ciertas variables físicas de interés. El estudio se ha realizado para el **caso N.º. 10: $Re = 80$ y $v = 0,0595 \text{ m/s}$** . El cálculo del error porcentual cometido por la utilización de cada mallado se determina mediante la fórmula:

$$\% (\text{error}) = \left| \frac{\varphi_i - \varphi_3}{\varphi_3} \right| \cdot 100 \quad \text{Ec. (4.1)}$$

donde φ_i es la variable física evaluada, siendo en este caso la presión y la velocidad, y φ_3 es la variable física obtenida con la malla más fina, con el que se comparan las anteriores. Los valores comparados son:

- Presión promediada obtenida mediante la opción “Area-Weighted average”, la cual permite calcular un promediado en área de la magnitud a determinar.
- Velocidad axial máxima en la superficie.

En ambos casos se ha medido en la superficie auxiliar número cuatro, denominada en Fluent como “Interior5”, correspondiente a la sección transversal central del penúltimo tanque.

Como se ha comentado anteriormente, uno de los mallados ha sido rechazado con anterioridad a la realización de este análisis debido a su elevado número de elementos y coste computacional, por lo que la comparativa será únicamente de tres mallas, considerando. Los resultados para las tres mallas se muestran en la Tabla (4.1) La tabla también recoge el error respecto a la malla más fina.

Tabla 4. 1. Tabla de valores de presión, velocidad axial y porcentaje de error en los tres mallados computacionales.

Malla	Nº de elementos	Presión (Pa)	Velocidad (m/s)	% Error (Presión)	% Error (Velocidad)
1	107.049	64,29	0,329	1,77	1,43
2	254.728	63,30	0,332	0,207	0,344
3	413.973	63,17	0,333	-	-

Finalmente, se ha escogido el segundo mallado (254.728 elementos) por su correcto cumplimiento de la condición precisión (error menor al 1%)-coste computacional. Dicha malla se muestra en detalle en la Figura 4.4

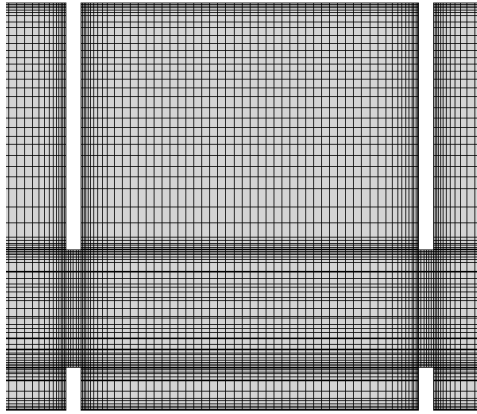


Figura 4. 4. Vista axial de sección del mallado seleccionado.

4.3. Validación del modelo numérico

Se procede a comparar los resultados obtenidos mediante la metodología numérica y experimental. Como procedimiento se ha elegido por comparar los resultados del factor de fricción de Fanning en el cuarto tanque obtenidos con las simulaciones numéricas, con los proporcionados por la correlación experimental obtenida por el estudiante de doctorado José Muñoz Cámara, escogiendo la que mejor se adapte a dicha correlación.

Asimismo, el hecho de una posible influencia en la caída de presión propiciada por la existencia de una varilla de unión entre deflectores nos ha llevado a considerar de vital importancia la realización de una comparación entre los resultados obtenidos con los mallados correspondientes a las dos geometrías anteriormente creadas en el Capítulo 3. Los datos necesarios ya han sido obtenidos con las simulaciones del apartado anterior de estudio de sensibilidad del mallado.

Se procede a mostrar las gráficas referentes a la comparación de los resultados numéricos y experimentales para ambas geometrías realizadas.

A. Sin varilla.

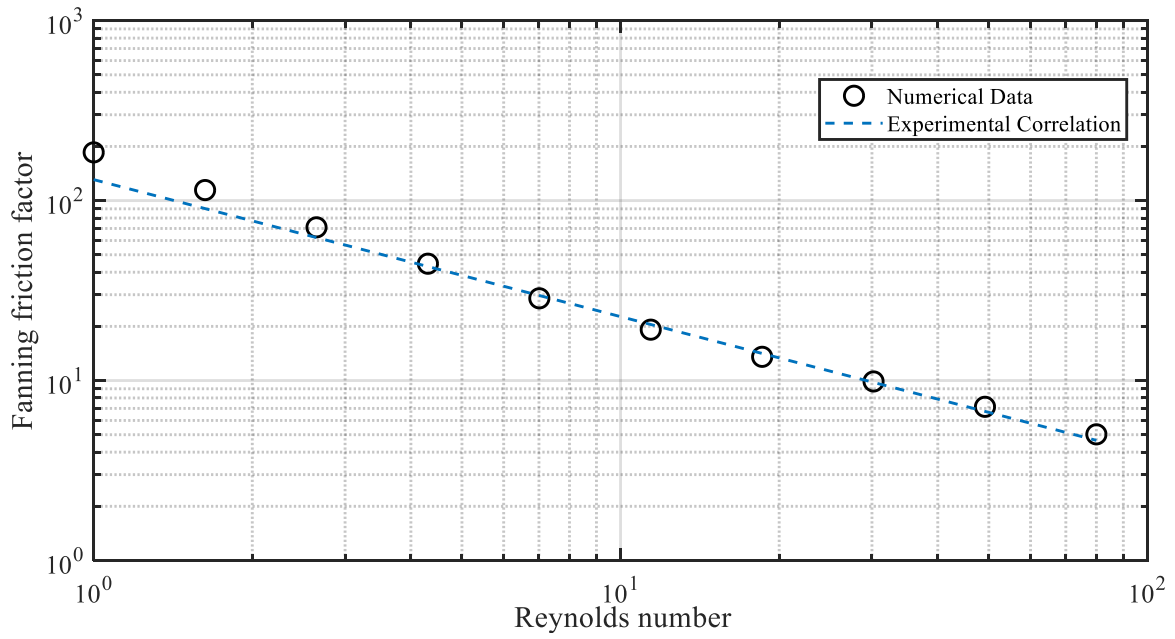


Figura 4. 5. Grafica comparación de datos numéricos con correlación experimental para geometría sin varilla

A. Con varilla.

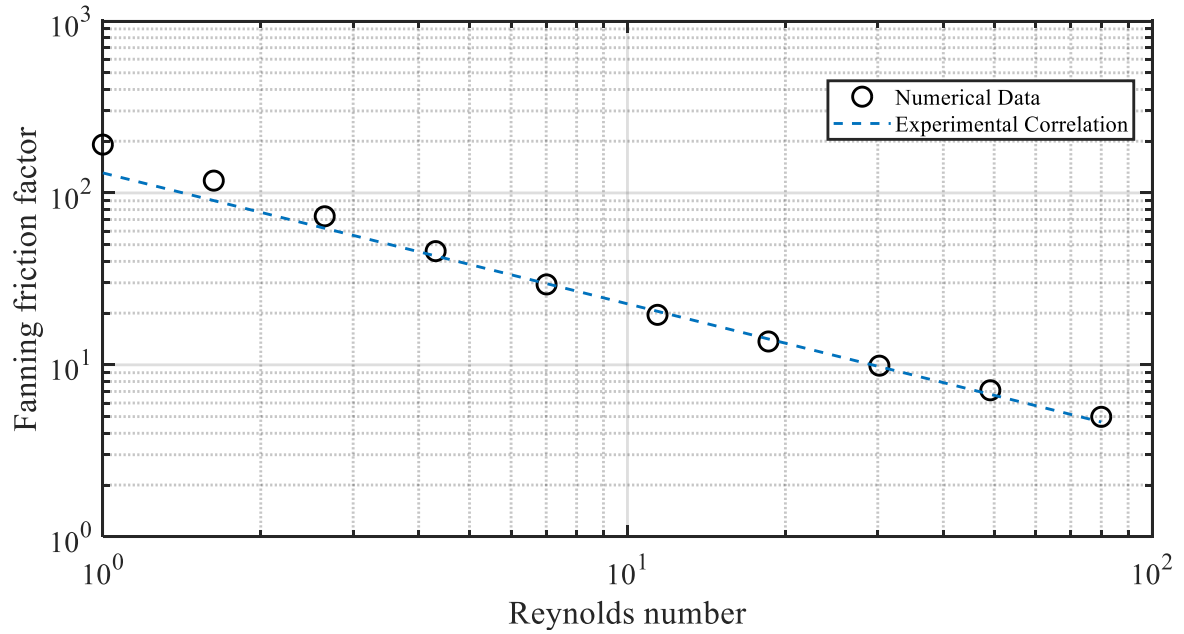


Figura 4. 6. Grafica comparación de datos numéricos con correlación experimental para geometría con varilla

Como se observa, los datos numéricos se ajustan correctamente en ambos modelos a los determinados por la correlación experimental, hecho deducido tanto a partir de las Figuras (4.5) y (4.6), como del error medio existente entre ambos pares de datos, recogido en la Tabla (4.2). Sin embargo, se destaca una desviación de los datos numéricos respecto a los experimentales a bajos números de Reynolds. Esto es debido a que la correlación experimental utilizada no contempla números de Reynolds menores que 7, por lo que estos valores iniciales no se pueden considerar como válidos.

La obtención del error porcentual existente entre cada medida numérica y experimental, junto con el posterior cálculo error medio obtenido nos permitirá elegir que geometría se adapta mejor a nuestro caso.

Tabla 4. 2. Tabla con los errores medios comparativa entre las dos geometrías

Geometría	Error medio (%)
Con varilla	3,85
Sin varilla	4,91

De la Tabla (4.2), se concluye que el uso de la geometría que contempla la varilla interior permite una mejor adecuación a los datos experimentales, con un porcentaje de error del 1.0644 % menor que la geometría sin varilla. Sin embargo, se va a optar por utilizar la geometría sin varilla debido a dos razones.

- Una diferencia de un 1% en el error medio entre los dos casos no es tan elevada como para suponer un rechazo inmediato del modelo que no contempla esta geometría adicional. De hecho, el mayor asociado a las medidas experimentales es mayor.
- La introducción de la varilla supone una geometría adicional a crear en el software de mallado, además, la capa límite generada en las proximidades de esta supone un refinamiento del mallado adicional en las proximidades de su superficie, aumentando el número total de elementos a extruir para crear el mallado volumétrico, traduciéndose esto en un aumento del número total de elementos para una misma configuración de parámetros de mallado y en un incremento en el coste computacional

4.4. Patrones de flujo

En este apartado se analizarán los patrones de flujo existentes debido al trasiego de un caudal neto puro a lo largo de nuestra sección de estudio. Debido al carácter estacionario de las tandas de simulaciones llevadas a cabo con anterioridad, estos patrones de flujo serán constantes, lo que nos permitirá comparar fácilmente la aparición de recirculaciones del flujo al aumentar la intensidad del caudal neto

Para analizar dichos patrones de flujo se van a mostrar los contornos de velocidad de 4 casos diferenciados, los cuales se encuentran recogidos en la Tabla (4.3)

Tabla 4. 3. Casos de los patrones de flujo mostrados para flujo neto.

N.º de caso	Re	Velocidad (m/s)
1	1,0000	0,0007
4	4,3089	0,0032
7	18,5664	0,0138
10	80,0000	0,0595

A continuación, se muestran los distintos contornos de velocidad obtenidos

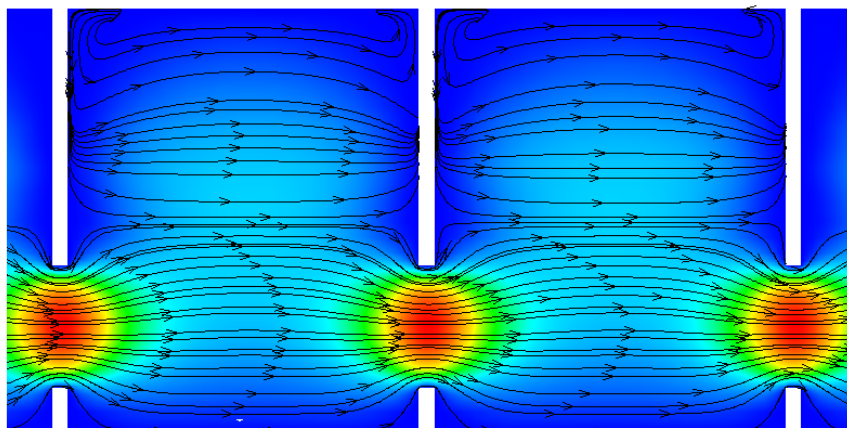


Figura 4. 7. Contorno de velocidad para el caso 1 ($Re=1$).

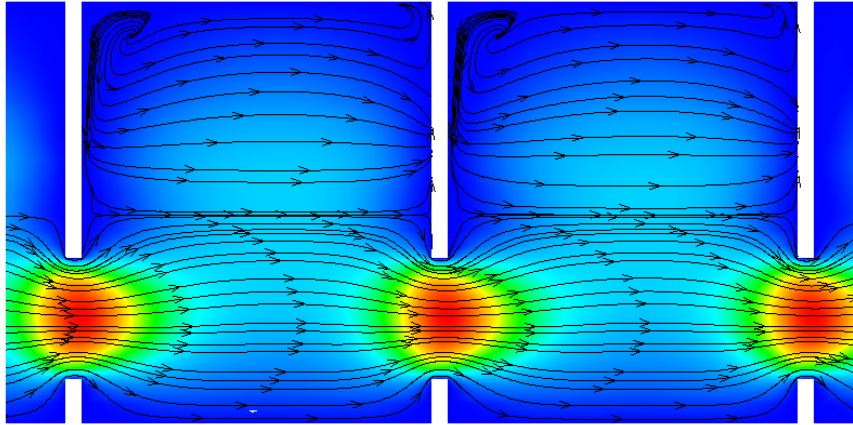


Figura 4. 8. Contorno de velocidad para el caso 4 ($Re=4,30$).

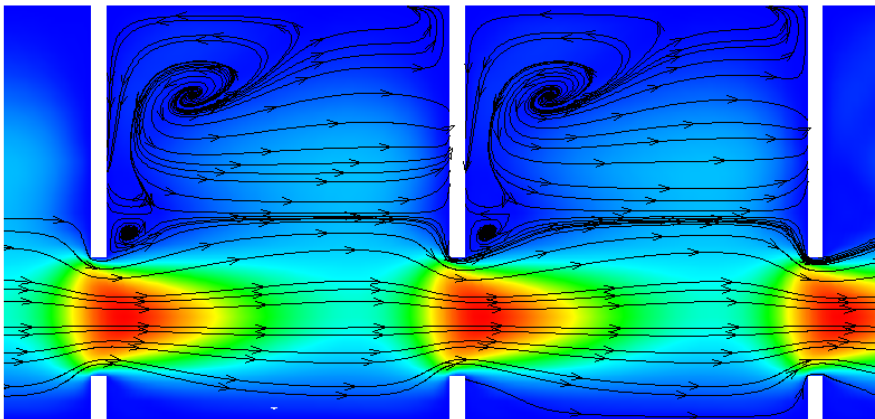


Figura 4. 9. Contorno de velocidad para el caso 7 ($Re=18,56$).

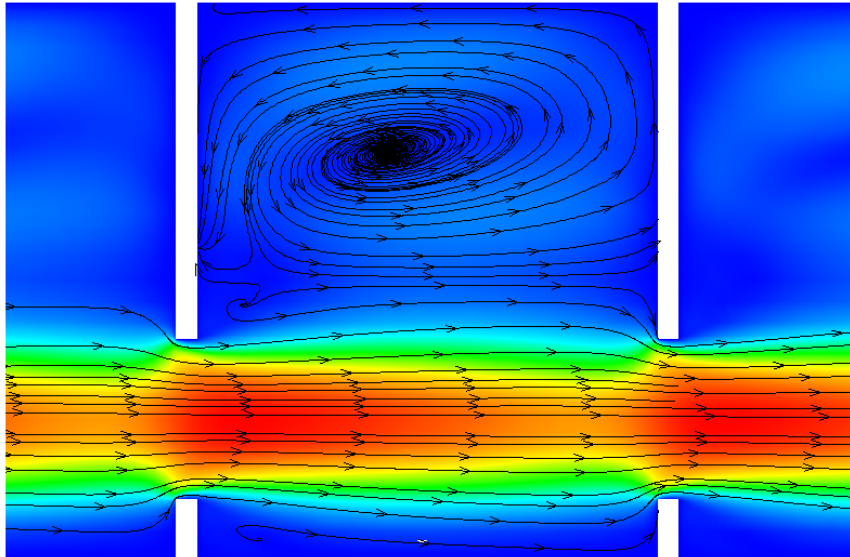


Figura 4. 10. Contorno de velocidad para el caso 10 ($Re=80$).

De los contornos de velocidad obtenidos se observa claramente un aumento en la intensidad del flujo con el número de Reynolds, así como un aumento en la intensidad local del chorro principal tras su paso por el orificio del deflector mostrado.

Por otro lado, se observa la inexistencia de estructuras caóticas ni recirculación del flujo en la Figura (4.7), debido al marcado comportamiento laminar del flujo del caso mostrado. Sin embargo, al aumentar la velocidad del flujo tiene lugar la aparición de estructuras caóticas y la formación de recirculaciones en la parte superior de la celda, hecho observable de forma más clara en el último caso mostrado (Figura (4.10)), donde se destaca un gran vórtice en la parte superior del tanque.

Hay que señalar que la existencia de otros dos orificios, no observables debido al plano utilizado para la obtención de los contornos de velocidad, va a contribuir a la formación de los vórtices y las estructuras caóticas generadas tras la interacción del flujo con los deflectores

CAPÍTULO 5. Requisitos de potencia en régimen oscilatorio puro

5.1. Introducción.

En este capítulo se va a determinar la disipación de potencia acontecida en este tipo de reactores, actuando únicamente una componente de flujo oscilatoria. Para la cuantificación de ésta, se van a presentar los conceptos de densidad de potencia (*power density*) y número de potencia (*Power number*). Dichos parámetros van a resultar de gran utilidad a la hora de diseñar y dimensionar los elementos del sistema generador de la oscilación del flujo.

Como punto de partida, se va a realizar un recorrido del fundamento teórico para el cálculo de la potencia disipada, en el cual se va a incluir todo el desarrollo matemático de las expresiones pertinentes desembocando en la expresión buscada de la densidad de potencia. Posteriormente, es indispensable discutir la condición de periodicidad temporal del flujo debido al carácter transitorio de los posteriores análisis numéricos.

Tras la validación de la comentada periodicidad temporal, se van a llevar a cabo dos campañas de análisis numéricos a distintas temperaturas de flujo, con variación de la frecuencia de oscilación para cada uno de los casos simulados; junto con la aplicación de la metodología expuesta para la estimación de la disipación de potencia en cada caso.

Por último, se va a realizar una comparación de los resultados obtenidos mediante simulación numérica con los determinados mediante procedimiento experimental, comprobando así la validez de este último

5.2. Marco teórico

Dentro de este apartado se va a exponer el desarrollo matemático llevado a cabo para la obtención de las expresiones con las cuales se estimarán las necesidades y requerimientos de potencia en este tipo de reactores, basado en diversos estudios (Mackley & Stonestreet, 1995; Baird & Stonestreet, 1995)

Tal y como se expuso en el Apartado (1.3.2) referente al mecanismo de oscilación del flujo, el movimiento de este se encuentra definido por las siguientes expresiones de carácter transitorio.

$$x = -x_o \cos(\omega t) \quad \text{Ec. (5.1)}$$

$$u = x_o \omega \sin(\omega t) \quad \text{Ec. (5.2)}$$

$$a = x_o \omega^2 \cos(\omega t) \quad \text{Ec. (5.3)}$$

Debido a que estas expresiones han sido ya analizadas y explicadas con anterioridad en el Apartado (1.2.3), no procede su reiterada explicación en el presente capítulo.

Como se observa de las expresiones anteriores, se espera que la variación de la presión en el interior del reactor sea, asimismo, función del tiempo, asumiéndose esta como una función senoidal desfasada respecto de la velocidad un cierto ángulo δ (rad). Así, se puede definir la evolución temporal de la presión en el interior de nuestro reactor como.

$$\Delta p(t) = \Delta p_o \sin(\omega t + \delta) \quad \text{Ec. (5.4)}$$

Siendo Δp_o la máxima fluctuación de presión, es decir, la amplitud de la comentada onda senoidal y δ el desfase entre presión y velocidad anteriormente mencionado.

Es de esperar que este valor de desfase presente valores positivos, indicador de que la onda de presión esta adelantada a la velocidad, siendo este hecho lógico ya que es la presión la causante del movimiento y aceleración del fluido.

Se define la potencia instantánea para flujo oscilatorio como el producto del flujo másico instantáneo con la caída de presión instantánea para el mismo instante temporal.

$$P(t) = u a_c \Delta p = x_o \omega a_c \sin(\omega t) \Delta p_o \sin(\omega t + \delta) \quad \text{Ec. (5.5)}$$

La densidad de potencia se define como el promedio temporal en un ciclo de oscilación de la potencia instantánea, dividido entre el volumen correspondiente a la geometría de estudio, considerando el volumen $V = Z a_c$, siendo a_c el área de la sección transversal del conducto y Z la denominada longitud activa, que consiste en la longitud de la sección considerada para la determinación de la densidad de potencia. Finalmente se obtiene.

$$\epsilon_v = \frac{x_o \omega \Delta p_o \cos \delta}{2 Z} \quad \text{Ec. (5.6)}$$

Siguiendo el desarrollo llevado a cabo por Jealous and Johnson (JEALOUS & HOMER F. JOHNSON, 1955) y aplicando lo propuesto anteriormente a reactores de flujo oscilatorio, (Baird & Stonestreet, 1995) establecen que esta caída de presión se debe principalmente a la contribución de dos componentes, una de carácter inercial, referida a la fuerza que es necesaria aplicarle a una masa dada de flujo para provocar su movimiento y aceleración, y otra de carácter friccional, debida a la fricción generada por el movimiento del flujo con las paredes del conducto principal y los orificios del deflector. Expuesto lo anterior, se puede desglosar el gradiente de presión mediante siguiente expresión, teniendo en cuenta las componentes anteriormente descritas.

$$\Delta p(t) = \Delta p(t)_f + \Delta p(t)_i \quad \text{Ec. (5.7)}$$

$$\Delta p(t)_i = L' \rho x_o w^2 \cos(\omega t) \quad \text{Ec. (5.8)}$$

$$\Delta p(t)_f = R x_o w \sin(t) \quad \text{Ec. (5.9)}$$

Siendo R una resistencia arbitraria y L' una longitud arbitraria. Comparando la Ec (5.7) con la Ec. (5.8) se obtiene

$$\Delta p(t) = L' \rho x_o w^2 \cos(\omega t) + R x_o w \sin(\omega t) \quad \text{Ec (5.10)}$$

Realizando el desarrollo trigonométrico de la Ec. (5.4) se obtiene la siguiente igualdad.

$$\Delta p(t) = \Delta p_o \sin(\omega t + \delta) = \Delta p_o \sin \delta \cos(\omega t) + \Delta p_o \cos \delta \sin(\omega t) \quad \text{Ec. (5.11)}$$

De la comparación de las Ec. (5.9) y Ec. (5.10) resulta.

$$\Delta p_o \sin \delta \cos(\omega t) + \Delta p_o \cos \delta \sin(\omega t) = L' \rho x_o w^2 \cos(\omega t) + R x_o w \sin(\omega t) \quad \text{Ec.(5.12)}$$

1. **Termino inercia de la caída de presión:** $\Delta p_o \sin \delta = L' \rho x_o w^2 = \Delta p_o i$
2. **Termino friccional de la caída de presión:** $\Delta p_o \cos \delta = R x_o w = \Delta p_o f$
3. **Desfase:** $\delta = \tan^{-1} \left| \frac{L' \rho \omega}{R} \right|$

De la expresiones anteriores se deduce que la contribución a la caída de presión de ambas componentes depende del desfase existente entre la presión y la velocidad, por lo que para un ángulo de desfase de 0 rad ($\delta = 0$), se obtiene que la caída de presión es debida únicamente a la componente friccional, mientras que en el otro extremo, con un desfase de 90° ($\delta = \frac{\pi}{2}$) se obtienen que la caída de presión por fricción es despreciable respecto a la caída de presión provocada por la inercia del flujo, por lo que para valores intermedios de δ , la caída de presión dependerá de ambas componentes en distinta medida, según el valor del ángulo de desfase δ .

Las expresiones anteriores no resultan del todo válidas para un reactor de flujo oscilatorio real, debido a que algunas de las hipótesis tenidas en cuenta no son del todo correctas, destacándose entre ellas las asumidas para la caída de presión inercial, para la cual Baird y Stonestreet desarrollaron un modelo matemático que permitía tener en cuenta la aceleración local del flujo a su paso por los orificios de los deflectores, para tener en cuenta este aumento en la aceleración se introdujo un factor de corrección K_i , que permite cuantificar el efectos de la geometría de los deflectores, definida por S y l/D , modificando la Ec.(5.3), obteniendo la siguiente expresión.

$$a = \left(\frac{K_i x_o \omega^2}{S} \right) \cos(\omega t) \quad \text{Ec. (5.13)}$$

Por consiguiente, la componente inercial de la caída de presión resulta.

$$\Delta p(t)_i = \rho \left(\frac{Z K_i}{S} \right) x_o \omega^2 \cos(\omega t) \quad \text{Ec. (5.14)}$$

Remplazándose el termino L' por $\frac{Z K_i}{S}$, el parámetro ajustable K_i se espera que alcance el valor unidad a medida que se reduce el espaciado entre deflectores (L).

Respecto a la caída de presión debida a la componente friccional, existen dos modelos desarrollados. El primero es el modelo cuasi-estacionario o "*Quasy-steady model*". Este modelo establece que la caída de presión instantánea en un flujo temporalmente periódico, como es nuestro caso, es la misma que la que existiría en un flujo estacionario que tuviera la misma magnitud de velocidad que la correspondiente a ese instante del ciclo de oscilación. Asume que

la caída de presión instantánea corresponde a la caída de presión existente debido al paso del flujo por un orificio del deflector.

$$\Delta p(t)_f = \frac{\rho u^2 \left(\frac{1 - S^2}{S^2} \right)}{2C_o^2} \quad \text{Ec. (5.15)}$$

Sustituyendo en la Ec. (5.14) la velocidad según su modelización senoidal definida con anterioridad (Ec. (5.2)), logramos la siguiente expresión.

$$\Delta p(t)_f = \left[\frac{\rho(\omega x_o)^2 \left(\frac{1 - S^2}{S^2} \right)}{2C_o^2} \right] \sin(\omega t) |\sin(\omega t)| \quad \text{Ec. (5.16)}$$

En la cual C_o se define como el coeficiente de descargar del orificio, normalmente considerado como 0.6 en deflectores de un único orificio, destacar asimismo que el módulo del seno en la parte derecha de igualdad asegura el cambio de signo durante el semiciclo negativo de la oscilación

Considerando ahora un reactor compuesto por n deflectores, la ecuación anterior queda

$$\Delta p(t)_f = \left[\frac{n\rho(\omega x_o)^2 \left(\frac{1 - S^2}{S^2} \right)}{2C_o^2} \right] \sin(\omega t) |\sin(\omega t)| \quad \text{Ec. (5.17)}$$

Siendo el termino entre corchetes el valor máximo de la caída de presión friccional, integrando dicho termino para un ciclo completo de oscilación obtenemos la expresión de la densidad de potencia según esta teoría.

$$\epsilon_v = \frac{2n\rho(\omega x_o)^3 \left(\frac{1 - S^2}{S^2} \right)}{3\pi C_o^2 Z} \quad \text{Ec. (5.18)}$$

La otra teoría expuesta por Baird y Stonestreet corresponde a la denominada “*Eddy Enhancement model*” en la cual tuvieron en cuenta las estructuras caóticas generadas con el aumento de la intensidad en la oscilación del flujo.

Mediante esta teoría se obtuvo una expresión para la caída de presión máxima debida a la fricción, dependiente de un nuevo parámetro l denominado “*Mixing length*” o distancia de mezclado, correspondiente a la distancia de desplazamiento de los torbellinos.

$$\Delta p_{fo} = \frac{3n\rho\omega^2 x_o l}{S} \quad \text{Ec. (5.19)}$$

Sustituyendo la Ec.(4.14) en la Ec.(4.6). obtenida con anterioridad, se determina la expresión de la densidad de potencia para el modelo “*Eddy Enhancement*”.

$$\epsilon_v = 1.5 \frac{\rho\omega^3 x_o^2 l}{LS} \quad \text{Ec. (5.20)}$$

Tras lo expuesto anteriormente se puede concluir que existen distintos métodos que permiten la cuantificación tanto de la caída de presión debida tanto a la componente friccional como a la componente inercial, como de la densidad de la disipación de potencia en ausencia de componente neta de flujo. Sin embargo, estos requieren del ajuste experimental de distintos factores de corrección como es el caso de K_i en la caída de presión inercial, el coeficiente de descarga C_o y la distancia de mezclado o “*mixing length*” l .

5.3. Metodología numérica

La metodología numérica aplicada es similar a la empleada en el capítulo para la determinación de la periodicidad espacial de la sección de ensayo, sin embargo, la introducción de una componente de flujo oscilatorio, cambiante en función del tiempo nos obliga a realizar un análisis de carácter transitorio.

Se ha utilizado el mismo software que el utilizado para el análisis de sensibilidad del mallado y determinación de la periodicidad espacial, ANSYS-Fluent, empleando un pressure-based solver y una formulación implícita de segundo orden, junto con un esquema implícito de segundo orden para la discretización espacial de la presión, y un esquema de tercer orden para el caso del momento. El acoplamiento presión velocidad ha sido resuelto mediante el algoritmo SIMPLE.

En cuanto a la modelización de la turbulencia, se ha optado por utilizar, tal y como proponen diversos autores consultados, (González, 2017)(Ni et al., 2002), un solver laminar debido a su extendido uso, satisfactorios resultados y reducido coste computacional.

Como condiciones de contorno se destaca la imposición a la entrada de la sección de estudio de una velocidad oscilatoria sin componente neta, definida mediante la Ec (5.2), junto con presión atmosférica en la sección de salida.

Se han llevado a cabo dos campañas de simulaciones, con un total de 18 simulaciones cada una, a diferentes valores de temperatura del fluido y mismo intervalo de Reynolds oscilatorio para cada una de las campañas. En lo referente al fluido de trabajo, se ha optado por la utilización de monopropilenglicol a la misma temperatura y concentración que el utilizado para la realización de los ensayos experimentales, manteniendo así las mismas propiedades para cada uno de los casos ensayados. Las tablas (5.1) y (5.2) recogen tanto los datos referentes a la oscilación de cada campaña numérica, como los valores de las propiedades del fluido de trabajo para cada temperatura ensayada.

Previamente a la realización de las simulaciones, se considera necesaria la determinación de la condición de periodicidad temporal del flujo, estableciendo a partir de qué ciclo de oscilación se cumple dicha condición. Durante el desarrollo de éstas se han monitorizado los valores de presión en la sección media de cada tanque del reactor, haciendo uso para ello de las superficies auxiliares creadas tras la definición de la geometría completa en CFD ANSYS-Fluent.

Tabla 5. 1. Numero de Reynolds oscilatorio y frecuencia de cada caso de simulación.

# Caso	número de Reynolds oscilatorio	Frecuencia (Hz) (25 °C)	Frecuencia (Hz) (15 °C)
1	21,4	0,336	0,631
2	25,0	0,392	0,736
3	30,4	0,476	0,894
4	33,9	0,532	0,999
5	39,3	0,616	1,157
6	44,7	0,700	1,315
7	50,0	0,784	1,473
8	57,2	0,896	1,683
9	64,3	1,008	1,893
10	73,2	1,148	2,156
11	82,2	1,288	2,419
12	92,9	1,456	2,735
13	103,6	1,624	3,050
14	117,8	1,848	3,471
15	132,1	2,072	3,892
16	150,0	2,352	4,418
17	167,8871	2,632	4,944
18	189,3195	2,968	5,575

Tabla 5. 2. Propiedades del fluido de ensayo.

Temperatura	15°C	25°C
Densidad (kg/m^3)	1049,795	1041,552
Viscosidad ($Pa \cdot s$)	0,0571	0,0302

Para mantener un mismo intervalo de número Reynolds oscilatorio en ambas campañas es necesario aumentar la frecuencia de oscilación, debido a que la disminución de la temperatura del fluido provoca un aumento de la densidad y viscosidad de este.

El carácter transitorio del flujo oscilatorio hace necesario discretizar el problema en una serie de pasos temporales, dependientes de la frecuencia de oscilación del caso simulado y del número de pasos por ciclo establecidos.

Se ha optado por dividir cada ciclo de oscilación en 96 fases diferenciadas, con un número máximo de 60 iteraciones por fase. La elección de calcular 96 pasos por ciclo se debe a los buenos resultados obtenidos en simulaciones anteriores de esta naturaleza (González, 2017)

La discretización temporal depende, como se ha comentado anteriormente, de la frecuencia de oscilación y del número de fases en las cuales se divide cada ciclo simulado, obteniendo la expresión siguiente para su cálculo.

$$\Delta t = \frac{1}{PasosCiclo \cdot f} \quad \text{Ec. (5.21)}$$

5.4. Periodicidad Temporal

Al iniciarse el movimiento de flujo en el interior del reactor, tiene lugar un transitorio que ha de superarse hasta que se alcancen condiciones periódicas en el tiempo. En resumen, se establece la existencia de un determinado número de ciclos en los cuales el flujo no presenta condiciones periódicas temporales y la solución difiere de un ciclo a otro. Este número de ciclos depende diversos factores entre los que se destacan la frecuencia de oscilación aplicada y las propiedades del fluido a tratar.

Una vez superados esos ciclos y por tanto la fase transitoria, se alcanza la periodicidad temporal del flujo. Para su determinación se ha simulado un total de 20 ciclos de oscilación a un valor de frecuencia de 3 Hz, considerándose como el valor más restrictivo de las frecuencias ensayadas experimentalmente

Tras la realización de la anterior simulación, se procede a comprobar cómo evolucionan las ondas de diferencia de presión y de potencia a lo largo de los distintos ciclos de oscilación calculados, comprobando a partir de cuál de ellos las señales calculadas son similares. Esta similitud entre señales nos indicará el ciclo a partir del cual finaliza el transitorio, pudiéndose considerar el resto de ellos temporalmente periódicos.

En la Figura 5.1 se puede observar la variación temporal de la onda de diferencia de presión en el cuarto tanque, a lo largo de tres ciclos consecutivos, donde se verifica la existencia de un transitorio. Esto es debido a la semejanza existente entre la onda correspondiente al primer ciclo de oscilación con la correspondiente al segundo ciclo, sin embargo, la comprobación con la onda correspondiente a un tercer ciclo no va a permitir determinar la consumación de este periodo transitorio.

El solapamiento de las ondas del segundo y tercer ciclo de oscilación nos indica el fin de este transitorio, cuya duración se limita a un único ciclo.

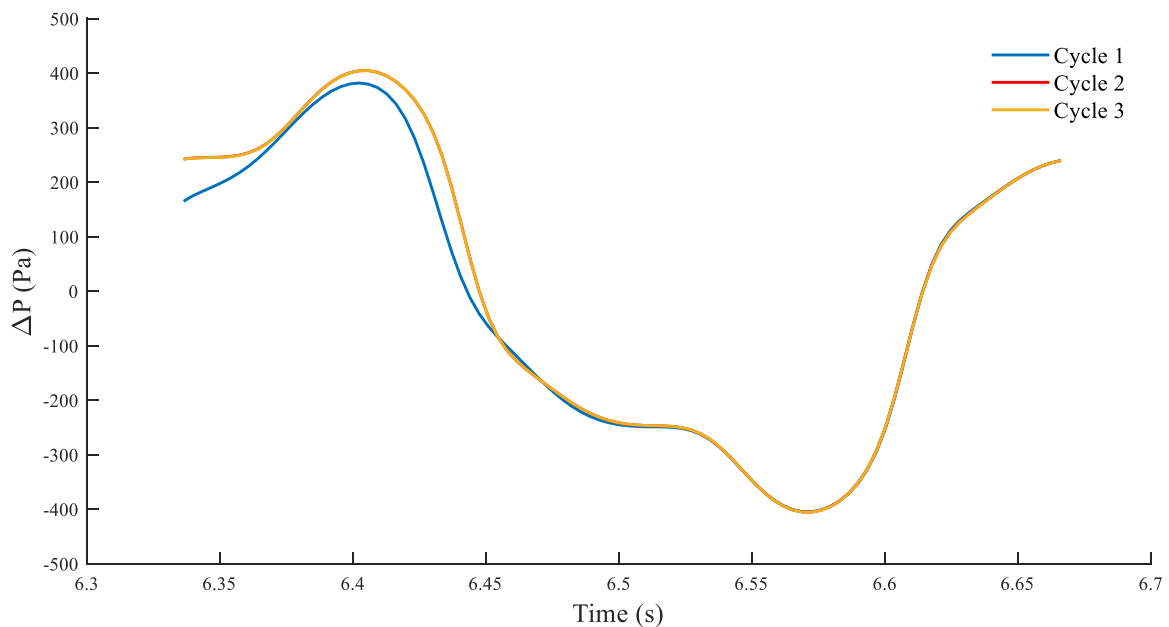


Figura 5. 1 Grafica de caída de presión para tres ciclos consecutivos.

Asimismo, la finalización de la simulación transitoria puede establecerse mediante el control de la evolución de la potencia a lo largo del mismo número de ciclos empleados para la caída de presión. Del mismo modo que para la caída de presión, en la Figura 3.42, que hace referencia a la evolución de la potencia, se observa como existe una correspondencia entre las ondas del segundo y tercer ciclo respectivamente, junto con la disparidad de estas con la restante, correspondiente al primer ciclo de oscilación.

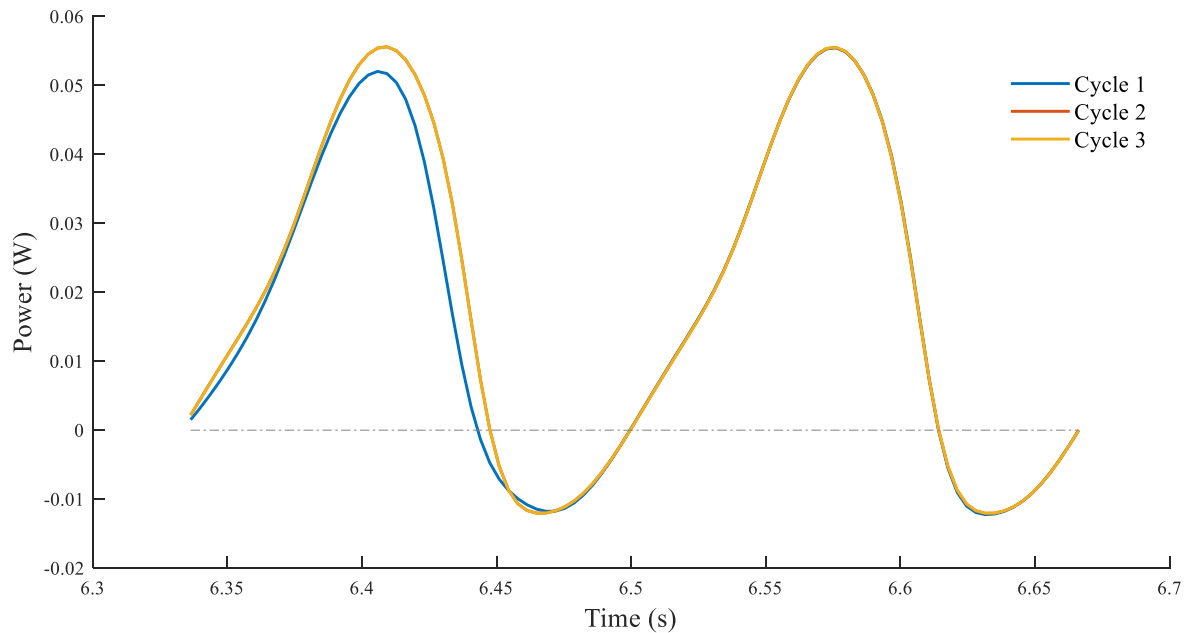


Figura 5. 2. Grafica variación de la potencia para tres ciclos consecutivos.

Los valores negativos y positivos de la onda de potencia nos permiten cuantificar la energía instantánea necesaria para el correcto pulsado y movimiento del flujo, así como la proporcionada por el flujo a la instalación, susceptible de recuperación mediante la instalación de un volante de inercia a nuestro mecanismo de pulsado. Esta recuperación nos va a permitir reducir el consumo medio de energía y los costes de puesta en marcha y funcionamiento.

De la similitud existente entre las ondas de potencia a partir del segundo ciclo de oscilación se deduce que el consumo medio de potencia en cada ciclo será el mismo o muy similar, de modo que se ha calculado el consumo medio de potencia a lo largo de los veinte ciclos de simulación realizados, comparando el valor obtenido en cada ciclo con el calor correspondiente al último de ellos.

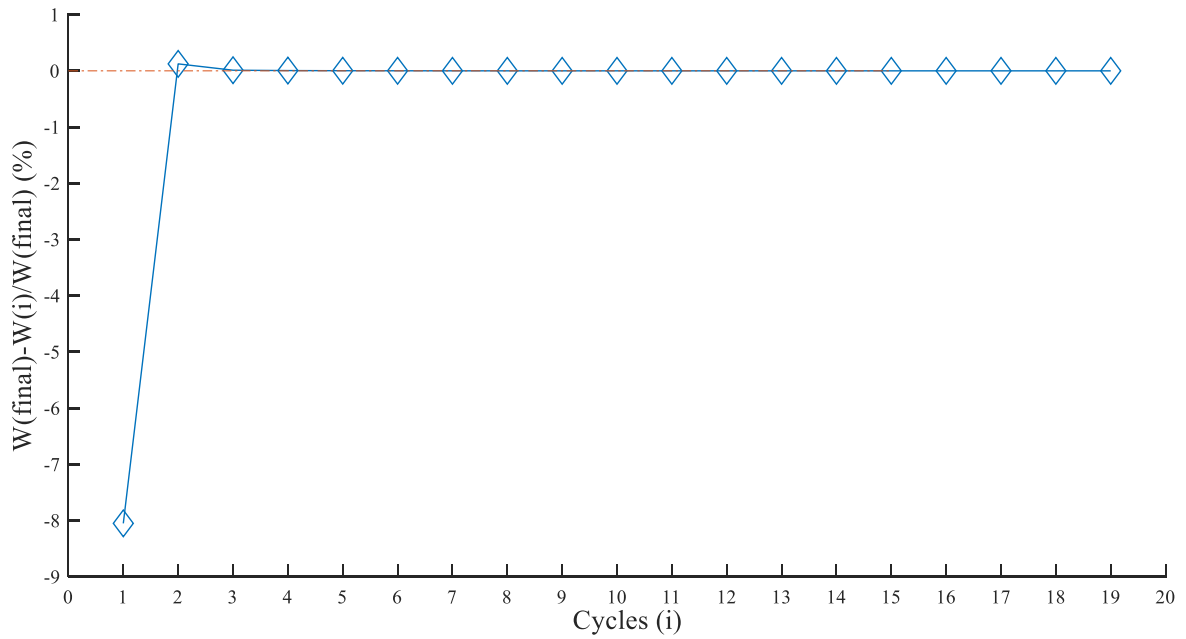


Figura 5. 3. Consumo medio de potencia en el 4º tanque a lo largo de los ciclos de oscilación.

Se observa, como se predecía, resultados dispares entre el primer ciclo y los restantes, así como una pequeña diferencia entre el valor de potencia media correspondiente al segundo ciclo con el correspondientes al tercero. Esta pequeña diferencia no es observable a simple vista en la Figura 3.42, sin embargo, en la Figura 3.43, se observa como la potencia media del segundo ciclo difiere respecto del último en un 0,1241 %, valor insignificante comparado con 8,052 % del primer ciclo.

Por lo tanto, se concluye que existe un transitorio que dura un único ciclo de oscilación, por lo que la simulación de tres ciclos de oscilación resultaría suficiente para la obtención de resultados válidos.

5.5. Resultados numéricos

5.5.1. Desfase Presión-Velocidad

El movimiento oscilatorio del flujo en nuestro reactor es debido al gradiente de presión cambiante generado en su interior, siendo este una función temporal dependiente de la frecuencia de oscilación. Por lo tanto, al estar el movimiento del fluido influenciado por este gradiente, se deduce que existe un desfase entre la onda de presión y la onda de velocidad generada.

Este desfase se espera que presente valores positivos, ya que al ser la presión la magnitud causante del movimiento y aceleración del fluido, esta estará adelantada respecto a la velocidad. La Figura (5.4) muestra lo anteriormente comentado.

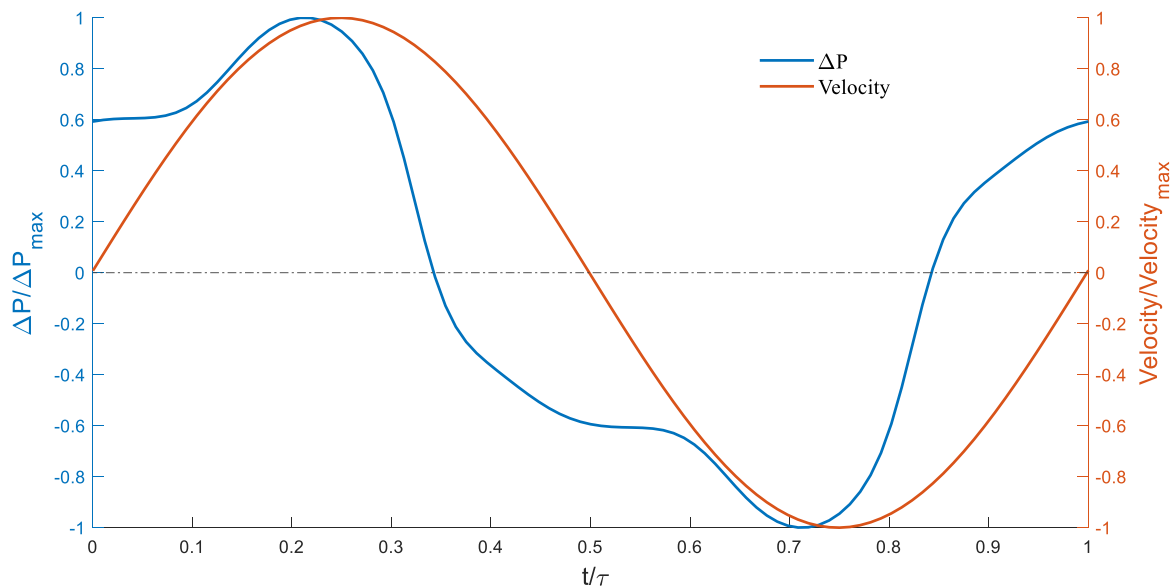


Figura 5. 4. Desfase entre onda señal de presión y señal de velocidad.

La metodología aplicada consiste en la determinación del desfase presente entre ambas señales para el intervalo de frecuencias ensayadas, previo tratamiento de estas. Se van a aplicar tres métodos distintos para el tratamiento de las señales de velocidad diferencia de presión y para el cálculo del desfase entre ambas.

1. El primer método propuesto consiste en la realización de la **transformada de Fourier** de ambas señales, obteniendo así el espectro de armónicos. Reconstruyendo posteriormente ambas señales a partir de su frecuencia fundamental y midiendo la posición relativa entre los máximos de ambas señales determinaremos el desfase existente.
2. El segundo método consiste en la aplicación de un **ajuste estadístico** para la determinación de la nueva señal de diferencia de presión, junto con la posterior determinación del desfase entre ambas señales.
3. El tercer método aplicado se basa en los **pasos por cero**, el cual consiste en determinar el instante temporal en el que la señal de diferencia presión bruta, es decir, la señal tal cual es obtenida de las simulaciones numéricas, y la señal de velocidad bruta cambian de signo, estableciendo el desfase como la diferencia entre ambos instantes.

De los tres métodos enunciados, tanto el segundo como el tercero obtienen el desfase a partir de la señal de velocidad bruta, mientras que el primer método, basado en la transformada rápida de Fourier, reconstruye tanto la onda de presión como de velocidad a partir de la frecuencia fundamental de cada una de ellas. Esto se debe al desfase inducido a ambas ondas al aplicar la mencionada transformación.

Tanto las señales de presión tratadas como la señal bruta de diferencia de presión y velocidad pueden observarse en la Figura (5.5). Hay que destacar que ambas señales se han escalado para una mejor percepción de la posición relativa entre señales

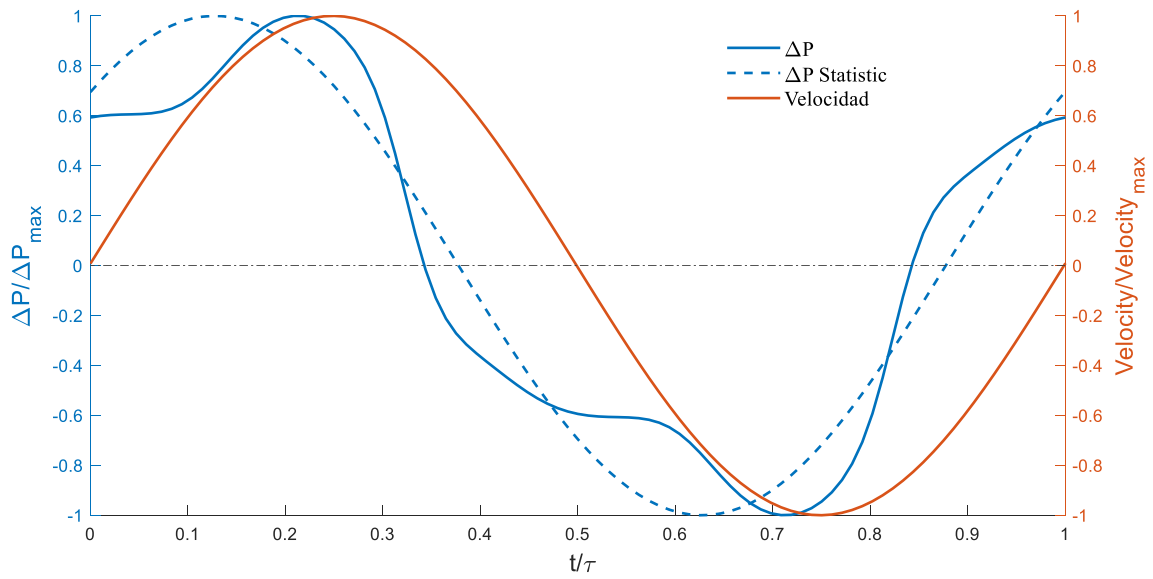


Figura 5. 5. Señales de diferencia de presión y velocidad.

La Figura 5.6 muestra el valor del desfase para cada uno de los tres métodos. Se observa como este desfase presenta una tendencia creciente a medida que se incrementa la frecuencia de oscilación, tendiendo asintóticamente a un valor a altos valores de Reynolds oscilatorio.

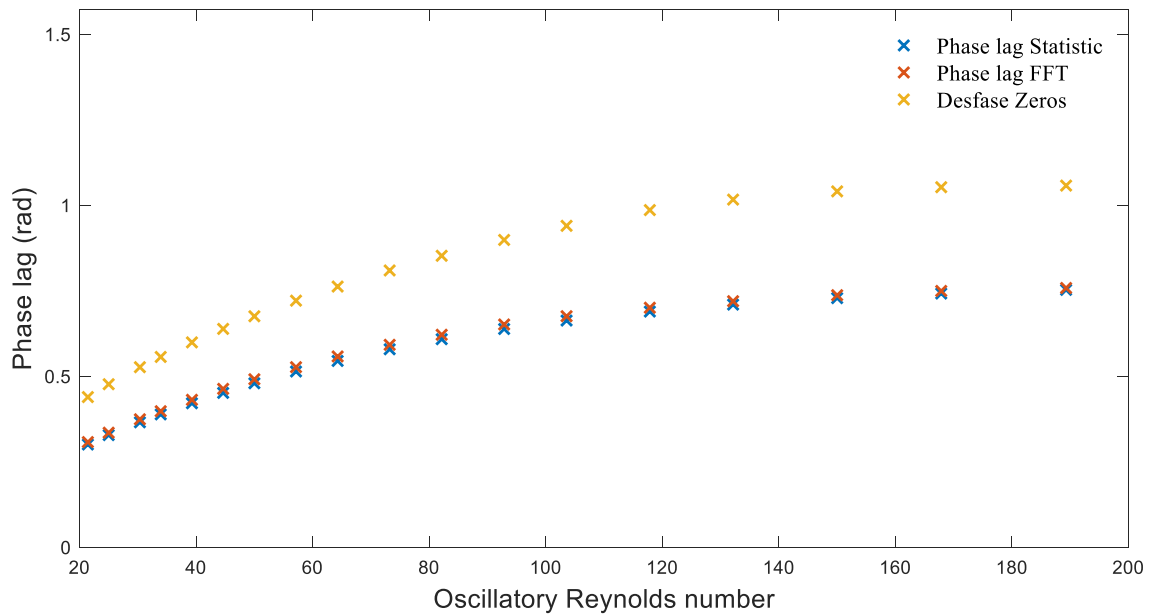


Figura 5. 6. Desfase presión-velocidad en función de Reynolds oscilatorio. Datos numéricos.

La comparación de los resultados obtenidos para las distintas metodologías de cálculo del desfase para las dos temperaturas ensayadas se muestra en la Figura 5.7. Los resultados nos permiten establecer que para una amplitud dada el valor de este puede considerarse únicamente función del número de Reynolds oscilatorio.

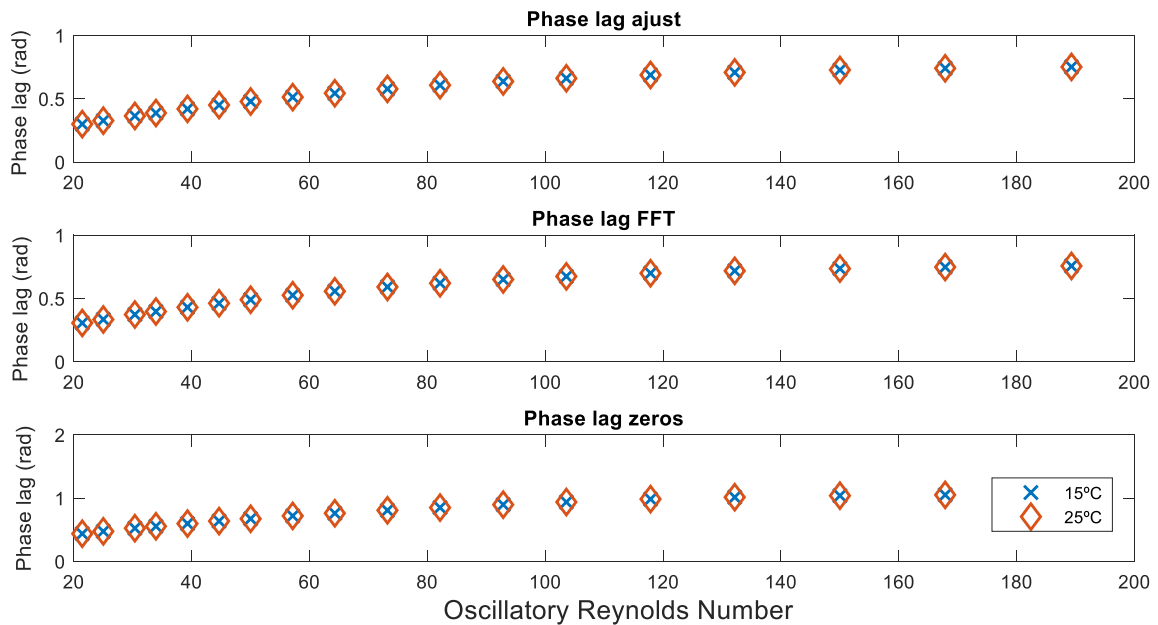


Figura 5. 7. Comparativa de los desfases obtenidos mediante distintas metodologías para las dos temperaturas simuladas

5.5.2. Amplitud de la caída de presión-Factor de fricción

Para caracterizar la amplitud de la caída de presión hay que tomar un cierto criterio, ya que, debido a la naturaleza oscilatoria del flujo, la caída de presión a lo largo de la sección de estudio no va a ser constante, por lo cual se ha decidido calcular el factor de fricción de Fanning a partir del valor máximo de caída de presión (obtenido de la onda de caída de presión ajustada) y velocidad (obtenido de la señal de velocidad) para cada caso:

$$f_{osc} = \frac{\Delta P_{max} \cdot D}{2 \cdot \rho \cdot v_{max}^2 \cdot l} \quad \text{Ec (5.22)}$$

La Figura 5.8 muestra la evolución del factor de fricción de Fanning oscilatorio con el número de Reynolds oscilatorio.

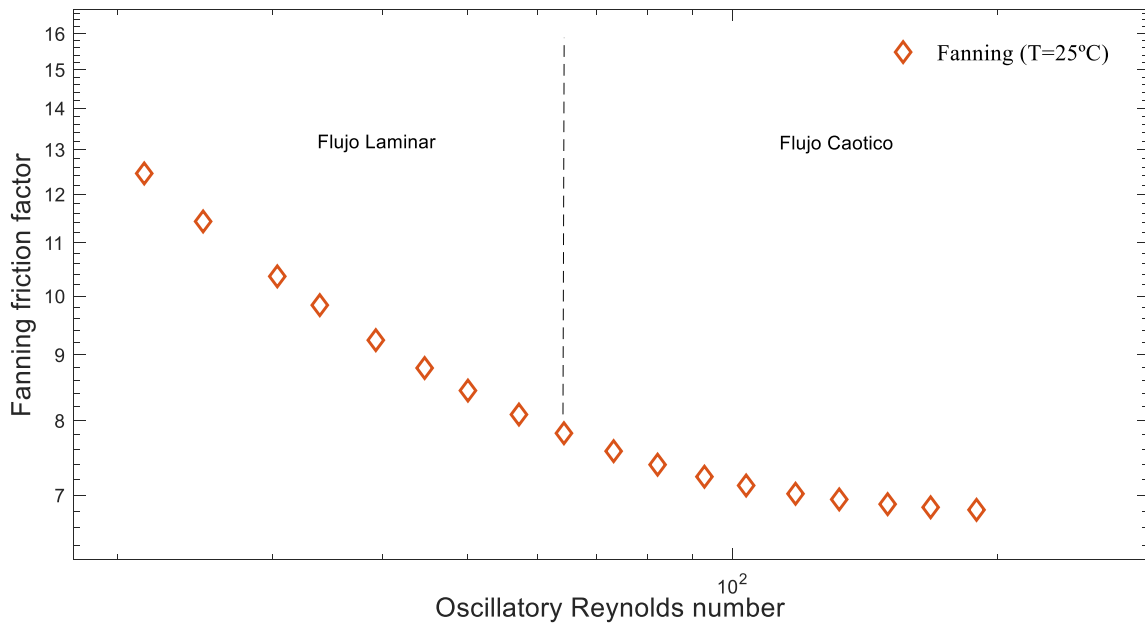


Figura 5. 8. Evolución del factor de fricción de Fanning oscilatorio en el intervalo de frecuencias ensayado

En la gráfica se puede observar la tendencia descendente correspondiente al régimen laminar, y la tendencia asintótica cuando el flujo se vuelve caótico a partir de un Reynolds oscilatorio de aproximadamente 100. Resulta además de especial interés comprobar si el factor de fricción y el número de Reynolds oscilatorio adimensionalizan convenientemente el problema, para lo que se representan en la Figura 5.9 los valores del número de potencia para las dos temperaturas simuladas.

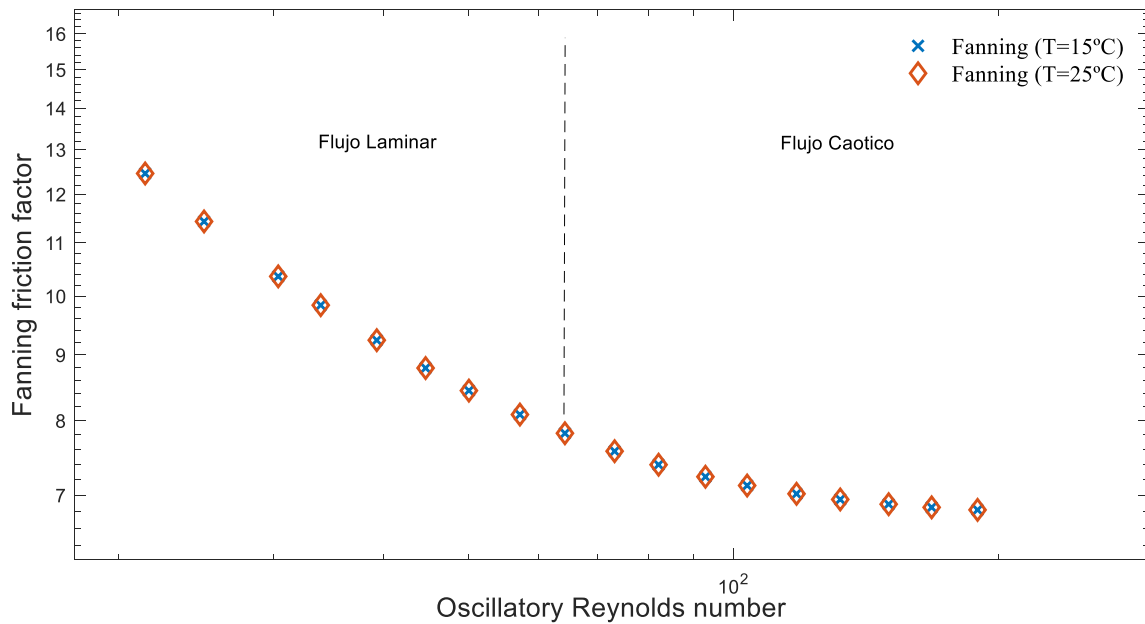


Figura 5. 9. Evolución del factor de fricción de Fanning oscilatorio para las temperaturas ensayadas en el intervalo de frecuencias ensayado.

Como puede observarse, ambas curvas se solapan completamente con lo cual puede concluirse que los números seleccionados adimensionalizan correctamente el problema.

5.5.3. Densidad de potencia

Tal y como se definió en apartados anteriores, este parámetro nos va a permitir determinar el consumo de potencia requerido por nuestra instalación por unidad del volumen del tramo de reactor considerado para su cálculo. Como se puede esperar, este parámetro presentará una evolución creciente al incrementarse el valor de la frecuencia de oscilación, ya que este incremento conlleva un aumento de la velocidad de pulsado.

El cálculo de esta densidad de potencia se va a obtener a partir del promediado temporal de la potencia instantánea a lo largo del ciclo de oscilación seleccionado. Esta potencia instantánea se va a calcular a partir del producto del caudal oscilatorio y la señal de caída de presión obtenida numéricamente.

$$P(t) = u \cdot a_c \cdot \Delta p \quad \text{Ec (5.23)}$$

A modo de ejemplo, la Figura 5.10 muestra los valores instantáneos de la velocidad, caída de presión y potencia a lo largo de un ciclo de operación.

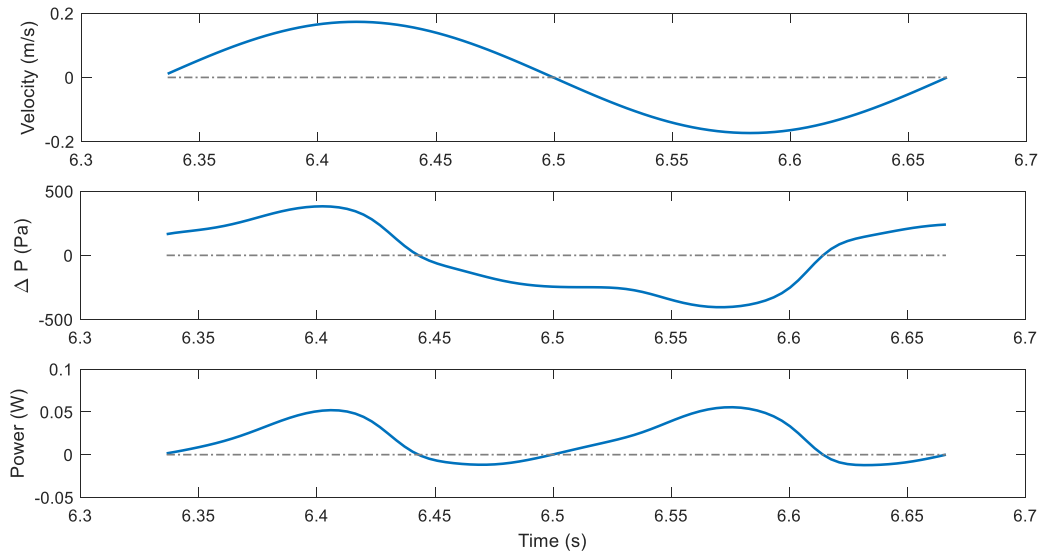


Figura 5. 10. Variación temporal de la señal de velocidad, diferencia de presión y potencia instantánea a lo largo de un ciclo. ($f = 3\text{Hz}$).

Ahora se procede a calcular este parámetro directamente a partir de los datos obtenidos de las simulaciones numéricas, comparándolo posteriormente con la densidad de potencia obtenida a partir de la Ec. 5.6., utilizando para ello los valores de caída de presión máxima y desfase obtenidos de la onda de presión ajustada estadísticamente.

A partir de los datos numéricos obtenidos, se determinará la densidad de potencia a partir del cociente entre la potencia media consumida y el volumen total de la celda del reactor utilizada.

$$Power\ Density = \frac{W}{Z \cdot a_c} \quad Ec\ (5.24)$$

La Figura (5.12) representa una comparación entre los valores de densidad de potencia obtenidos directamente de los datos numéricos adquiridos de las simulaciones, y los determinados analíticamente a partir de la Ec.5.6.

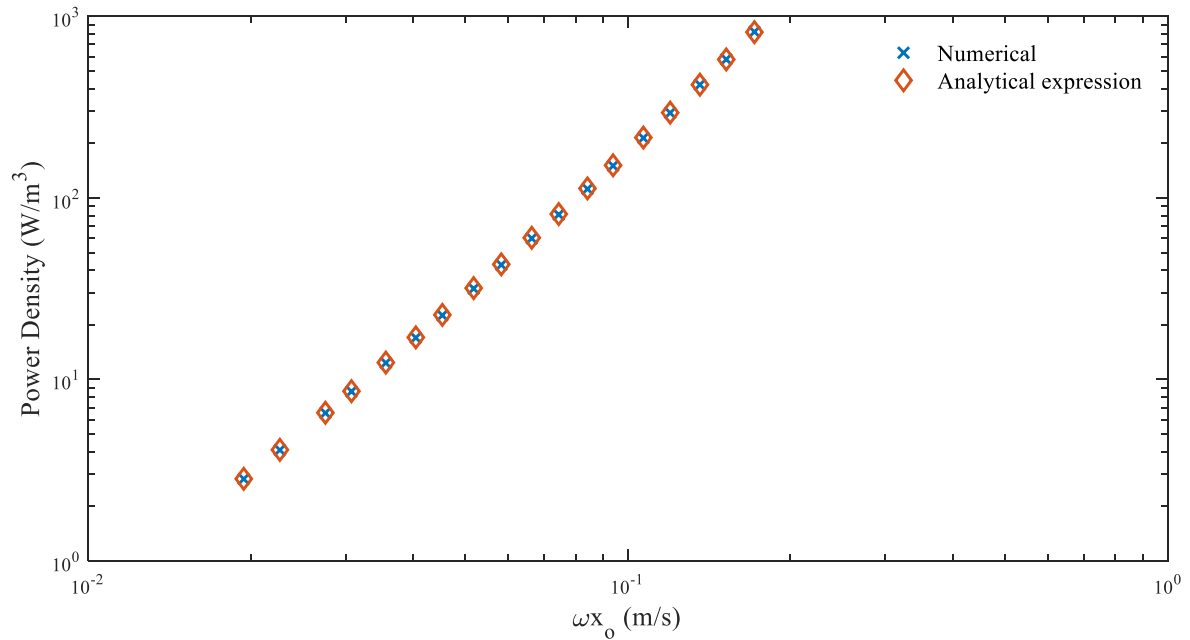


Figura 5. 11. Evolución de la densidad de potencia (T=25 °C) obtenida directamente de las ondas y de la expresión analítica

Los valores de densidad de potencia determinados con los datos numéricos brutos presentan una elevada similitud con los obtenidos mediante el ajuste estadístico, determinándose un error medio porcentual de un **0,39%**. Este mínimo error entre ambos procedimientos nos permite acreditar la validez del ajuste estadístico de la onda de caída de presión.

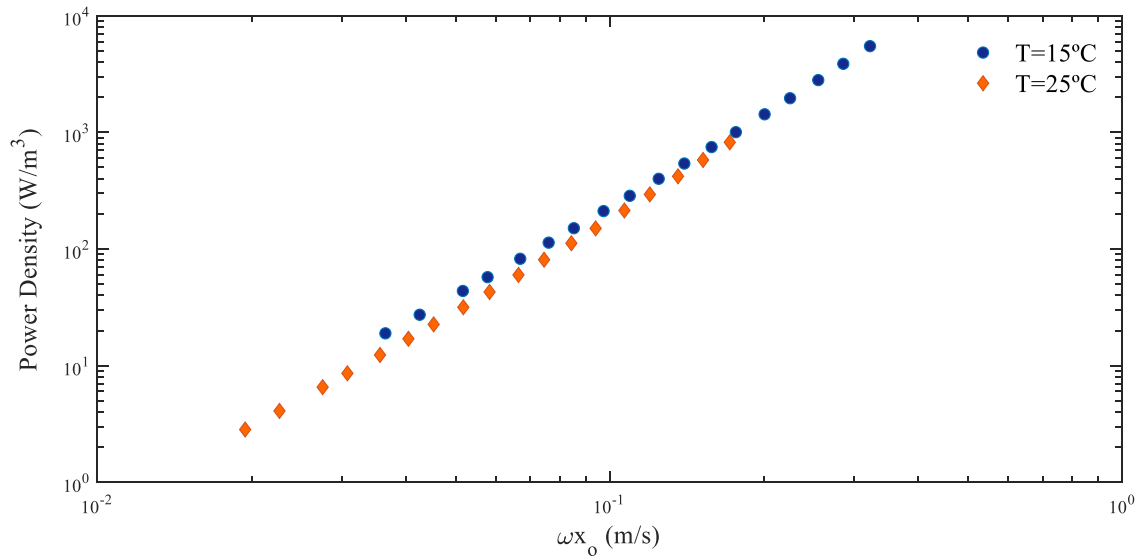


Figura 5. 12. Evolución de la densidad de potencia para las temperaturas ensayadas.

De la observación de las propiedades del fluido de trabajo, variantes con la temperatura, se prevé una posible alteración en el consumo de potencia total al disminuir la temperatura del flujo. Representando gráficamente los valores de densidad de potencia obtenidos numéricamente para ambas temperaturas ensayadas, tal y como se presenta en la Figura (5.13) se observan como los valores correspondientes a la menor temperatura de ensayo son superiores.

Finalmente se ha determinado un incremento porcentual medio en el consumo de potencia de un **85,01 %** al disminuir la temperatura del fluido de ensayo a 15,1 °C.

5.5.4. Cálculo del número de Potencia

La adimensionalización de la potencia disipada se realiza mediante el número de potencia (P_o). Este parámetro es ampliamente utilizado para evaluar el consumo energético de los sistemas de mezclado por agitación, comúnmente utilizados en reactores de tipo SRT. A diferencia de este tipo de reactores, donde la dimensión característica utilizada es el diámetro del propio reactor D , la dimensión característica de los reactores de flujo oscilatorio es la longitud de celda l .

$$Po = \frac{W}{\rho \cdot (2\pi f)^3 \cdot l^5} \quad \text{Ec.(5.25)}$$

La gráfica de la Figura 5.14 muestra la adimensionalización de la potencia disipada mediante el número de Potencia a partir de la Ec. 5.19....

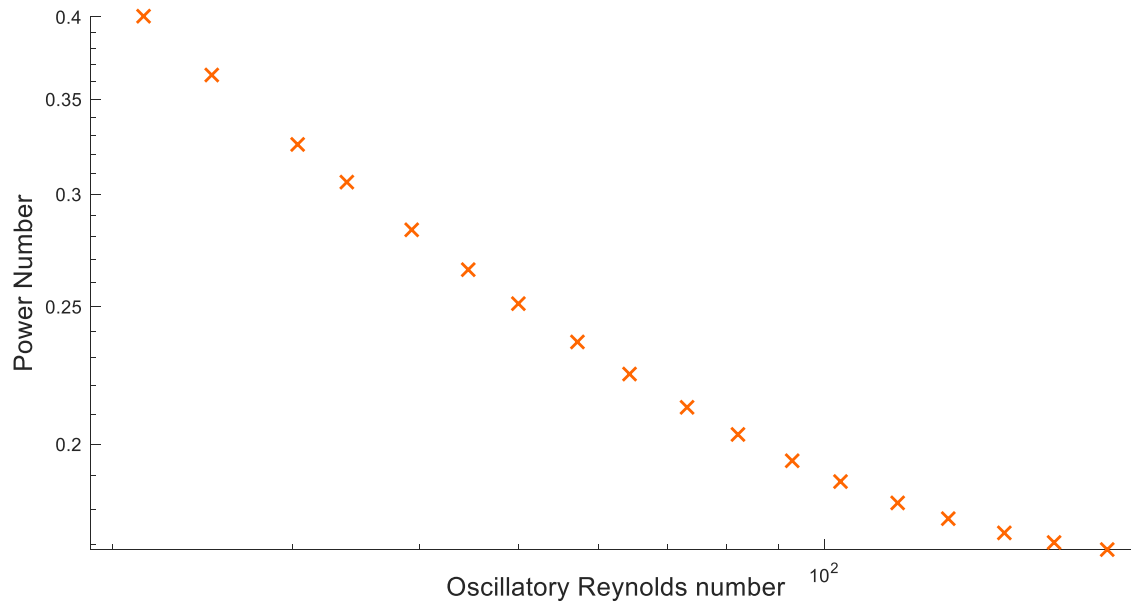


Figura 5. 13. Adimensionalización del consumo de potencia con el número de potencia (Po) para una temperatura de 25 °C

Los resultados muestran una tendencia decreciente con el número de Reynolds oscilatorio. Asimismo, resulta interesante comprobar la influencia de las propiedades del fluido en la adimensionalización de la potencia disipada. Esto se muestra en la Figura (5.15), donde se observan los valores del número de potencia para las dos temperaturas ensayadas.

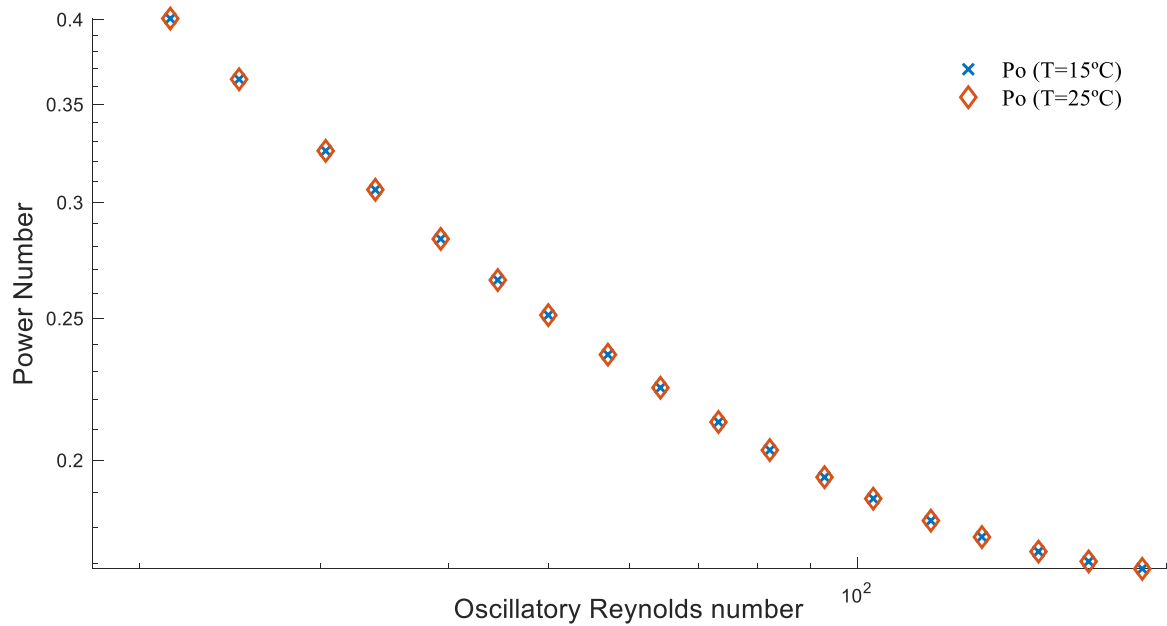


Figura 5. 14. Adimensionalización de la potencia consumida con el número de potencia (P_o) para las temperaturas ensayadas.

De la comparación entre los valores obtenidos para las dos temperaturas ensayadas se concluye la independencia de estos respecto a la temperatura del fluido de ensayo, en las mismas condiciones de operación, quedando de esta manera comprobado el carácter adimensional de este parámetro con la temperatura.

5.6. Validación con resultados experimentales

La comparación de los resultados numéricos con los obtenidos experimentalmente ha sido el motivo que ha dado pie a la realización este Trabajo Fin de Grado. Esta comprobación entre resultados permite establecer una base sólida para la validación del procedimiento de toma de datos experimental adoptado.

De la comparación de los valores de factor de fricción de Fanning oscilatorio para ambas metodologías en la Figura 5.15, se observa la similitud existente entre ellos, concluyendo que la modelización de la caída de presión en el interior de nuestro reactor de forma numérica ha sido realizada de forma acertada.

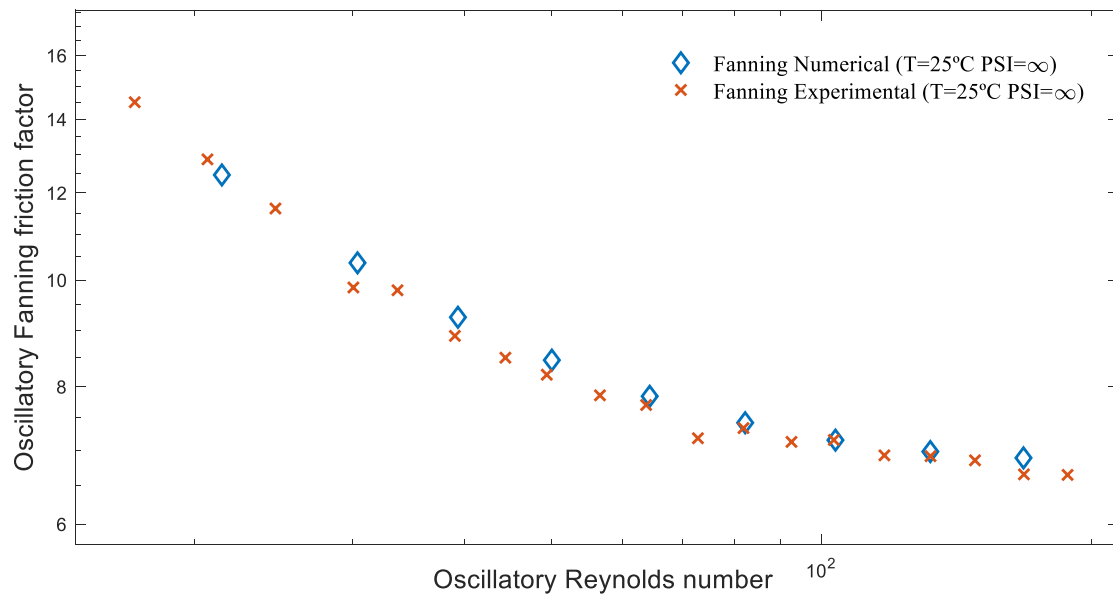


Figura 5. 15. Comparación del factor de fricción de Fanning numérico y experimental para flujo oscilatorio sin componente neta y 25 °C.

En cuanto al desfase la Figura 5.17 muestra la comparación entre los valores del desfase numérico y experimental.

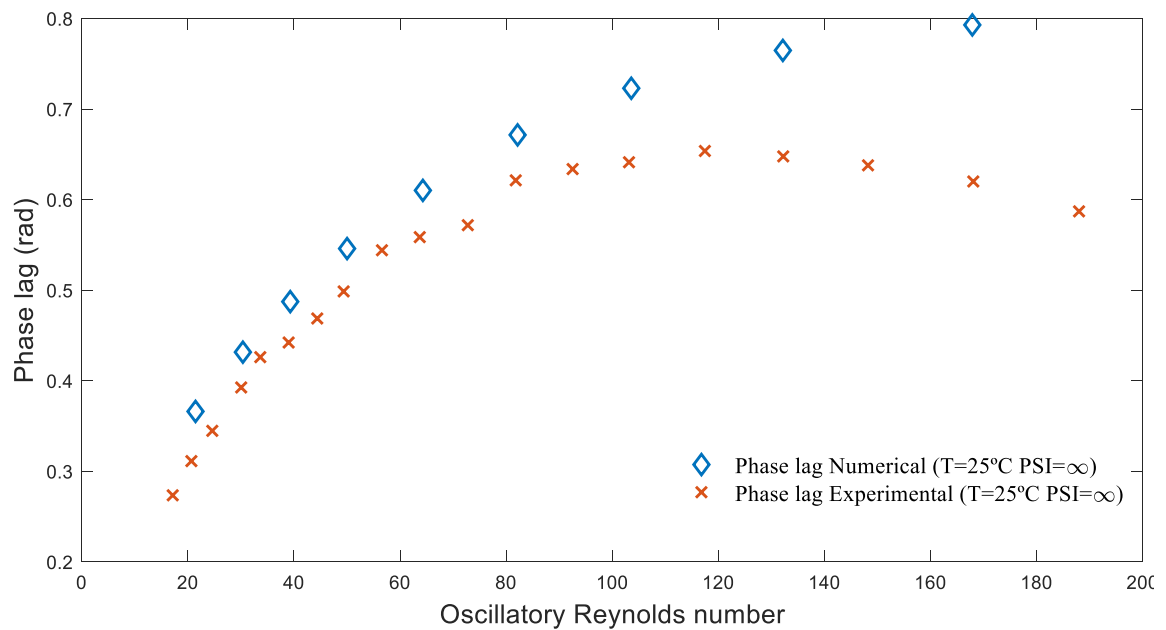


Figura 5. 16. Comparación del desfase (δ) presión – velocidad numérico y experimental para flujo oscilatorio sin componente neta y 25°C.

Puede observarse cómo ambos conjuntos de datos presentan la misma tendencia creciente y asintótica, así como una severa desviación entre ambos, creciente con el número Reynolds oscilatorio. Dicha disparidad entre resultados se debe al procedimiento de toma de datos experimentales, ya que el conexionado de los sensores a las tomas de presión se realiza mediante tubos flexibles del orden de 1 metro de longitud, traduciéndose esto en un retraso en el tiempo en la medida de las ondas de presión, lo que se traduce en una disminución del desfase real entre la velocidad y la presión. Este hecho justifica tanto el signo del error como su variación con la frecuencia, pues el desfase temporal se mantiene pero al disminuir el periodo aumenta el desfase en radianes (que representa una fracción del ciclo).

La grafica de la Figura (5.18) muestra la adimensionalización de la disipación de potencia mediante el numero de potencia para los datos numericos y experimentales.

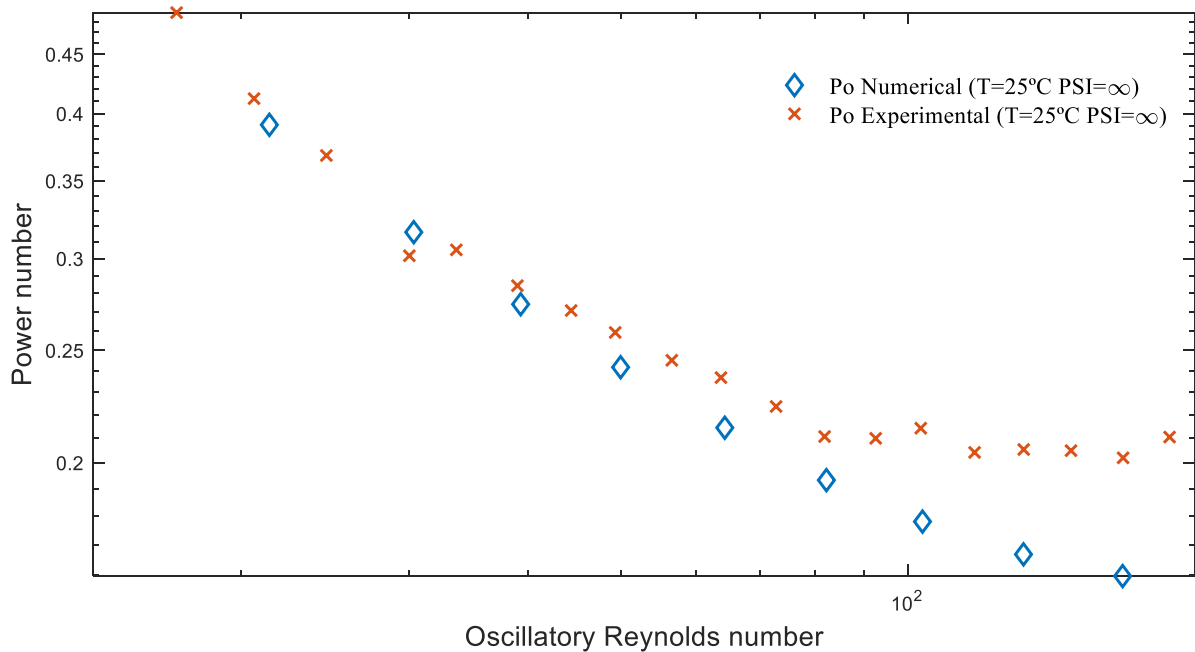


Figura 5. 17. Comparación del número de potencia (Po) numérico y experimental para flujo oscilatorio sin componente neta y 25°C.

Como se puede observar, ambos pares de datos presentan una tendencia descendente similar con el valor del número Reynolds oscilatorio, así como una disparidad entre ambos, aproximadamente a partir de un número Reynolds oscilatorio 80. De esta disimilitud entre los valores del número de Potencia obtenidos y de la comparación de las Figuras (5.17) y (5.18) se deduce que esta discrepancia entre resultados se debe, de la misma manera que para los valores obtenidos de desfase, al proceso de toma de datos experimental.

5.7. Patrones de flujo

La representación de los contornos de velocidad a lo largo de un ciclo de oscilación va a facilitar la comprensión del funcionamiento de este tipo de reactores, gracias a la representación visual de las estructuras turbillonarias generadas tras la interacción del flujo con los deflectores. La obtención de estos contornos de velocidad se ha realizado mediante el software Tecplot.

Tabla 5. 3. Caso utilizado para la obtención de los contornos de velocidad

Caso	Temperatura (°C)	Frecuencia (Hz)	Amplitud (mm)
15	25	2,0720	9,2

Para la obtención de la variación temporal del campo de velocidades tridimensional se han adquirido los datos de velocidad cada 12 pasos de tiempo de la simulación, dando lugar a un total de 8 contornos de velocidad. Esta discretización nos va a permitir observar de forma detallada la evolución del flujo, así como la generación y el desplazamiento de los vórtices en el interior de cada tanque. Debido al carácter tridimensional de este flujo, se ha optado por la representación del módulo del vector velocidad, así como de la líneas de corriente considerando únicamente las componentes del plano estudiado.

Como plano de visualización se ha optado por seleccionar un plano axial, pasante por uno de los orificios de nuestro deflector, en el tanque número 4. La Figura 5.18 muestra dicho plano.

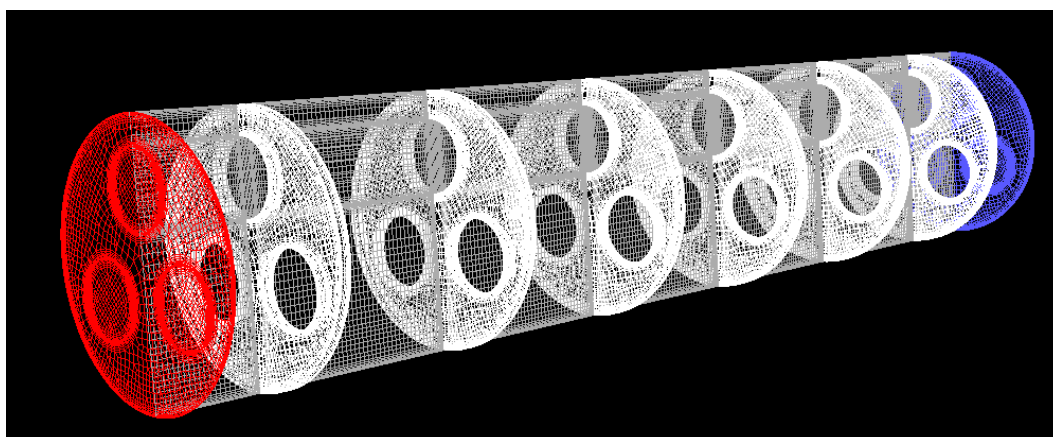
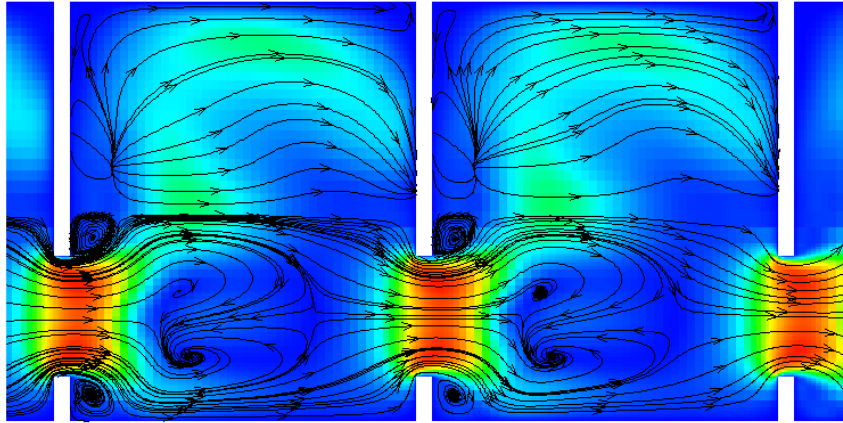
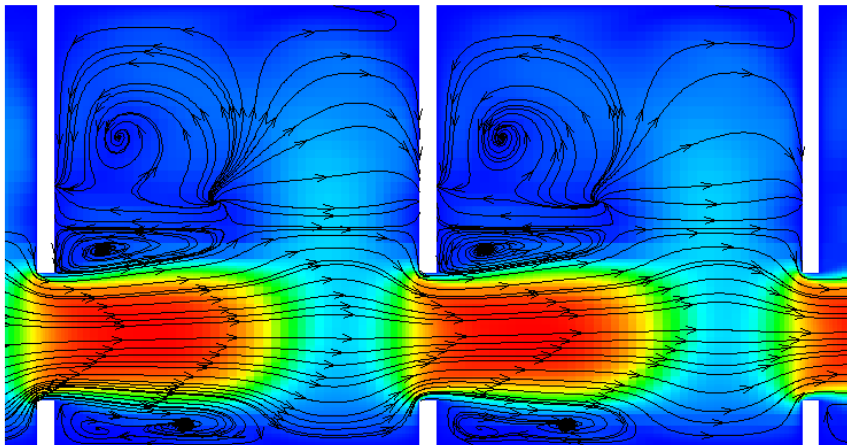


Figura 5. 18. Plano auxiliar creado para la obtención de los contornos de velocidad.

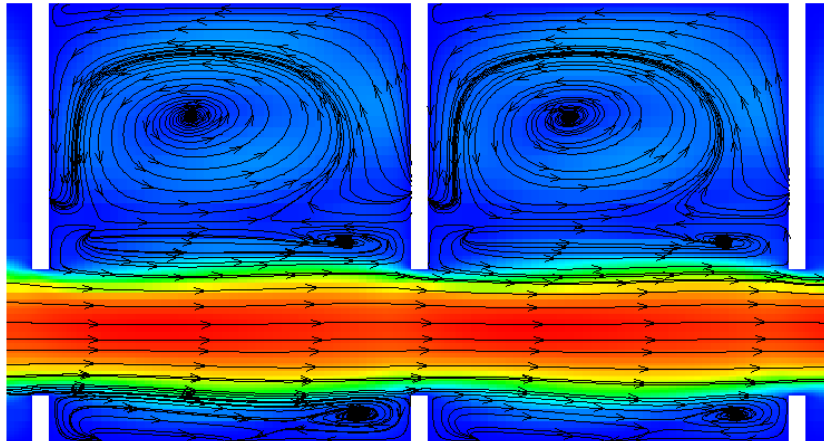
$t/\tau = 0$



$t/\tau = 0,125$



$$t/\tau = 0,25$$



$$t/\tau = 0,375$$

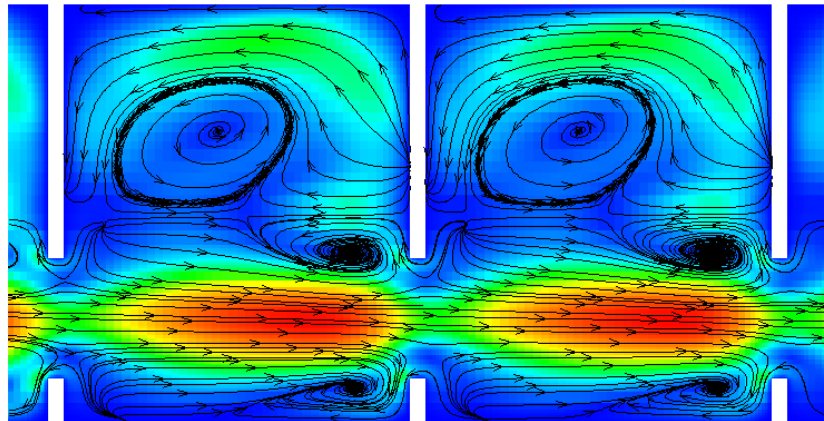
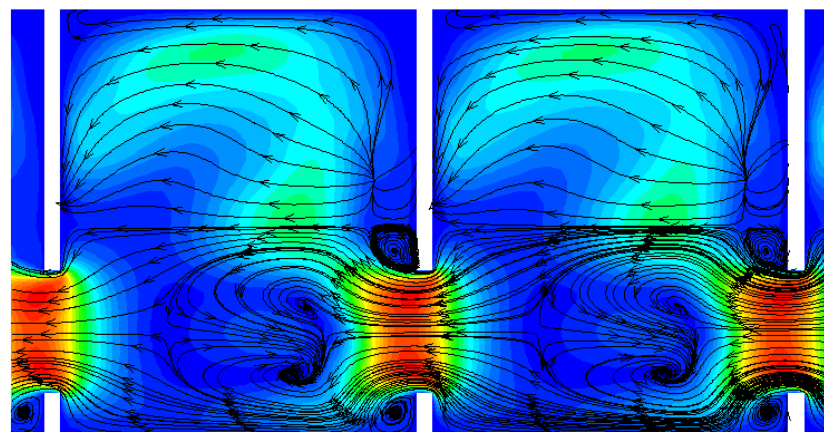
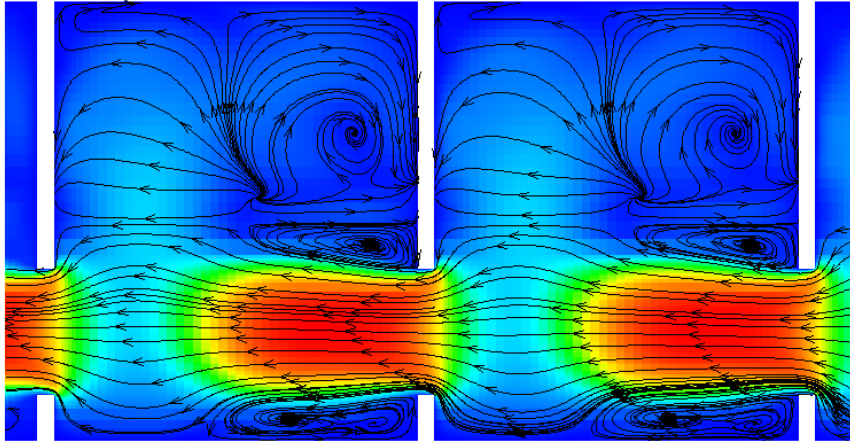


Figura 5. 19. Evolución del campo de velocidad de la geometría MH3 sin flujo neto. Semiciclo positivo.

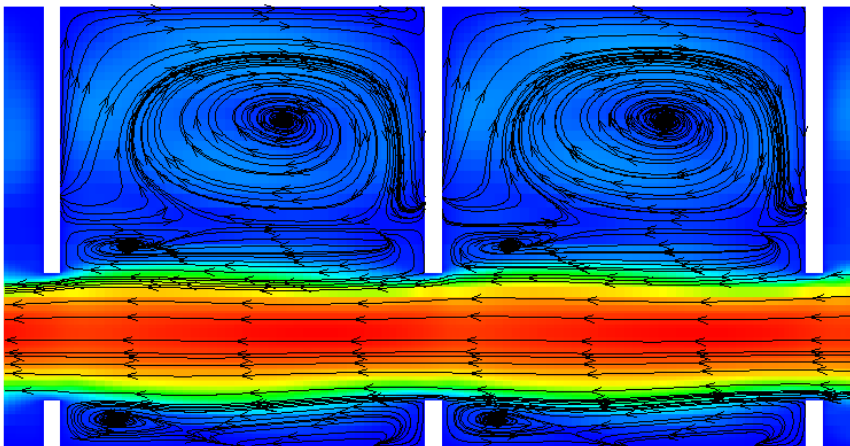
$$t/\tau = 0,5$$



$$t/\tau = 0,625$$



$$t/\tau = 0,75$$



$$t/\tau = 0,875$$

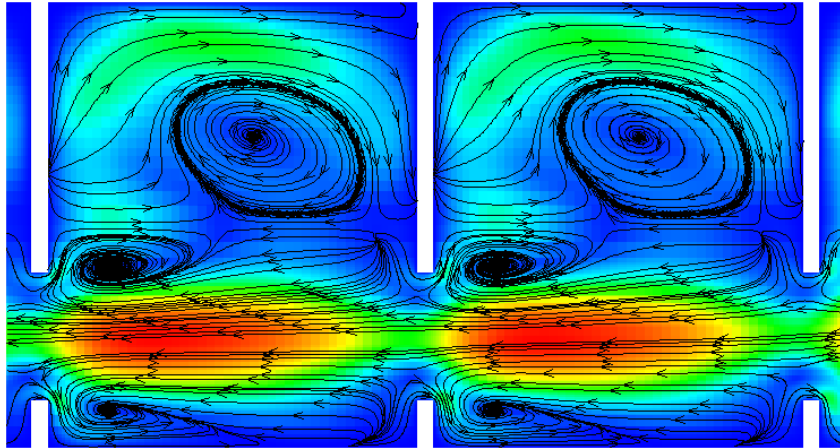


Figura 5. 20. Evolución del campo de velocidad de la geometría MH3 sin flujo neto. Semiciclo negativo.

Se ha establecido el inicio del semiciclo positivo de oscilación como instante inicial $t = 0$. La velocidad en este instante es nula, sin embargo, el flujo presenta cierta inercia debido al semiciclo de oscilación anterior y se pueden observar una gran cantidad de torbellinos en la cavidad delimitada por ambos deflectores, lo que es un indicio notable de transferencia radial de cantidad de movimiento y mejora del mezclado. A partir de este instante tiene lugar el comienzo semiciclo positivo de oscilación, lo que provocara que el fluido experimente aceleración en dirección axial positiva.

En el instante $t/\tau = 0,125$ se observa como aparece un chorro aguas abajo del orificio del deflector, provocado por la interacción del flujo con este, lo que conlleva a un aumento de la inercia del flujo y el arrastre de los torbellinos situados aguas abajo del deflector observables en el instante de tiempo anterior.

En el instante de máxima velocidad de oscilación, $t/\tau = 0,25$, se observa como el chorro anteriormente generado alcanza su mayor intensidad, alcanzando una longitud equivalente a la longitud total de la celda del reactor. La elevada inercia del flujo en este instante temporal conlleva un elevado desplazamiento axial de los vórtices.

Una vez alcanzado el pico de velocidad oscilatorio, tiene lugar una deceleración del flujo manteniéndose la velocidad en dirección axial positiva. Hecho observable en el instante $t/\tau = 0,375$, lo que supone un descenso en la intensidad del chorro principal.

Llegados a este punto, tiene lugar el inicio de semiciclo negativo y, por tanto, un cambio en el sentido de la velocidad del flujo. En el instante $t/\tau = 0,5$ el flujo aun mantiene la inercia del instante anterior, y su interacción con la velocidad negativa provoca la aparición de una serie de vórtices y estructuras caóticas en interior de la celda. De la misma manera que en instante $t/\tau = 0,125$, el chorro incipiente comienza a arrastrar a los vórtices en dirección axial negativa.

Una vez alcanzado el instante de máxima velocidad axial negativa, $t/\tau = 0,75$, el desplazamiento de los vórtices generados en el instante anterior alcanza su mayor grado. De forma análoga al instante $t/\tau = 0,25$, estos vórtices son desplazados en dirección axial, esta vez aguas arriba de la celda.

Finalmente, la desaceleración que sufre el flujo tras sobrepasar el punto máximo de oscilación provoca una caída sustancial de la intensidad del chorro principal y la aparición de vórtices, debida a la interacción del flujo el cual mantiene la inercia del ciclo anterior, con la velocidad axial positiva del siguiente semiciclo de oscilación.

Hay que destacar la presencia, en la parte superior de cada uno de los campos de velocidad anteriormente representados, de un vórtice de elevadas dimensiones, concluyendo que su existencia se debe a la interacción entre las estructuras caóticas generadas de igual manera en los dos orificios restantes del deflector

Es debido a estas estructuras caóticas, generadas por la interacción del flujo con los deflectores, y la interacción de estas con los chorros, lo que va a provocar el desplazamiento de estos vórtices y la consecuente mejora en la transferencia radial de cantidad de movimiento.

CAPÍTULO 6. Requisitos de potencia en régimen oscilatorio con componente neta

6.1. Introducción.

Tal y como se expuso en el capítulo de introducción, la elección de este tipo de rectores frente a los más tradicionales reside en la posibilidad de alcanzar unas condiciones de producción continuas, solventando las carencias propias en materia de mezclado y aportación y extracción de calor que caracterizaban a los diseños derivados para producción continua de estos reactores tradicionales.

Así, para garantizar la continuidad productiva junto con un eficiente mezclado, este tipo de reactores combina la oscilación del flujo con un caudal constante a lo largo de su ciclo de operación. La combinación de ambos da lugar a la aparición de un término adicional en la expresión de la velocidad instantánea presentada en la Ec 1.1.

$$u = u_{net} + x_o \cdot \omega \cdot \sin(\omega t) \quad \text{Ec (6.1)}$$

Asimismo, se obtiene una expresión en función del caudal masico total trasegado en nuestra instalación

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\pi \frac{D^2}{4} \right) \cdot u_{net} + \rho \cdot \left(\pi \frac{D^2}{4} \right) \cdot 2\pi f \cdot x_o \sin(2\pi f t) \quad \text{Ec (6.2)}$$

Debido a la introducción de esta nueva componente en la ecuación de la velocidad, se considera necesario cuantificar la influencia de ambas componentes sobre la velocidad total del flujo. Expuesta esta necesidad se define el parámetro adimensional Psi (ψ) como la relación entre los números de Reynolds de ambas componentes de la velocidad.

$$\psi = \frac{Re_o}{Re_n} \quad \text{Ec (6.3)}$$

Este parámetro nos va a permitir determinar cuál de ambas componentes presenta mayor intensidad, posibilitando de esta manera la cuantificación de la influencia de cada una de ellas en el consumo de potencia total de la instalación.

De la expresión anterior se deduce que cuanto menor sea el valor de ψ , para un mismo Reynolds oscilatorio, mayor será la intensidad de la componente neta del flujo.

Se han considerado dos casos en lo que respecta al parámetro ψ , para un valor aproximado de 2 y 4. La elección de estos valores se debe a los resultados obtenidos por autores como (Stonestreet & Van Der Veecken, 1999), los cuales establecían que el ratio de velocidades debía mantenerse dentro de un intervalo $2 < \psi < 6$, asegurándose, de esta manera, un acercamiento a la aparición de flujo pistón.

5.2. Metodología numérica

La metodología numérica que se va a aplicar en este apartado es la misma que la considerada para la realización del Capítulo 4, en lo que respecta al software utilizado y a la adquisición de datos.

Se van a realizar un total de cuatro campañas de simulaciones numéricas, considerando el mismo intervalo de frecuencia de oscilación y amplitud que los ensayos experimentales realizados, variando tanto la temperatura del fluido de trabajo como el parámetro ψ , para su posterior correcta comparación con los datos obtenidos de estos ensayos experimentales.

Tras la adquisición de los datos de las respectivas simulaciones, se procederá a la comparación de estos, cuantificando la influencia tanto de la temperatura como de la introducción de una componente neta en el consumo energético.

Tabla 6. 1. Campañas de simulación con flujo oscilatorio y neto realizadas y características

Campaña	Temperatura (°C)	$\psi \left(\frac{Re_o}{Re_n} \right)$	Amplitud, x_0 (mm)
1	25	1,9	9,2
2	15	3,8	9,2
2	25	1,9	9,2
4	15	3,8	9,2

6.3. Resultados

6.3.1. Influencia de la relación de velocidades

Se prevé que debido a la incorporación de una componente neta de flujo tenga lugar un incremento en la disipación de potencia, acontecido por una mayor caída de presión. Este acrecentamiento va a depender de ambas componentes del flujo, siendo fácilmente identificable a partir de las señales de caída de presión obtenidas.

Este flujo neto va a originar un aumento de la caída de presión total durante el semiciclo positivo de oscilación, debido a que el sentido de esta componente es siempre positivo, en dirección axial, y ambas componentes circulan en la misma dirección. Este hecho va a provocar asimismo una disminución de esta caída de presión durante el semiciclo negativo, causado por la desigualdad en el sentido de ambas componentes.

Se muestran en la Figura 5.1 las ondas correspondientes a los ensayos realizados para flujo únicamente oscilatorio y flujo oscilatorio con flujo neto superpuesto, utilizando como fluido de trabajo monopropilenglicol, con una concentración del 94,1%, a 25 °C de temperatura y sometido a una frecuencia de oscilación de 1,5 Hz.

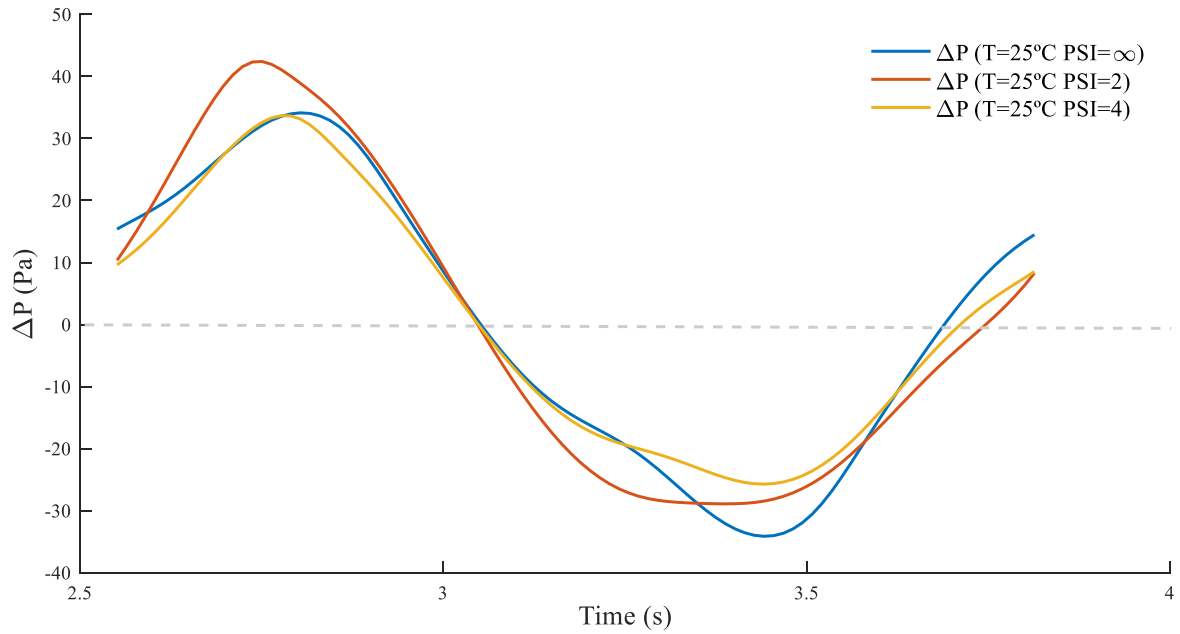


Figura 6. 1. Comparación de ondas ΔP para los distintos valores de ψ ensayados.

De la comparación entre las ondas correspondientes a todos los casos simulados, se observa cómo se cumple la tendencia anteriormente expuesta. A medida que aumenta el peso de la componente neta (menor ratio de velocidades), la caída de presión durante el semiciclo positivo de oscilación es mayor en comparación con la obtenida únicamente con flujo oscilatorio, así como se cumple la disminución de esta durante el negativo.

A continuación, tanto la caída de presión debida a la oscilación como al flujo neto se va a cuantificar mediante el factor de fricción de Fanning para la componente correspondiente. La Figura 6.2 muestra la evolución del factor de fricción de Fanning oscilatorio para el intervalo de Reynolds oscilatorio considerado, así como la influencia del flujo neto sobre el mismo.

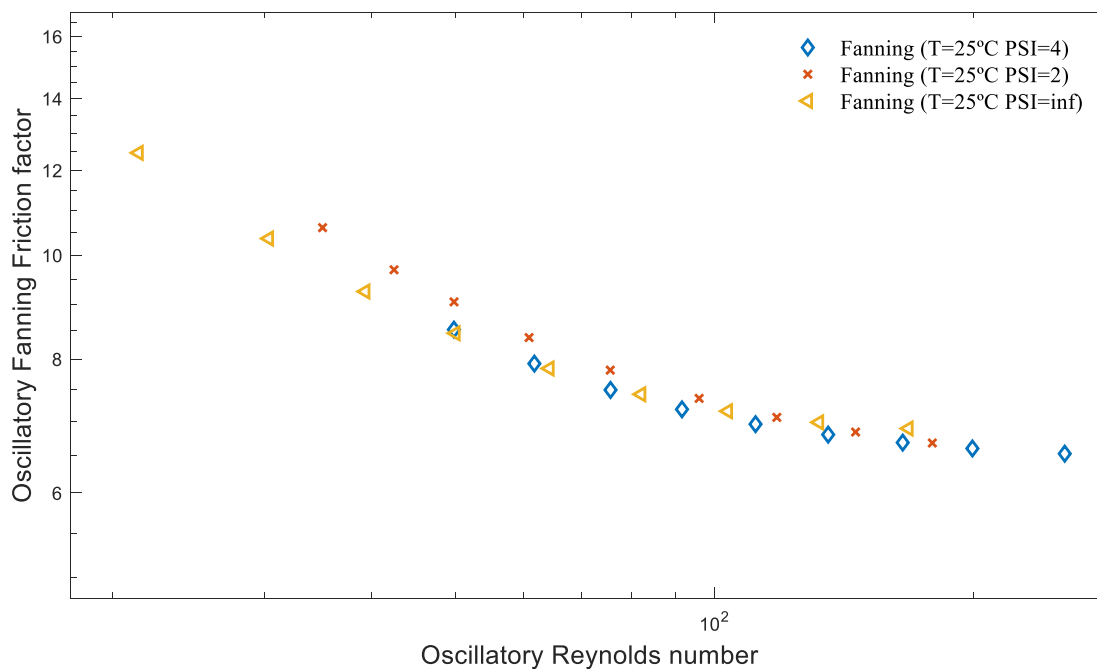


Figura 6. 2. Evolución del factor de fricción de Fanning oscilatorio para los distintos valores de ψ ensayados a 25 °C.

De la evolución del Fanning oscilatorio podemos ver que para un valor de $\psi = 4$ (valor muy común en la práctica) el efecto en la amplitud de la onda de caída de presión es prácticamente inapreciable, lo cual justifica que dicho efecto haya sido hasta ahora despreciado. Se observa además cómo los valores correspondientes a la mayor intensidad de la componente neta ensayada ($\psi = 2$) son apreciablemente superiores a los obtenidos para los otros dos valores de ψ ensayados en el rango de menor número de Reynolds oscilatorio (<70). De esta manera queda comprobada la influencia de la componente neta en la caída de presión debida a la oscilación del flujo.

En cuanto a la pérdida de carga neta, esta se va a cuantificar a partir del factor de fricción de Fanning neto para cada uno de los distintos casos ensayados. Esto se muestra en la Figura 6.3, donde se muestra la evolución de este factor en función de la intensidad del caudal neto, para una misma temperatura.

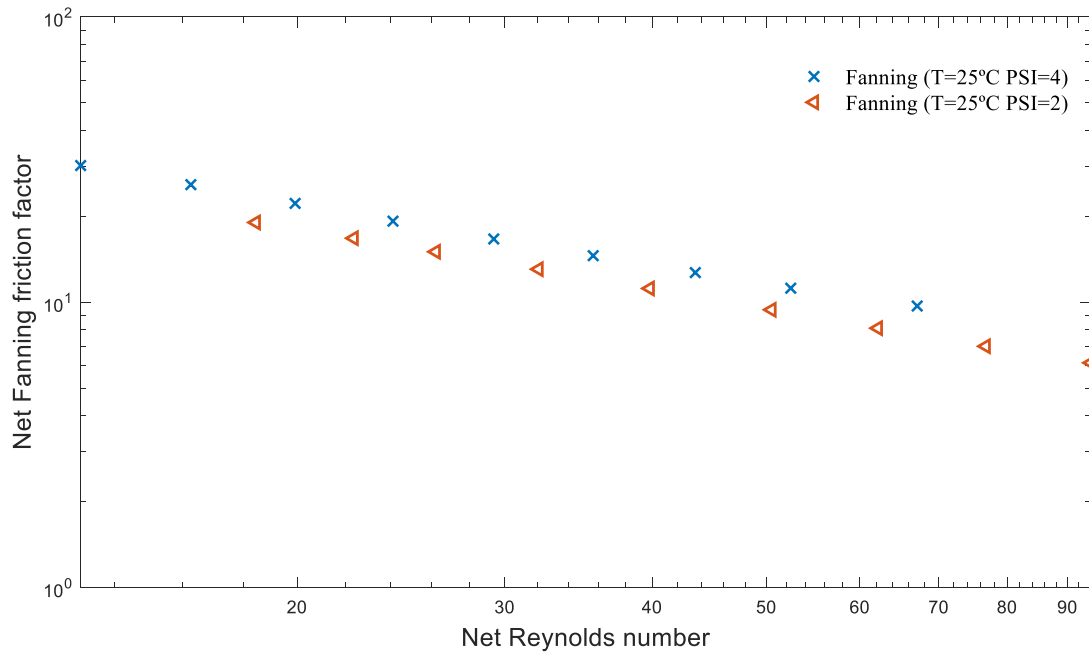


Figura 6. 3. Evolución del factor de fricción de Fanning neto para los distintos valores de ψ ensayados a 25 °C.

De la observación de la Figura 6.3 se puede concluir que los valores de Fanning referentes al caso de menor intensidad de flujo neto son mayores en comparación a los otros. Esto es debido a la mayor intensidad de la componente oscilatoria y, por tanto, a la mayor influencia de esta en la inercia del caudal neto.

Antes de evaluar el consumo de potencia, conviene analizar el desfase presión-velocidad, ya que este nos va a dar una estimación de como varia el consumo de potencia tras la introducción de una componente de flujo neta. Esta variación del desfase presión – velocidad para los distintos valores de Reynolds oscilatorio considerado e intensidad neta se muestra en la Figura 6.4.

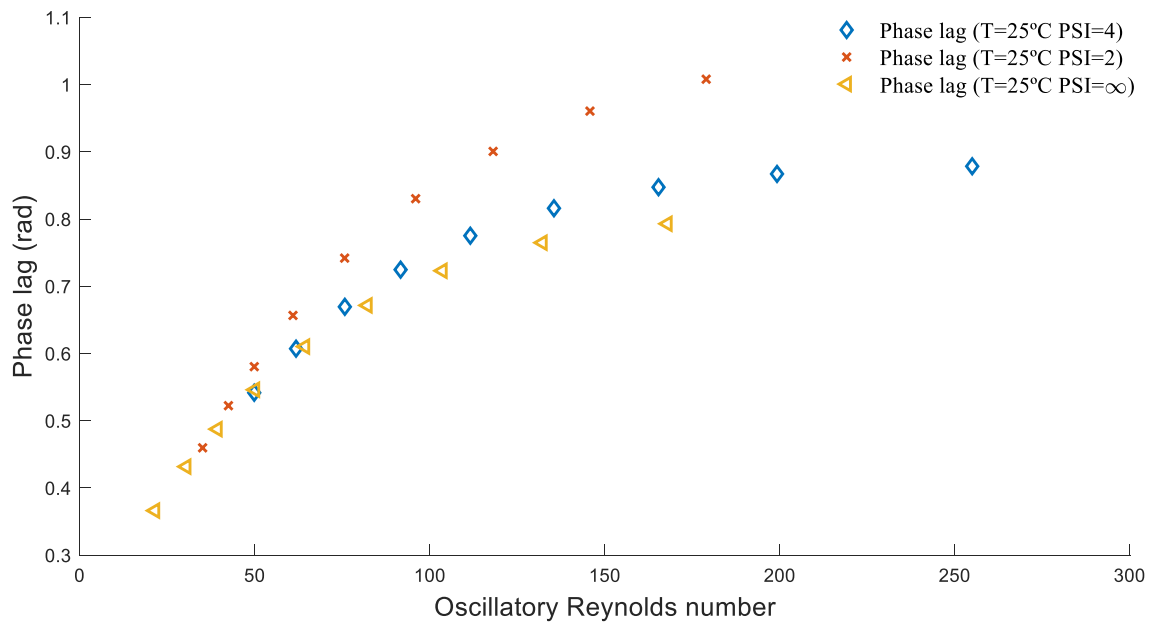


Figura 6. 4. Evolución del desfase (δ) en función de la intensidad del flujo neto.

Los distintos valores de ψ ensayados muestran una tendencia similar a los obtenidos para únicamente caudal oscilatorio, con una clara tendencia creciente del desfase, junto con un posterior comportamiento asintótico, lo que supone un aumento de la importancia de la componente inercial sobre la caída de presión total, siendo esta directamente proporcional a la intensidad de la componente oscilatoria. De la misma manera se puede observar como a mayor intensidad de flujo neto, mayores son los valores del desfase.

Hasta ahora, se ha observado que un incremento del caudal neto conlleva un incremento en la pérdida de carga oscilatoria, así como un aumento del desfase presión velocidad. Ambos efectos tienen un efecto negativo sobre el consumo de potencia, con lo que conviene representar la densidad de potencia para los distintos casos. La Figura 6.5 muestra la evolución de la densidad de potencia a lo largo del intervalo de Reynolds considerado, así como su variación con el caudal neto.

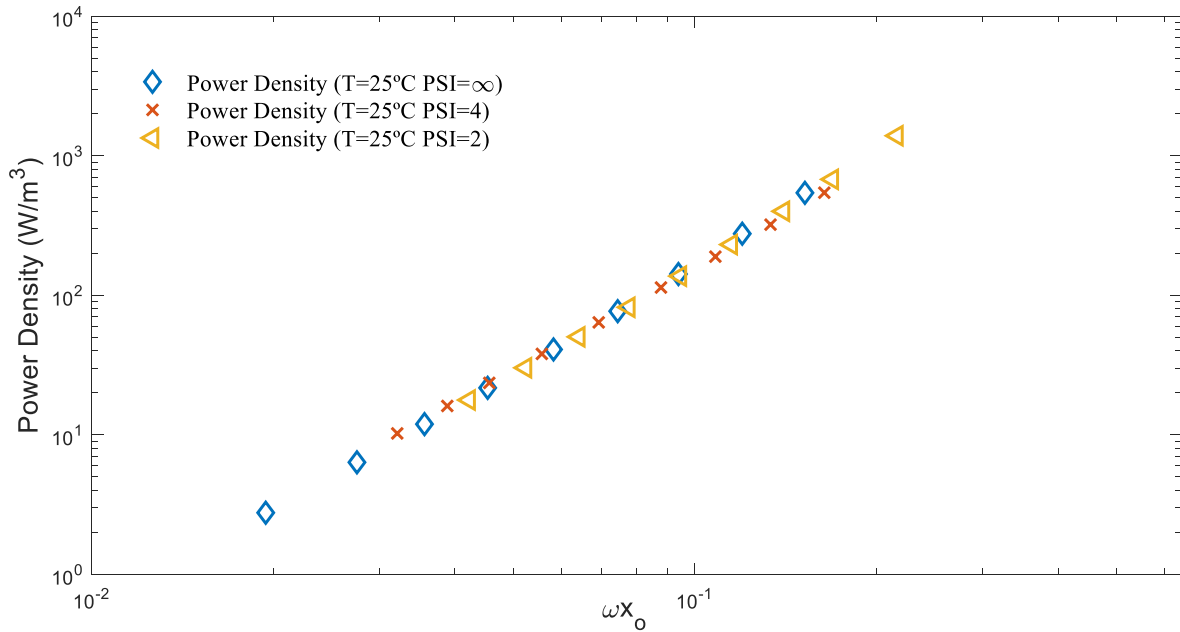


Figura 6. 5. Evolución de la densidad de potencia con la velocidad máxima de oscilación para los distintos casos de ψ ensayados.

Observando la tendencia de los valores de densidad de potencia mostrados en la Figura 6.5, se puede concluir que el efecto sobre el consumo de potencia de introducir un caudal neto es mínimo. Esto también se podría haber determinado a partir de los valores del factor de fricción de Fanning oscilatorio recogidos en la Figura 6.2, en la cual, a pesar de que los valores obtenidos a mayor intensidad de flujo neto son superiores, la diferencia respecto a los obtenidos con las dos configuraciones de ψ restantes es muy pequeña.

La adimensionalización del consumo de potencia se obtiene a partir del número de potencia, que se recoge para los distintos casos de intensidad neta considerados. Esto se muestra en la Figura 6.6.

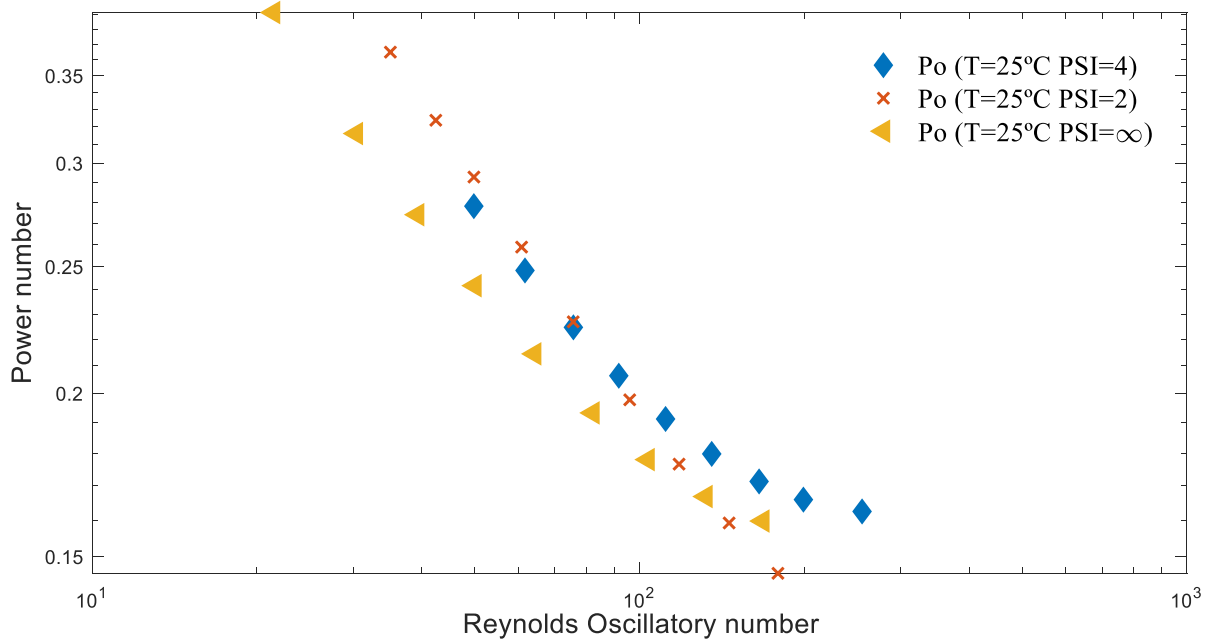


Figura 6. 6. Adimensionalización del consumo de potencia con el número de potencia (Po) para los distintos casos de ψ ensayados.

6.3.2. Influencia de la temperatura de ensayo.

Anteriores simulaciones, realizadas únicamente con flujo oscilatorio, permitieron establecer la adimensionalización tanto del desfase, como del número de potencia (Po) y del factor de fricción de Fanning oscilatorio para distintas propiedades del fluido. Se procede por lo tanto a comprobar la influencia del flujo neto en estos parámetros cuando se somete al fluido de trabajo a un descenso de temperatura, que para el fluido simulado se traduce en un aumento de la densidad y de la viscosidad dinámica.

De la comparación de los valores de factor de fricción de Fanning oscilatorio mostrados en la Figura 6.7 se observa como lo valores correspondientes a ambas temperaturas ensayadas muestran la misma tendencia y evolución con el número de Reynolds oscilatorio.

Asimismo, no se observan disimilitudes entre los valores del desfase presión – velocidad, mostrados en la Figura 6.8, y del número de potencia (Po), observables en la Figura 6.9.

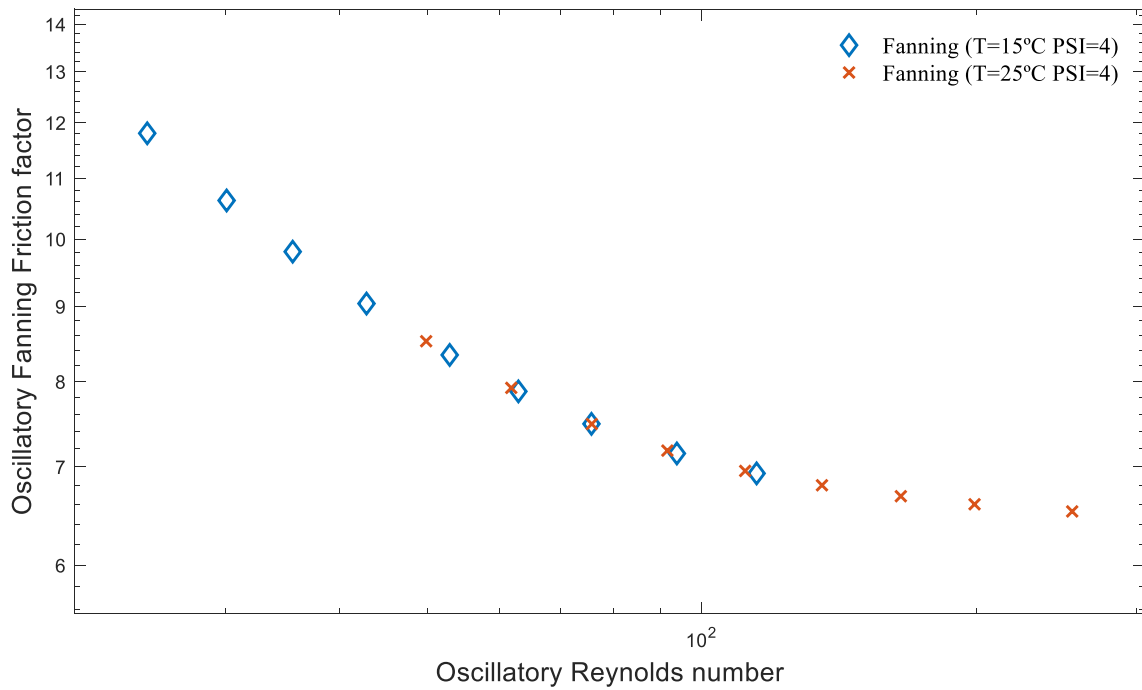


Figura 6. 7. Adimensionalización del Fanning oscilatorio con la temperatura, con componente de flujo neto.

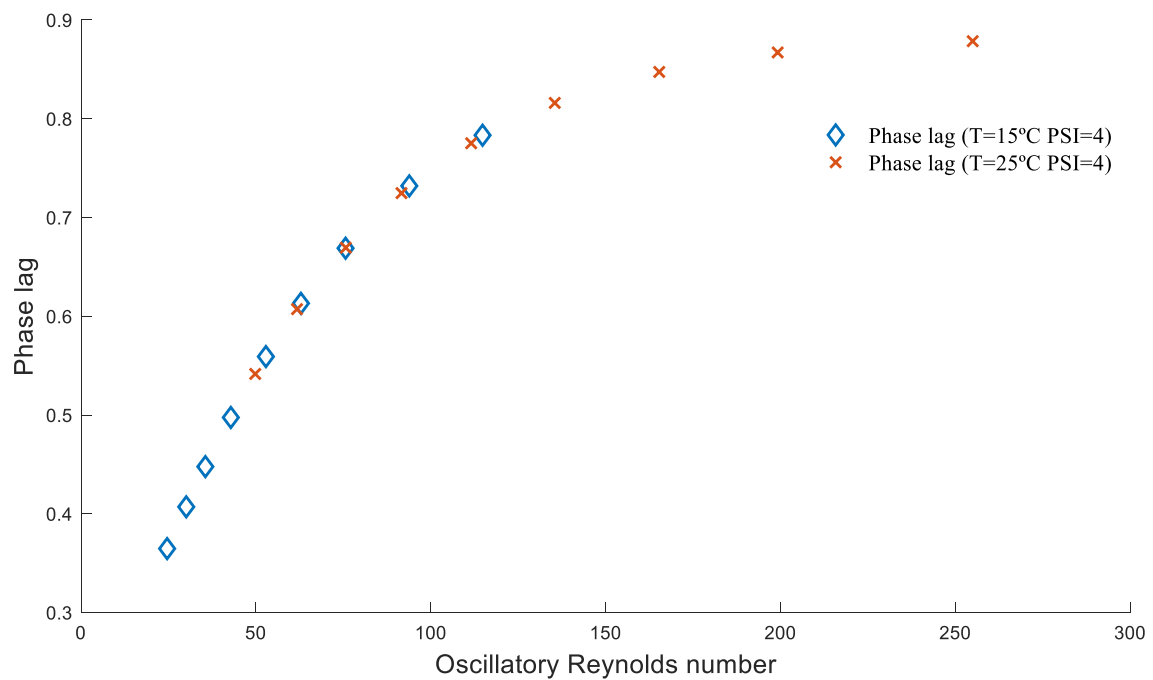


Figura 6. 8. Adimensionalización del desfase (δ) con la temperatura, con componente de flujo neto.

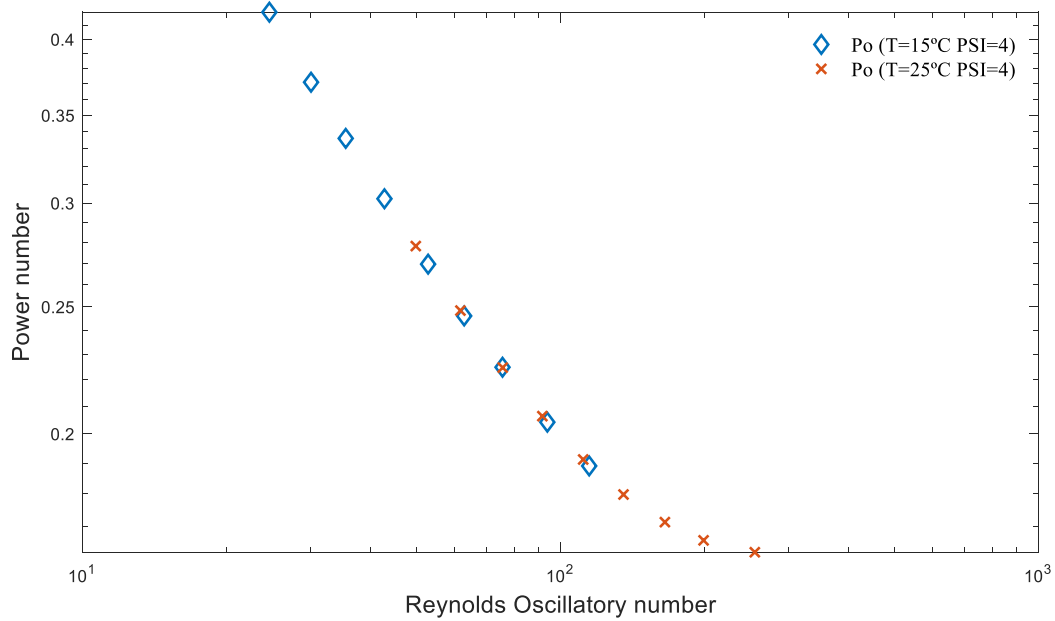


Figura 6. 9. Adimensionalización de la potencia consumida con el número de potencia (Po) para las distintas temperaturas ensayadas, con $\psi = 3,8$.

De la comparación de los valores de Fanning oscilatorio, desfase y número de potencia mostrados anteriormente, se puede concluir que no existe influencia del caudal neto en la adimensionalización de estos parámetros con la temperatura.

6.3.3. Influencia de la amplitud de oscilación

Como ya adelantaban Baird & Stonestreet (1995), la alteración de la amplitud de oscilación proporcionada al flujo va a provocar cambios en el consumo de potencia, lo cual se deduce que proviene de la variación de las pérdidas de carga. Demostraron que la densidad de potencia aumentaba de forma proporcional a la disminución de este parámetro para un mismo valor de Reynolds oscilatorio. Esto se debe al incremento, proporcional a la reducción en la amplitud, que debe sufrir la frecuencia para mantener las mismas condiciones de operación, lo que se traduce en un aumento de la inercia del flujo con el consecuente aumento en la pérdida de carga.

Con este fin, se ha realizado una tanda de simulaciones con una amplitud de oscilación $x_o = d/2$ para los valores de número de Reynolds neto y número de Reynolds oscilatorio recogidos en la Tabla (5.2), los cuales coinciden con los utilizados para las simulaciones anteriores para una temperatura de 25 °C, $\psi = 3,8$ y $x_o = d$.

Tabla 6. 2. Condiciones de los ensayos con $x_o = d/2$ para flujo oscilatorio y neto.

Caso	Frecuencia (Hz) $x_o = d$	Frecuencia (Hz) $x_o = d/2$	número de Reynolds neto (Re_n)	Número de Reynolds oscilatorio (Re_o)	ψ (Re_o/Re_n)
1	0,7000	1,4000	13,1061	49,8033	3,8
2	0,8680	1,7360	16,2516	61,7561	3,8
3	1,0640	2,1280	19,9213	75,7010	3,8
4	1,2880	2,5760	24,1153	91,6381	3,8
5	1,5680	3,1360	29,3577	111,5594	3,8
6	1,9040	3,8080	35,6487	135,4650	3,8
7	2,3240	4,6480	43,5124	165,3470	3,8
8	2,8000	5,6000	52,4245	199,2133	3,8
9	3,5840	7,1680	67,1034	254,9930	3,8

La Figura 6.10 muestra la evolución del factor de fricción de Fanning oscilatorio a lo largo del intervalo de Reynolds oscilatorio considerado, para las amplitudes de oscilación simuladas.

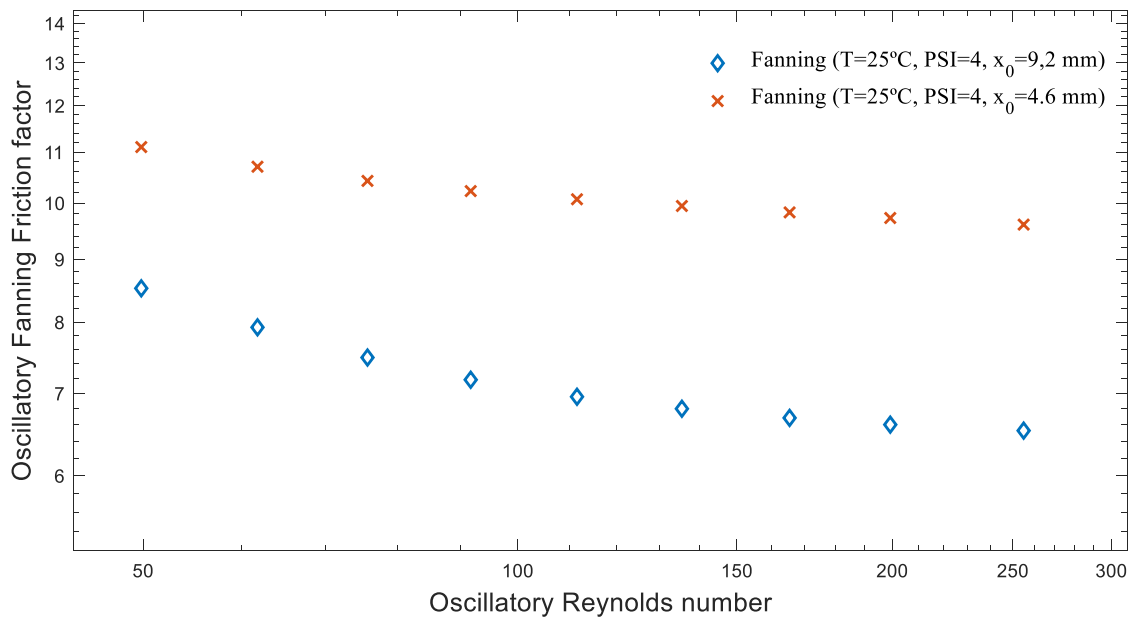


Figura 6. 10. Evolución del factor de fricción de Fanning oscilatorio para $x_o = d/2$ y $x_o = d$,

La Figura 6.10 nos permite corroborar lo demostrado por Baird & Stonestreet (1995), ya que tal y como se observa, las caídas de presión son mayores cuando la amplitud de oscilación disminuye.

Hay que destacar como este aumento en la frecuencia genera, además, un comportamiento caótico en el flujo para el mismo intervalo de Reynolds oscilatorio. Fenómeno observado en los patrones de flujo obtenidos por González (2017) y determinable partir de las curvas de Fanning oscilatorio obtenidas. Como se observa, la curva referente al caso de amplitud reducida presenta una evolución plana, lo que nos indica la comentada caoticidad.

En cuanto a la caída de presión acusada al caudal neto, es de esperar que aumente sustancialmente debido a la mayor intensidad de flujo oscilatorio. La Figura 6.11 muestra la evolución del factor de fricción de Fanning acusado al flujo neto a lo largo del intervalo de operación considerado, para los distintos valores de amplitud simulados.

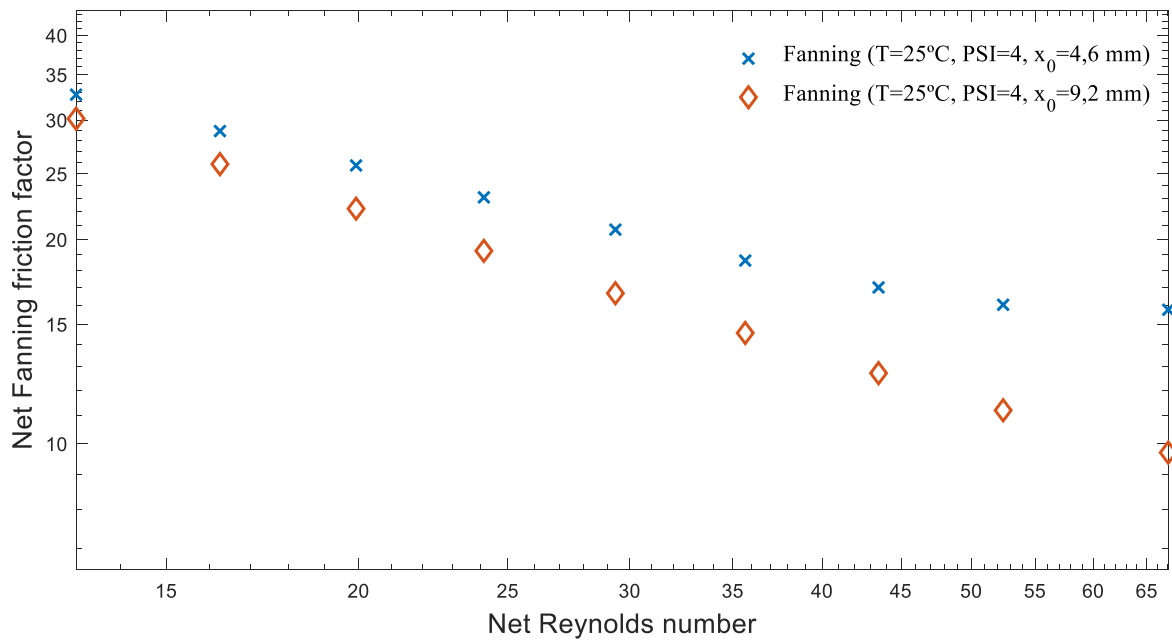


Figura 6. 11. Evolución del factor de fricción de Fanning neto para $x_o = d/2$ y $x_o = d$, $\psi = 3.8$ y $T = 25^\circ\text{C}$.

La tendencia obtenida para ambos casos es muy similar a la del Fanning oscilatorio, con valores crecientes a medida que aumenta la intensidad del flujo. Para mayor claridad, la Tabla 6.3 muestra el incremento en tanto por ciento, tanto del factor de fricción de Fanning neto como oscilatorio, acusado a esta disminución en la amplitud de oscilación.

Tabla 6. 3. Incremento porcentual en cada caso simulado y medio del Fanning con $x_o = d/2$.

Caso	% Incremento Fanning oscilatorio.	% Incremento Fanning neto
1	30.3001	8.4916
2	35.1057	11.8905
3	39.2251	15.8011
4	42.4054	19.9364
5	44.7722	24.1110
6	46.2108	27.8786
7	46.9670	33.7808
8	47.2765	43.0904
9	47.1078	62.4210
% Medio	42.1523	27.4891

Es posible determinar este incremento de la caída de presión a partir de los valores del desfase para los dos casos considerados. La Figura 6.12 muestra la evolución del desfase presión – velocidad para ambos casos de amplitud considerados.

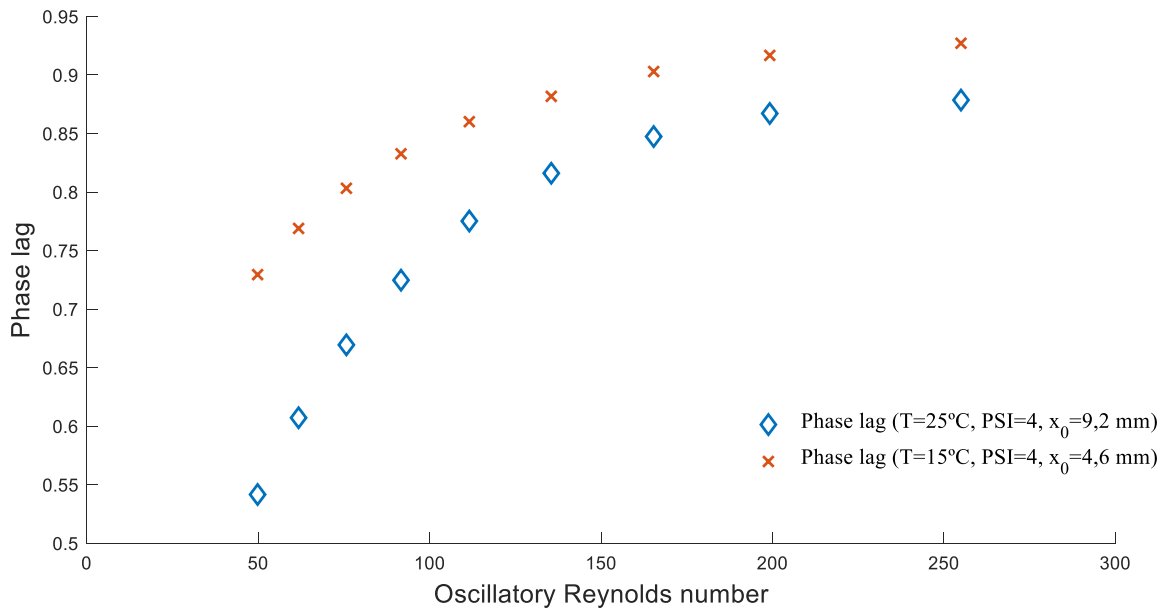


Figura 6. 12. Evolución del desfase (δ) para $x_o = d/2$ y $x_o = d$, $\psi = 3.8$ y $T = 25^\circ\text{C}$.

Para ambos casos se observa la misma tendencia creciente y asintótica que los obtenidos en simulaciones anteriores. Como se observa, los valores del desfase obtenidos para una menor amplitud de oscilación son superiores a los demás valores, lo que indica un aumento en la caída de presión, debido a la mayor frecuencia de oscilación necesaria para mantener las mismas condiciones de operación en ambos casos.

Esta mayor caída de presión, propiciada por la disminución de la amplitud de oscilación, va a provocar, por otro lado, un aumento del consumo de potencia de la instalación. La Figura 6.13 muestra los valores de densidad de potencia obtenidos para ambas disposiciones operacionales.

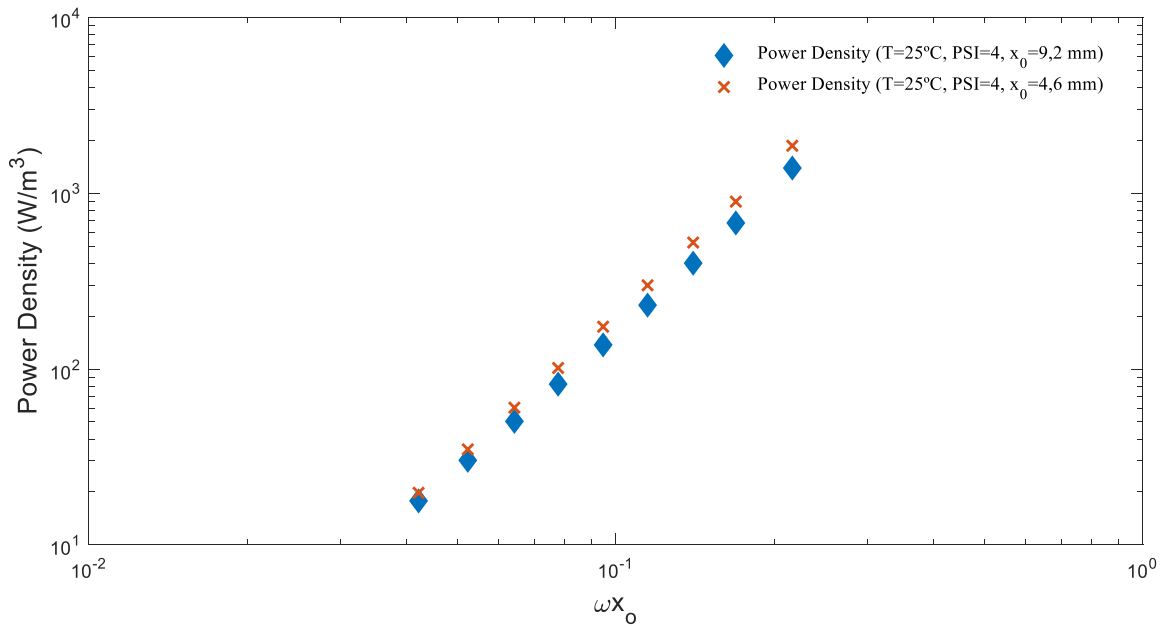


Figura 6. 13. Evolución de la densidad de potencia para $x_o = d/2$ y $x = d$

El incremento en el consumo de potencia concuerda con lo establecido en los trabajos consultados. Igualmente se comprueba una tendencia creciente en los valores obtenidos con el incremento de la intensidad oscilatoria, respecto a los obtenidos para una amplitud $x_o = d$. Para una mayor claridad, la Tabla 6.4 recoge la evolución de dicho incremento en el consumo, en tanto por ciento.

Tabla 6. 4. Incremento porcentual en cada caso simulado y medio de la densidad de potencia
con $x_o = d/2$

Caso	Incremento (%).
1	11,2692
2	15,4311
3	19,6755
4	23,5275
5	26,8926
6	29,6239
7	31,1086
8	32,1086
9	33,9167
% Medio	24,8594

6.4. Validación con resultados experimentales

Se ha procedido a validar los resultados obtenidos experimentalmente para la configuración de flujo neto más flujo oscilatorio para los distintos valores de ψ considerados.

El procedimiento por adoptar es similar al propuesto en el Capítulo 5, comparando los valores de caída de presión adimensionalizada mediante el factor de fricción de Fanning neto y oscilatorio. Esta doble comparación es debida a la contribución conjunta de ambas componentes de flujo sobre la caída de presión total.

6.4.2. Factor de fricción de Fanning neto

Las Figuras 6.14 y 6.15 muestran la comparación entre los valores del factor de fricción de Fanning neto, obtenidos mediante simulación numérica y experimentalmente, para una misma temperatura del fluido y caudal neto

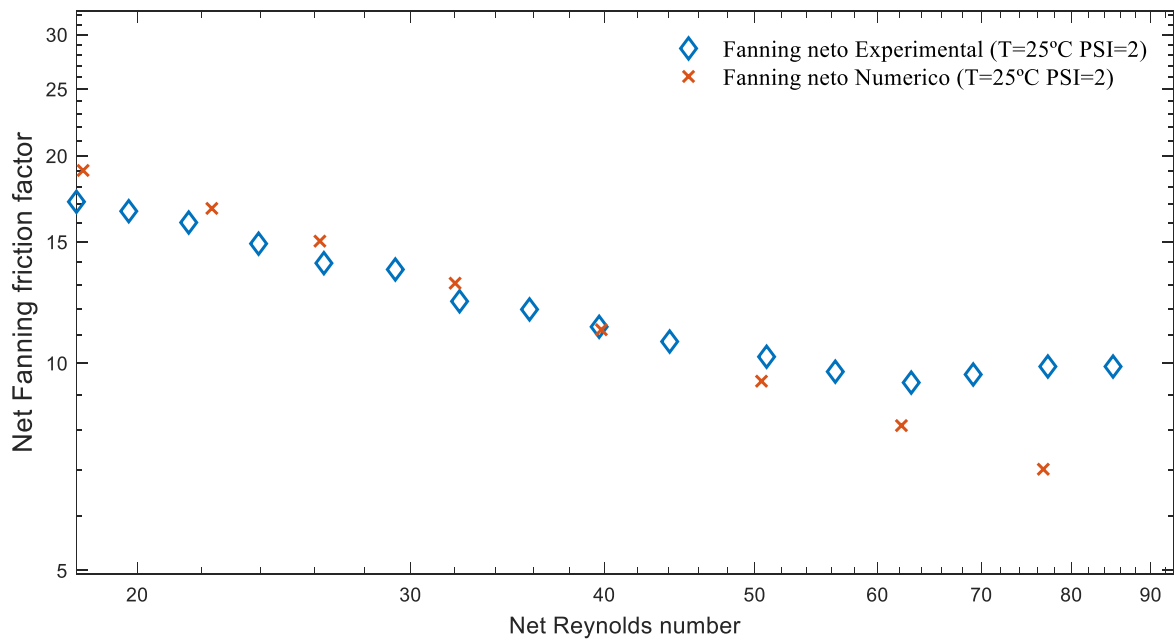


Figura 6. 14. Comparación del factor de fricción de Fanning neto experimental y numérico para $T = 25^{\circ}\text{C}$ y $\psi = 2$.

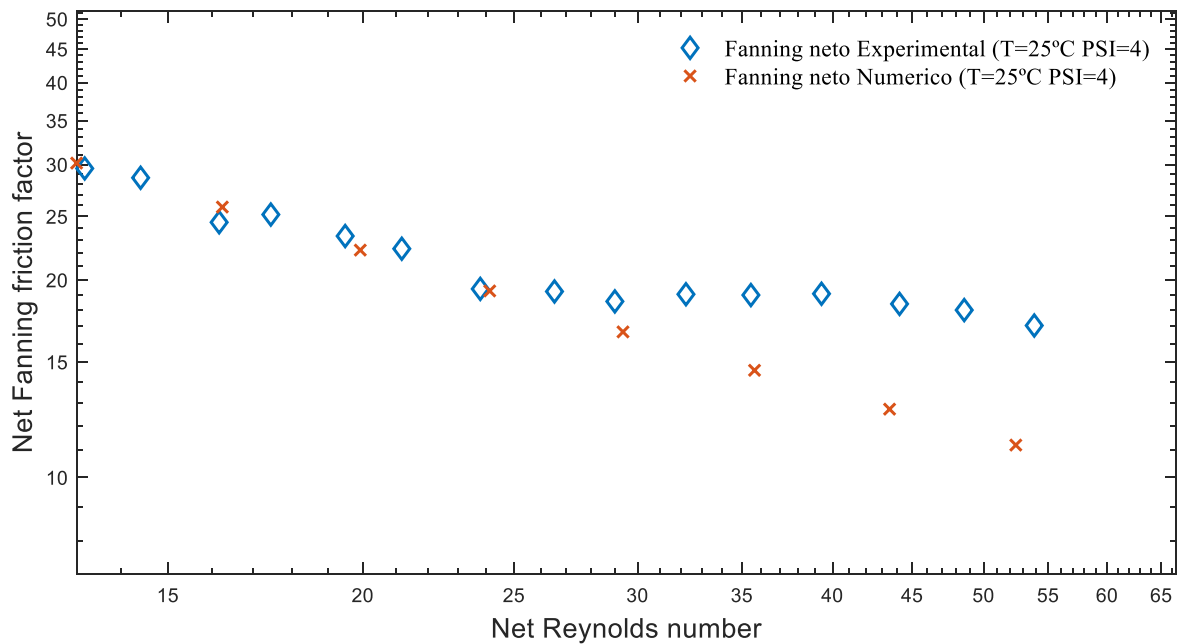


Figura 6. 15. Comparación del factor de fricción de Fanning neto experimental y numérico para $T = 25^{\circ}\text{C}$ y $\psi = 4$.

Como se puede observar, se cumple lo pronosticado en la Figura 6.3, en la cual se establecía que la pérdida de carga debida al caudal neto era mayor cuanto más elevada era la intensidad oscilatoria y, por tanto, adquiriría mayor influencia. Esta mayor intensidad e influencia de la componente oscilatoria sobre la neta también se puede observar a partir de los datos experimentales, en los cuales se distingue un claro y anticipado cambio de régimen laminar a turbulento a mayor intensidad de la oscilación ($\psi = 4$).

Del análisis de ambos pares de datos se percibe que este cambio de régimen no es captado de forma adecuada en las simulaciones numéricas. Se establece que esta falta de precisión en la zona de transición a régimen turbulento se debe al modelo de turbulencia escogido, concluyendo que los resultados obtenidos mediante el solver Laminar no son correctos y se debe de emplear cualquiera de los modelos de turbulencia propuestos por CFD ANSYS-Fluent. Un estudio preliminar de dichos modelos para la geometría estudiada se muestra en el ANEXO I.

6.4.2. Factor de fricción de Fanning oscilatorio

Las Figuras 6.16 y 6.17 muestran la comparación entre los valores del factor de fricción de Fanning oscilatorio, obtenidos mediante simulación numérica y experimentalmente, para una misma temperatura del fluido y caudal neto

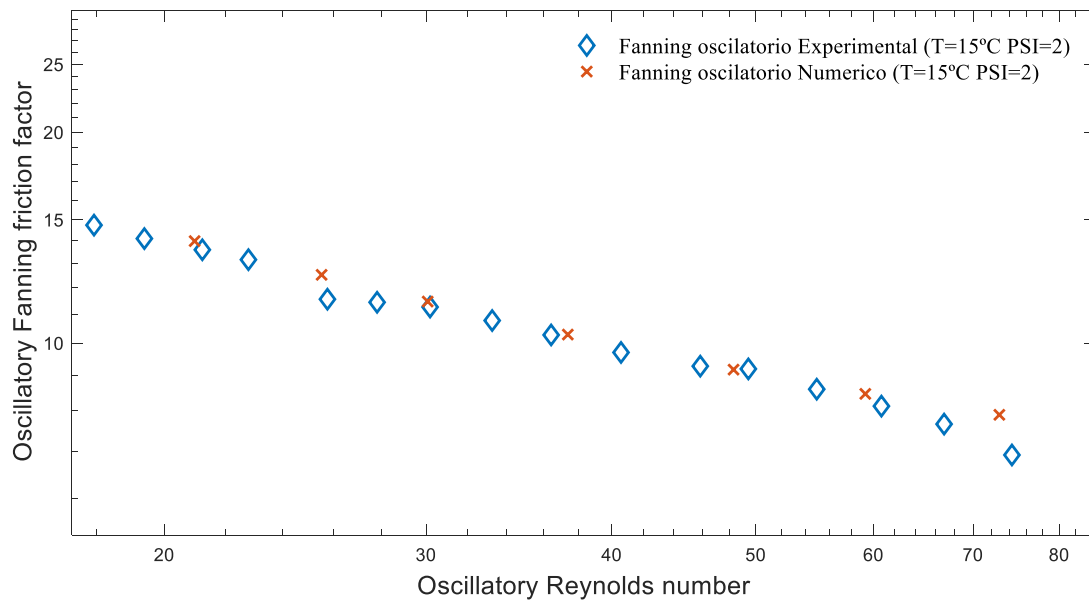


Figura 6. 16. Comparación del factor de fricción de Fanning oscilatorio experimental y numérico para $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ y $\psi = 2$.

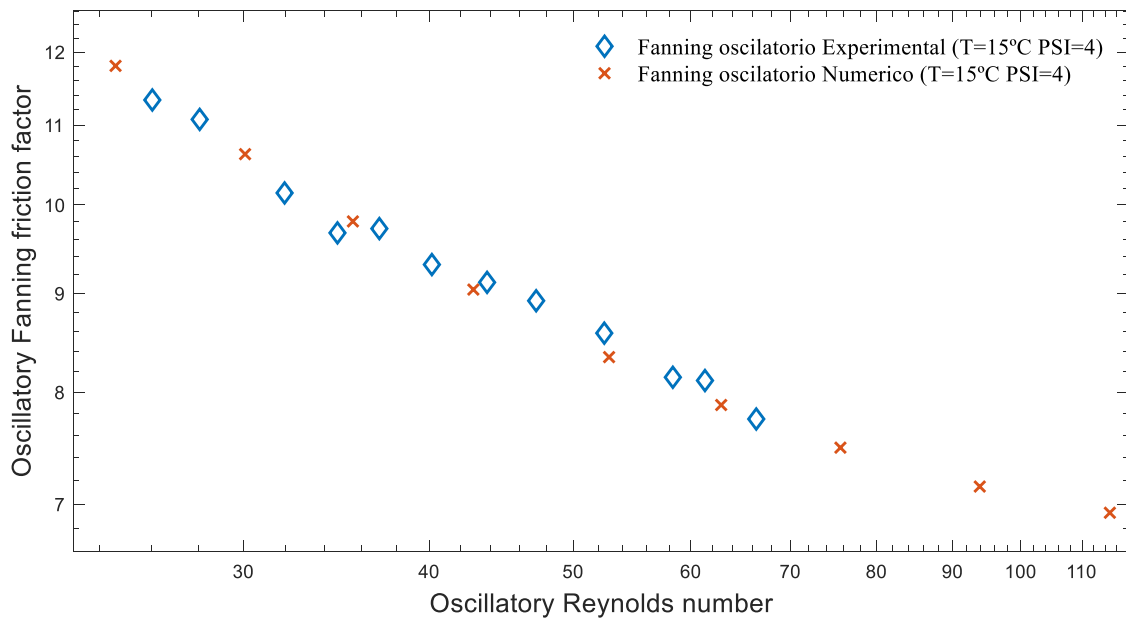


Figura 6. 17. Comparación del factor de fricción de Fanning oscilatorio experimental y numérico para $T = 15\text{ °C}$ y $\psi = 4$.

De la misma manera que los resultados mostrados en la Figura 6.2, a mayor intensidad de caudal neto, mayor va a ser la caída de presión. Asimismo, se destaca la correcta modelización numérica de los resultados experimentales, esto es, el solver laminar es capaz de representar de forma adecuada, en el rango estudiado, el comportamiento del flujo oscilatorio.

Para comprobar la validez de los resultados del factor de fricción de Fanning oscilatorio experimental, se ha realizado un ajuste de este conjunto de datos, pudiendo de esta manera compararlos analíticamente con los arrojados tras los análisis numéricos. Las tablas 6.5 y 6.6 recogen los resultados obtenidos

Tabla 6. 5. Comparación de los resultados numéricos y experimentales para 15 °C y $\psi = 2$

Caso	Incremento (%).
% Medio	2,6493

Tabla 6. 6. Comparación de los resultados numéricos y experimentales para 15 °C y $\psi = 4$

Caso	Incremento (%).
% Medio	0,7895

De la observación de los errores medios aproximados entre los resultados numéricos y experimentales del factor de fricción de Fanning oscilatorio para ambos casos, se comprueba la correcta modelización numérica del comportamiento del flujo oscilatorio, tal y como se preveía de la simple observación de las Figuras 6.16 y 6.17

CAPÍTULO 7. Conclusiones y trabajos futuros.

La realización de este Trabajo Fin de Grado, enmarcado dentro de un proyecto de investigación de mayor alcance y contenido, ha permitido el desarrollo de estrategias numéricas validadas experimentalmente. Los diversos estudios realizados en materia de consumo de potencia arrojan resultados de gran interés.

7.1. Conclusiones

Las principales conclusiones extraídas a raíz del desarrollo de este trabajo son:

Relativas al flujo estático:

- Bajo las condiciones ensayadas (Numero de Reynolds neto < 80), se ha comprobado que en el tercer tanque de nuestra geometría se cumple que el flujo es espacialmente periódico.
- Los resultados de las simulaciones de caída de presión en condiciones de flujo estático (en régimen laminar y para un número de Reynolds neto < 80) muestran una correcta adecuación con los resultados obtenidos experimentalmente, con un error aproximado del 3,8%. Asimismo, se ha comprobado que la influencia de la varilla de unión entre deflectores es despreciable en dicho rango.
- Los contornos de velocidad en régimen estático muestran los cambios en la dinámica del flujo, desde un flujo que se expande y contrae en el espacio entre deflectores (a muy bajo número de Reynolds) hasta un cortocircuito entre los orificios de los mismos (para un número de Reynolds neto=80).

Relativas al flujo oscilatorio puro:

- Bajo las condiciones de flujo consideradas (Numero de Reynolds oscilatorio < 200), se ha estudiado el concepto de periodicidad temporal del flujo, estableciéndose la existencia de un transitorio con una duración aproximada de un ciclo.
- El número de potencia adimensionaliza correctamente el consumo de potencia en el rango de estudio, mostrando los mismos valores para un mismo número de Reynolds oscilatorio pero distintas propiedades del fluido.
- Los contornos de velocidad en régimen oscilatorio puro muestran correctamente la interacción del flujo con los deflectores, así como el desarrollo y movimiento de los vórtices y torbellinos generados tras dicha interacción.
- Se ha validado el modelo numérico con datos experimentales, validándose así la metodología de adquisición numérica (factor de fricción de Fanning oscilatorio). No se ha podido lograr una validación exitosa del desfase presión – velocidad y del número de potencia debido al procedimiento experimental de toma de datos.

Relativas al flujo oscilatorio con componente neta:

- Los resultados de caída de presión obtenidos al introducir una componente de flujo neta (para unos ratios de velocidades de $\psi=2$ y $\psi=4$) muestran una variación mínima en el factor de fricción oscilatorio y en el consumo de potencia asociado al oscilatorio, respecto a la situación de flujo oscilatorio puro. La tendencia es de un incremento ligero cuando el valor de ψ disminuye, esto es, el peso de la componente neta es más importante.
- La variación del número de Reynolds oscilatorio provoca cambios significativos en la pérdida de carga neta, siendo esta mayor a mayor ratio de velocidades.
- Los ensayos realizados para distintas propiedades del fluido muestran la correcta adimensionalización del consumo de potencia mediante el número de potencia para el mismo intervalo de estudio, así como que la introducción de una componente neta no tiene influencia.
- La variación de la amplitud de oscilación del flujo provoca cambios en la pérdida de carga y en el consumo energético de la instalación, siendo este mayor cuando la amplitud de oscilación disminuye.
- Se ha validado el modelo numérico con datos experimentales (factor de fricción de Fanning neto y oscilatorio) para un rango de Reynolds neto < 80 y Reynolds oscilatorio

<200. Se ha observado la correcta modelización del comportamiento oscilatorio del flujo tanto para régimen laminar como turbulento, mientras que el modelado de la componente neta en régimen turbulento presenta cierto conflicto, lo que se deduce que es debido al solver utilizado.

7.2. Trabajos Futuros.

Una vez finalizado el objetivo principal de este Trabajo Fin de Grado, se propone una posible línea de investigación a adoptar para la continuidad de esta.

- A. Estudio pormenorizado del modelado de la turbulencia en OBRs con deflectores multiorificio para representar adecuadamente la caída de presión neta a mayores números de Reynolds (>100).
- B. Realizar campañas de simulaciones numéricas con distintas geometrías de deflectores para comprobar la influencia de estos en la disipación de potencia.
- C. Llevar a cabo una campaña de simulaciones para corroborar las mejoras en la transmisión del calor acontecidas en estos reactores. Comprobando a su vez la influencia de los distintos parámetros operacionales, tales como la temperatura del fluido, la fuente de calor externa, la amplitud de oscilación etc., en los resultados.

ANEXO I. Modelización de la turbulencia y comprobación del parámetro Y^+

La correcta modelización y obtención de resultados en condiciones de flujo turbulento reside en la elección apropiada del modelo de turbulencia a aplicar para la resolución de las simulaciones. Este es el fin que ha propiciado la realización de este anexo, en el cual se va a dar una visión teórica de cada uno de los modelos de turbulencia existentes en ANSYS Fluent y se va a escoger aquel que se adecue mejor a nuestro caso, mediante la comparación de los datos numéricos obtenidos con lo experimentales.

Se destacan cuatro familias de modelos de turbulencia diferenciadas entre sí, en función tanto del coste computacional derivado de su uso como de la precisión numérica de los resultados proporcionados.

1. Reynolds Averaged Navier-Stokes models (RANS models)
2. Large Eddy Simulation.
3. Detached Eddy Simulation.
4. Direct Numerical Simulation (DNS).

A.1.1. *Reynolds Averaged Navier-Stokes models (RANS).*

Este modelo se ha situado como uno de los más utilizados para la modelización de flujos en aplicaciones industriales. Su procedimiento resolutivo se basa en la aplicación de las ecuaciones de Navier Stokes, previa descomposición del vector velocidad en función de una componente media y otra fluctuante.

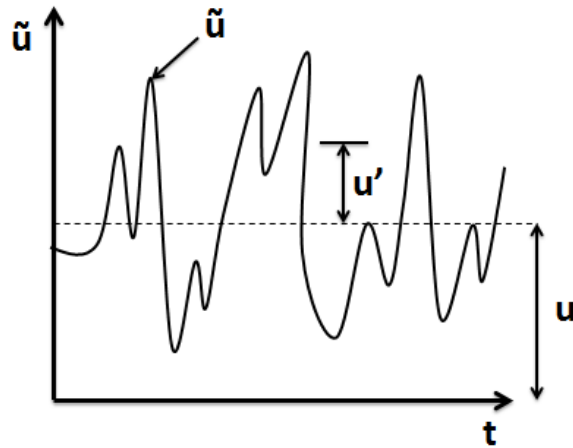


Figura A. 1. Componentes de la velocidad del flujo turbulento.

Se define el sistema de ecuaciones de Navier Stokes, particularizado para las mismas hipótesis numéricas que las adoptadas en este trabajo (flujo incompresible, no resolución de la ecuación de la energía y no consideración de la fuerza gravitacional)

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad \text{Ec. (A.1)}$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad \text{Ec. (A.2)}$$

La realización de ensayos experimentales en materia de turbulencia reveló la existencia de una componente de la velocidad con comportamiento fluctuante aleatorio en torno a otra componente media continua. Esta descomposición de la velocidad del flujo en dos componentes, una media y otra fluctuante se denomina “*Reynolds Descomposition*” y constituye la base de este modelo de turbulencia.

Una vez definidas las ecuaciones de Navier Stokes para flujo incompresible se procede a descomponer la velocidad en sus dos componentes anteriormente descritas, una media \vec{U} , y otra fluctuante \vec{v}' .

$$\nabla \cdot (\vec{U} + \vec{v}') = 0 \quad \text{Ec. (A.3)}$$

$$\rho \left(\frac{\partial (\vec{U} + \vec{v}')}{\partial t} + (\vec{U} + \vec{v}') \cdot \nabla (\vec{U} + \vec{v}') \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 (\vec{U} + \vec{v}') \quad \text{Ec. (A.4)}$$

Aplicando las propiedades de las componentes media y fluctuante, nuestro sistema de ecuaciones RANS resulta de la siguiente manera.

$$\nabla \cdot \vec{U} = 0 \quad \text{Ec. (A.3)}$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{U} + \vec{U}') \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 (\vec{v}' + \vec{v}') \quad \text{Ec. (A.4)}$$

Se observa la aparición de un término adicional en el sistema de ecuaciones obtenido tras la realización de la descomposición de Reynolds en comparación con el sistema inicial, este término adicional se conoce como tensor de esfuerzos turbulentos de Reynolds.

Los distintos modelos RANS hacen uso del sistema de ecuaciones de Reynolds del movimiento promediado obtenido a partir de las ecuaciones de Navier Stokes, resolviendo el movimiento medio del flujo y emulando la turbulencia, permitiendo de esta manera obtener soluciones de elevada precisión para las componentes medias de las distintas magnitudes fluidas a bajo coste computacional. Se destacan los siguientes modelos.

- Sparlat-Allmaras (One equation model): Modelo diseñado especialmente para aplicaciones aeroespaciales y con incipiente popularidad en resolución de problemas de turbo maquinaria. Proporciona buenos resultados para flujo alrededor de paredes sometido a un gradiente de presión adverso.

En su forma original, este modelo requería de un mallado muy fino para la correcta resolución de la capa límite viscosa ($y^+ = 1$) y su efectividad estaba reducida a valores de Reynolds bajos. En ANSYS la utilización de este modelo ha dejado de estar restringida para mallados finos, permitiendo su utilización para mallas de tamaño intermedio ($1 < y^+ < 30$) gracias a la opción “Enhanced Wall Treatment”, que permite obtener resultados precisos y correctos para los esfuerzos viscosos y coeficientes de transmisión del calor disminuyendo el coste computacional.

- k-ε Standard: Modelo robusto cuyo uso se encuentra extendido a pesar de sus elevadas limitaciones. Bajo rendimiento para flujos complejos, con elevados gradientes de presión, desprendimiento de la capa límite y líneas de corriente de elevada curvatura.
- k-ε RNG: Derivado del modelo anterior mediante el uso de una herramienta estadística denominada renormalización de grupos (“Renormalization group”, RNG). Adecuado

para flujos complejos, con desprendimiento de capa límite y vórtices moderados. Mayor dificultad a la hora de converger que el modelo k- ϵ Standard.

- k- ϵ Realizable: Adecuado para flujo complejos, con elevada recirculación y aparición moderada de remolinos y vórtices. Constituye una solución acertada para la resolución de flujo con elevado desprendimiento de capa límite.
- k- ω Standard: Buen comportamiento antes geometrías con paredes y presencia de objetos en el interior del dominio computacional. Elevado rendimiento para la resolución de flujo a bajo número de Reynolds en comparación con los de la familia k- ϵ . Adecuado para flujo con desprendimiento de capa límite y sometido a elevados gradientes de presión adversos.
- k- ω SST: Similar al k- ω en cuanto a beneficios, con una mejor modelización del desprendimiento de la capa límite que otros modelos.
- Reynolds Stress model (RSM): Mas complejo en cuanto a coste computacional, debido a sus elevados requerimientos en cuanto a memoria y uso de la CPU. Aconsejable para flujo tridimensional complejo, con líneas de corriente de elevada curvatura, fuerte recirculación y rotación del flujo.
- K-k ℓ - ω model: Modelo usado para predecir y calcular el desarrollo de la capa límite en régimen transitorio, es decir, la transición del flujo laminar a turbulento

La resolución de las estructuras de flujo en las regiones cercanas a las paredes, donde se generan elevados gradientes de las magnitudes fluidas permite dos opciones.

La primera consiste en usar funciones de pared (“Wall Function”), esta opción no resuelve la totalidad de la subcapa límite viscosa, sino que realiza una estimación de esta. Esta opción requiere que el primer elemento del mallado en las proximidades de la pared se encuentre en la subcapa logarítmica ($30 < y^+ < 300$), lo que permite una malla más gruesa, disminuyendo así el coste computacional del estudio. Esta opción es interesante si se desea una mayor precisión y modelado de los fenómenos de mezcla acontecidos en la capa límite exterior que de los esfuerzos viscosos en las paredes o superficies del dominio computacional. Hay que destacar que esta opción no es aconsejable para casos donde existan fuertes desprendimientos de capa límite.

La segunda opción consiste en la resolución de la subcapa límite viscosa, para la cual es necesario un mallado fino en las proximidades de las paredes y superficies del dominio computacional, con un valor de y^+ no superior a 1 y un ratio de crecimiento en las proximidades de esta de aproximadamente 1,2. Para poder utilizar esta opción se ha de seleccionar la opción “Enhanced Wall Treatment” en el menú “Viscous” de ANSYS FLUENT.

En resumen, si se desea resolver la subcapa límite viscosa se utilizarán los modelos k- ω o k- ϵ , este último con la opción “Enhanced Wall Treatment” activada, previo cumplimiento de los requisitos de refinamiento del mallado. Por otro lado, si se desean utilizar funciones de pared, se utilizará el modelo k- ϵ con funciones de pared o con la opción “Enhanced Wall Treatment” activada, ya que esta última es insensible al valor de y^+ y se comportara como una función de pared si el primer nodo del mallado computacional se encuentra en la subcapa logarítmica. El modelo k- ω al ser, del mismo modo, insensible al valor de y^+ , resolverá la capa límite o aplicará funciones de pared según el valor de este.

A.1.2. Large Enhancement simulation (LES)

En escala ascendente de coste computacional, encontramos el modelo LES (“Large Eddy Simulation”), modelo aplicable tanto para flujo compresible como para incompresible. Este modelo realiza un filtrado de las ecuaciones de Navier Stokes, resolviendo de forma directa los torbellinos de mayor escala y filtrando aquellos cuya escala sea menor que la capacidad del filtro, los cuales son responsables de la disipación de la energía cinética turbulenta. La resolución únicamente de los torbellinos macroscópicos permite la utilización un mallado más grueso en comparación que en el modelo DNS. Por otro lado, el mallado de un modelo LES es sustancialmente más fino que el propio de un modelado RANS. Por lo que finalmente se puede concluir que este modelo se encuentra en un punto intermedio en lo que respecta a coste computacional y precisión.

La modificación de las ecuaciones de Navier Stokes para su aplicación en el método LES se realiza mediante el filtrado de sus variables. Expuesto lo anterior, denotarnos a cualquier variable una vez realizado el proceso de filtrado de como $\bar{\phi}$, siendo el proceso el siguiente:

$$\bar{\phi} = \int_D \phi(x') G(x, x') dx' \tag{Ec. (A.5)}$$

$$G(x, x') = \begin{cases} \frac{1}{V}, & x' \in V \\ 0, & x' \notin V \end{cases} \quad \text{Ec. (A.6)}$$

Siendo D el dominio computacional, V el volumen de la celda del mallado y G la función de filtrado, la cual determina la escala a la que se van a resolver los torbellinos.

Este filtrado de las ecuaciones de Navier Stokes permite, como se ha visto, la resolución de los torbellinos de mayor escala. Sin embargo, la resolución de aquellos de menor tamaño se realiza por separado mediante la aplicación de modelos SSG (“Subgrid-Scale model”), permitiendo el correcto modelado de estos y la solución de los tensores de esfuerzos viscosos a escala microscópica. Para su cálculo, FLUENT propone una serie de modelos SSG entre los cuales se destacan los siguientes.

- Smagorinsky-Lilly Model.
- Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity (WALE) Model.
- Algebraic Wall-Modeled LES Model (WMLES)
- Dynamic Kinetic Energy Subgrid-Scale Model.

A.1.3. Direct Numerical Simulation (DNS)

A parte de los métodos expuestos anteriormente, se puede proceder al cálculo del espectro completo de escalas turbulentas, es decir, tanto el cálculo de los torbellinos de escala macroscópica como microscópica de forma directa. Este método se sitúa a la cabeza en lo que respecta a coste computacional, debido a tanto al mallado requerido para su aplicación como a la inexistencia de modelado de las escalas microscópicas turbulentas. La aplicación de este método queda desechada desde un principio para nuestro estudio.

A.1.4. Elección del modelo de turbulencia.

La elección del modelo de turbulencia que mejor se adapte a nuestro estudio ha supuesto la realización de una serie de ensayos numéricos en un intervalo de Reynold turbulento, comparando los resultados obtenidos para cada modelo de turbulencia con los experimentales.

Caso	Reynolds (Re)	Velocidad (m/s)
1	100,0000	0,0744
2	143,0968	0,1065
3	204,7673	0,1524
4	293,0156	0,2180
5	419,2963	0,3120
6	600,0000	0,4464

Tabla A. 1. Casos ensayados para la comprobación de los distintos modelos de turbulencia.

De primeras se ha desechado la utilización de un modelado LES debido a varias razones, entre las cuales se destaca el elevado tiempo de simulación requerido para cada caso, con lo que la realización de las distintas tandas de simulaciones que se han propuesto en este trabajo resultaría imposible. Otra de las causas es el elevado número de elementos del mallado del dominio computacional, hecho que elevase sustancialmente el coste de cada estudio.

Finalmente se ha optado por la simulación de varios de los distintos modelos RANS para flujo en condiciones estáticas turbulentas.

- k- ϵ Standard.

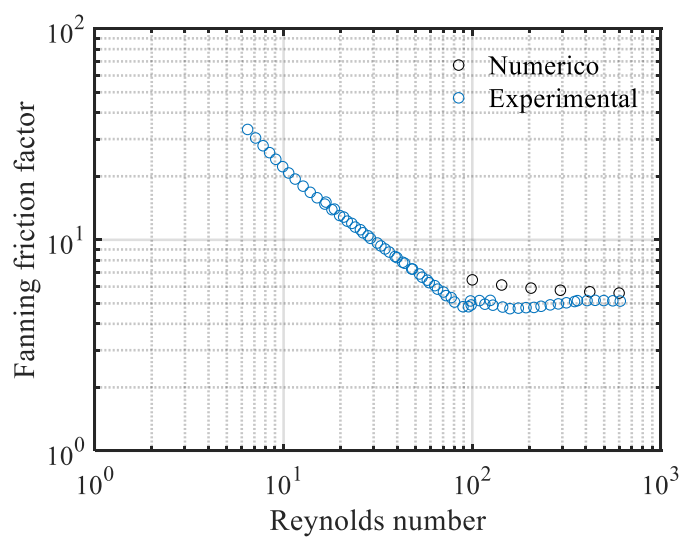


Figura A. 2. Comparación de los resultados experimentales con los obtenidos numéricamente con un modelo k- ϵ .

- k-ε Realizable.

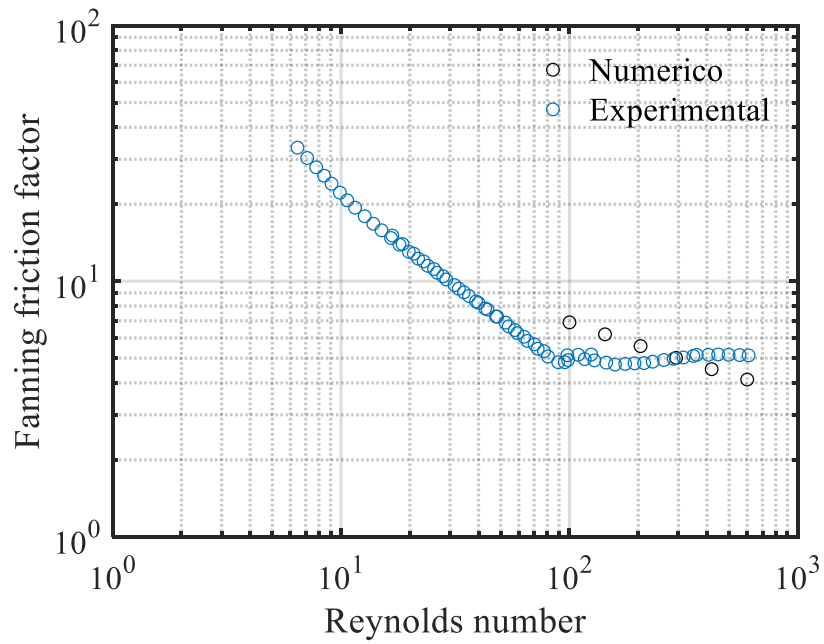


Figura A. 3. Comparación de los resultados experimentales con los obtenidos numéricamente con un modelo k-ε.

- k-ε Enhanced Wall Treatment.

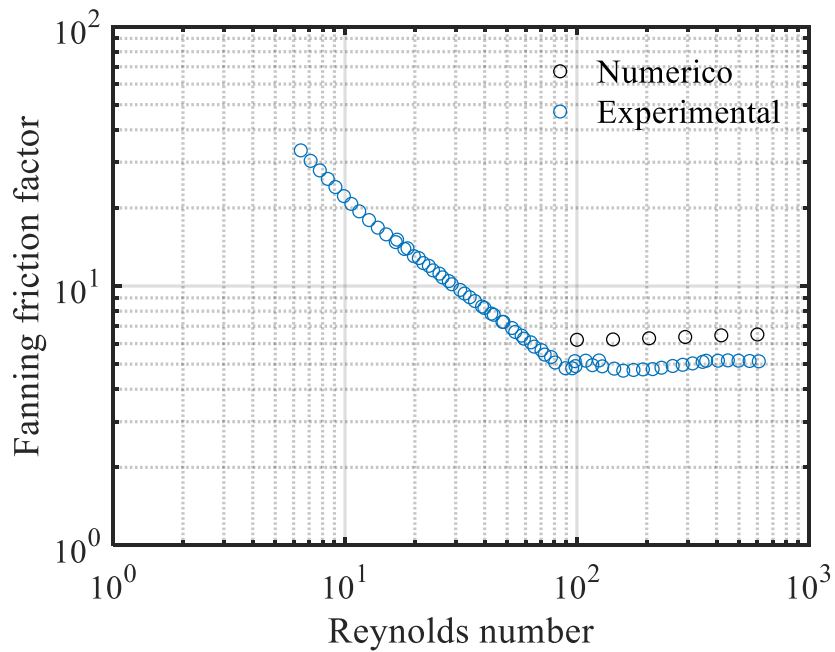


Figura A. 4 Comparación de los resultados experimentales con los obtenidos numéricamente con un modelo k-ε con la opción "Enhancement wall treatment".

- k- ω Standard

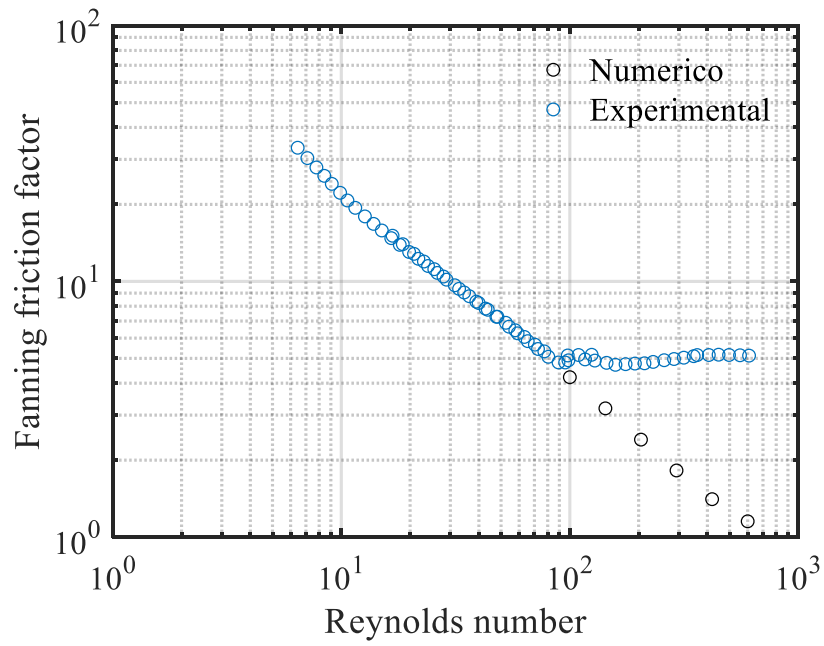


Figura A. 5 Comparación de los resultados experimentales con los obtenidos numéricamente con un modelo k- ω Standard.

- k- ω SST

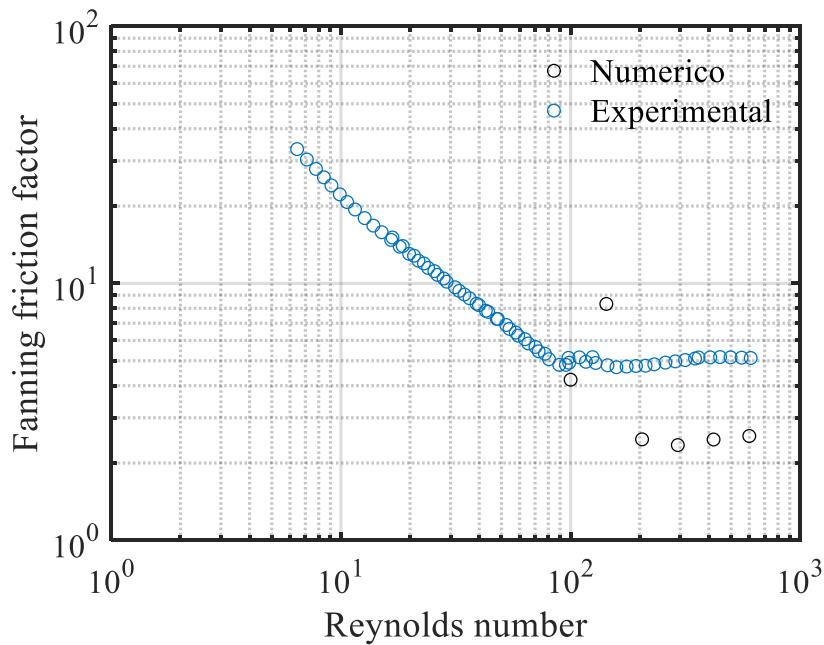


Figura A. 6 Comparación de los resultados experimentales con los obtenidos numéricamente con un modelo k- ω SST.

- k-kl- ω .

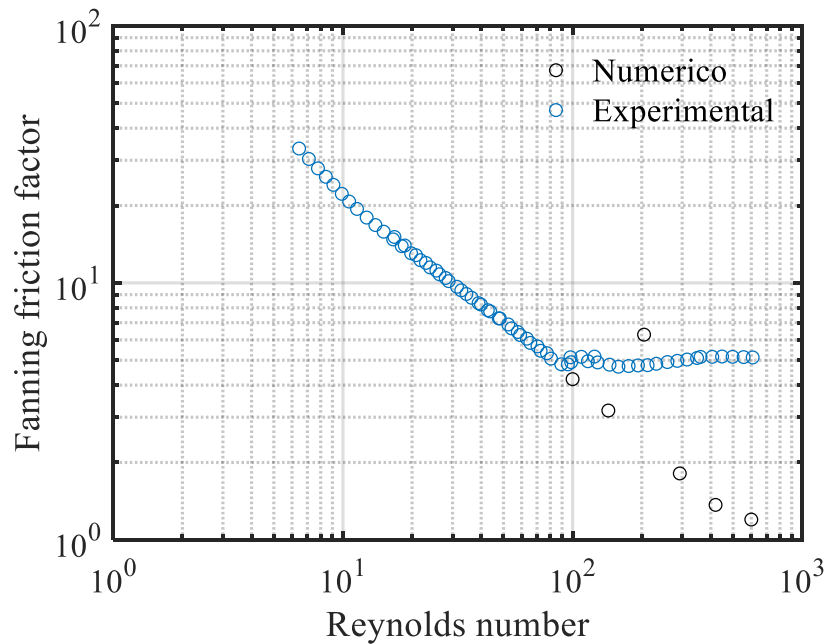


Figura A. 7 Comparación de los resultados experimentales con los obtenidos numéricamente con un modelo k-kl- ω .

Como se observa de las gráficas anteriores, los modelos k- ω quedan rechazados ya que no se ajustan al comportamiento fluido determinado por los datos experimentales. Sin embargo, dos de los tres modelos k- ϵ , el k- ϵ standard y el k- ϵ EWT predicen de forma acertada este comportamiento, siendo este primer modelo el que presenta un menor error relativo entre los resultados a elevado Reynolds. Se destaca la exactitud del modelo k-kl- ω en la transición de laminar a turbulento, a pesar de la desviación de sus resultados cuando la turbulencia se encuentra plenamente desarrollada.

A.1.5. Comprobación del valor y^+

Uno de los valores condicionantes en la aplicación de un modelo de turbulencia u otro es el parámetro adimensional y^+ . Este parámetro se considera como un indicador de la correcta realización del mallado computacional, permitiendo establecer a la distancia a la que se debe situar el primer nodo en las proximidades de las paredes o superficies de la sección de estudio.

Las restricciones que algunos de los modelos de turbulencia imponen sobre este parámetro hace necesaria la comprobación de este, previa aplicación de cualquiera de ellos. En este caso se ha

determinado este parámetro en las proximidades de las paredes de uno de los orificios del deflector, considerándose esta área como la más crítica en lo que respecta a precisión numérica. Para ello se ha creado una superficie auxiliar en el interior de este orificio para la obtención de los datos en ella

Para el cálculo de este parámetro existen dos opciones.

1. Obtener de las simulaciones realizadas, el gradiente de la velocidad axial en dirección radial y calcular el valor de y^+ a partir del esfuerzo cortante en la pared y la Ec 3.1.
2. Obtener directamente el valor y^+ a partir de las opciones de exportación de resultados presentes en ANSYS FLUENT.

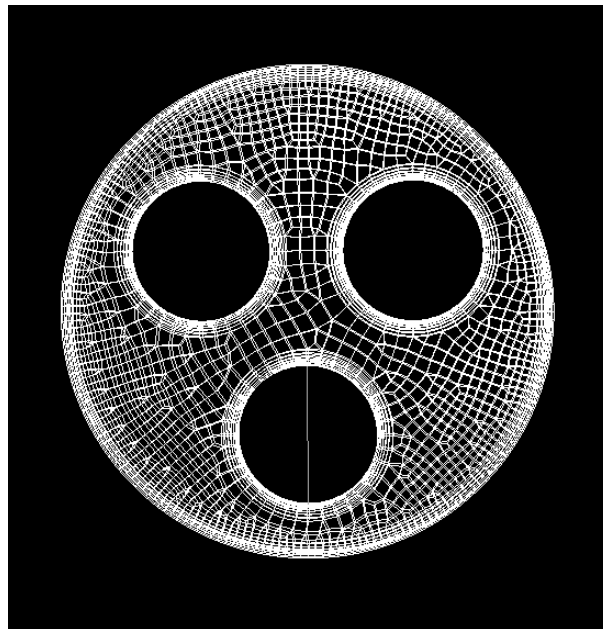


Figura A. 8. Geometría del deflector con superficie adicional en el orificio inferior.

La metodología utilizada ha sido la de comprobar los valores obtenidos por los dos modelos k- ϵ que mejor se adecuan a nuestro caso de estudio, para los distintos valores de Reynolds recogidos en la Tabla A.1.

Se observa, a pesar de la notable diferencia entre los valores obtenidos analíticamente y los obtenidos directamente de fluent, el cumplimiento de la restricción $y^+ = 1$ indispensable para la correcta aplicación de algunos de los distintos modelos de turbulencia, así como para la resolución completa de los tensores de esfuerzos viscosos.

1. k-ε Standard.

Caso	y^+ analítico.	y^+ Fluent
1	0.1234	0.1448
2	0.1737	0.1688
3	0.2474	0.1901
4	0.3534	0.2004
5	0.5067	0.1847
6	0.7263	0.1304

Tabla A. 2. Valores de y^+ obtenidos analíticamente y a partir de fluent del modelo k-ε Standard.

2. k-ε Enhanced Wall Treatment.

Caso	y^+ analítico.	y^+ Fluent
1	0.2903	0.1422
2	0.3478	0.1688
3	0.3990	0.1901
4	0.4373	0.2004
5	0.4429	0.1847
6	0.3607	0.1304

Tabla A. 3. Valores de y^+ obtenidos analíticamente y a partir de fluent del modelo k-ε Enhanced.Wall.Treatment.

Bibliografía.

- Abbott, M. S. R., Harvey, A. P., Valente Perez, G., & Theodorou, M. K. (2013). Biological processing in oscillatory baffled reactors: Operation, advantages and potential. *Interface Focus*, 3(1). <https://doi.org/10.1098/rsfs.2012.0036>
- Andrigo, P., Bagatin, R., & Pagani, G. (1999). Fixed bed reactors. In *Catalysis Today* (Vol. 52). [https://doi.org/10.1016/S0920-5861\(99\)00076-0](https://doi.org/10.1016/S0920-5861(99)00076-0)
- Ansys. (2014). *ANSYS Inc. Turbulence*.
- ANSYS Inc. (2013). ANSYS FLUENT Theory Guide. *Release 18.2*, 15317(November), 373–464. [https://doi.org/10.1016/0140-3664\(87\)90311-2](https://doi.org/10.1016/0140-3664(87)90311-2)
- Baird, M. H. I., & Stonestreet, P. (1995). Energy Dissipation In Oscillatory Flow Within A Baffled Tube. *Chemical Engineering Research and Design*, 73(A5), 503–511. Retrieved from <http://archive.icheme.org/cgi-bin/somscid.cgi?type=header&record=2848>
- Ekambara, K., & Dhotre, M. T. (2007). Simulation of oscillatory baffled column: CFD and population balance. *Chemical Engineering Science*, 62(24), 7205–7213. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2007.08.048>
- Ensinger Plastics. (2019).
- Gaidhani, H. K., McNeil, B., & Ni, X. (2005). Fermentation of Pullulan Using an Oscillatory Baffled Fermenter. *Chemical Engineering Research and Design*, 83(6), 640–645. <https://doi.org/10.1205/cherd.04355>
- González-Juárez, D., Herrero-Martín, R., & Solano, J. P. (2018). Enhanced heat transfer and power dissipation in oscillatory-flow tubes with circular-orifice baffles: a numerical study. *Applied Thermal Engineering*, 141(May), 494–502. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.115>
- González, D. (2017). *Comportamiento termofluidodinámico y transporte de especies en reactores de flujo oscilatorio con deflectores multiperforados*. 280.
- Holman, J. P., Lloyd, J. R., & Anderson, J. D. (1995). *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering Consulting Editors McGraw-Hill Series in Aeronautical and Aerospace Engineering Consulting Editor*. Retrieved from [https://soaneemrana.org/onewebmedia/COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS BY JHON D](https://soaneemrana.org/onewebmedia/COMPUTATIONAL_FLUID_DYNAMICS_BY_JHON_D)

- Howest, T., Mackley, M. R., & Roberts, E. P. L. (1991). The Periodic Flows in Baffled. *Chemical Engineering Science*, 46(7), 1669–1677.
- JEALOUS, A. C., & HOMER F. JOHNSON. (1955). Power Requirements for Pulse Generation in Pulse Columns. *Industrial & Engineering Chemistry*, 47(6), 1159–1166. <https://doi.org/10.1021/ie50546a021>
- Jian, H., & Ni, X. (2005). A numerical study on the scale-up behaviour in oscillatory baffled columns. *Chemical Engineering Research and Design*, 83(10 A), 1163–1170. <https://doi.org/10.1205/cherd.03312>
- Karr, A. E. (1959). Performance of a reciprocating-plate extraction column. *AIChE Journal*, 5(4), 446–452. <https://doi.org/10.1002/aic.690050410>
- Mackley, M. R., & Ni, X. (1991). Mixing and dispersion in a baffled tube for steady laminar and pulsatile flow. *Chemical Engineering Science*, 46(12), 3139–3151. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(91\)85017-R](https://doi.org/10.1016/0009-2509(91)85017-R)
- Mackley, M. R., & Stonestreet, P. (1995). Heat transfer and associated energy dissipation for oscillatory flow in baffled tubes. *Chemical Engineering Science*, 50(14), 2211–2224. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(95\)00088-M](https://doi.org/10.1016/0009-2509(95)00088-M)
- Martínez Rodríguez, H. (2012). *Avances en la simulación numérica de reactores de flujo oscilatorio*. 234.
- Masngut, N., Harvey, A. P., & Ikwebe, J. (2010). Potential uses of oscillatory baffled reactors for biofuel production. *Biofuels*, 1(4), 605–619. <https://doi.org/10.4155/bfs.10.38>
- Muñoz, J., Crespí, D., Solano, J. P., & Vicente, P. G. (2018). On the early onset of transition in circular-orifice baffled tubes: an experimental study. *Proceedings of the Ninth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 561–564.
- Munoz, J., Solano, J. P., Garcia, A., & Pérez-García, J. (2019). *Convective Heat Transfer Measurements in Tubes With Equally Spaced Baffles Under Steady and Oscillatory Flow*. 5307–5314. <https://doi.org/10.1615/ihtc16.hte.023268>
- Ni, X., Jian, H., & Fitch, A. (2003). Evaluation of turbulent integral length scale in an oscillatory baffled column using large eddy simulation and digital particle image velocimetry. *Chemical Engineering Research and Design*, 81(8), 842–853.

<https://doi.org/10.1205/026387603322482086>

Ni, X., Jian, H., & Fitch, A. W. (2002). Computational fluid dynamic modelling of flow patterns in an oscillatory baffled column. *Chemical Engineering Science*, 57(14), 2849–2862. [https://doi.org/10.1016/S0009-2509\(02\)00081-7](https://doi.org/10.1016/S0009-2509(02)00081-7)

Ni, X., Mackley, M. R., Harvey, A. P., Stonestreet, P., Baird, M. H. I., & Rama Rao, N. V. (2003). Mixing through oscillations and pulsations -A guide to achieving process enhancements in the chemical and process industries. *Chemical Engineering Research and Design*, 81(3), 373–383. <https://doi.org/10.1205/02638760360596928>

Nogueira, X., Taylor, B. J., Gomez, H., Colominas, I., & Mackley, M. R. (2013). Experimental and computational modeling of oscillatory flow within a baffled tube containing periodic-tri-orifice baffle geometries. *Computers and Chemical Engineering*, 49, 1–17. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2012.09.015>

Sharcnet.ca. (2019). Retrieved from <https://www.sharcnet.ca/my/front/>

Smith, K. B., & Mackley, M. R. (2006). An experimental investigation into the scale-up of oscillatory flow mixing in baffled tubes. *Chemical Engineering Research and Design*, 84(11 A), 1001–1011. <https://doi.org/10.1205/cherd.05054>

Solano, J. P., Herrero, R., Espín, S., Phan, A. N., & Harvey, A. P. (2012). Numerical study of the flow pattern and heat transfer enhancement in oscillatory baffled reactors with helical coil inserts. *Chemical Engineering Research and Design*, 90(6), 732–742. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2012.03.017>

Stonestreet, P., & Van Der Veecken, P. M. J. (1999). The effects of oscillatory flow and bulk flow components on residence time distribution in baffled tube reactors. *Chemical Engineering Research and Design*, 77(8), 671–684. <https://doi.org/10.1205/026387699526809>