



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



ANÁLISIS DE LA CAVITACIÓN EN VÁLVULA UTILIZANDO
TÉCNICAS DE APROXIMACIÓN NUMÉRICA

TUTOR:
PROF. CARABALLO, GRUBER A.

BENITEZ, RAFAEL A.
LUNA, ENRIQUE M.

NAGUANAGUA, NOVIEMBRE DE 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



ANÁLISIS DE LA CAVITACIÓN EN VÁLVULA UTILIZANDO TÉCNICAS DE APROXIMACIÓN NUMÉRICA

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de
Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico*

TUTOR:
PROF. CARABALLO, GRUBER A.

BENITEZ, RAFAEL A.
LUNA, ENRIQUE M.

NAGUANAGUA, NOVIEMBRE DE 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Quienes suscriben, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para examinar la Tesis de Pregrado titulada **“Estudio De La Cavitación En Válvulas Utilizando Técnicas De Aproximación Numérica”**, presentada por los bachilleres: **Rafael A. Benítez S., y Enrique M. Luna H.**, titulares de las Cédulas de Identidad N°: V-17.984.426 y V-17.989.288, respectivamente; hacemos constar que hemos revisado y aprobado el mencionado trabajo.

Prof. Tutor
Gruber Caraballo

Prof. Jurado1,
Ing. Richard Rodríguez

Prof. Jurado2,
Ing. José Velázquez

En Naguanagua, mes de Noviembre de 2009.

Agradecimientos

Queremos expresar, sin tomar en consideración un orden específico, nuestros más sinceros agradecimientos a nuestro tutor, el Profesor Gruber Caraballo, por sus consejos, guía y sugerencias oportunas durante el desarrollo de este trabajo de investigación. De igual manera agradecemos a todas las personas que intervinieron en esta investigación de manera directa e indirecta, profesionales en el campo de investigación, profesores, estudiantes, familiares, parientes y seres queridos, quienes en todo momento, durante el desarrollo de la investigación, estuvieron atentos y prestaron colaboración, orientación, guía y dirección académica para la realización del análisis de la cavitación en una válvula utilizando técnicas de aproximación numérica

Resumen

El estudio de la cavitación en válvula requiere de la construcción de bancos de ensayos costosos, los cuales se encuentran limitados por la gran variedad y las amplias condiciones de trabajo a las cuales están sometidas las válvulas en general. La dinámica de fluidos computacional (CFD) ofrece una alternativa eficiente y robusta al momento de resolver problemas de ingeniería relacionado con el flujo de fluidos, que en conjunto con validaciones experimentales posibilitan la predicción de fenómenos físicos con una excelente precisión. En este trabajo de investigación se ha simulado el comportamiento de la cavitación dentro de las válvulas tipo mariposa empleando la dinámica de fluidos computacional, mediante el método de volúmenes finitos para la discretización y análisis del sistema. Los resultados obtenidos mediante el método CFD son precisos y el comportamiento de las curvas características de la válvula mariposa coinciden con las curvas de comportamiento obtenidas de manera experimental.

Índice General

	Página
Índice de figuras.....	xi
Índice de tablas.....	xvii
Nomenclatura.....	xxi
Constantes.....	xxiii
Introducción	
Capítulo I. El Problema	
1.1. Situación problemática.....	3
1.2. Objetivos	4
1.2.1. Objetivos general	4
1.2.2. Objetivos específicos.....	4
1.3. Limitaciones	5
1.4. Justificación de la investigación	5
1.5. Alcance	6
Capítulo II. Marco Teórico	
2.1. Antecedentes	9
2.2. Teoría de la cavitación en válvulas	14
2.2.1. Cuantificación de la cavitación	15
2.2.2. Coeficientes de válvulas.....	16
2.2.2.1. Coeficiente de descarga.....	16
2.2.2.2. Coeficiente de flujo.....	17
2.2.2.3. Coeficiente de pérdida de carga	18
2.2.3. Factor de recuperación de presión.....	18
2.2.4. Límites de cavitación en válvulas	19

2.2.4.1. Cavitación incipiente y constante.....	20
2.2.4.2. Cavitación con daño incipiente	23
2.2.4.3. Cavitación súbita	25
2.3. Modelación matemática	34
2.3.1. Leyes de conservación	34
2.3.1.1. Ecuación de la continuidad.....	35
2.3.1.2. Ecuación de la cantidad de movimiento	35
2.3.1.3. Ecuación de la conservación de la fracción de volumen.....	36
2.3.1.4. Limitación de presión.....	36
2.3.2. Transferencia de calor en flujos multifásico homogéneo ..	37
2.3.3. Modelos de turbulencia “Eddy Viscosity”	37
2.3.3.1. Modelo de turbulencia κ - ϵ	39
2.3.3.2. Modelo de turbulencia κ - ω	40
2.3.3.3. Modelo de turbulencia SST	42
2.3.4. Modelación de la cavitación.....	43
2.3.4.1. El modelo de Rayleigh Plesset.....	44
2.4. Teoría de la dinámica de fluidos computacional (CFD).....	46
2.4.1. Procedimiento de solución.....	47
2.4.2. Generación de la malla e independencia de la malla.....	50
2.4.2.1. Mallas estructuradas.....	50
2.4.2.2. Mallas no estructuradas.....	51
2.4.2.3. Mallas híbridas.....	54
2.4.3. Verificación de la geometría	55
2.4.3.1. Verificación de ejes (sliver edge checking).....	55
2.4.3.2. Verificación de las caras (sliver face cheking)	55
2.4.3.3. Verificación de la distorsión (parametrization face checking)	55
2.4.4. Calidad de la malla	56
2.4.4.1. Ortogonalidad de la malla (mesh orthogonality)	56
2.4.4.2. Factor de expansión de la malla (mesh expansion factor)	57

2.4.4.3. Aspecto del radio de la malla (mesh aspect radio).....	57
2.4.4.4. Criterio de convergencia de la raíz media promedio.	58
Capítulo III. Marco Metodológico	
3.1. Nivel de la investigación	61
3.2. Diseño de la investigación	62
3.2.1.1. Revisión bibliográfica	63
3.2.1.2. Selección de la válvula a estudiar	63
3.2.1.3. Selección de los modelos matemáticos	63
3.2.1.4. Realización de la simulaciones numéricas.....	64
3.3. Procedimiento para realizar la simulación	64
3.3.1. Dibujo de la válvula	64
3.3.2. Realización y valoración de la malla	64
3.3.3. Realización de la simulación	67
3.3.3.1. Configuración del dominio.....	67
3.3.3.2. Creación de condiciones de borde.....	71
3.3.3.3. Inicialización.....	75
3.3.3.4. Configuración del solver.....	76
3.4. Convergencia de la simulación	78
3.5. Obtención de las curvas características	79
3.6. Valoración de los resultados de la simulación	82
3.7. Técnicas e instrumentos de recolección de datos	82
3.8. Recursos administrativos.....	82
3.8.1. Recursos materiales.....	83
3.8.2. Recursos humanos	83
3.8.3. Recursos institucionales.....	83
Capítulo IV. Desarrollo de la investigación	
4.1. Generación del dominio	87
4.1.1. Verificación de la geometría	87
4.1.2. Generación y verificación de la malla.....	89

4.2. Selección del modelo de turbulencia	90
4.3. Convergencia de la simulación numérica	99
4.4. Resultados del post-procesamiento	112
4.5. Curvas características de la válvula	115
4.6. Índices de cavitación	121
4.7. Visualización de resultados	130
4.8. Perfiles de presión, velocidad y temperatura.....	138
4.9. Análisis de resultados	146
4.9.1. Generación del dominio	147
4.9.2. Selección del modelo de turbulencia	147
4.9.3. Convergencia de la simulación numérica	148
4.9.4. Resultados del post-procesamiento.....	148
Conclusiones	151
Recomendaciones	153
Referencias Bibliografía	155

Índice de Figuras

	Página
Figura 2.1 Imagen de un acelerómetro piezoeléctrico de cuarzo	22
Figura 2.2 Evaluación de la cavitación constante y la cavitación incipiente.....	24
Figura 2.3 Líneas hidráulicas por grado de cavitación	26
Figura 2.4 Determinación de la cavitación súbita en válvulas de mariposa	29
Figura 2.5 Dominio computacional.....	48
Figura 2.6 Malla estructurada.....	51
Figura 2.7 Malla no estructurada.....	52
Figura 2.8 Sesgo en celdas	54
Figura 2.9 Ortogonalidad de la malla	56
Figura 2.10 Factor de expansión de la malla	57
Figura 2.11 Aspecto del radio de la malla	57
Figura 3.1 Regiones determinadas en la malla de la válvula	65
Figura 3.2 Configuración de la longitud máxima de los elementos del mallado Interno	65
Figura 3.3 Configuración del ángulo de sesgo	66
Figura 3.4 Configuración del incremento relativo de los elementos	66
Figura 3.5 Configuración básica del dominio	68

Figura 3.6 Configuración de los modelos del fluido	69
Figura 3.7 Configuración del la morfología de los fluidos	70
Figura 3.8 Configuración del par de fluidos agua/ vapor	70
Figura 3.9 Configuración de la condición de borde como condición de entrada de flujo a la tubería.....	71
Figura 3.10 Configuración de las propiedades características de la condición de entrada	72
Figura 3.11 Configuración de la porción de vapor y agua que entra a través de las condición de borde.....	72
Figura 3.12 Configuración de la condición de borde como una condición de salida.....	74
Figura 3.13 Vistas de las regiones correspondiente a las paredes	73
Figura 3.14 Configuración de las paredes.....	73
Figura 3.15 Configuración del plano de simetría	75
Figura 3.16 Configuración de los valores iniciales de la simulación....	76
Figura 3.17 Unidades utilizadas en la simulación numérica	77
Figura 3.18 Configuración de los parámetros de convergencia de la simulación numérica.....	78
Figura 3.19 Configuración básica del archivo de resultados	77
Figura 3.20 Curvas de Convergencia de la simulación numérica.....	79
Figura 3.21 Curvas Q vs ΔP	80
Figura 3.22 Determinación de los Límites de cavitación	81
Figura 4.1 Geometría de la válvula de mariposa.....	88
Figura 4.2 Aspectos característicos de la malla de 15°.....	90
Figura 4.3 Curva del coeficiente de descarga (Cd) en función del ángulo de apertura del obturador	92

Figura 4.4 Curva del coeficiente de flujo (C_v) en función del ángulo de apertura del obturador.....	93
Figura 4.5 Curva del coeficiente de flujo (C_v) en función del coeficiente de descarga (C_d)	94
Figura 4.6 Curva del coeficiente de flujo (C_v) vs el coeficiente de pérdida (K)	95
Figura 4.7 Curva del coeficiente de pérdida (K) y $C_v d^{-2}$	96
Figura 4.8 Curva Caudal (Q) vs diferencia de presión (ΔP), para la comparación de los modelos $k-\omega$ y $k-\epsilon$	97
Figura 4.9 Fracción de volumen para modelos (a) $k-\epsilon$ y (b) SST para un ángulo de 60°	98
Figura 4.10 Curva de convergencia masa y momento para la simulación de $P_2=500$ kPa	99
Figura 4.11 Curva de convergencia de transferencia de calor para la simulación de $P_2=500$ kPa.....	100
Figura 4.12 Curva de convergencia de turbulencia $kappa$ y $omega$ para la simulación de $P_2=500$ kPa	101
Figura 4.13 Curva de convergencia del fracción de volumen para la simulación de $P_2=500$ kPa.....	102
Figura 4.14 Curva de convergencia del factor de pared “wall scale” para la simulación de $P_2=500$ kPa	102
Figura 4.15 Curva de convergencia masa y momento para la simulación de $P_2=350$ kPa	103
Figura 4.16 Curva de convergencia de transferencia de calor para la simulación de $P_2=350$ kPa.....	104
Figura 4.17 Curva de convergencia de turbulencia $kappa$ y $omega$ para la simulación de $P_2=350$ kPa	105
Figura 4.18 Curva de convergencia del fracción de volumen para la simulación de $P_2=350$ kPa.....	106
Figura 4.19 Curva de convergencia del factor de pared “wall scale” para la simulación de $P_2=350$ kPa	107

Figura 4.20 Curva de convergencia masa y momento para la simulación de $P_2=3448.31$ Pa.....	108
Figura 4.21 Curva de convergencia de transferencia de calor para la simulación de $P_2=3448.31$ Pa.....	109
Figura 4.22 Curva de convergencia de turbulencia kappa y omega para la simulación de $P_2=3448.31$ Pa.....	109
Figura 4.23 Curva de convergencia del fracción de volumen para la simulación de $P_2=3448.31$ Pa.....	110
Figura 4.24 Curva de convergencia del factor de pared “wall scale” para la simulación de $P_2=3448.31$ Pa.....	111
Figura 4.25 Coeficiente de descarga vs ángulo de apertura	116
Figura 4.26 Coeficiente de flujo vs ángulo de apertura	117
Figura 4.27 Coeficiente de flujo en función del coeficiente de descarga.....	118
Figura 4.28 Coeficiente de flujo vs coeficiente de pérdida	119
Figura 4.29 Coeficiente de pérdida vs $C_v d^{-2}$	120
Figura 4.30 Curvas Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 90°	122
Figura 4.31 Curvas Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 75°	123
Figura 4.32 Curvas Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 60°	124
Figura 4.33 Curvas Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 45°	125
Figura 4.34 Curvas Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 30°	126
Figura 4.35 Curvas Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 15°	128
Figura 4.36 Cavitación súbita incipiente ($\sigma_{i_{ch}}$) vs C_d	129

Figura 4.37 Fracción de Volumen de Vapor sobre el plano de simetría a 30° de apertura en el obturador	130
Figura 4.38 Presión Absoluta sobre el plano de simetría a 30° de apertura en el obturador	131
Figura 4.39 Perfil de Velocidad sobre el plano de simetría a 30° de apertura en el obturador	131
Figura 4.40 Fracción de Vapor sobre el plano de simetría a 60° de apertura en el obturador	132
Figura 4.41 Presión Absoluta sobre el plano de simetría a 60° de apertura en el obturador	133
Figura 4.42 Presión Absoluta sobre el plano de simetría a 60° de apertura en el obturador	133
Figura 4.43 Perfil de velocidad sobre el plano de simetría a 60° de apertura en el obturador	134
Figura 4.44 Volumen fracción sobre el plano de simetría a 90° de apertura en el obturador	135
Figura 4.45 Presión absoluta sobre el plano de simetría a 90° de apertura en el obturador	136
Figura 4.46 Presión absoluta sobre el plano de simetría a 90° de apertura en el obturador	137
Figura 4.47 Perfil de velocidad sobre el plano de simetría a 90° de apertura en el obturador	137
Figura 4.48 Curva de temperatura en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=500 kPa	138
Figura 4.49 Curva de temperatura en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=350 kPa	139
Figura 4.50 Curva de temperatura en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=3.448 kPa.....	140
Figura 4.51 Curva de presión absoluta en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=500 kPa	141

Figura 4.52 Curva de presión absoluta en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=350 kPa.....	142
Figura 4.53 Curva de presión absoluta en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=3.448 kPa.....	143
Figura 4.54 Curva de velocidad en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=500 kPa.....	144
Figura 4.55 Curva de velocidad en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=350 kPa.....	145
Figura 4.56 Curva de velocidad en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=3.448 kPa.....	146

Índice de Tablas

	Página
Tabla 3.1 Parámetros establecidos durante el pre-simulador.....	67
Tabla 4.1 Parámetros obtenidos de la verificación de la geometría	88
Tabla 4.2 Parámetros obtenidos de la verificación de la calidad de las malla.....	89
Tabla 4.3 Comparación de tiempos computacionales de modelos SST y k- ϵ	98
Tabla 4.4 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 90°	111
Tabla 4.5 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 90°	112
Tabla 4.6 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 75°	159
Tabla 4.7 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 75°	159
Tabla 4.8 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 60°	160
Tabla 4.9 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 60°	160
Tabla 4.10 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 45°	161
Tabla 4.11 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 45°	161

Tabla 4.12 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 30°	162
Tabla 4.13 Valores residuales de RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 30°	162
Tabla 4.14 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 15°	163
Tabla 4.15 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 15°	163
Tabla 4.16 Tabla de resultados post-procesamiento de malla de 90°	113
Tabla 4.17 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para e malla de 90°	114
Tabla 4.18 Tabla de resultados post-procesamiento de malla de 75°	165
Tabla 4.19 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para e malla de 75°	165
Tabla 4.20 Tabla de resultados post-procesamiento de malla de 60°	166
Tabla 4.21 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para e malla de 60°	166
Tabla 4.22 Tabla de resultados post-procesamiento de malla de 45°	167
Tabla 4.23 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para e malla de 45°	167
Tabla 4.24 Tabla de resultados post-procesamiento de malla de 30°	168
Tabla 4.25 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para e malla de 30°	168
Tabla 4.26 Tabla de resultados post-procesamiento de malla de 15°	168

Tabla 4.27 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para e malla de 15°.....	169
Tabla 4.28 Tabla resumen de los valores constantes de los coeficientes de válvula.....	115
Tabla 4.29 Rangos de cavitación para una válvula de mariposa de 6" Cd=0,967539.....	122
Tabla 4.30 Rangos de cavitación para una válvula de mariposa de 6" Cd=0,899375.....	124
Tabla 4.31 Rangos de cavitación para una válvula de mariposa de 6" Cd=0,584463.....	125
Tabla 4.32 Rangos de cavitación para una válvula de mariposa de 6" Cd=0,326922.....	126
Tabla 4.33 Límites de cavitación para una válvula de mariposa de 6" Cd=0,17121.....	127
Tabla 4.34 Rangos de cavitación para una válvula de mariposa de 6" Cd=0,093829.....	128

Nomenclatura

C_d	coeficiente de descarga	-
C_{df}	coeficiente de descarga libre	-
C_v	coeficiente de flujo	gpm/psi ^{0,5}
F_L	factor de recuperación de presión	-
h	entalpía estática	N/s
K	coeficiente de pérdida	-
k	energía cinética turbulenta por unidad masa	m ² /s ²
N_p	número de fases	-
P_1	presión absoluta aguas arriba	N/m ²
P_2	presión absoluta aguas abajo	N/m ²
P_v	presión de vapor absoluta del fluido	N/m ²
r	fracción de volumen	-
SG	densidad relativa	-
S_M	fuerza de masa	kg/m ³ s
U	vector de velocidad	m/s
V_1	promedio de velocidad en la entrada de la válvula	m/s
V_2	promedio de velocidad en la salida de la válvula	m/s
T	temperatura	°C
U, V, W	velocidad escalar	m/s
σ_c	cavitación crítica	-
σ_i	cavitación incipiente	-
σ_{id}	cavitación con daño incipiente	-
σ_{ich}	cavitación súbita incipiente	-

σ_{ch}	cavitación súbita	-
σ_{max}	flujo máximo y nivel de vibración	-
σ_{super}	súper cavitación	-
σ	parámetro de la cavitación, presión de ref. p1	-
σ_1	parámetro de la cavitación, presión de ref. p2	-
ρ	Densidad	kg/m ³
μ	viscosidad cinemática	m ² /s
μ_t	viscosidad turbulenta	m ² /s
μ_{eff}	viscosidad efectiva	m ² /s
α, β	fase del fluido	-
λ	conductividad térmica	kg m/s ³ °C
$\Gamma_{\alpha\beta}$	tasa de flujo másico por unidad de volumen de la fase β a la fase α	kg/s
δ	matriz identidad	-
Γ_t	difusividad turbulenta	kg/ms
Φ	Escalar	-
ε	tasa de disipación de turbulencia	m ² /s ³
ω	tasa de disipación de los vórtices	rad/s
τ	esfuerzo de tracción	kg m/s ²
γ^+	distancia adimensional a la pared	-
ν	viscosidad dinámica	N. s/m ²

Constantes

Constante	Descripción	Dimensión	Valor
C_μ	Constante del modelo de turbulencia $k - \varepsilon$	1	0,09
σ_k	Constante de modelo de turbulencia para las ecuaciones k	1	1,0
σ_ε	Constante del modelo de turbulencia $k - \varepsilon$	1	1,3
$C_{\varepsilon 1}$	Constante del modelo de turbulencia $k - \varepsilon$	1	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	Constante del modelo de turbulencia $k - \varepsilon$	1	1,92
Pr_t	Número de turbulencia de Prandtl.	1	$C_p = \mu_t / \lambda_t$

Introducción

Los dos métodos fundamentales para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionados con el flujo de fluidos son: la experimentación y el cálculo [3]. El primero conlleva, por lo general, la construcción de modelos a escala que son probados en bancos de ensayo u otras instalaciones adecuadas; mientras que el segundo, implica la resolución de ecuaciones diferenciales complejas mediante el uso de computadoras, lo que se conoce como Dinámica de Fluidos Computacional o “CFD”. En la ingeniería moderna se aplican ambos métodos, juntos se complementan entre sí, permitiendo el estudio detallado de fenómenos cada vez más complejos.

La presente investigación tiene por objeto el estudio de la cavitación en válvulas mediante la implementación de La Dinámica de Fluidos Computacional o “CFD”, simulando numéricamente el comportamiento del fluido a través de la válvula, permitiendo el estudio detallado de las distintas variables que intervienen en el fenómeno de la cavitación. Finalmente se comparan los resultados obtenidos con datos experimentales, para concluir acerca de las ventajas de la implementación del método CFD.

CAPÍTULO I

Planteamiento de Problema

Se presenta el problema y se trazan los objetivos a cumplir para desarrollar una propuesta que mejore la situación problemática, trayendo consigo un análisis comparativo que permita generar soluciones que serán posteriormente implementadas. Además, se delimitará y se justificará la investigación.

CAPÍTULO I.

Planteamiento de Problema.

1.1. Situación problemática.

La industria se enfoca en minimizar los costos de producción y mantenerse en un nivel de precios competitivos tanto a nivel nacional como internacional, esto representa un reto, teniendo como consecuencia que algunas prácticas como el mantenimiento de maquinarias, accesorios, tuberías, entre otros, jueguen un papel primordial al momento de cumplir este objetivo.

Las válvulas son uno de los accesorios más comunes en las redes de tuberías y distribución de flujo, por lo que tener conocimiento acerca de su vida útil es importante al momento de tomar decisiones en cuanto a su selección, mantenimiento y posterior reemplazo. Es por ello que se hace imperante comprender las causas principales de su deterioro, y dentro de éstas, la cavitación clásica.

La cavitación es producida por los cambios de presión en el flujo sufridos al pasar a través de accesorios, máquinas hidráulicas y tuberías, entre otros. Su estudio comprende modelos matemáticos complejos, difíciles al momento de calcular, lo cual genera la necesidad de elaborar programas de computadora (software) especializados para el estudio de éste fenómeno.

La construcción de bancos de ensayos que permitan un amplio estudio de la cavitación, se complica dado la variedad de tipos y modelos de válvulas en el mercado, es por ello que surge la necesidad de realizar ensayos con herramientas computacionales basadas en técnicas de aproximación numéricas, las cuales nos permitan simular el comportamiento de este fenómeno, con la finalidad de comprender las diferentes variables que influyen en la aparición del mismo y así poder controlarlas.

1.2. Objetivos.

A continuación se presenta el objetivo general y los objetivos específicos de la investigación.

1.2.1. Objetivo general.

- Estudiar la cavitación en válvulas utilizando técnicas de aproximación numéricas.

1.2.2. Objetivos específicos.

- Identificar los parámetros involucrados en el fenómeno de la cavitación en válvulas.
- Realizar una revisión bibliográfica sobre los diferentes modelos matemáticos ya establecidos para el estudio de la cavitación clásica.
- Establecer el modelo matemático y la técnica numérica adecuada a la geometría y comportamiento del campo de flujo a través de válvulas.
- Establecer el programa más apropiado como plataforma para la simulación del modelo numérico seleccionado.
- Realizar la simulación y presentar los resultados.

1.3. Justificación de la investigación.

En el mundo actual, la utilización de programas de computadoras (software) diseñados para actividades cada vez más específicas se encuentra en pleno incremento, la implementación del método CFD evita la realización de cálculos manuales innecesarios, reduciendo el tiempo empleado a sólo segundos. La realización de la investigación permitirá el desarrollo de una simulación numérica computacional mediante la utilización y comparación de distintos modelos matemáticos complejos que permitan predecir el comportamiento de flujos con cavitación a través de válvulas, los cuales son difíciles de estudiar con precisión mediante la realización de ensayos reales, debido a la gran cantidad de puntos de estudios con distintos estados termodinámicos dentro de los flujos multifásicos.

1.4. Limitaciones.

Durante la investigación se presentan los siguientes impedimentos:

- Pocas fuentes bibliográficas referidas al tema de la cavitación en válvulas.
- Actualmente no se cuenta con un banco de ensayo dentro del laboratorio de térmica, en donde se estudie la cavitación en válvulas y con el cual se podrían hacer validaciones de los resultados del estudio.
- Tiempo computacional, las simulaciones se harán de manera que puedan ser realizadas dentro de los límites de tiempo establecidos para concluir esta investigación.

1.5. Alcance.

Con el fin de realizar el proyecto en el periodo establecido para su estudio, se ha limitado la investigación al tratado de la cavitación clásica en válvulas hidráulicas. La simulación estará delimitada, al modelo numérico seleccionado y los resultados de esta investigación sólo serán, aplicables a las válvulas tipo mariposa de seis pulgadas.

CAPÍTULO II

Marco Teórico

Se sustenta la investigación mediante las bases teóricas donde se hace una descripción general del fenómeno de la cavitación en válvulas, se plantean las bases teóricas para la modelación numérica del fenómeno y se realiza una descripción del procedimiento para resolver problemas usando el método CFD (Dinámica de Fluidos Computacional).

CAPÍTULO II.

Marco Teórico

2.1. Antecedentes.

Las investigaciones de simulación numérica relacionadas con el estudio de la cavitación en válvula son de data reciente y son escasos los investigadores que se han avocado a este objeto de estudio.

Gao et al (2001). Realizaron simulaciones numéricas del flujo en válvulas cónicas basándose en el modelo de turbulencia de kappa-épsilon RNG en condiciones inestables de cavitación. El procedimiento consistió en modelar la válvula cónica como un modelo axisimétrico en dos dimensiones, mientras que la red de flujo se simula mediante el software comercial Gambit. En la simulación se fijaron tres velocidades de entrada de la válvula (3 m/s, 5 m/s, 8 m/s) y la presión de salida se establece en 0,1 MPa. Como condiciones iniciales fijaron lo siguiente: las paredes de la válvula son consideradas adiabáticas y por lo tanto no se consideró la transferencia de calor entre el fluido y las paredes del accesorio, el fluido de trabajo es agua con $\rho=998,2 \text{ kg/m}^3$, $\mu=0,001003 \text{ kg/m-s}$. Los resultados obtenidos fueron: a) el flujo es más sensible a cavitación en las zonas de intensa recirculación, en la región del orificio, que en las zonas de recirculación que ocurre aguas abajo de la válvula; b) la distribución numérica de la cavitación lograda indica que

la cavitación ocurre primariamente en la boquilla y en la región del vórtice y la intensidad de la cavitación varía con la magnitud del mismo; y c) el caudal, la forma del cono y la apertura de la válvula tienen un efecto considerable en la intensidad de la cavitación [5].

Penninger et al (2005). Analizaron el diseño de válvulas mariposa de cierre de emergencia en sistemas de bombeo en plantas de energía. En los proyectos de plantas de poder más nuevos (o recientes) es característico que la galería se erija en la dirección del flujo de la turbina, a nivel de la cámara de la válvula, que usualmente está situada en el paso desde la galería hasta la compuerta, para su drenaje, lo cual ya no es necesario. Para determinar las fuerzas en este dispositivo adaptado, se construyó un modelo de prueba a escala de 1:21,5. Al mismo tiempo, simulaciones numéricas tridimensionales de CFD iban siendo realizadas, lo que permitió hacerse una idea detallada de la geometría de las válvulas e interpretaciones modernas de las fuerzas para el cálculo estructural mecánico, a fin de garantizar estándares de alta seguridad.

Dos válvulas de cierre similares son posicionadas en la cámara valvular, la cual debe ser adecuada para un cierre de emergencia independientemente, una de la otra. Como podría ser posible que una de las válvulas de cierre falle durante una emergencia, la otra válvula (la segunda) debe ser operada independientemente y debe ser capaz de cerrarse. Con el objeto de reducir costos de fabricación de la cámara valvular, es necesario ubicar las válvulas en serie, tan cerca como sea posible una de otra (en este caso 1,05D) sin que esto represente un impacto en cada una de ellas. Las válvulas en Mariposa en solitario (o únicas) fueron probadas acuciosamente hace 30 años, pero sólo existen pocas publicaciones al respecto, sobre este tipo de válvulas modificadas (o adaptadas) (Keeller Morris) y estas publicaciones sólo discuten el tipo de lente y no el tipo del enrejado.

El comprador de la válvula también requería o solicitaba que dichas válvulas pudieran ser cerradas con seguridad en modo de bombeo (o de inyección) en caso de falla. El programa de plataforma fue diseñado para una matriz de 121 posiciones, que incluía tanto el modo de inyección o bombeo como el modo de turbina, y de esa manera la interacción de una válvula detrás de la otra fue verificada así como también el coeficiente de torsión, la fuerza y la tasa de flujo. Las mediciones fueron realizadas por medio de manómetros de presión y puentes completos de DMS, así mismo, la presión primaria fue variada para cada presión de funcionamiento, a fin de verificar igualmente la influencia de la cavitación. Los modelos de CFD fueron construidos automáticamente, comenzando a partir de un modelo CAD construido, cuadrículado, automáticamente calculado y analizado, aunque los cálculos fueron hechos sobre la base de grupo paralelo UNIX del TU-Graz con Ansys CFX 5.7, la mayoría de las simulaciones fueron realizadas libres de cavitación, las simulaciones afectadas por cavitación fueron realizadas a través del modelo Rayleigh-Plesset, como fisiología del diseño fue aprobada, por medio de mediciones y simulaciones numéricas de acompañamiento; una pérdida optimizada de geometría fue construida y ejecutada igualmente. Con miras a obtener valores comparables a los de la literatura, la nomenclatura de la disertación de Grein fue usada y de esta forma una comparación fue hecha con varias válvulas en mariposa medidas en la TU Graz & Voith Siemens Hydro. Al final del artículo, lo más destacado de la fabricación es presentado (o expuesto) [8].

Colman et al (2006). Plantearon la problemática de la selección de un modelo de turbulencia adecuado en la simulación de flujo de fluidos, la cual es una interrogante frecuente en el campo del modelado computacional. Como parte de un estudio del comportamiento del flujo bifásico agua-aire en un separador centrífugo GLCC (Gas-Liquid Cylindrical Cyclone), utilizaron el método del Volumen Finito. Llevaron el estudio de los modelos de

turbulencia, por medio de simulaciones hechas con un programa comercial, considerando flujo monofásico (Agua) en un separador centrífugo. Entre los modelos que consideraron fueron Kappa-Épsilon Estándar, Grupo Renormalizado Kappa-Épsilon (RNG) y Reynolds Stress con esquemas de interpolación de alto y bajo orden, comparándose los resultados con datos experimentales en términos de la velocidad angular medida a diferentes alturas del separador, considerando diferentes caudales. Los resultados obtenidos permitieron constatar que los modelos de turbulencia RNG y Reynolds Stress con esquemas de alto orden concuerdan satisfactoriamente con los datos experimentales, por el contrario, los modelos k-e y RNG con bajo orden presentan tendencias similares a las curvas experimentales pero difieren considerablemente en la magnitud de sus valores [2].

Gao et al (2006). Investigaron la cavitación en flujos dentro del orificio de una válvula de retención y en una válvula de bola, usando un modelo de turbulencia y flujo bifásico de cavitación RNG k-e. La región de cavitación, la distribución de la fracción del volumen del aire, la velocidad de la distribución y la presión de la distribución fueron obtenidas. Fueron hechas visualizaciones experimentales de flujo para captar imágenes cerca del orificio de la válvula de retención y en la válvula de globo en dos direcciones perpendiculares, usando un sistema de visualización integrado por un par de fibroscopios industriales y cámaras de video de alta velocidad. Además, las vibraciones del cuerpo de la válvula y la retención producida por la cavitación en el flujo, fueron detectadas usando un transductor de desplazamiento de vórtice, un medidor de desplazamiento láser y un dispositivo digital. La localización del origen de la cavitación y la formación de la nube de cavitación, en ambos casos, y la simulación numérica están en buen acuerdo cualitativamente. Asimismo, los efectos del área de salida, la velocidad de entrada, y la presión de salida de la cavitación fueron investigadas numéricamente. Ellos concluyeron que a) la reducción del área de salida

alrededor del 50% es efectiva para reducir la cavitación cerca del orificio de la válvula y eliminar la formación de la cavitación. b) La región de cavitación y la fracción del volumen de aire en la válvula de retención se incrementan gradualmente con el incremento la velocidad de entrada en un 69 % en condiciones seguras. Sin embargo el incremento de la presión de salida puede eliminar efectivamente el inicio de la cavitación en la válvula de retención [4].

Saito et al (2007). Simularon la cavitación en flujos a través de una bomba tipo hojilla de flujo axial y dentro de una válvula de alta presión tipo jaula utilizando las ecuaciones de Navier-Stokes con el simple tratamiento de burbujas dinámicas. Asumieron el fluido como una continúa mezcla homogénea de agua y núcleos de vapor. Su análisis tuvo por objeto capturar las etapas transitorias con cambios de alta amplitud de presión durante la creación y colapso de las burbujas, especialmente en la etapa de inicio de la cavitación. Del análisis de la bomba, obtuvieron que la intensidad de la cavitación y la localización de ésta al inicio del fenómeno, están en concordancia con los resultados de los experimentos dentro de un amplio rango de presión. En el análisis del flujo en la válvula, la presión del agua cae de 5 MPa a 2 MPa, debido a los cambios de presión por el colapso de las burbujas que van desde una baja presión de vapor de 1 kPa a la extrema presión de 104 kPa. La localización de la formación de las burbujas y las mediciones de presión sobre la válvula concuerdan con los valores obtenidos en los ensayos experimentales [10].

2.2. Teoría de la cavitación en válvulas. [6]

La cavitación es el rápido proceso de vaporización y condensación de un líquido. Cuando la vaporización se produce a presión constante, debido a un aumento de la temperatura, el proceso se conoce como un punto de ebullición. Cuando el proceso se produce a temperatura constante, debido a una reducción de la presión, se le llama cavitación. El proceso de vaporización requiere una interfaz de líquido o gas en general pequeñas burbujas de gas (o núcleos) atrapados en la frontera o en partículas suspendidas en el líquido.

La cavitación se produce cuando un líquido a temperatura constante alcanza la presión de saturación a esa temperatura. En un sistema de flujo, la reducción de la presión es causada por una combinación de una reducción en el promedio de la presión debido a los aumentos de velocidad y por las reducciones de la presión dentro de los vórtices turbulentos creados en la estrangulación asociados con capas de separación de flujo y las capas límite. Cuando la presión local dentro de estos vórtices baja por debajo de la presión de vapor, y si una burbuja está atrapada en el interior de uno de éstos, una cavidad de vapor puede formarse. Para las válvulas, la cavitación comienza siempre antes del promedio de las caídas de presión a la presión de saturación. Si la presión local en el interior del vórtice se mantiene en la presión de vapor durante un tiempo suficiente, la cavidad puede alcanzar un diámetro crítico y crecer rápidamente. Dado que el ambiente, o promedios de presión entorno a la cavidad es superior a la presión de vapor, la burbuja se vuelve inestable y se hunde. El colapso es violento, produciendo presiones de hasta 670 MPa y está por lo general acompañado por ruido, vibraciones y posibles daños estructurales.

2.2.1. Cuantificación de la cavitación en válvulas.

Un parámetro de cavitación adimensional es necesario para cuantificar la intensidad de la cavitación en diferentes condiciones de flujo. Para una válvula, la fuerza que provoca la cavitación es proporcional a la caída de presión a través de la válvula, ΔP_{net} , por lo que el parámetro de la cavitación sigma resultante, puede ser expresada como:

$$\sigma = \frac{P_1 - P_V}{\Delta P_{net}} \quad 2.1.$$

Donde:

$P_1 =$ Presión absoluta aguas arribas [Pa]

$P_V =$ Presión de vapor absoluta [Pa]

$\Delta P_{net} =$ Caída de presión neta a través de la válvula [Pa]

Para las válvulas y otros dispositivos que crean una caída de presión, el parámetro de la cavitación, se puede definir de varias maneras. La presión de referencia en el numerador de la Ecuación 2.1 puede ser la de aguas arriba o la de aguas abajo. Usando la presión aguas abajo P_2 en la ecuación 2.1, está se convierte en:

$$\sigma_1 = \frac{(P_2 - P_V)}{\Delta P_{net}} \quad 2.2.$$

Donde:

$P_2 =$ Presión absoluta aguas abajo [Pa]

$P_V =$ Presión de vapor absoluta [Pa]

$\Delta P_{net} =$ Caída de presión neta a través de la válvula [Pa]

De la diferencia de las ecuaciones 2.1 y 2.2, se obtiene:

$$\sigma = \sigma_1 + 1 \quad 2.3.$$

2.2.2. Coeficientes de válvulas.

El potencial de cavitación de una válvula generalmente varía con la apertura de la misma. Esta relación puede ser expresada graficando el valor de sigma (σ) en función a la apertura de una válvula para un nivel dado de cavitación. Dicha relación será única para cada válvula. Sin embargo, si se desea comparar el rendimiento de la cavitación de válvulas similares, es mejor hacer la comparación sobre la base de un coeficiente de flujo, en lugar del coeficiente relacionado con la apertura de la válvula.

La relación entre el flujo y la caída de presión en cualquier apertura de las válvulas pueden ser expresadas por cualquiera de una serie de coeficientes. Al igual que el índice de cavitación, estos coeficientes se derivan de una relación de fuerzas, en este caso, es la relación de fuerzas de inercia a las fuerzas de presión. Numerosas formas de estos coeficientes se han propuesto, y se utilizan para esta investigación los siguientes:

2.2.2.1. Coeficiente de descarga (C_d).

Es un coeficiente adimensional, varía de cero cuando la válvula está completamente cerrada a uno cuando la válvula no tiene pérdidas de presión en la posición de completa apertura. La variación del potencial de la cavitación respecto del ángulo de apertura de la válvula puede ser expresada graficando la variación de sigma con respecto a C_d , lo que permite comparaciones directas de los valores de cavitación para tipos similares de válvulas. El coeficiente de flujo puede ser expresado como;

$$C_d = \frac{V}{\sqrt{\frac{2\Delta P_{net}}{\rho} + V^2}} \quad 2.4.$$

Donde:

$V =$ promedio de velocidades en la entrada de la válvula [m/s]

$\rho =$ densidad [kg/m³]

$\Delta P_{net} =$ caída de presión a través de la válvula [Pa]

2.2.2.2. Coeficiente de flujo (C_V).

No es un coeficiente adimensional, pero es uno de los parámetros más utilizados para cuantificar fácilmente la capacidad de flujo de diferentes válvulas. Físicamente significa la tasa de flujo en US gpm que pasaran por una válvula cuyo diferencial de presión es igual a un psi. Debido a que C_V es dimensional, varía respecto del diámetro de la válvula es por ello que se utiliza un coeficiente pseudo dimensional C_V/d^2 que permite hacer comparaciones entre válvulas similares de diferentes tamaños. El coeficiente de flujo puede ser expresado como:

$$C_V = \frac{Q}{\sqrt{\left(\frac{\Delta P_{net}}{SG}\right)}} \quad 2.5.$$

$$\frac{C_V}{d^2} = \frac{Q}{d^2 \sqrt{\left(\frac{\Delta P_{net}}{SG}\right)}}$$

Donde:

$SG =$ densidad relativa del fluido

$Q =$ caudal [gpm]

$d =$ diámetro de la válvula [pulgadas]

$\Delta P_{net} =$ caída de presión a través de la válvula [psi]

2.2.2.3. Coeficiente de pérdida de carga (K).

Es un coeficiente adimensional y es utilizado normalmente en las ecuaciones de energía, para calcular las pérdidas de presión a través de la válvula o cualquier otra pérdida local.

$$K = \frac{2\Delta P_{net}}{(\rho V^2)} \quad 2.6.$$

Donde:

V = promedio de velocidades en la entrada de la válvula [m/s]

ρ = densidad[kg/m³]

ΔP_{net} = caída de presión a través de la válvula[Pa]

Cuando se comparan los coeficientes de flujo de válvulas idénticas, pero de distintos tamaños, K , C_d y C_v/d^2 serán los mismos (ignorando los efectos del número de Reynolds). C_v puede ser escalado a partir de una válvula de un d_2 , usando la siguiente fórmula:

$$C_{v1} = C_{v2} \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad 2.7.$$

Donde:

C_{v1} = Coeficiente de flujo desconocido

d_1 = diámetro de la válvula con coeficiente de flujo desconocido[m]

C_{v2} = Coeficiente de flujo conocido

d_2 = diámetro de la válvula con coeficiente de flujo conocido[m]

2.2.3. Factor de recuperación de presión (F_L).

Otro parámetro que puede utilizarse para cuantificar el flujo en condiciones de estrangulación es el factor de recuperación de presión de líquido F_L . Se define como la relación entre el C_V en presencia de cavitación y el C_V característico de la válvula en ausencia de cavitación y se expresa de la siguiente manera:

$$F_L = \frac{Q}{C_V \sqrt{\frac{(P_1 - F_t P_V)}{SG}}} \quad 2.8.$$

Donde:

$C_V =$ coeficiente de flujo sin estrangulación [$gpm/psi^{0.5}$]

$Q =$ es el flujo estrangulado [gpm]

para aplicaciones por debajo de los 94 C° , $F_t \approx 1$

2.2.4. Límites de la cavitación en válvulas.

La Cavitación causa, ruido, fluctuaciones de presión, vibraciones, daños erosivos, y en estados avanzados, puede reducir la capacidad de la válvula. El nivel aceptable de cavitación de una válvula en un sistema dado, varía de acuerdo al tipo de válvula, función de la válvula, detalles en el diseño de las tuberías y duración de la operación. Por ejemplo, en una válvula de control requerida para operar continuamente, sería mejor seleccionar un diseño con un nivel bajo de cavitación, de esta manera no se produciría daños por erosión y el ruido y las vibraciones no serían excesivas. En contraste, una válvula destinada para uso intermitente exclusivamente, tal como una válvula de liberación de presión, podría ser diseñada para operar bajo un alto nivel de Cavitación.

Los cuatro diferentes límites de cavitación al momento de diseñar, cubriendo todo el rango posible de intensidades de cavitación, son los siguientes:

1. Cavitación incipiente.
2. Cavitación crítica o constante.
3. Cavitación con daño incipiente.
4. Cavitación súbita.
 - 4.1 Cavitación súbita incipiente.
 - 4.2 Cavitación súbita.
 - 4.3 Súper cavitación.

2.2.4.1. Cavitación incipiente (σ_i) y constante (σ_c).

La intensidad de la cavitación en el estado incipiente, consiste en la aparición de ligeros e intermitentes sonidos, los cuales son escasamente audibles por sobre el turbulento sonido de fondo producido por el líquido fluyente. Es por ello que la cavitación Incipiente, se corresponde con un límite de diseño muy conservador y su uso es sugerido sólo cuando el ruido de la cavitación no puede ser tolerado. Debido a lo conservador del diseño, sólo ha sido evaluado en pocas válvulas y no está generalmente recomendado como diseño o límite operacional, es primordialmente de interés académico para identificar las condiciones de flujo cuando aparece por primera vez la cavitación.

En la cavitación constante, la intensidad es más o menos la misma que para la incipiente, pero la cavitación es constante más que intermitente. El sonido es similar a tocino friéndose o a cotufas explotando. La cavitación específica no está generalmente considerada objetable y no debería causar daño o reducir la vida útil de la válvula. Para la mayoría de las aplicaciones, la condición específica es recomendada para lo que podría ser denominado

como “operación libre de cavitación”. Esto sería el diseño límite para una válvula requerida para trabajar en forma continua en un ambiente donde una leve cantidad de ruido de cavitación puede ser tolerado, pero ruido intenso, vibraciones intensas, y daño erosivo deben ser evitados. Considerable cantidad de datos experimentales están disponibles, identificando la cavitación específica para diferentes tipos de válvulas.

La cavitación puede ser detectada tanto visual como auditivamente. Si se observa a través de una sección transparente, los eventos de este proceso pueden ser vistos a simple vista o con la ayuda de luces estroboscópicas. La cavitación puede también ser fácilmente detectada auditivamente, excepto en un sistema donde se halla un nivel de ruido de fondo extremadamente alto. Un observador entrenado puede ser bastante preciso en detectar estados iniciales de cavitación sin necesidad de usar la ayuda de instrumentos electrónicos. Aun cuando se usan medios electrónicos para medir la cavitación, es útil grabar el nivel audible de ruido para ayudar a interpretar las mediciones electrónicas de la cavitación.

El acelerómetro (ver figura 2.1) es probablemente el más ampliamente usado para detectar el comienzo de la cavitación. Es fácil de usar, rudimentario, independiente, portátil y con respuesta de amplia frecuencia, es sensible a la más ligera cavitación y puede medir los más pesados niveles posibles de la misma. Típicamente los datos de laboratorio son obtenidos mediante la colocación de un acelerómetro en la válvula o en la tubería, justo corriente abajo, desde el borde de descarga y grabando las condiciones de flujo y la emisión de salida del acelerómetro a un número determinado de condiciones de prueba que varían desde la no cavitación hasta la cavitación extrema. Normalmente la presión corriente arriba es mantenido constante para cada conjunto de pruebas.

Para muchas válvulas los valores de σ en estado incipiente σ_i y constante σ_c pueden ser evaluados esquematizando los valores de frecuencia arrojados por el acelerómetro vs σ en un registro bilogarithmico de coordenadas como se muestra en la figura 2.2. Los datos en la figura fueron obtenidos a partir de pruebas en válvulas mariposa.



Figura 2.1 Imagen de un acelerómetro piezoeléctrico de cuarzo [6].

La región a-b, corresponde a una cavitación muy suave o inexistente. La variación en la producción del acelerómetro con sigma en esta región es debida estrictamente al incremento del ruido de flujo. Debe tenerse precaución en esta región para asegurarse que la válvula de control u otros componentes en el sistema, no están cavitando o causando excesiva turbulencia o ruido. La región b-c cubre cavitación de incipiente a ligera y la región c-d desde ligera hasta la máxima intensidad. La cavitación crítica e incipiente están determinadas por la intersección de la sección de línea recta de los datos.

2.2.4.2. Cavitación con daño incipiente (σ_{id}).

Mientras el nivel de cavitación se incrementa más allá del nivel de cavitación constante, la intensidad del ruido y la vibración así como el potencial daño por erosión se incrementa rápidamente. El margen entre el nivel leve de cavitación y el límite crítico y el punto de daño incipiente varía en atención al diseño de la válvula. Debido a esto la intensidad del ruido y la vibración en el punto de daño incipiente varía dependiendo del dispositivo de prueba.

El daño erosivo no comienza hasta que las cavidades de vapor tienen suficiente energía y el colapso ocurre sobre un límite sólido o muy cercano a éste. Si la válvula está diseñada como un orificio con un amplio radio de expansión, el colapso ocurre lejos de los límites, y la cavitación fuerte es posible aún sin daños erosivos. Normalmente los daños erosivos comienzan mucho antes que la válvula comience a atascarse y antes de que el ruido y la vibración alcancen su máximo nivel de intensidad. La cavitación con daño incipiente es usualmente el próximo factor operativo limitante después de la cavitación constante y no puede ser evaluado a partir de los datos obtenidos por acelerómetro.

Un procedimiento para determinar la cavitación con daño incipiente σ_{id} ha sido desarrollado, pero sólo una poca cantidad de datos e información está disponible debido a las dificultades experimentales implicadas en la medición en el momento en que se establece el daño erosivo. El límite se corresponde con las condiciones en que la ruptura es observada por primera vez en un blando espécimen de aluminio colocado en los límites o bordes. El aluminio blando ha sido usado como material de prueba ya que reduce el tiempo de prueba y provee un valor conservador para σ_{id} .

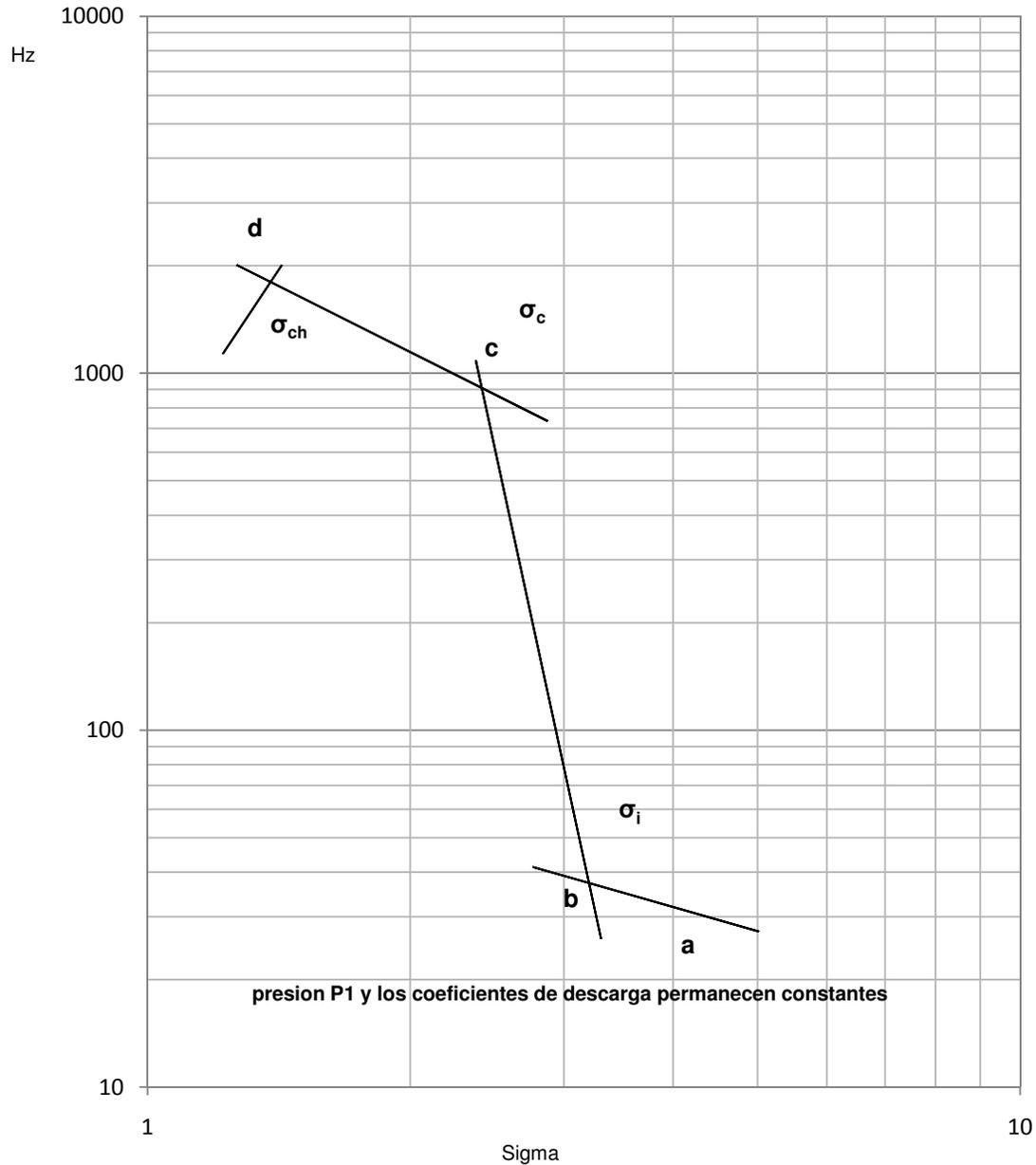


Figura 2.2 Evaluación de la cavitación crítica y la cavitación incipiente [6]

El paso inicial en el procedimiento de prueba implica colocar dentro del cuerpo de la válvula o en una tubería adyacente donde la cavitación ocurre inicialmente. Para algunos dispositivos como el orificio y ciertos estilos de válvula, es bastante obvio donde aparecerá inicialmente el daño. Si esto no

es obvio un método para localizar el daño es cubrir el cuerpo de la válvula y las tuberías adyacentes con pintura y accionar la válvula en cavitación moderada por algunas horas e inspeccionar la válvula para determinar los sitios en donde la pintura se ha removido. Si no se observa ninguna área sin pintura, el nivel de cavitación puede ser aumentado y esta prueba puede ser repetida. Una vez que el área dañada es identificada, los especímenes de aluminio son preparados, cuidadosamente pulidos con un acabado de espejo e inspeccionados con una lente de bajo poder de magnificación para estar seguros de que la superficie no tiene manchas que luzcan como roturas de cavitación. Los especímenes son posteriormente instalados en la válvula o en la tubería. Ellos deberán ser instalados al ras del margen para no crear así turbulencias locales que puedan recrear la cavitación.

2.2.4.3. Cavitación súbita.

Una vez que la válvula está operando en el límite de daño, el próximo límite de interés sería cierto nivel limitante de ruido, vibración y Cavitación con Atascamiento. Algunos datos indican que la máxima intensidad de ruido ocurre después de que la válvula comienza a atascarse. Es por esto que el próximo límite de condición operacional de incremento de la intensidad de la cavitación, es generalmente el atascamiento. La cavitación con atascamiento es un concepto muy simple, pero se hallan un número de factores que lo hacen un fenómeno relativamente complejo. Para comprender el proceso de atascamiento, se debe considerar el flujo a través de un orificio.

La figura 2.3 demuestra el efecto de la cavitación de atascamiento sobre la recuperación de la presión para una placa orificio. La variación de presión para un flujo a través de un orificio puede ser mostrado gráficamente a través de la esquematización de las líneas de gradiente hidráulico (HGL). La línea superior (HGL 1) de la figura 2.3, representa la variación de la

presión, a lo largo de la línea central de la línea de flujo, para un flujo sin atascamiento a través de un orificio. La menor presión se observa justo corriente abajo, del orificio en la vena contracta. La recuperación del flujo ocurre a medida que el flujo es disipado y el gradiente hidráulico se restablece.

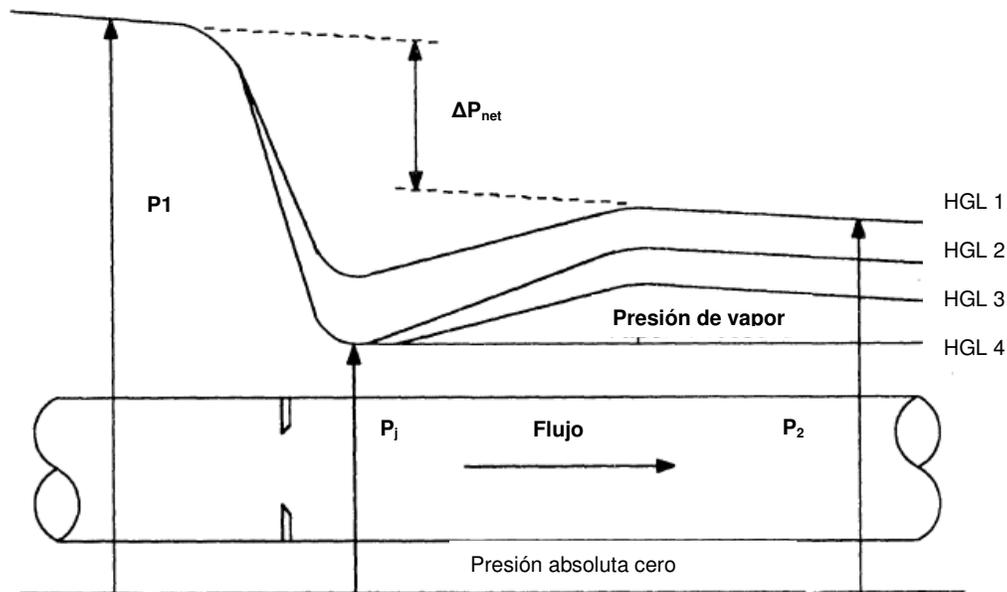


Figura 2.3 Líneas hidráulicas por grado de cavitación [6]

La Figura 2.3 muestra como la ΔP_{net} es evaluada. Gráficamente, es realizada proyectando las líneas de gradiente hidráulico corriente arriba y corriente abajo y midiendo la separación vertical entre ellas. Esto es realizado numéricamente midiendo la caída neta de presión ($P_1 - P_2$) y restando la pérdida de fricción calculada entre las dos. Note que P_2 debe estar suficientemente lejos del orificio o la válvula, para asegurar el restablecimiento del gradiente hidráulico. Normalmente seis diámetros es la distancia recomendada [6].

Una vez que una válvula o un orificio comienzan a atascarse, la magnitud del coeficiente de pérdida y el coeficiente de flujo cambian. Para entender esto, refiérase nuevamente a la figura 2.3. El efecto del

atascamiento puede explicarse discutiendo las cuatro líneas de gradiente hidráulicos. HGL 1 representa las típicas condiciones de flujo antes que el atascamiento ocurra, esta muestra la pérdida normal de presión y la recuperación de HGL. Note que en la figura la línea de presión absoluta y la línea de presión de vapor se contraponen verticalmente de manera que la tubería y el orificio pueden ser observados entre ambas.

Si la presión de flujo arriba es mantenida constante y se incrementa el flujo disminuyendo la presión en P_2 , eventualmente la presión promedio en la vena contracta en P_j caerá hasta la presión de vapor. HGL 2 en la figura 2.3 representa tal condición. Desde que el flujo a través de una válvula u orificio es determinado por $P_1 - P_j$, el flujo no puede ser incrementado por disminuciones adicionales de la presión en P_2 , debido a que la presión mínima promedio en la válvula " P_j ", no puede caer por debajo de la presión de vapor.

El caudal Q_{ch} es el flujo máximo a pasar por un orificio a una presión P_1 predeterminada. Más allá de este punto, el coeficiente de descarga se mantiene constante e igual a su valor para el flujo no cavitante. La figura 2.4 define el flujo Q_{ch} y la caída de presión ΔP_{ch} .

Si la presión en la tubería corriente abajo en P_2 se reduce aun más, el flujo y la presión en P_j permanecen constantes pero la cavidad de vapor incrementa su longitud. HGL 3 en la figura 2.3 muestra esta condición.

A medida que la presión corriente abajo es nuevamente reducida, la cavidad de vapor eventualmente se extiende más allá de P_2 como se muestra por HGL 4, $P_2 = P_v$ y $\sigma = 1$. Esta condición es conocida como súper cavitación, Flujo intermitente o totalmente atascada. Si se observa a través de una tubería transparente, uno podría ver lo que parece ser un flujo de descarga libre, pero el chorro está rodeado por una cavidad de vapor en vez

de aire. El bolsillo de vapor puede extenderse por muchos diámetros y el colapso de la cavidad puede ocurrir lejanamente a la válvula. En pruebas realizadas anteriormente, se observó que la presión de vapor se extendía alrededor de aproximadamente cien diámetros de tubería más allá de la válvula [6].

A medida que las condiciones del sistema cambian desde flujo atascado hasta un estado de súper cavitación, la caída de presión incrementa pero Q_{ch} permanece constante. Por ende, el coeficiente de descarga y de flujo se reduce y el coeficiente de pérdida aumenta. Aplicando la ecuación de energía a determinada tasa de flujo, en un sistema donde una válvula u otro componente están bloqueados o atascados, se requieren cálculos especiales.

a) Cavitación súbita incipiente (σ_{ich}).

El método normal de evaluación del impacto incipiente no requiere la medición de la intensidad de la cavitación. Es evaluada mediante el hallazgo de las condiciones de flujo y el valor correspondiente de sigma, donde el coeficiente de descarga es inicialmente reducido por la cavitación.

El procedimiento es demostrado en la figura 2.4. En ausencia de cavitación y hasta observar una cavitación fuerte o pesada, la descarga (o velocidad) es proporcional a la raíz cuadrada de la caída neta de presión. Esto se refleja en la figura a nivel de la porción recta de la línea en los datos con una pendiente constante. En esta región, los coeficientes de C_d , C_v y K son constantes. Cuando la válvula comienza a atascarse, los puntos de información son desviados de la línea recta y la línea eventualmente se vuelve horizontal. Cuando la presión en P2 (figura 2.3) cae hasta la presión de vapor se ha alcanzado la súper cavitación.

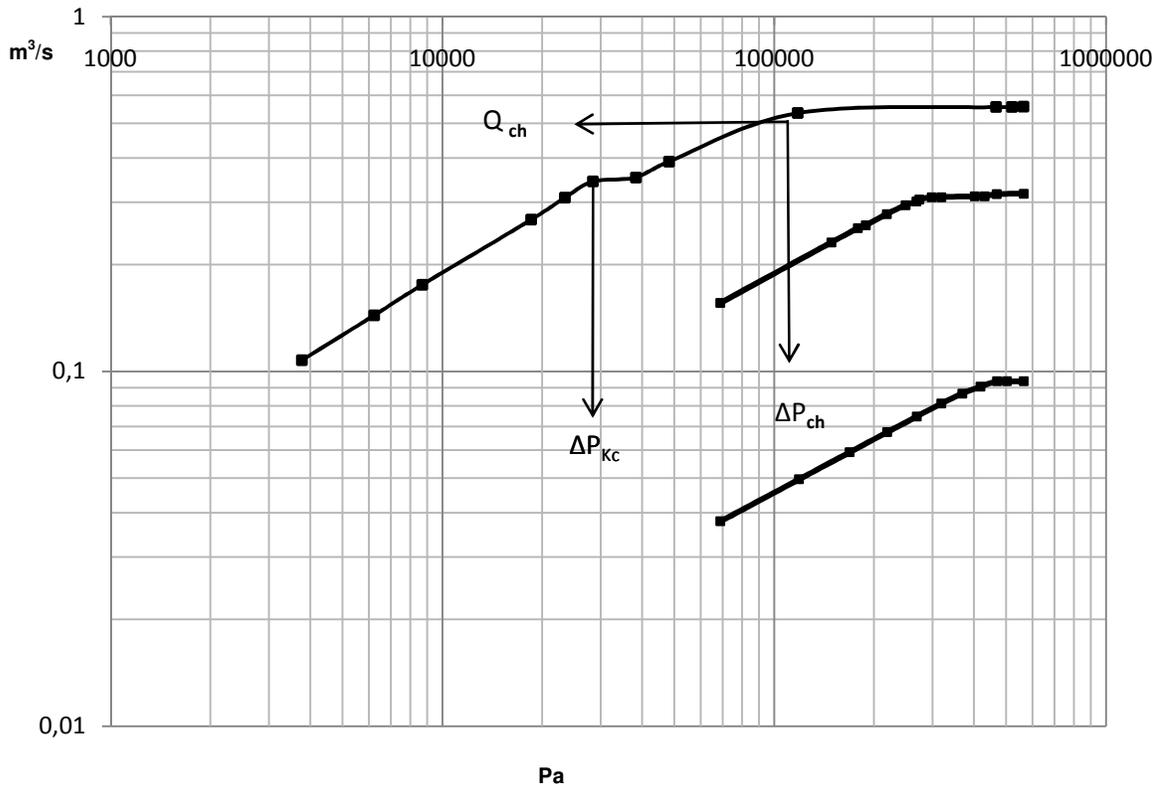


Figura 2.4 Determinación de la cavitación de impacto en válvulas de mariposa [6]

La intensidad de la cavitación en puntos seleccionados, es remarcada en la figura 2.4. Nótese que en la región donde la cavitación súbita comienza y los datos empiezan a desviarse de una línea recta, la intensidad de la cavitación es señalada como pesada o muy pesada. Pruebas en numerosas válvulas han documentado que la intensidad del ruido de la cavitación, el nivel de vibración y la erosión potencial, usualmente alcanzan su pico en la región de la cavitación atascada.

El punto, en la figura 2.4, donde los datos se desvían por primera vez desde la línea recta han sido identificados en la literatura como índice de cavitación " K_c " el cual es definido como:

$$K_c = \frac{\Delta P_{kc}}{P_1 - P_V} \quad 2.9.$$

Donde ΔP_{kc} es la caída de presión en el flujo cuando el dispositivo comienza a cavitarse súbitamente.

En esta guía la condición del flujo correspondiente al límite de K_c está definida como Impacto incipiente, y es evaluada por la ecuación:

$$\sigma_{ich} = \frac{P_1 - P_V}{\Delta P_{kc}} \quad 2.10.$$

$$\sigma_{ich} = \frac{1}{K_c}$$

En la figura 2.4 se muestran los datos concernientes a tres diferentes aperturas de válvula. Nótese que para las dos curvas más bajas (las aperturas de válvulas más grandes) existe una región transicional donde las válvulas presentan cavitación súbita de manera gradual. En la apertura de válvula más pequeña, cavitación súbita ocurre abruptamente.

El impacto incipiente puede ser útil como un límite operacional para una válvula cuando la intensidad de la cavitación no es una preocupación, y no se desea la reducción de la capacidad de flujo. Las aplicaciones incluirían: 1) válvulas con poco uso, de manera que el daño erosivo no sería excesivo, 2) Válvulas diseñadas específicamente para operar en cavitación súbita, y 3) válvulas que pueden ser reemplazadas fácil y económicamente cuando el daño se torna excesivo.

b) Cavitación súbita (σ_{ch}).

Con referencia a los datos encontrados en la figura 2.4, existe otro límite de diseño operacional que puede ser definido en el rango de la cavitación súbita. La extensión de las líneas rectas puede identificar lo que

es clasificado como ΔP_{ch} y Q_{ch} , este punto corresponde a lo que se define tradicionalmente como cavitación súbita. La descarga de la cavitación súbita Q_{ch} y la presión de la cavitación súbita ΔP_{ch} pueden ser calculadas gráficamente mediante la intersección de dos líneas rectas, o por cálculo. Ambos métodos arrojan el mismo resultado. El método más sencillo es por el cálculo, usando la medida obtenida experimentalmente de Q_{ch} y el valor de C_V , basado en el flujo no cavitante, para evaluar ΔP_{ch} el resultado es:

$$\Delta P_{ch} = SG \left(\frac{Q_{ch}}{C_V} \right)^2 \quad 2.11.$$

Donde SG es la densidad relativa del líquido. El correspondiente valor de sigma a nivel de la cavitación súbita, σ_{ch} puede ser calculado sustituyendo ΔP_{ch} dentro de la Ecuación 2.11, El resultado es:

$$\sigma_{ch} = \frac{P_1 - P_V}{\Delta P_{ch}} \quad 2.12.$$

La rapidez del cambio producido en la curva de los datos como se muestra en la figura 2.4, y la extensión de la región de transición en el momento de la cavitación súbita, depende del dispositivo y la apertura de la válvula. Para la Mariposa operando a apertura pequeña de válvula, los datos experimentales muestran que σ_{ich} y σ_{ch} son prácticamente iguales (por ejemplo el cambio de pendiente es abrupta). En el caso de las válvulas mariposa y válvulas en globo segmentadas de gran apertura, los datos en la figura 2.4 (el grupo más superior de datos) muestra que la región de cavitación súbita se extiende desde una presión diferencial de aproximadamente 400.000 Pa hasta 600.000 Pa, donde la válvula está totalmente cavitada de manera súbita. Nótese también que aunque ΔP varía 100% sobre el rango de cavitación súbita el flujo sólo cambia en aproximadamente 13 %.

Para la válvula mariposa, la razón por la cual el límite de cavitación súbita tiene una región de transición a aperturas de válvula más amplia, es debido a la configuración del paso del flujo. La válvula mariposa tiene dos áreas de flujo irregulares en forma de lente. La posición del disco a una apertura parcial, concentra más cantidad de flujo en una de las áreas, haciendo alguno de los lados más susceptibles a la cavitación que el otro. La restricción de flujo en el extremo más ancho de cada área en forma de lente crea localmente un zona de mayor tensión provocando que la cavitación incipiente (y eventualmente la cavitación súbita) ocurra en un primer momento a este nivel. Eventualmente toda la circunferencia de ambas áreas de flujo se cavitarán. Como resultado de la irregularidad de la distribución del potencial de cavitación, la cavitación súbita ocurre en diferentes localizaciones dentro de la válvula a diferentes tasas de flujo. Esto es lo que causa la aparición de un área de cavitación súbita transicional. Para una desembocadura u placa orificio y para las válvulas (a rangos pequeños de apertura) que tienen sólo un área bien definida de separación, toda la válvula se cavita súbitamente al mismo nivel de flujo, para estas válvulas se aproxima σ_{ich} a σ_{ch} .

Cuando la presión corriente abajo de la tubería (localizada usualmente a 6 diámetros de tubo desde la válvula) cae a presión de vapor, la válvula ya está completamente cavitada súbitamente, a ésta condición se le llama súper cavitación. El valor de sigma para una válvula operando en súper cavitación siempre es igual a 1 debido a que $\Delta P_{ch} = P_1 - P_V$. También el flujo es el mismo que para Q_{ch} . Como resultado, esta condición no pueda ser evaluada fácilmente de manera experimental ni tampoco ser predicha a partir de datos experimentales. Una vez que Q_{ch} es alcanzada y el flujo se hace constante (para una presión de flujo determinada) es difícil calcular la extensión de área sujeta a presión de vapor. Es posible determinar en qué momento se cavitará súbitamente la válvula, sin embargo es difícil predecir la extensión

de la cavidad cuando la válvula está súper cavitando. Sea como sea, si $\sigma_{sys} \ll \sigma_{ch}$ puede asumirse razonablemente que la válvula está en súper cavitación.

La intensidad de la cavitación y el ruido correspondiente, la vibración y el daño erosivo en la válvula, generalmente alcanzan un máximo en el área donde la válvula se cavita súbitamente. Sin embargo, si la válvula se aproxima hacia la súper cavitación la situación es bastante diferente. Para las válvulas tales como las de Mariposa, de Bola y Cónicas, y de desembocadura u placa orificio, donde la salida de flujo es paralela a la tubería, las cavidades pueden colapsar a una distancia considerable de la válvula y el daño a ocurrir en la misma, es muy escaso. Éste no es el caso de la tubería corriente abajo, donde el daño se localiza, en esta área serios y considerables daños pueden producirse.

c) Súper cavitación σ_{super}

La súper cavitación ocurre cuando la presión promedio corriente abajo de una válvula u placa orificio se encuentra a nivel de la presión de vapor, a una distancia de al menos seis diámetros de tubería. Esto significa que la presión absoluta a nivel de la tubería de presión corriente abajo está a presión de vapor y el valor de sigma es "1". Sustituyendo $\Delta P_{neta} = P_1 - P_v$ dentro del denominador de la ecuación sigma, resulta:

$$\sigma_{super} = \left(\frac{P_1 - P_v}{P_1 - P_v} \right) = 1 \quad 2.13.$$

Como se discutió en relación a la figura 2.3, una vez que la válvula se atasca, una disminución mayor de la presión corriente abajo no incrementará el flujo pero si incrementará la longitud de la cavidad de vapor. Ya que el flujo es idéntico a aquél que fue determinado para la cavitación súbita de Q_{ch} , es casi imposible predecir las condiciones de flujo de la tubería corriente abajo a

causa de la súper cavitación y la longitud de la cavidad. Aun sólo leves variaciones en la presión del flujo abajo pueden resultar en grandes cambios en el tamaño de la súper cavidad.

La mejor orientación que se puede dar para predecir cuando va a ocurrir la súper cavitación, es determinar primeramente ΔP_{ch} (Ecuación 2.11) y luego calcular:

$$P_2 = P_1 - \Delta P_{ch}$$

Si el P_2 del sistema es mucho menor que el calculado, la válvula estará operando en súper cavitación. A menor presión corriente abajo mayor será la longitud de la súper cavidad. La longitud máxima normalmente estará limitada por obstrucciones en la tubería. Generalmente la cavidad no puede extenderse más allá de la primera obstrucción ni causar daños a otros acodamientos de la tubería, válvulas u otras obstrucciones. Con la súper cavitación no hay necesidad de tomar en consideración las pérdidas por fricción ni determinar la caída neta de presión. Esencialmente no hay pérdida de fricción en la tubería cuando hay súper cavitación.

2.3. Modelación matemática.

A continuación se presentan los modelos matemáticos utilizados para realizar la simulación del campo de flujo, a través de la geometría de la válvula y se presenta el modelo de Rayleigh Plesset, el cual permite predecir la aparición de burbujas de vapor en el flujo, que ocasionan el fenómeno de la cavitación.

2.3.1. Leyes de la conservación [1].

Para describir el fenómeno del flujo a través de una válvula de mariposa son usadas tres leyes de la conservación. Estas son las leyes

para la conservación de la masa o ecuación de la continuidad, la conservación de la cantidad de movimiento y la conservación de la fracción de volumen y se introducen a continuación.

2.3.1.1. Ecuación de la Continuidad.

El modelo homogéneo multifásico para la ecuación de la continuidad es el siguiente:

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \mathbf{U}) = S_{M_{s\alpha}} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad 2.14.$$

Donde:

$S_{M_{s\alpha}}$ = fuente de masa.

$\Gamma_{\alpha\beta}$ = tasa de flujo másico por unidad de volumen de la fase β a la fase α .

2.3.1.2. Ecuación de la cantidad de movimiento

El modelo homogéneo para la ecuación de transporte asume:

$$U_\alpha = U, \quad 1 \leq \alpha \leq N_p$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U} - \mu(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T)) = \mathbf{S}_M - \nabla p \quad 2.15.$$

Donde:

$$\rho = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_\alpha \rho_\alpha \quad 2.16.$$

$$\mu = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_\alpha \mu_\alpha \quad 2.17.$$

- El modelo homogéneo no toma en cuenta el término de transferencia de calor entre fases.
- Es esencialmente un modelo de transporte de una sola fase, con densidad y viscosidad variable.

2.3.1.3. Ecuación de la conservación de la fracción de volumen.

Se asume fases incompresibles, sin fuentes de masa. Y la ecuación de la conservación de la fracción de volumen se presenta mediante las siguientes expresiones:

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} = 1 \quad 2.18.$$

$$\sum_{\alpha} \nabla \cdot (r_{\alpha} \mathbf{U}) = 0 \quad 2.19.$$

2.3.1.4. Limitación de Presión.

El conjunto completo de ecuaciones hidrodinámicas representan $4N_p + 1$ ecuaciones de las $5N_p$ incógnitas $U_{\alpha}, V_{\alpha}, W_{\alpha}, r_{\alpha}, p_{\alpha}$. Se necesitan $N_p - 1$ ecuaciones más para cerrar el sistema. Éstas son dadas por las limitaciones de la presión, a saber, que todas las fases comparten la misma presión.

$$P_{\alpha} = P \quad \text{para todo } \alpha = 1, \dots, N_p \quad 2.20.$$

Donde:

$N_p =$ es el número de fases.

2.3.2. Transferencia de calor en flujos multifásicos homogéneos.[1]

La ecuación de la energía se deriva de la primera ley de la termodinámica y asume que el cambio en la energía en una partícula de un fluido es igual a la energía adicionada a la partícula más la tasa de trabajo hecha sobre la partícula:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha h_{\alpha,tot})}{\partial t} - r_\alpha \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \mathbf{U}_\alpha h_{\alpha,tot} - r_\alpha \lambda_\alpha \nabla T_\alpha) \\ - \nabla \cdot \left(r_\alpha \mu_\alpha \left(\nabla \mathbf{U}_\alpha + (\nabla \mathbf{U}_\alpha)^T - \frac{2}{3} \nabla \mathbf{U}_\alpha \delta \right) \mathbf{U}_\alpha \right) \\ = \sum_{\beta=1}^{N_P} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_{\beta,tot} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_{\alpha,tot}) + Q_\alpha + S_\alpha \end{aligned} \quad 2.21.$$

Donde:

- $h_\alpha, T_\alpha, \lambda_\alpha$ denotan la entalpía estática, la temperatura y la conductividad térmica de la fase α .
- S_α describe una fuente de calor externa.
- Q_α denota la transferencia de calor entre fases, de la fase α , a las demas fases.
- El término $\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_{\beta,tot} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_{\alpha,tot}$ representa la transferencia de calor inducida por la transferencia de masa entre fases.

2.3.3. Modelos de Turbulencia “Eddy Viscosity” [1].

Una propuesta sugiere que la turbulencia se compone de pequeños remolinos que se forman y disipan continuamente, en la cual los esfuerzos de Reynolds se asumen proporcionales a los gradientes de la velocidad media. Esto define a los modelos “Eddy-Viscosity”.

Esta hipótesis supone que los esfuerzos de Reynolds pueden estar relacionados con los gradientes de velocidad promedio y la viscosidad de “Eddy”, a través de la hipótesis del gradiente de difusión. Se representan mediante la siguiente ecuación:

$$-\overline{\rho u \otimes u} = \mu_t (\nabla U + (\nabla U)^T) - \frac{2}{3} \delta (\rho k + \mu_t \nabla \cdot U) \quad 2.22.$$

Donde μ_t es la viscosidad turbulenta o viscosidad de Eddy.

Análoga a la hipótesis de viscosidad de Eddy, la difusividad de Eddy es la hipótesis que afirma que los flujos de Reynolds son un escalar linealmente relacionadas con el gradiente de la media escalar:

$$-\overline{\rho u \phi} = \Gamma_t \nabla \phi \quad 2.23.$$

Donde Γ_t es la difusividad de Eddy, y puede ser escrita como:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad 2.24.$$

Donde Pr_t , el número de turbulencia de Prandtl.

Las ecuaciones anteriores sólo pueden expresar los términos de las fluctuaciones de la turbulencia en función de la velocidad promedio si la viscosidad turbulenta μ_t se conoce, tomando en cuenta que tanto los modelos $k - \varepsilon$ y $k - \omega$ proporcionan esta variable; sujeto a esta hipótesis, tanto la ecuación de momento promedio de Reynolds y la ecuación escalar de transporte se escriben como:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = B - \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} (\nabla U + (\nabla U)^T)) \quad 2.25.$$

Donde B es la suma de las fuerzas en el cuerpo y μ_{eff} es la viscosidad efectiva definida por:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad 2.26.$$

Y p' es la presión modificada definida por:

$$p' = p + \frac{2}{3}pk + \frac{2}{3}\mu_t \bar{\nabla} \cdot \mathbf{U} \quad 2.27.$$

2.3.3.1. Modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ [2] [1].

El modelo de turbulencia empleado para el flujo multifásico es una generalización del modelo $k-\varepsilon$ para una sola fase. Implementando el modelo $k-\varepsilon$ sólo para la fase continua no teniendo en cuenta los efectos de la fase dispersa sobre la turbulencia de la fase continua.

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha k)}{\partial t} + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \mathbf{U}_\alpha k) = \nabla \cdot \left(r_\alpha \frac{\mu_{\text{eff}\alpha}}{C_k} \nabla k \right) + P_k - \rho_\alpha \varepsilon \quad 2.28.$$

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \mathbf{U}_\alpha \varepsilon) = \nabla \cdot \left(r_\alpha \frac{\mu_{\text{eff}\alpha}}{C_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 P_k - C_2 \rho_\alpha \varepsilon)$$

$$P_k = 2\mu_t \varepsilon(u) : \varepsilon(u) \quad 2.29.$$

$$\mu_{\text{eff}1} = \mu_t + \mu_l \quad 2.30.$$

$$\mu'_{\text{eff}\beta} = r_\beta \mu_\beta + r_l \mu_{\text{eff}1} \quad 2.31.$$

$$\mu_t = C_\mu \rho_\alpha \frac{k^2}{\varepsilon} \quad 2.32.$$

El modelo $k - \varepsilon$ tiene cinco constantes, que garantizan la homogeneidad dimensional. Las cuales son:

$$C_{\mu} = 0,09$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1,44$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1,92$$

$$\sigma_k = 1,0$$

$$\sigma_{\varepsilon} = 1,3$$

Si bien los modelos estándar de dos ecuaciones, como el modelo $k - \varepsilon$, dan una buena predicción para muchos problemas de fluidos en ingeniería, se hallan aplicaciones para las que estos modelos pueden no ser adecuados. Entre éstos se encuentran:

- Flujos con separación de capa límite.
- Corrientes con cambios bruscos en la tasa promedio de los esfuerzos.
- Flujos rotativos.
- Flujos sobre superficies curvas.

2.3.3.2. Modelo de turbulencia $k - \omega$ [1].

Una de las ventajas de la formulación $k - \omega$ es el tratamiento para zonas cercanas a la pared para cálculos con bajo número de Reynolds. El modelo no requiere la resolución de ecuaciones no lineales complejas, como en el modelo $k - \varepsilon$ y por lo tanto es más preciso y más robusto.

El modelo $k - \omega$ asume que la viscosidad turbulenta está relacionada con la energía cinética de la turbulencia, mediante la relación siguiente:

$$\mu_f = \rho \frac{K}{\omega} \quad 2.33.$$

El punto inicial de la presente formulación es que el modelo $k - \omega$ desarrollado por Wilcox resuelve dos ecuaciones de transporte, una para la energía cinética de la turbulencia, k y otra para la frecuencia de la turbulencia. Estas ecuaciones se presentan a continuación:

Ecuación k

$$\frac{\partial(pk)}{\partial t} + \nabla \cdot (pUk) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - B'pk\omega \quad 2.34.$$

Ecuación ω

$$\frac{\partial(p\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (pU\omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k\omega}} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - Bp\omega^2 \quad 2.35.$$

Las variables independientes, la densidad, ρ , y el vector de velocidad, U , son tratadas como variables conocidas provenientes del método de Navier-Stokes. P_k es la tasa de producción de turbulencia, la cuales se calculan en el modelo $k - \varepsilon$ a través de la ecuación 2.30.

Las constantes del modelo que garantizan la homogeneidad dimensional son las siguientes:

$$\beta' = 0,09$$

$$\alpha = 5/9$$

$$\beta = 0,075$$

$$\sigma_k = 2$$

$$\sigma_w = 2$$

2.3.3.3. El modelo “Shear Stress Transport” (SST) [2] [1]

El modelo k- ω basado en el transporte de esfuerzos cortantes, brinda una alta precisión en la predicción de la aparición y cantidad de la separación de flujos bajo condiciones de gradientes de presión adversas; esta alta precisión se obtiene limitando la formulación de “Eddy Viscosity”: mediante las siguientes expresiones:

$$\nu_f = \frac{a_1 k}{\max(a_{1\omega}, SF_2)} \quad 2.36.$$

Donde:

$$\nu_f = \frac{\mu_t}{\rho} \quad 2.37.$$

F_2 es una función de mezcla, al igual que F_1 , la cual el restringe el limitador de la capa límite de la pared y S es un invariante de medida de la velocidad de deformación.

La mezcla de funciones es esencial para el éxito del método. Su formulación se basa en la distancia más cercana a la superficie y en las variables de flujo. Estas formulaciones son:

$$F_1 = \tanh(\text{arg}_1^4) \quad 2.38.$$

Con:

$$\text{arg}_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{B'\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega}\sigma_{\omega 2}y^2}\right) \quad 2.39.$$

Donde Y es la distancia a la pared más cercana, además:

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}\omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad 2.40.$$

$$F_2 = \tanh(\operatorname{arg}_2^2) \quad 2.41.$$

Con:

$$\operatorname{arg}_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{B'\omega y}, \frac{500\mathcal{V}}{y^2\omega}\right) \quad 2.42.$$

2.3.4. Modelación de la cavitación [1].

La tendencia de un fluido a cavitarse se caracteriza por el número de cavitación, definido por:

$$C_a = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad 2.43.$$

Donde p es una presión de referencia del fluido, P_v es la presión de vapor del líquido, y el denominador representa la presión dinámica del fluido, claramente la tendencia a cavitarse aumenta a medida que el número de cavitación disminuye.

La cavitación se trata por separado de los cambios térmicos en la fase, ya que el proceso de cavitación es normalmente demasiado rápido para asumir la hipótesis de equilibrio térmico en la interfaz. En los modelos más sencillos de cavitación, la transferencia de masa es impulsada por los efectos puramente mecánicos.

Para flujos con cavitación, el modelo multifásico homogéneo es típicamente utilizado.

2.3.4.1. El modelo Rayleigh Plesset [1].

Las ecuaciones de Rayleigh Plesset proporcionan la base para el tipo de ecuación que controla la generación de vapor y condensación. Las ecuaciones de Rayleigh Plesset describen que el aumento de las burbujas de gas en un fluido está dado por:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{P_V - P}{\rho_f} \quad 2.44.$$

Donde R_B representa el radio de la burbuja, P_V es la presión en la burbuja (se asume la presión de vapor a la temperatura del líquido), P es la presión en el líquido que rodea las burbujas, ρ_f es la densidad del líquido, σ es el coeficiente de tensión superficial entre el líquido y el vapor. Asumiendo que no hay barreras térmicas que impidan el crecimiento de la burbuja. Obviando las ecuaciones de segundo término y la tensión superficial esta ecuación se convierte en:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2 P_V - P}{3 \rho_f}} \quad 2.45.$$

La tasa de cambio del volumen de las burbujas está definida por:

$$\begin{aligned} \frac{dV_B}{dt} &= \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) \\ \frac{dV_B}{dt} &= 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2 P_V - P}{3 \rho_f}} \end{aligned} \quad 2.46.$$

La tasa de cambio de la masa de las burbujas está definida por:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt}$$

$$\frac{dm_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2 P_V - P}{3 \rho_f}} \quad 2.47.$$

Si hay N_b Burbujas por unidad de volumen, la fracción de volumen r_g puede ser expresada como:

$$\begin{aligned} r_g &= V_B N_B \\ r_g &= \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \end{aligned} \quad 2.48.$$

Y la expresión total de la tasa de transferencia de masa por unidad de volumen es:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{fg} &= N_B \frac{dm_B}{dt} \\ \dot{m}_{fg} &= \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2 P_V - P}{3 \rho_f}} \end{aligned} \quad 2.49.$$

La expresión ha sido derivada asumiendo un crecimiento de las burbujas (evaporación). Esta puede ser generalizada incluyendo la condensación:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2 |P_V - P|}{3 \rho_f}} \text{sgn}(P_V - P) \quad 2.50.$$

Donde F es un factor experimental, el cual puede diferir para la condensación y la vaporación, creado para justificar, el hecho de que la tasa de crecimiento entre la vaporización y la condensación puede variar (la condensación es usualmente más lenta que la vaporización).

Aunque la ecuación 2.50 ha sido generalizada para la vaporización y condensación, ésta requiere pequeñas modificaciones en el caso de la vaporización.

La vaporización se inicia en el núcleo. Así como la fracción de volumen se incrementa, en el núcleo la densidad debe reducirse progresivamente, desde donde hay menos líquido. Para la vaporización r_g en la ecuación es remplazado por;

$$r_{nuc}(1 - r_g) \quad 2.51.$$

$$m'_{fg} = F \frac{3r_{nuc}(1 - r_g)\rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2|P_v - P|}{3\rho_f}} \operatorname{sgn}(P_v - P) \quad 2.52.$$

Donde r_{nuc} es la fracción volumétrica del núcleo.

Para obtener una tasa de transferencia de masa en la interfase, se requieren de la especificación de algunas medidas y concentraciones de las burbujas. El modelo Rayleigh Plesset implementa los siguientes valores por defecto:

$$R_B = 1 \mu m$$

$$R_{nuc} = 5 E - 4$$

$$F_{vap} = 50$$

$$F_{cond} = 0.01$$

2.4. Teoría de la dinámica computacional de fluidos (CFD) [2].

Dos métodos fundamentales para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionados con el flujo de fluidos son: experimentación y cálculo. El primero conlleva, por lo general, la construcción de modelos que son

probados con túneles de viento u otras instalaciones, mientras que el segundo implica resolver ecuaciones diferenciales, ya sea de manera analítica o computacional. Los ingenieros modernos aplican tanto análisis experimental como CFD, y los dos métodos se complementan entre sí, por ejemplo, los ingenieros podrían obtener propiedades globales, como sustentación, fuerza de arrastre, caída de presión o potencia, experimentalmente; pero emplean la CFD para obtener detalles acerca del campo de flujo, como los esfuerzos de corte, velocidad y perfiles de presión y líneas de corriente. Además, los datos experimentales se emplean con frecuencia para validar soluciones de CFD al comparar las cantidades globales determinadas de manera computacional y experimental. La CFD se emplea entonces para abreviar el ciclo de diseño par estudios paramétricos que son controlados con cuidado, de modo que se reduce la cantidad necesaria de análisis experimental.

El estado actual de la dinámica de fluidos computacional es éste: puede manejar flujos laminares con facilidad, pero los flujos turbulentos de interés práctico son imposibles de resolver sin tener que recurrir a los modelos de turbulencia. Por desgracia, ningún modelo de turbulencia es universal, y una solución de la CFD de flujo turbulento es tan buena dependiendo que tan apropiado es el modelo de turbulencia aplicado. Pese a esta limitación, los modelos de turbulencia estándares producen resultados razonables para muchos problemas de prácticos ingeniería.

2.4.1. Procedimiento de solución.

Para resolver de manera numérica las ecuaciones 2.14 y 2.15, se efectúan los siguientes pasos.

1. Se elige un dominio computacional y se genera una malla (conocida también como red de nodos); el dominio se divide en muchos elementos

pequeños llamados celdas. Para dominios de dos dimensiones (2-D), las celdas son áreas, mientras que para dominios tridimensionales (3-D) las celdas son volúmenes, ver figura 2.5. Puede considerarse a cada celda como un pequeño volumen de control en el que se resuelven las versiones separadas de las ecuaciones de conservación y transporte.

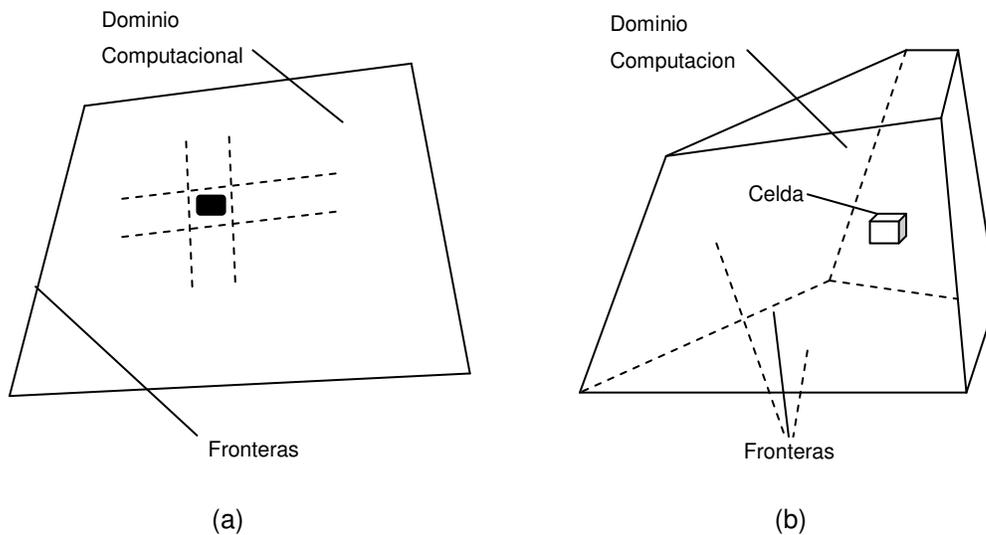


Figura 2.5 Dominio computacional [2]

Un dominio computacional es la región en el espacio en la cual las ecuaciones de movimiento se resuelven mediante la CFD. Una celda es un subconjunto pequeño del dominio computacional. Se ilustran (a) un dominio bidimensional y celdas cuadriláteras, y (b) un dominio tridimensional y celdas hexaédrales. Los límites de un dominio bidimensional se denominan lados, y los límites de un dominio tridimensional se llaman caras.

2. Las condiciones de frontera se especifican en cada lado del dominio computacional (flujos 2-D) o en cada cara del dominio (flujos 3-D).

3. Se especifica el tipo de fluido (agua, aire y gasolina, entre otros), junto con las propiedades del fluido (temperatura, densidad y viscosidad, entre otros). La mayoría de los paquetes de CFD tienen integrada la base de

datos de propiedades de fluidos más comunes, lo que hace este paso relativamente fácil.

4. Se seleccionan los parámetros numéricos y los algoritmos de solución.

5. Los valores de primera aproximación para las variables de campo de flujo se especifican para cada celda. Estas son condiciones iniciales, que podrían ser correctas o no, pero son necesarias como un punto de partida, para que el proceso de iteración pueda proceder (paso 6).

6. Al comenzar con los valores de primera aproximación, las formas discretizadas de las ecuaciones 2.14 y 2.15 se resuelven por iteración, por lo general en el centro de cada celda. Si se trasladaran todos los términos de la ecuación 2.15 a un lado para obtener cero del otro lado de la ecuación, entonces la solución numérica sería "exacta" cuando la suma de todos estos términos, llamada el residuo, se volvería cero para cada celda del dominio en una solución de la de CFD, sin embargo, esta suma nunca es igual a cero pero es de esperar que disminuya conforme se efectúen las iteraciones. Un residuo puede considerarse como una medida de la desviación de una solución numérica para determinada ecuación de conservación o transporte respecto a la solución exacta, y se tiene que monitorear el residuo promedio relacionado con cada ecuación de conservación o transporte para ayudar determinar cuándo converge la solución. A veces se necesitan cientos, o inclusive miles, de iteraciones para que converja la solución a una solución final, y los residuos pueden disminuir en varios órdenes de magnitud.

7. Cuando converge la solución, las variables de campo de flujo como la velocidad y la presión se trazan y analizan de manera gráfica. Se pueden definir y se analizan también otras funciones particulares que se forman mediante combinaciones algebraicas de variables de campo de flujo. La

mayoría de los paquetes de CFD tienen integrados post-procesadores, diseñados para analizar el campo de flujo de manera gráfica y rápida.

8. Las propiedades globales del campo de fluido, como la caída de presión, las propiedades integrales, como las fuerzas (de sustentación y de arrastre), los torques que actúan sobre un cuerpo, se calculan a partir de la solución que se obtiene por convergencia. Con la mayoría de los paquetes de CFD, esto puede hacerse “sobre la marcha” a medida que proceden las iteraciones. En numerosos casos, de hecho, es aconsejable monitorear estas cantidades junto con los residuos durante el proceso de iteración; cuando converge una solución, las propiedades globales e integrales deben establecerse en valores constantes también.

2.4.2. Generación e independencia de la malla [2] [1].

El primer paso (y posiblemente el paso más importante) en una solución de CFD, es generar una malla que define las celdas en las que se calculan las variables de flujo (velocidad y presión, entre otras) en todo el dominio computacional. Los modernos paquetes comerciales de la CFD, vienen con sus propios generadores de malla, y también están disponibles programas para generar mallas independientes.

2.4.2.1. Mallas estructuradas.

Una malla estructurada consta de celdas planas con cuatro lados (2-D) o celdas volumétricas con seis caras (3-D). Aunque la forma rectangular de las celdas podría estar distorsionada, cada celda se numera de acuerdo con los índices (i, k) que no necesariamente corresponden a las coordenadas x, y y z. En la figura 2.6 se ilustra una malla estructurada 2-D.

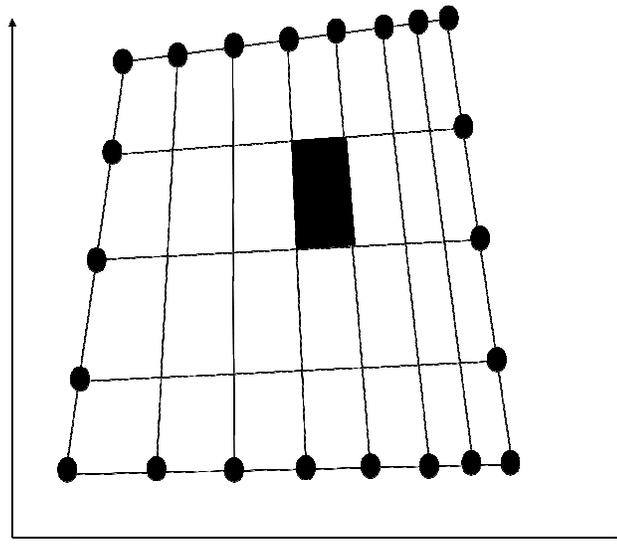


Figura 2.6 Malla estructurada [2]

En el ejemplo de la figura 2.6 se observa una malla estructurada bidimensional con nueve nodos y ocho intervalos en los lados superior e inferior, y cinco nodos y cuatro intervalos en los lados izquierdo y derecho. Se muestran los índices i y j . La celda sombreada está en $(i=4, j=3)$.

2.4.2.2. Malla no estructurada.

Una malla no estructurada consta de celdas de varias formas, usualmente se emplean triángulos o cuadriláteros (2-D) y tetraedros o hexaedros (3-D). Se generan dos mallas no estructuradas para el mismo dominio de la figura 2.6, con la misma distribución de intervalo en los lados; estas mallas se muestran en la figura 2-6. A diferencia de la malla estructurada, en la no estructurada, no puede identificarse a las celdas de manera única mediante los índices i y j ; en cambio, las celdas se numeran internamente de alguna otra manera por el paquete de la CFD.

Para configuraciones geométricas complejas, por lo general es mucho más fácil para el usuario del paquete de generación de malla crear una no estructurada. Por ejemplo, algunos paquetes de la CFD (usualmente

antiguos) están escritos de manera específica para mallas estructuradas; estos paquetes convergen con mayor rapidez, y a menudo con mayor exactitud, por utilizar la identificación de celdas por índices como se hace en caso de las mallas estructuradas. Sin embargo, los modernos paquetes de la CFD de aplicación general, pueden manejar mallas estructuras y no estructuradas, esto ya no es un problema. Algo más importante es que se generan menos celdas con una malla estructurada que con una no estructurada. En la figura 2-5, por ejemplo, la malla estructurada es de $8 \times 4 = 32$ celdas, mientras que la malla triangular no estructurada de la figura 2-6a tiene 76 celdas, y la malla cuadrilátera no estructurada de la figura 2-6b tiene 38 celdas, aun cuando se aplica la distribución de nodos idéntica en los lados de los tres casos.

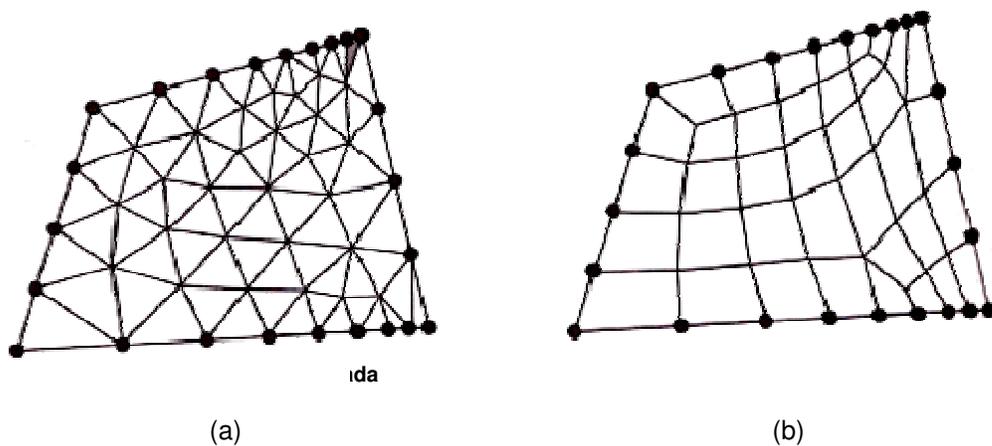


Figura 2.7 Malla No Estructurada [2]

En el ejemplo de la figura 2.7 se presenta una malla no estructuradas bidimensionales con nueve nodos y ocho intervalos en los lados superior e inferior, y cinco nodos y cuatro intervalos en los lados izquierdo y derecho. (a) malla estructural no estructurada y (b) malla cuadrilátera no estructurada. La celda sombreada en a) es moderadamente sesgada.

En las capas límite, donde las variables de flujo cambian con rapidez en la dirección normal a la pared y se requieren mallas de alta resolución en la

cercanía a ésta, las mallas estructuradas permiten una resolución mucho más fina que las no estructuradas para el mismo número de celdas.

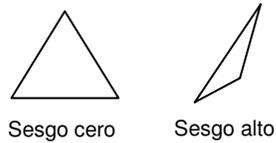
Se debe enfatizar que sin importar el tipo de malla que se elija (estructurada o no estructurada, cuadrilátera o triangular, entre otros), es la calidad de la malla lo que es más imprescindible para soluciones confiables de la CFD. En particular, debe tenerse siempre cuidado que cada una de las celdas no esté muy sesgada porque esto puede crear dificultades e inexactitudes de convergencia en la solución numérica. La celda sombreada de la figura 2-6a es un ejemplo de una celda con sesgo moderadamente alto, definido como la desviación respecto de la simetría. Hay varias clases de sesgo, tanto para celdas de dos como de tres dimensiones; el tipo de sesgo más apropiado para celdas bidimensionales es el sesgo equiángulo, definido como:

Sesgo equiángulo:

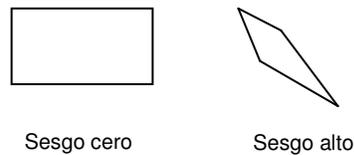
$$Q_{EAS} = \text{MAX} \left(\frac{\theta_{\max} - \theta_{\text{igual}}}{180 - \theta_{\text{igual}}}, \frac{\theta_{\text{igual}} - \theta_{\min}}{\theta_{\text{igual}}} \right) \quad 2.53.$$

Donde θ_{\min} y θ_{\max} son los ángulos mínimos y máximo (en grados) entre dos lados cualesquiera de la celda, y θ_{igual} es el ángulo entre dos lados de una celda equilátera ideal con el mismo número de lados. Para celdas triangulares $\theta_{\text{igual}} = 60^\circ$ y para celdas cuadriláteras $\theta_{\text{igual}} = 90^\circ$. Se puede mostrar mediante la ecuación 2.53 que $0 < Q_{EAS} < 1$ para cualquier celda de 2-D. Por definición, un triángulo equilátero tiene sesgo cero. De la misma manera, un cuadrado o rectángulo tiene sesgo cero. Un elemento triangular o cuadrilátero muy distorsionado podría tener un sesgo inaceptablemente alto ver figura 2.8. Algunos paquetes de generación de malla emplean esquemas numéricos para emparejar la malla con el fin de reducir el sesgo.

a) Celdas triangulares



b) Celdas cuadriláteras

**Figura 2.8** Sesgo en celdas [2]

El sesgo se muestra en dos dimensiones en la figura 2.8: a) un triángulo equilátero tiene cero sesgo, pero un triángulo muy distorsionado tiene mucho sesgo. b) de manera similar un rectángulo tiene sesgo cero, pero una cuadrilátera muy distorsionada tiene alto sesgo.

Otros factores afectan también la calidad de la malla. Por ejemplo, los cambios abruptos en el tamaño de celda conducen en el paquete de la CFD a dificultades numéricas o de convergencia. También, las celdas con una razón de sus dimensiones muy grande, a veces pueden causar problemas. Aunque es posible reducir la cantidad de celdas al usar una malla estructurada en vez de una no estructurada, una malla estructurada no siempre es la mejor elección, lo cual depende de la forma del dominio computacional.

2.4.2.3. Malla híbrida.

Una malla híbrida es la que combina regiones o bloques de mallas estructuradas y no estructuradas. Por ejemplo, se puede juntar una malla estructurada cercana a una pared con un bloque de malla no estructurada

fuera de la región de influencia de la capa límite. Con frecuencia se emplea una malla híbrida para permitir alta resolución cerca de una pared sin necesitar alta resolución lejos de la pared ver figura 2.7). Cuando se genera cualquier tipo de malla (estructurada, no estructurada, híbrida) debe tenerse cuidado siempre de que cada una de las celdas no esté muy sesgada. Por ejemplo, ninguna de las celdas de la figura 2.7 tiene algún sesgo importante.

2.4.3. Verificación de la geometría [1].

2.4.3.1. Verificación de ejes “sliver edge checking”.

Realiza una búsqueda de los ejes más pequeños en la geometría, los cuales pueden producir una malla de baja calidad en regiones cercanas a éstos; usando como criterio el valor de tolerancia de longitud mínima de un eje, como $1,6 \text{ E-1}[\text{mm}]$.

2.4.3.2. Verificación de caras “sliver face checking”.

Es un factor de verificación de geometría que relaciona el perímetro con el área para cada cara. Caras con un alto factor de sliver face pueden resultar en mallas con una pobre calidad superficial. El sliver face factor es calculado mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Sliver factor} = \frac{(\text{perimetro})^2}{4\pi \times \text{Area}} \quad 2.54.$$

El límite usado normalmente como “sliver factor” es 25.

2.4.3.3. Verificación de la distorsión “parametrization face checking”.

Es un parámetro que mide la distorsión de las caras, la máxima distorsión aceptada normalmente es 10.

2.4.4. Calidad de la malla.

Usar una malla con una adecuada calidad es una parte importante para controlar los errores de discretización. La calidad de la malla puede ser medida mediante el cálculo de tres valores principalmente como lo son:

2.4.4.1. Ortogonalidad de la malla “mesh orthogonality”.

El concepto de malla ortogonal se refiere al ángulo entre caras de elementos adyacentes o el ángulo entre ejes de elementos adyacentes, estén cerca de su ángulo óptimo (por ejemplo, 90° para cuadrilátero y los 60° para elementos de caras triangulares). La medida más relevante de la ortogonalidad de la malla, se ilustra en la figura 2.9. Se trata de el ángulo entre el vector que une a dos (volumen de control) nodos (s) y el vector normal en cada punto de integración de superficie (n) asociados con el borde.

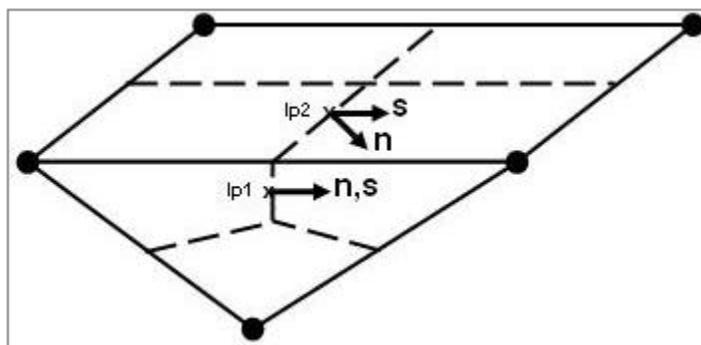


Figura 2.9 Ortogonalidad de la malla “Mesh orthogonality” [1]

El Mínimo Angulo de Ortogonalidad aceptable es 20° .

2.4.4.2. Factor de expansión de la malla “mesh expansion factor”.

Este factor se refiere a la mayor tasa de cambio de volumen entre volúmenes de control adyacentes. Y se calcula de manera aproximada relacionando el radio máximo con el radio mínimo de volúmenes de control adyacentes. El “Mesh expansión factor” recomendado para las aplicaciones es ≤ 20 y se puede observar en el ejemplo de la figura 2.10.

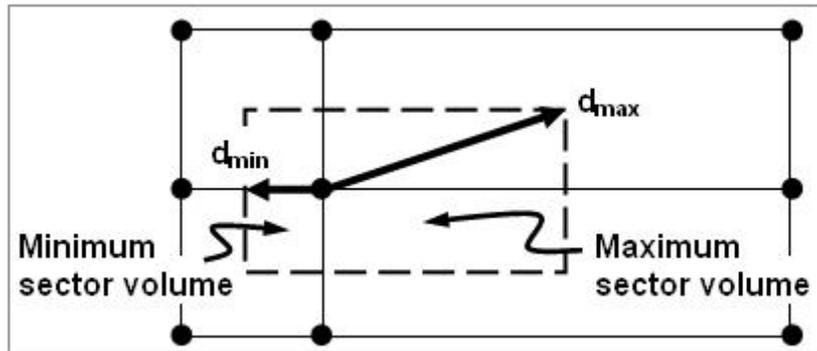


Figura 2.10 Factor de expansión de la malla “Mesh expansion factor” [1]

2.4.4.3. Aspecto del radio de la malla “mesh aspect ratio”

El concepto de “Mesh Aspect Ratio” estudia los elementos de la malla a medida que estos se van estrechando y envuelve la relación entre la máxima distancia y la mínima área adyacentes a cada nodo a través de todo el dominio, como se ilustra en la figura 2.11. Un rango aceptable de “Mesh Aspect Ratio” sería < 100 .

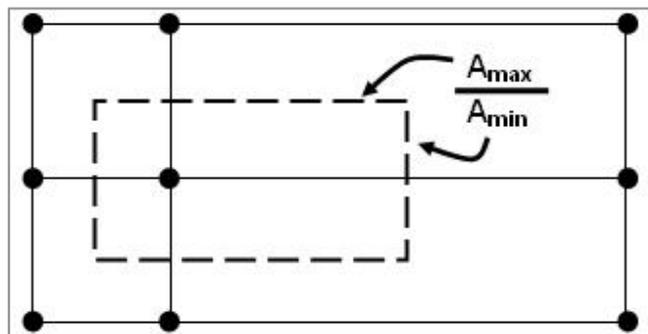


Figura 2.11 Aspecto del radio de la malla “Mesh aspect ratio” [1]

2.4.5. Criterio de convergencia de la raíz media promedio.

El Residuo de la raíz media promedio o RMS por sus siglas en ingles “ROOT MEAN SQUAR”, consiste en sumar todos los residuos del dominio, determinar la media de los residuos y por último calcular la raíz cuadrada de la media obtenida.

Una medida de cuán bien converge la solución puede ser obtenida por el trazado de los residuos para cada ecuación al final de cada intervalo de tiempo de la simulación o “TimeStep”. Una solución razonable de convergencia exige un máximo nivel residual no superior a $5,0E-4$. Normalmente, el RMS residual será un orden de magnitud inferior a éste, por lo que un buen criterio de convergencia sería obtener un nivel residual de RMS, no mayor a $5,0E-5$.

CAPÍTULO III

Marco Metodológico

Se define el tipo de investigación a realizar, se hace un recuento de los recursos disponibles y se describe el procedimiento empleado para la modelación numérica del fenómeno de la cavitación en válvulas.

3.1. Nivel de la investigación.

El nivel de la investigación es el grado de dificultad con que se aborda un objeto u fenómeno. Hernández Sampieri et al (2003) en su libro “Metodología de la Investigación” define cuatro niveles de investigación: exploratoria, descriptiva, correlacional y explicativa. A su vez Sabino (1986) define la investigación descriptiva como:

“Su preocupación primordial radica en describir algunas características fundamentales de conjuntos homogéneos de fenómenos, utilizando criterios sistemáticos que permitan poner de manifiesto su estructura o comportamiento. De esta forma se pueden obtener las notas que caracterizan a la realidad estudiada.”

Esta investigación se caracteriza por describir e identificar el comportamiento de la cavitación en válvulas, a través de aproximaciones numéricas, utilizando los adelantos de la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD, por tal motivo es una investigación de tipo descriptiva.

3.2. Diseño de investigación.

El diseño de la investigación, no es más que la estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado. En atención al diseño, la investigación se clasifica en: documental, de campo y experimental.

La investigación de campo es un método directo para obtener información confiable que permita conocer la situación real del problema e imaginarse las propuestas para solucionarlo, para la UPEL (1998), la investigación de campo es:

“El análisis sistemático de problemas en la realidad, con el propósito bien sea de describirlos, interpretarlos, entender su naturaleza y factores constituyentes, explicar sus causas y efectos o predecir su ocurrencia, haciendo uso de métodos característicos de cualquiera de los paradigmas o enfoques de investigación conocidos o en desarrollo. La fuente principal de datos es el sitio donde se presenta el problema, los datos de interés son recogidos en forma directa de la realidad, en este sentido se trata de investigaciones a partir de datos originarios o primarios” (p.8).

Esta investigación es del tipo de campo ya que se espera describir, entender e interpretar los datos que se obtendrán de la aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD en la cavitación producida en una válvula.

La investigación está orientada según las siguientes etapas: una revisión bibliográfica de la teoría de la cavitación, seleccionar la(s) válvula(s) a estudiar de acuerdo a las bases teóricas disponibles, la determinación de los modelos matemáticos y leyes fundamentales que dominan en la simulación a realizar; y la realización y post-análisis de la simulación numérica.

3.2.1. Revisión bibliográfica

Revisión bibliográfica de papers, tesis y otras publicaciones relacionadas con el estudio de la cavitación en válvulas, con el fin de determinar los parámetros físicos involucrados en el fenómeno de la cavitación, así como también determinar los modelos matemáticos y leyes fundamentales que definen el comportamiento de la cavitación en una válvula.

3.2.2. Selección de la válvula a estudiar.

Se selecciona la válvula de mariposa, tomando como criterio principal la validación de la simulación a través del uso de datos experimentales, a su vez se selecciona debido a las pocas variaciones en el diseño en este tipo de válvulas, a diferencia de otros tipos de válvulas. Esto favorece al momento de comparar los resultados a través de métodos CFD con estudios experimentales [11].

3.2.3. Selección de los modelos matemáticos.

Una vez realizada la revisión bibliográfica satisfactoria, se determinan los modelos matemáticos más apropiados para la realización de la simulación numérica basándonos en la interpretación de la investigación bibliográfica y de ser necesario comparando los resultados que se obtienen al simular con utilizando entre modelos que presenten una afinidad equivalente entre sí, con el comportamiento de la cavitación en una válvula.

3.2.4. Realización de las simulaciones numéricas.

Luego de seleccionar el software a utilizar para modelar el comportamiento de la cavitación a través de la(s) válvulas seleccionadas para la investigación, se procederá a la simulación del flujo que pasa a través de la válvula tipo mariposa de 6 pulgadas, a distintos ángulos de apertura del obturador mediante la aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional.

3.3. Procedimiento para la realización de la simulación numérica.

A continuación se presentan los pasos tomados para la realización de las simulaciones numéricas de la cavitación de la válvula tipo mariposa de 6", para cada ángulo de apertura del obturador de la válvula tipo mariposa de 6" simulado.

3.3.1. Dibujo de la válvula.

El dominio se dibuja con una herramienta de diseño comercial se toma como características fundamentales un diámetro tubería de 6" acero comercial, para ser comparado con la data experimental encontrada de la válvula de mariposa [11].

El obturador de la válvula es obtenido del material de ayuda del curso de Introducción de Ansys Cfx.

3.3.2. Realización y valoración de la malla.

Se importa la geometría a un programa de mallado y se procede a la discretización del dominio.

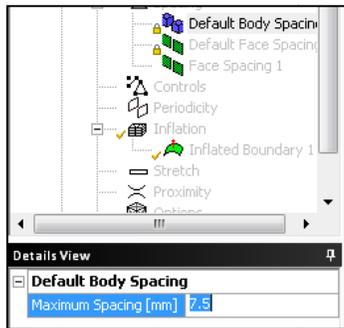
Se configuran como variables características, la forma de los elementos finitos, la longitud máxima de las aristas por elemento, ángulo de sesgo mínimo permitido y las zonas críticas que requieren características especiales, durante la discretización del dominio, siguiendo la siguiente metodología:

Primero se definen las superficies que contienen el dominio, mostradas en la figura 3.1, por sus nombres en inglés, la superficie de entrada, la superficie de salida, la superficie de la tubería, la superficie del obturador de la válvula y la superficie que representa el plano de simetría.

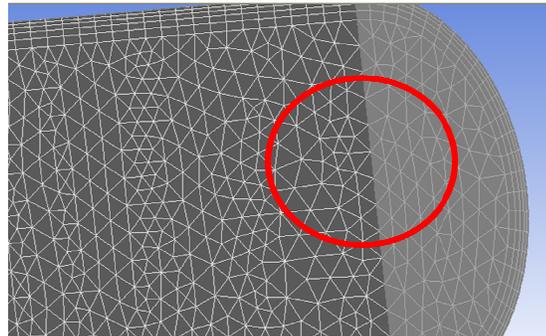


Figura 3.1 Regiones determinadas en la malla de la válvula.

A continuación, como se muestra en la figura 3.2, se configuran como variables características, la longitud máxima de las aristas de los tetraedros que conforman el mallado interno.



(a)



(b)

Figura 3.2 Configuración de la longitud máxima de los elementos del mallado Interno al dominio, (a) Configuración, y (b) Tetraedros que conforman el mallado Interno.

Se configura la cantidad relativa de elementos prismáticos cerca de la superficie del obturador de la válvula y la tubería con respecto al mallado interno.

Se configura el ángulo de sesgo de los tetraedros cerca de una superficie o de un elemento prismático.

En la figura 3.3, se observa la configuración y visualización del ángulo de sesgo en los tetraedros del mallado interno del dominio. En la figura 3.3- b se visualiza la generación de pirámides para servir de elementos conectores de los elementos tetraédricos que conforman el dominio interno con los elementos prismáticos que se forman en las aproximaciones de las paredes presentes en el dominio.

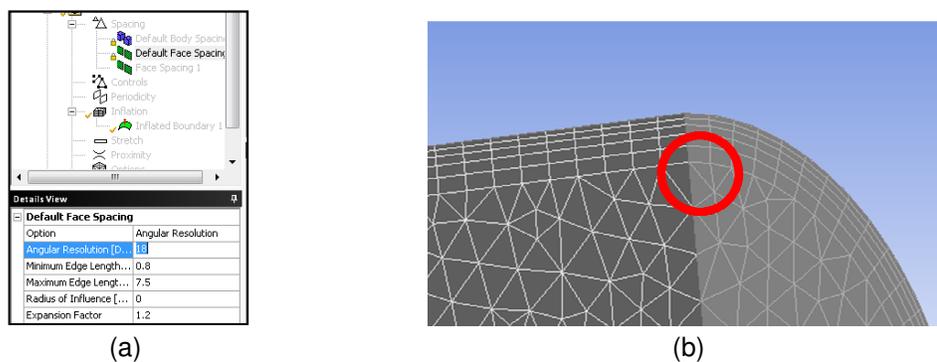


Figura 3.3 Configuración del ángulo de sesgo, (a) Configuración, y (b) Ángulo de sesgo en el mallado.

Como se observa en la figura 3.4, se refina la malla en paredes cercanas configurando el incremento en el número relativo de elementos en las zonas definidas por superficies muy próximas.

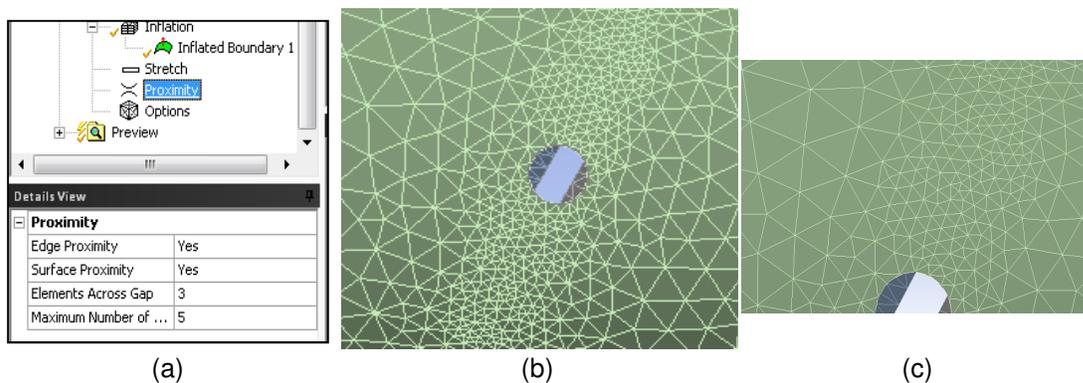


Figura 3.4 Configuración del incremento relativo de los elementos, (a) Configuración (b) y (c) Incremento del número de elementos como refinación de la malla.

3.3.3. Realización de la simulación.

Se importa la malla en un pre-simulador en donde se configura el dominio, las condiciones de borde y las condiciones y características de la simulación numérica.

3.3.3.1. Configuración del dominio.

Se configura el dominio, para ello se debe establecer el tipo de dominio, listar todos los fluidos que intervienen o tienen la posibilidad de intervenir, se fijan los modelos de turbulencia y transferencia de calor como el comportamiento de los fluidos respectivos en la simulación.

En la tabla 3.1, se muestra la configuración de los parámetros que definen el dominio en la simulación.

Tabla 3.1 Parámetros establecidos durante el pre-simulador

Opción	Configuración	Valor
Opciones Generales	Tipo de Dominio	Fluido
	Lista de Fluidos	Agua y Vapor de Agua
	Presión de Referencia	1 [atm]
Modelado del Fluido	Opciones de Multifase	Modelo Homogéneo
	Opción de Transferencia de Calor	Ecuación de la Energía
	Opción de Turbulencia	SST
Detalle de Fluido	Detalles de Fluido	Agua
	Morfología	Fluido Continuo
	Detalles de Fluido	Vapor de Agua
	Morfología	Fluido Continuo
Par de Fluido	Par de Fluido	Agua y Vapor de Agua
	Transferencia de Masa	Por cavitación

Opciones generales.

Se configura el tipo de dominio (Sólido, fluido o Poroso), se lista todos los fluidos que intervienen o tienen la posibilidad de intervenir dentro de la

simulación, y la presión que se establece como referencia para todo los valores de presión que suministre como resultado la simulación, como se muestra en la figura 3.5.

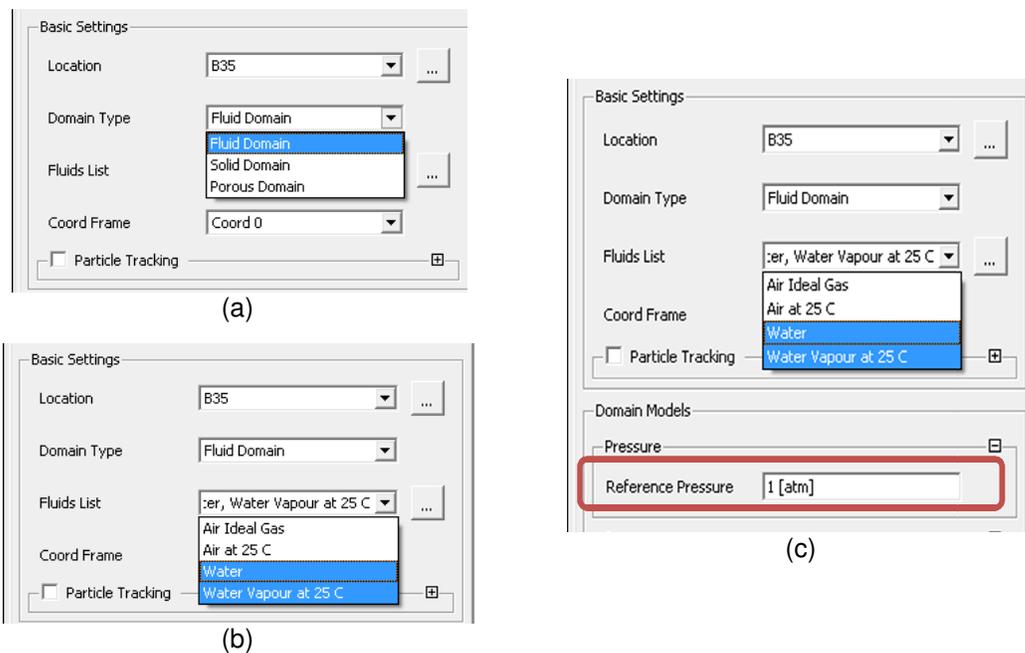


Figura 3.5 Configuración básica del dominio (a) Configuración del tipo de dominio, (b) Listado de los fluidos que intervendrán en la simulación, y (c) Configuración de 1 atm como presión de referencia.

Modelado del fluido.

Se configuran los modelos de turbulencia y de transferencia de calor más recomendables para realizar la simulación numérica, como se muestra en la figura 3.6.

Para la simulación se asumirá que los fluidos se comportaran de manera homogénea como sustancias puras por facilidad de cálculo. Como Modelo de Transferencia de calor se escoge trabajar con el Modelo de energía Total que establece conservación de la energía en los puntos nodales (uniones, vértices de los elementos), esto permitirá tener una mejor

estimación de los perfiles de temperatura que se desarrollan a través del dominio en comparación con el modelo isotérmico (Temperatura constante) y el modelo de la energía térmica (balance de energía).

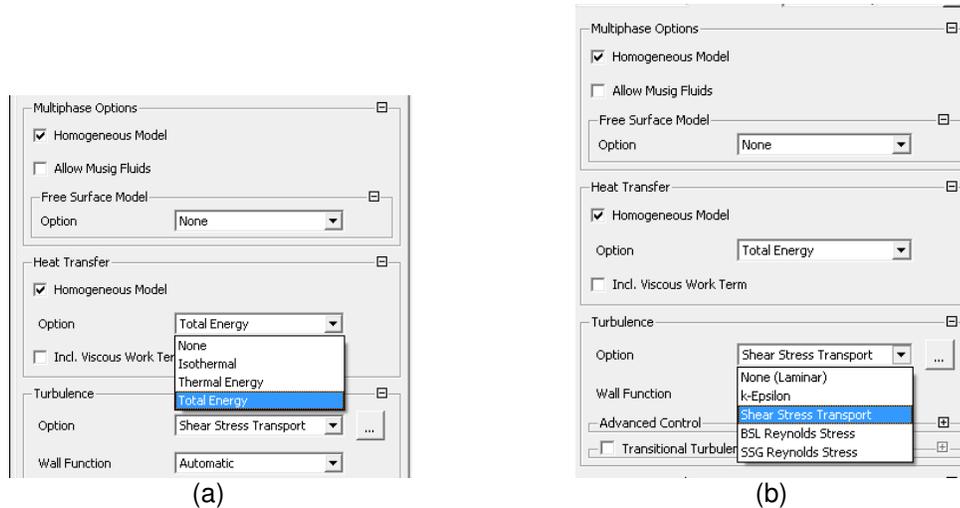


Figura 3.6 Configuración de los modelos del fluido, (a) Configuración del modelo de Transferencia de calor, y (b) Configuración del modelo de Turbulencia.

Se escoge trabajar con el modelo de Shear Stress Transport (SST) porque es el que permite obtener resultados más precisos con una buena predicción de la separación de la capa límite. La utilización del modelo k Épsilon es recomendable cuando se trabaja con un baja calidad de malla.

Detalles del fluido.

Se configura la morfología del fluido: continuo, Fluido no conectado como gotas en el aire llamado fluido disperso, solido disperso como partículas de solido en el fluido, o fluido disperso con cambio de fase. Para la simulación se configura los dos fluidos de trabajo como fluidos continuos porque es el correspondiente al tipo de flujo que se presenta en el dominio.

En la figura 3.7, se muestra como se configuran los fluidos agua y vapor de acuerdo a lo establecido en la tabla 3.1 como fluidos continuos.

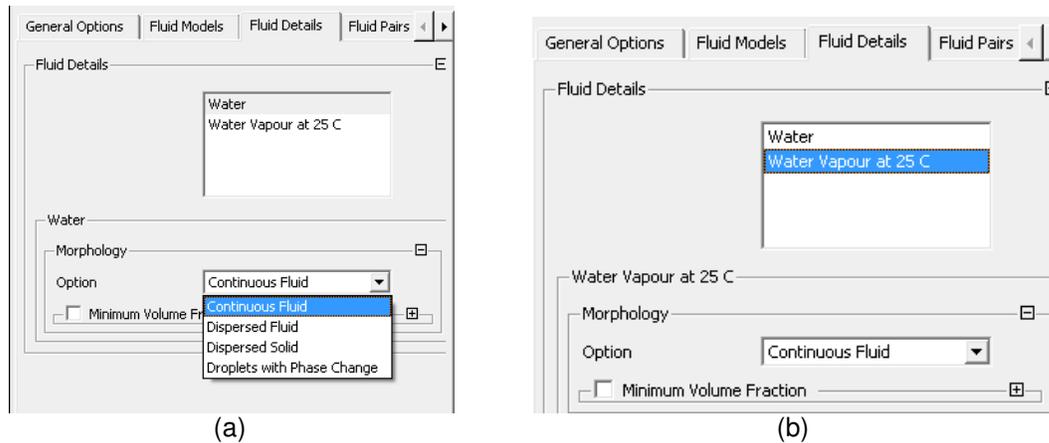


Figura 3.7 Configuración de la morfología de los fluidos, (a) Agua, y (b) Vapor de Agua.

Interacción entre el par de fluidos.

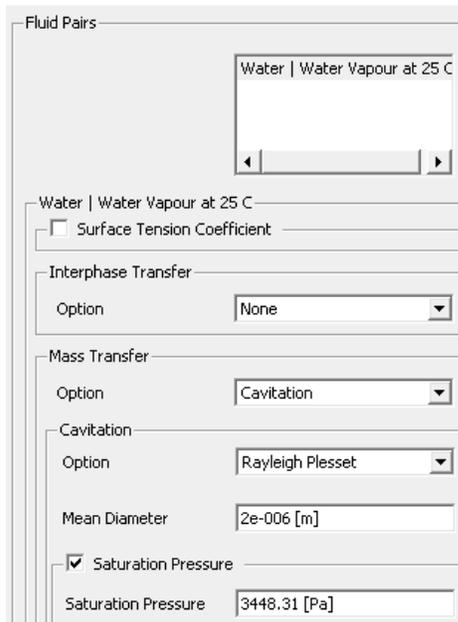


Figura 3.8 Configuración del par de fluidos agua/ vapor.

Para la simulación, ver figura 3.8, el par de fluidos existente es el de Agua en fase líquida, y Agua en Fase Gaseosa o Vapor, el tipo de interacción entre los dos fluido, se configura como cavitación, evaporación y formación de burbujas en el seno del fluido líquido, como la manera como se transfiere masa de un fluido a otro. Para establecer la cavitación se configura Rayleigh Plesset como ecuación característica y se establece el valor del diámetro de núcleo de la burbuja. Además de establecer la presión

de saturación para la temperatura estándar de 25°C.

3.3.3.2. Creación de condiciones de borde.

Para cada región definida en el mallador se establecerá el tipo de propiedades que definirán a la pared como una entrada, salida, pared, entrada y salida o establecida como un plano de simetría.

Se definirán cinco condiciones de borde: una entrada llamada “inlet”, dos paredes “default 2D Region” y “pipe wall”, una salida “outlet” y un plano de simetría “sym”.

Condición de entrada.

Se configura la condición de borde “inlet” como una condición de entrada (ver figura 3.9 - a).

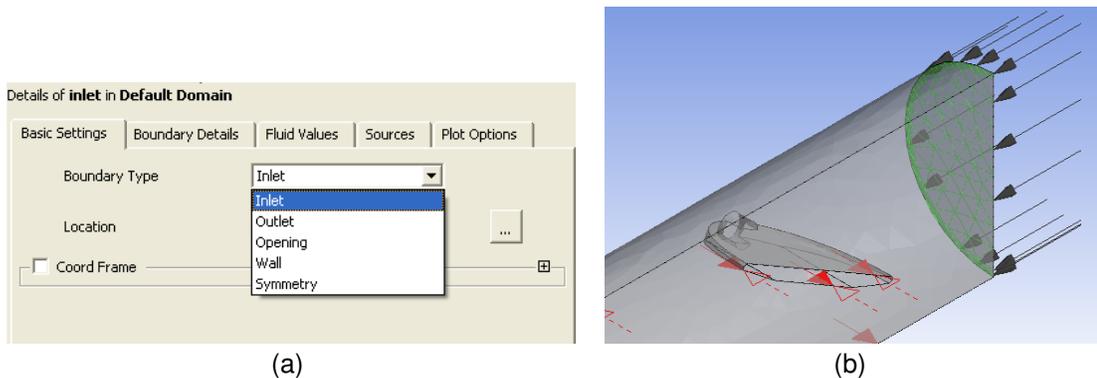


Figura 3.9 Configuración de la condición de borde como condición de entrada de flujo a la tubería, (a) Configuración de la región correspondiente a la entrada como una entrada “Inlet” y (b) Vista de la región correspondiente a la entrada (verde).

El régimen del flujo a la entrada es subsónico con un porcentaje arbitrario de turbulencia de 10%, como propiedad característica de la condición de entrada se configura la presión en la abertura como presión relativa a 467492,5 Pa (81,5psia) a una temperatura de 25°C, (ver figura 3.10).

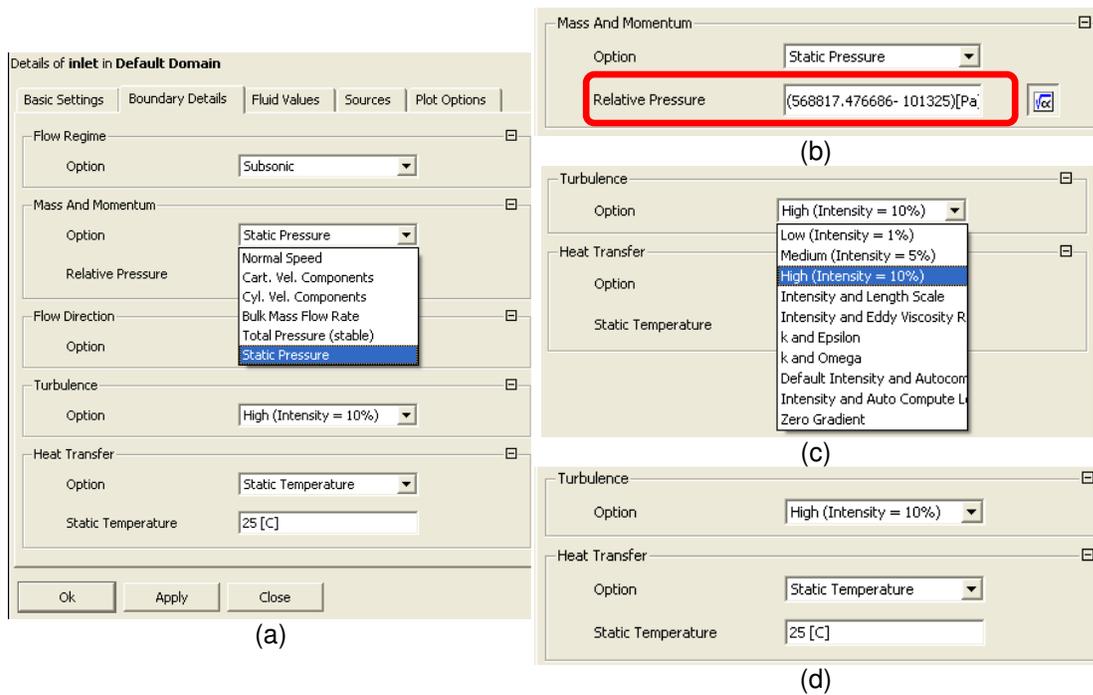


Figura 3.10 Configuración de las propiedades características de la condición de entrada
 (a) Configuración de la propiedad de masa y momento, (b) presión relativa para 1 atm,
 (c) porcentaje de turbulencia, y (d) temperatura estática del flujo al entrar.

Se configura, como se muestra en la figura 3.11, la porción relativa entre el agua y el vapor de agua a la entrada de la tubería, en este caso conviene que a la entrada de la tubería entre un fluido que no esté cavitando aguas arriba para apreciar el cambio de fase en el interior del dominio por lo que se configura como 100% Agua - 0% Vapor de Agua.

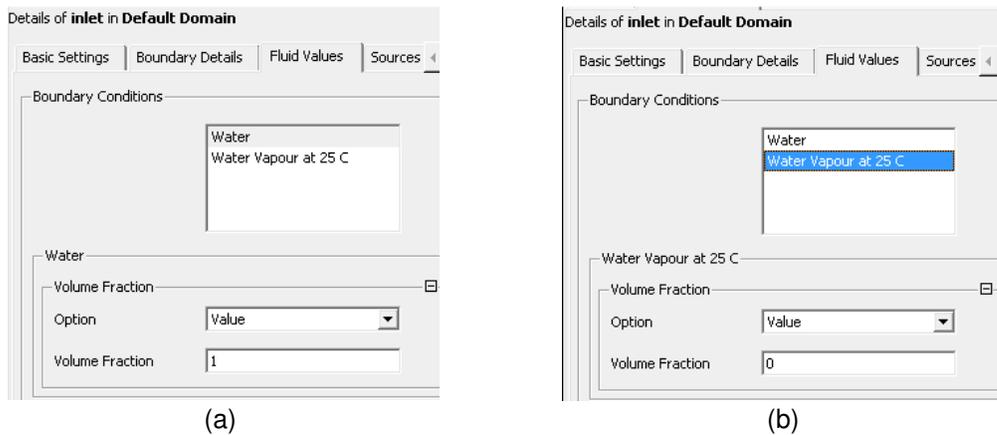


Figura 3.11 Configuración de la porción de vapor y agua que entra a través de las condición de borde, (a) Agua y (b) Vapor de Agua.

Paredes del dominio.

En la figura 3.12 se visualizan las paredes que pertenecen al dominio de estudio, en la figura 3.12 – a, se observa la pared correspondiente al obturador de la válvula y en la figura 3.12 – b la pared correspondiente a la tubería.

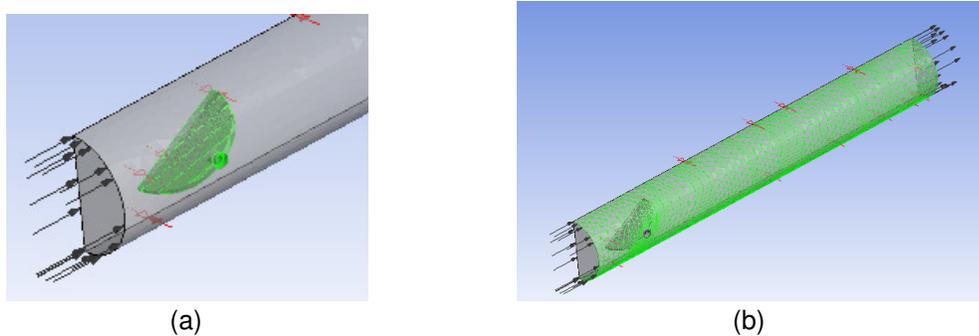


Figura 3.12 Vistas de las regiones correspondiente a las paredes (verde), (a) paredes del obturador y (b) de la tubería.

Las paredes se configuran como paredes adiabáticas para el cálculo de la transferencia de calor, véase figura 3.13, para una simulación con el modelo k εpsilon es necesario especificar la rugosidad de las paredes, 0,4 μm para la pared del obturador y 4,572 E-5 mm (0,00015 ft) para la pared de la tubería. Al trabajar con el modelo de turbulencia SST no se requiere configurar estos parámetros.

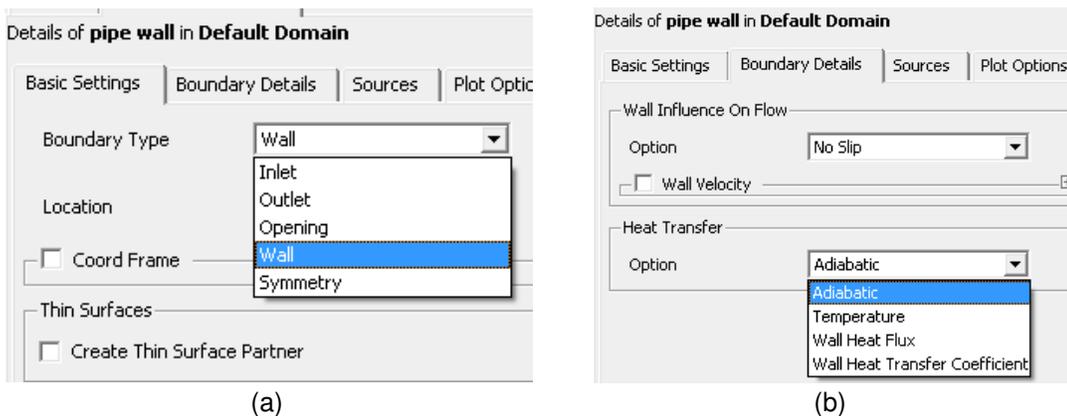


Figura 3.13 Configuración de las paredes, (a) Configuración de las regiones correspondientes a paredes como pared solida “Wall”, (b) Configuración de las paredes como paredes sin deslizamiento y adiabáticas.

Condición de salida.

El régimen de flujo a configurar en la salida (ver figura 3.14), es subsónico y la propiedad característica de masa y momento a la salida se configura como promedio de presión en la salida con la intención de variar este parámetro, manteniendo constante la presión a la entrada y obtener las simulaciones respectivas a diferentes valores de ΔP .

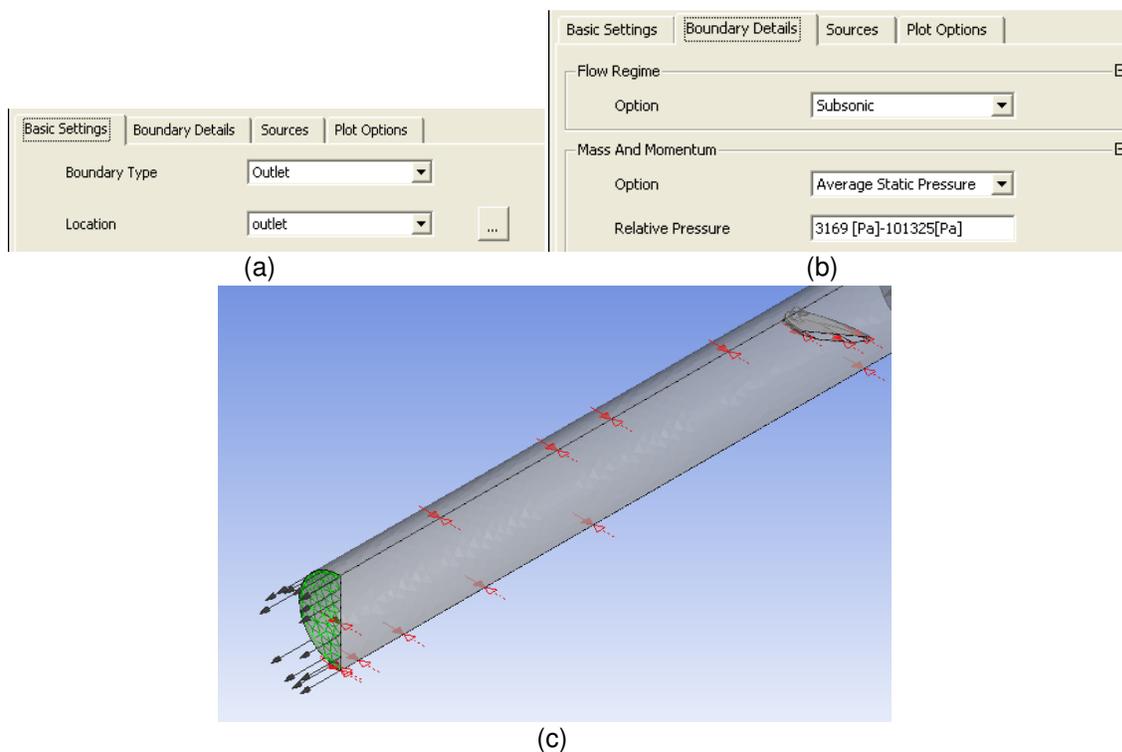


Figura 3.14 Configuración de la condición de borde como una condición de salida, (a) Configuración de la región correspondiente a la salida como una salida “Outlet”, (b) Configuración del régimen de Flujo y de las características de masa y momento, y (c) Vista de la región correspondiente a la salida (verde).

Plano de simetría.

Se establece un plano de corte de la válvula como plano de simetría, véase figura 3.15, con la intención de reducir el cálculo numérico a realizar en el programa de iteración o de procesamiento de ecuaciones “Solver”.

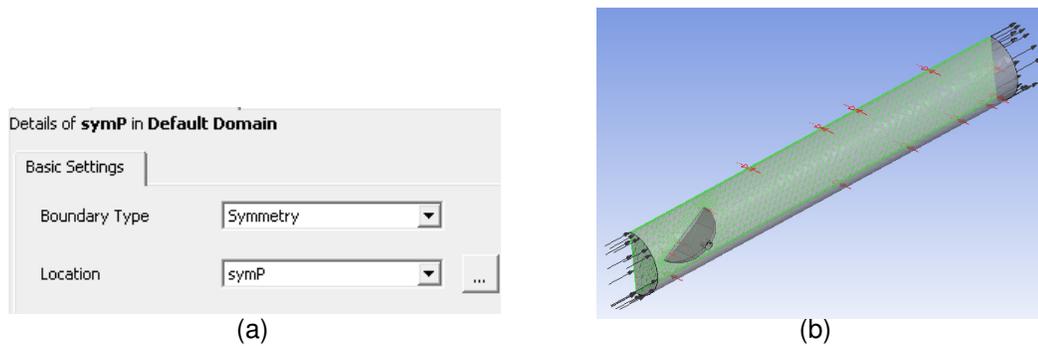


Figura 3.15 Configuración del plano de simetría, (a) Configuración y (b) Vista correspondiente al plano de simetría [Fuente Propia]

3.3.3.3. Inicialización.

Se configuran los Valores iniciales de las iteraciones que se realizaran para obtener los resultados de las propiedades en los nodos que conforman todo el dominio.

En su mayoría los valores se establecen por defecto, por desconocer los valores que pueden tomar la mayor parte de propiedades en el dominio durante la simulación. Se establece que el valor inicial de la fracción de volumen igual al 0% para el vapor y de 100% para el agua en fase líquida, véase figura 3.16.

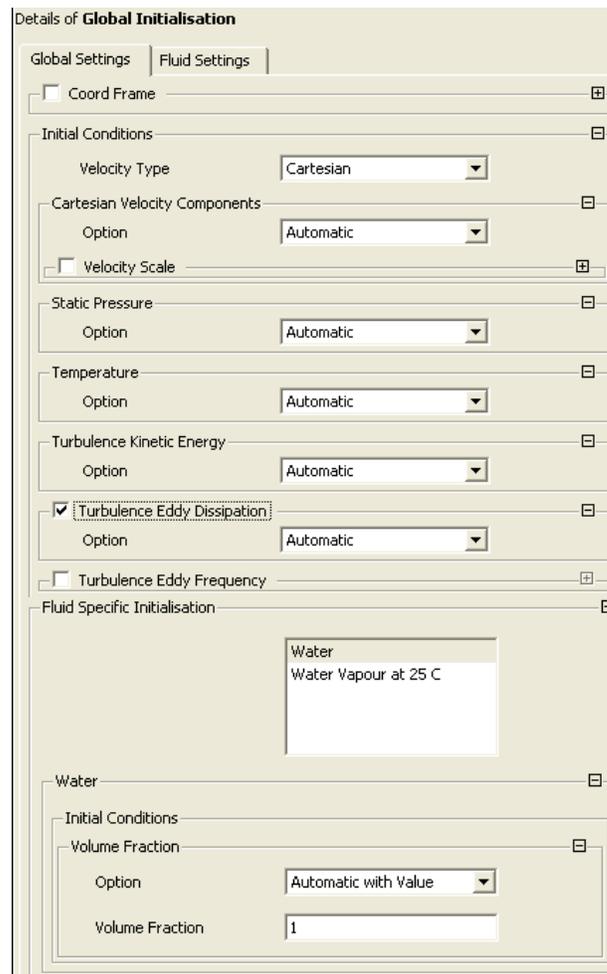


Figura 3.16 Configuración de los valores iniciales de la simulación.

3.3.3.4. Configuración del solver.

Las unidades de la simulación se establecen por el sistema internacional (ver figura 3.17), se establece como parámetros característicos de la simulación el máximo de iteraciones en 250 para ahorrar tiempo computacional y un error residual RMS de $5,5 \text{ E-}5$ (ver figura 3.20)

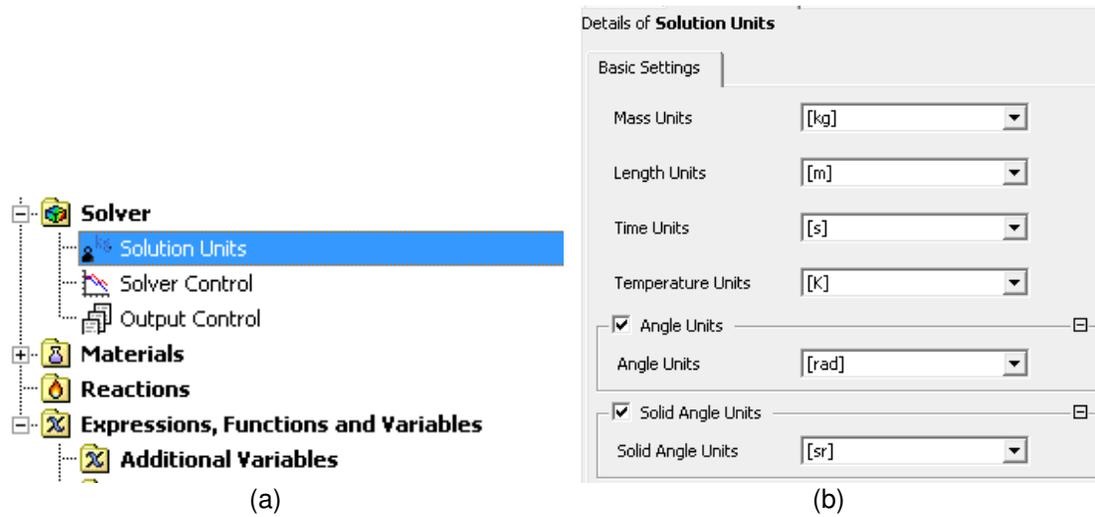


Figura 3.17 Unidades utilizadas en la simulación numérica
 (a) Vista, ubicación y (b) Configuración.

En la figura 3.19 se muestra la configuración del archivo de resultados, como lo que se quiere es realizar un análisis global del comportamiento de las propiedades se configura como un archivo de resultados estándar.

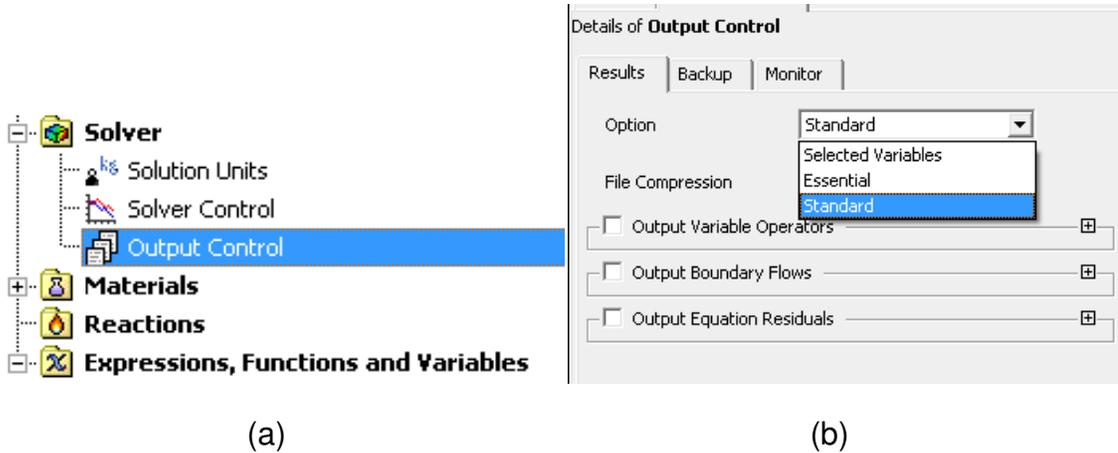
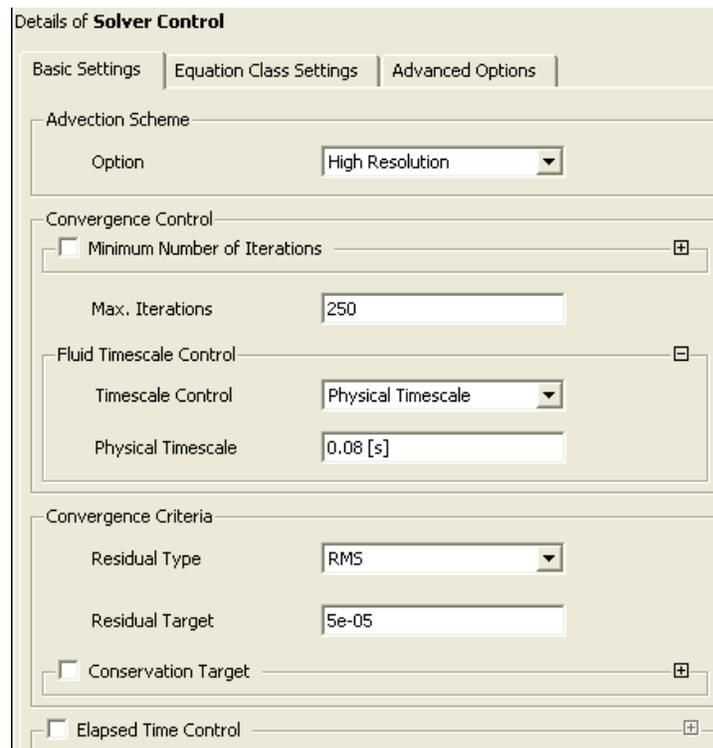


Figura 3.18 Configuración básica del archivo de resultados, (a) Vista, y
 (b) Configuración del archivo de resultados "Outfile".



The image shows a software interface titled "Details of Solver Control" with three tabs: "Basic Settings", "Equation Class Settings", and "Advanced Options". The "Basic Settings" tab is active. It contains several sections:

- Advection Scheme:** A dropdown menu set to "High Resolution".
- Convergence Control:** A section with a collapsed arrow on the right. It includes:
 - A checkbox for "Minimum Number of Iterations" (unchecked).
 - A text input field for "Max. Iterations" containing the value "250".
- Fluid Timescale Control:** A section with a collapsed arrow on the right. It includes:
 - A dropdown menu for "Timescale Control" set to "Physical Timescale".
 - A text input field for "Physical Timescale" containing the value "0.08 [s]".
- Convergence Criteria:** A section with a collapsed arrow on the right. It includes:
 - A dropdown menu for "Residual Type" set to "RMS".
 - A text input field for "Residual Target" containing the value "5e-05".
 - A checkbox for "Conservation Target" (unchecked).
 - A checkbox for "Elapsed Time Control" (unchecked).

Figura 3.19 Configuración de los parámetros de convergencia de la simulación numérica [Fuente Propia]

3.4. Convergencia de la simulación.

Utilizando un procesador de ecuaciones se iteran las ecuaciones 2.14, 2.15 y 2.17 hasta cumplir con el criterio de convergencia establecido.

Como el estudio no requiere de mayor precisión, se toma como criterio que la simulación termine al obtener un valor residual RMS de $5,5 \text{ E-}5$ en las ecuaciones características.

Después de haber concluido el número de iteraciones y haber alcanzado una solución satisfactoria se procede a tabular la data característica obtenida en la simulación.

En la figura 3.20, se observan el comportamiento de las curvas de convergencia de masa y momento, de turbulencia, de factor de volumen y de factor de pared presentadas durante el solver.

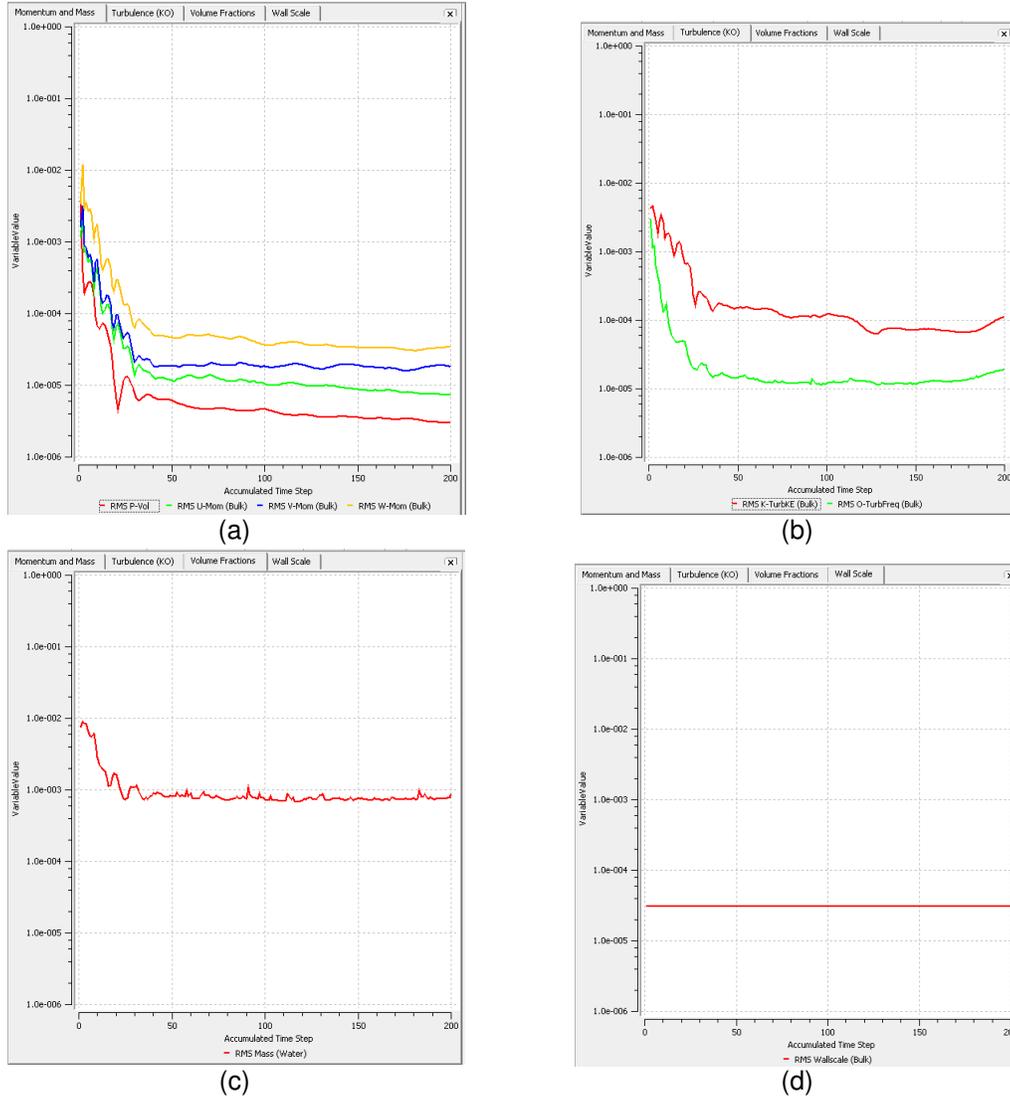


Figura 3.20 Gráficas de Convergencia de la simulación numérica (a) Masa y Momento, (b) Turbulencia, (c) Fracción de Volumen y (d) Factor de Pared “Wall Scale” [Fuente Propia]

3.5. Obtención de las curvas características.

El procedimiento para la obtención de las curvas características, es el siguiente:

- a. Selección del ángulo de apertura de la válvula tipo mariposa, se simula a 15° , 30° , 45° , 60° , 75° y 90° .
- b. Ajuste del ángulo de apertura de la válvula y generación de la malla.
- c. Simulación numérica de la malla sometida a diferentes valores de ΔP , para ello se mantendrá constante la presión a la entrada (P_1) de 467.492,5 Pa (presión relativa 82,5 psia) y se varía la presión promedio a la salida (P_2) desde la máxima presión que se puede obtener de $P_2 = P_1$ hasta $P_2 = P_v@25^\circ\text{C}$.
- d. Se tabula los valores de velocidad promedio de entrada, coeficiente de flujo (C_v y $C_v \cdot d^{-2}$), factor de recuperación de presión (F_L), coeficiente de pérdida (K), coeficiente de descarga (C_d), presiones de entrada y salida (P_1 y P_2), sigma de Thomas (σ), y caudal de entrada de la tubería (Q).
- e. Se realiza la gráfica Q vs ΔP y se determina los límites de cavitación. (ver figura 3.21)

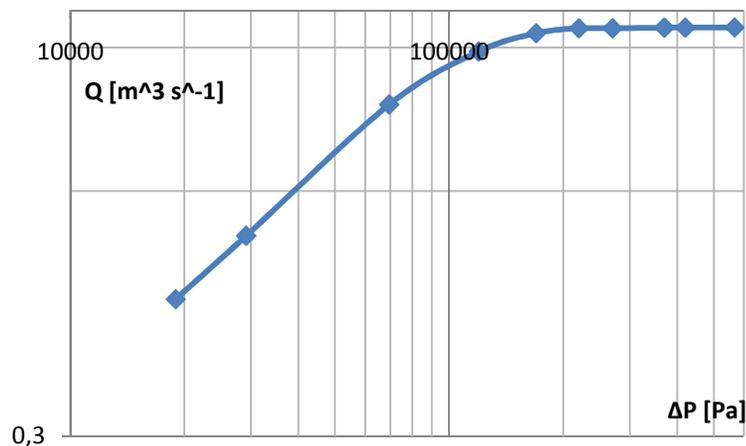


Figura 3.21 Q vs ΔP (Escala Logarítmica).

En la figura 3.22 se observa el método de la obtención de los límites de cavitación, el punto donde $P_2 = P_V$ corresponde a la condición de súper cavitación, mientras que el punto donde la curva abandona el comportamiento de una línea horizontal (línea verde) corresponde a la condición de cavitación súbita y por último donde la curva abandona o comienza un comportamiento de recta con pendiente constante (línea roja), corresponde a la condición de atascamiento incipiente.

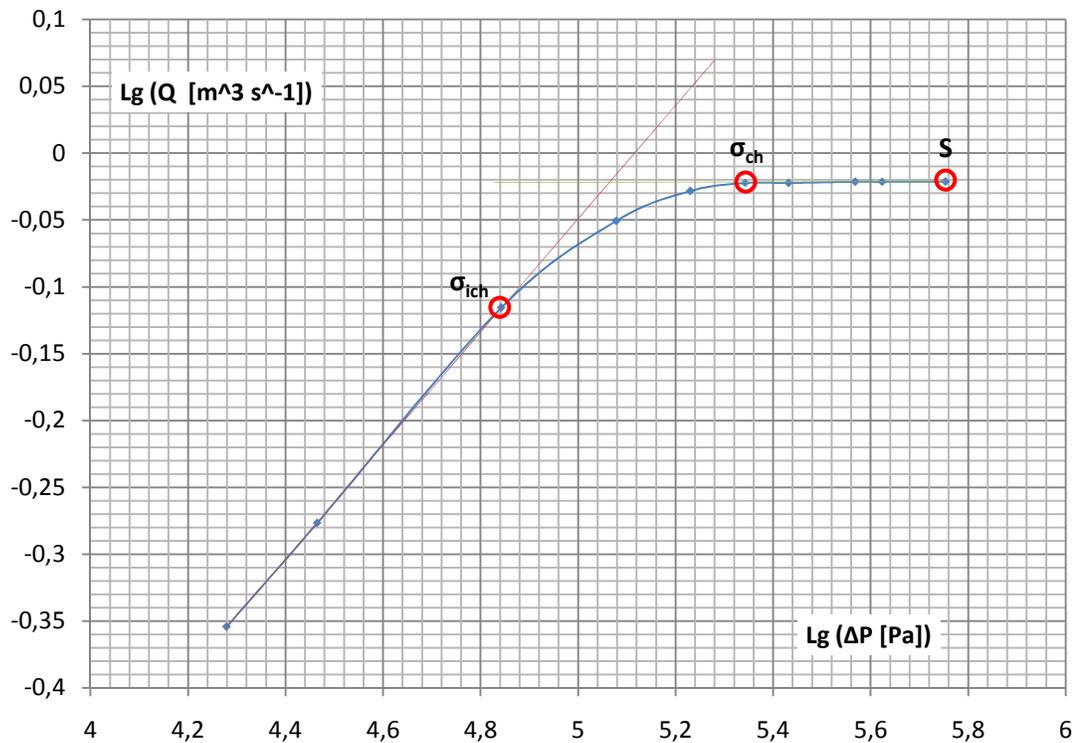


Figura 3.22 Determinación de los rangos de cavitación, Súper cavitación ($S_{\text{súper}}$), flujo con cavitación súbita (σ_{ch}) y atascamiento incipiente (σ_{ich}).

- f. Se repite el procedimiento desde el paso (a) con un nuevo ángulo, hasta simular los ángulos seleccionados.
- g. Se grafican las curvas característica de la válvula para condiciones de no cavitación C_d, C_v vs Angulo de Apertura del obturador, C_v vs C_d, C_v

vs K , K vs $C_v \cdot d^{-2}$.

- h. Se gráfica atascamiento incipiente (σ_{ich}), flujo con cavitación súbita (σ_{ch}) vs el coeficiente de descarga (C_d).

3.6. Valoración de los resultados de la simulación

Se realiza un estudio de convergencia de las ecuaciones de gobierno según el criterio utilizado para la convergencia.

Se realizan las gráficas características de la válvula, las curvas característica de la válvula C_d , C_v vs ángulo de apertura del obturador, C_v vs C_d , C_v vs K , K vs $C_v \cdot d^{-2}$, la gráfica Q vs ΔP de los datos experimentales[11] y con los valores obtenidos por el método CFD, para luego realizar las respectivas comparaciones y análisis.

3.7. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

La técnica a emplear para la recolección de información y datos se basa primordialmente en el estudio material bibliográfico de tesis, artículos, revistas, normas relacionadas principalmente con el campo de la simulaciones numéricas de fluidos incomprensibles a través de tuberías, válvulas, bombas, etc. Otra parte importante incluye la revisión de tutoriales y la realización de cursos, que vayan dirigidos al aprendizaje de los manejos de software de tipo CFD.

3.8. Recursos administrativos.

A continuación presentamos los recursos que son necesarios para el desarrollo de la investigación, se clasifica en recursos materiales englobando

todos los instrumentos esenciales que se han de utilizarse; recursos humanos englobando la experticia involucrada en el ámbito de la investigación y recursos institucionales constituyendo todos aquellos organismos de información que tenemos a nuestra disposición.

3.8.1. Recursos materiales.

- Computadora.
- Tesis.
- Textos.
- Tutoriales.

3.8.2. Recursos humanos.

- Tutor académico y profesores en el área.

3.9. Recursos institucionales.

Biblioteca Rental de Ingeniería Mecánica “Ingeniero Carlos Pérez Silva” de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo.

Fundación Centro de Documentación e Información Biblioteca Central de la Universidad de Carabobo.

CAPÍTULO IV

Desarrollo de la investigación

Se presentan los resultados obtenidos durante la generación del dominio y selección del modelo matemático a utilizar para modelar el campo de flujo. Luego se presentan los resultados obtenidos durante el estudio de convergencia de las simulaciones numéricas realizadas y por último se presentan los resultados alcanzados en la investigación, comparaciones con datos experimentales y sus respectivos análisis.

CAPÍTULO IV.

Desarrollo de la investigación.

4.1. Generación del dominio.

A continuación se presentan los resultados obtenidos durante la verificación de la geometría y de la calidad de la malla, en la válvula de mariposa de seis pulgadas.

4.1.1. Verificación de la geometría.

En la figura 4.1 se muestra la geometría que representa el dominio o volumen de control del flujo que pasa a través de la válvula, con un ángulo de apertura del obturador de 15° . Las geometrías para los ángulos de 15° , 30° , 45° , 60° , 75° y 90° son similares, presentando la única variación en el ángulo de apertura del obturador.

En la figura 4.1 se observa la zona de estudio de la tubería a la salida, la cual tiene mayor longitud que la entrada, esto se debe a que el plano P2 es necesario para el estudio de la cavitación, se ubica a una distancia del obturador de seis veces el diámetro de la tubería, como se establece en la sección 2.1.5.3, distancia recomendada para garantizar la recuperación del gradiente hidráulico.

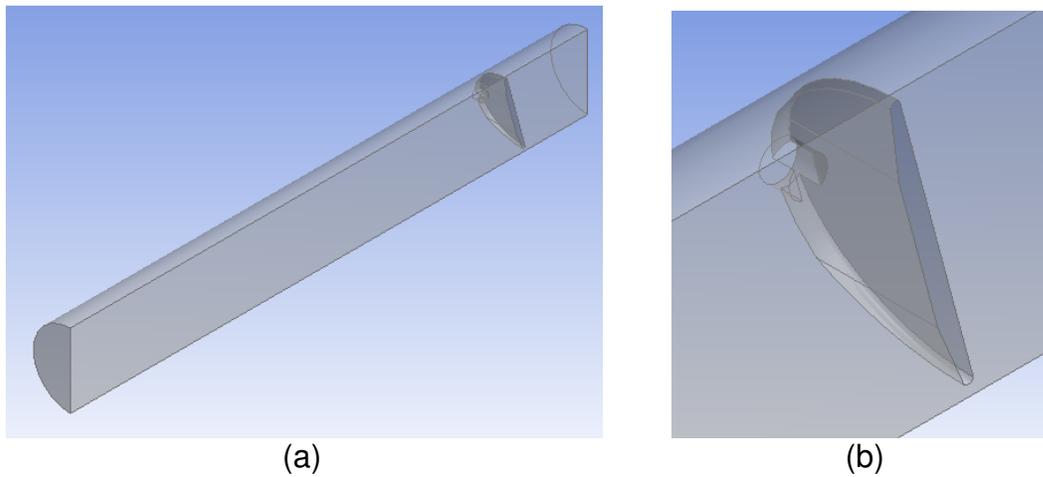


Figura 4.1 Geometría de la válvula de mariposa, correspondiente al ángulo de apertura de 15° (b) Detalle.

En la tabla 4.1 se presentan los valores obtenidos en la verificación de la geometría, correspondientes a los distintos ángulos de apertura simulados de la válvula mariposa. Como criterio de evaluación se comparan los parámetros establecidos en la sección 2.3.4:

- Chequeo de los ejes (Mínima longitud de arista > Tolerancia=1,1 mm).
- Verificación de las caras (Mínimo factor admisible < límite = 25).
- Máxima distorsión (Mínimo parámetro < límite = 10).

Tabla 4.1 Parámetros obtenidos de la verificación de la geometría

Angulo	Mínima longitud de arista [mm]	Mínimo factor en las caras	Mínimo parámetro permisible	Conclusión
90°	5,566	4,996	0,2362	Cumple
75°	5,566	4,996	0,2362	Cumple
60°	5,566	4,996	0,2362	Cumple
45°	5,566	4,996	0,2362	Cumple
30°	5,566	4,996	0,2362	Cumple
15°	5,566	4,996	0,2362	Cumple

Se observa en los valores mostrados en la tabla 4.1, que todas las mallas cumplen con los límites recomendados, además de tener los mismos valores en los parámetros calculados, esto indica que el cambio en la

inclinación del obturador no afecta los valores de los parámetros de verificados.

4.1.2. Generación y verificación de la malla.

Los parámetros que definen la calidad de la malla obtenida, en función de la convergencia numérica para cada ángulo simulado, se presentan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2 Parámetros obtenidos de la verificación de la calidad de las mallas

Angulo	Mínimo ángulo de ortogonalidad	Máximo aspecto del radio	Máximo factor de expansión
90°	34,6°	25	18,9
75°	33,3°	47,5	21,1
60°	35,9°	50,3	19,8
45°	34,8°	50,3	21,2
30°	36,4°	41,9	29,9
15°	36,0°	16,8	28,5

Tomando en cuenta los criterios establecidos en las secciones 2.3.5.1, 2.3.5.2 y 2.3.5.3, los valores presentados en la tabla 4.2 se encuentran dentro del límite recomendado. Sin embargo para el caso del máximo factor de expansión, donde los valores de los parámetros según el criterio deben ser menores a 20, se presentaron dificultades para obtener este valor, por lo que se decidió establecerlo lo más cercano del límite recomendado.

En la figura 4.2 se muestran los aspectos más relevantes de la refinación de la malla como: la refinación de la malla cerca de la superficie de la tubería (ver figura 4.2-b), refinamiento cerca de la superficie del obturador de la válvula (ver figura 4.2-a) y el refinamiento de la malla entre dos superficies cercanas (ver figura 4.2-c) a través de lo establecido en la sección 3.4.3 aumentando el número de elementos de la malla entre dos superficies relativamente cercanas.

Es importante aclarar que los elementos que presentan los valores críticos de la tabla 4.1 se encuentran en las aproximaciones del aumento del número de elementos por lo que la dificultad de ajustar el parámetro es justamente causado por la refinación de la malla cerca de las superficies cercanas (ver figura 4.2). Al no condenar las mallas por uno o dos elementos que no cumplen los parámetros recomendados de máximo factor de expansión, se mejora la predicción de los resultados locales en las cercanías del obturador.

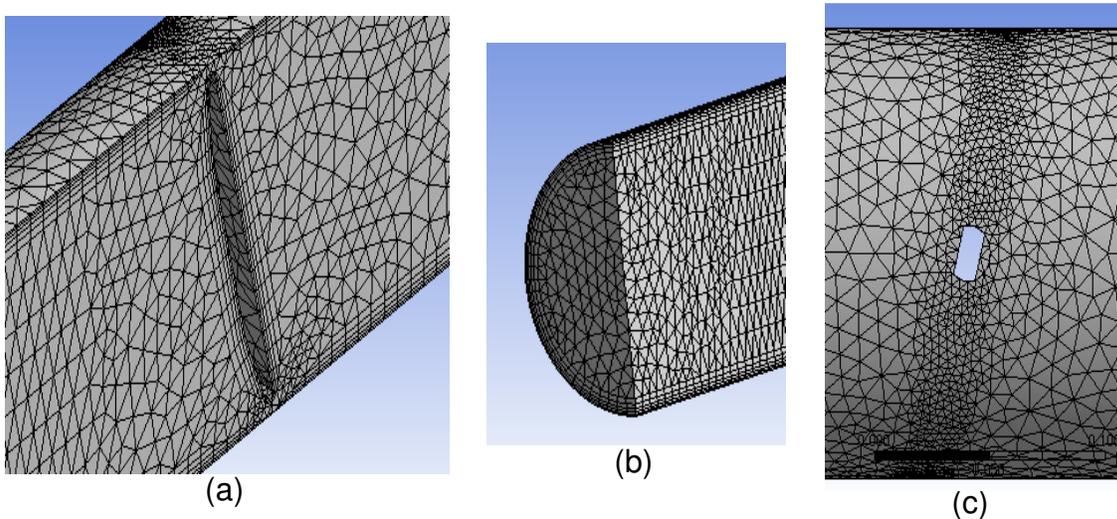


Figura 4.2 Aspectos característicos de la malla de 15° (a) Refinamiento del obturador, (b) Refinamiento de la malla en la superficie de la tubería y (c) Refinamiento de la malla entre dos superficies cercanas

4.2. Selección del modelo de turbulencia.

La selección del modelo de turbulencia se realiza como resultado de la comparación de los modelos más recomendados para la simulación, con los datos experimentales. El modelo “Shear Stress Transport” (SST) basado en el modelo de turbulencia de dos ecuaciones de “Eddy Viscosity” ($k - \omega$), por su precisión en la predicción de los resultados, en zonas cercanas a las superficies importantes en el estudio de la cavitación y el modelo kappa-

épsilon ($k - \epsilon$) ampliamente utilizado en simulaciones de flujo de fluidos en problemas de ingeniería. Véase las secciones 2.3.3.1, 2.3.3.2 y 2.3.3.3.

Se observa en las figuras 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 y 4.7, que los resultados obtenidos por ambos modelos en ausencia del fenómeno de la cavitación son similares. No obstante al visualizar la figura 4.8, si se puede observar una variación significativa entre ambos modelos en la zona donde aparece la cavitación súbita incipiente.

En la figura 4.3 se observa como las curvas de coeficiente de descarga C_d en función del ángulo de apertura del obturador para ambos modelos presentan el mismo comportamiento y tienden a dar los mismos resultados, además se observa que los resultados tienden a alejarse de la curva experimental a medida que aumenta el ángulo de apertura, esto se debe a que el comportamiento de la curva mostrada en la figura 4.3 es sensible a cambios en la geometría, por lo que se presume las geometrías, de la válvula mariposa experimental y la válvula mariposa simulada son distintas.

La desviación máxima en la figura 4.3 para el modelo $k-\epsilon$ con respecto a los datos experimentales es de 30,73%, mientras que el la máxima desviación a través del modelo SST, es de 30,75%.

El cálculo del error o desviación máxima de la curva obtenida por el método CFD con respecto a la experimental, se hace a partir de la siguiente formula:

$$desviacion\ máx = \frac{y(x)\ curva\ CFD - y(x)\ curva\ experimental}{y(x)\ curva\ experimental} * 100 \quad 4.1.$$

$$desviacion\ máx\ Cd\ SST = \frac{0,9143 - 0,6857}{0,6857} * 100 = 33.34\%$$

$$desviacion\ máx\ Cd\ SST =$$

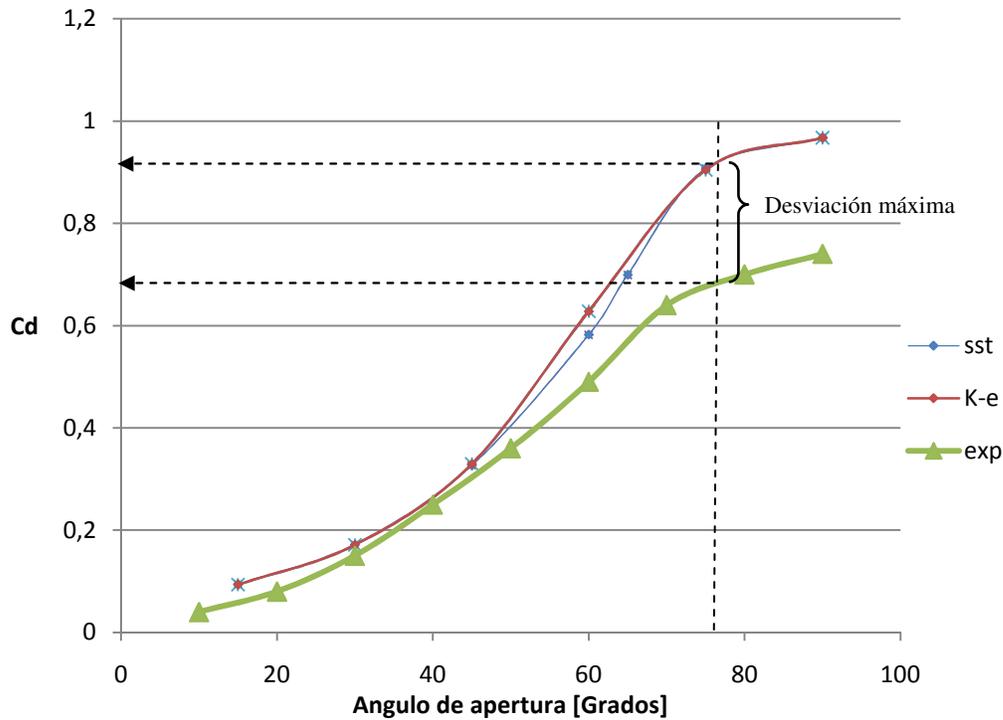


Figura 4.3 Comportamiento del coeficiente de descarga (C_d) en función del ángulo de apertura del obturador.[6]

En la figura 4.4 se observa como la gráfica del coeficiente de flujo (C_V) en función el ángulo de apertura del obturador, presenta discrepancia en los resultados a valores de ángulos de apertura mayores a 60° , presentando un comportamiento similar al de la gráfica mostrada en la figura 4.3, se observa en la comparación con los resultados experimentales discrepancia en los resultados, sin embargo esta curva depende de la geometría de la válvula, por lo que se presume hay discrepancias en la geometría de las válvulas utilizadas.

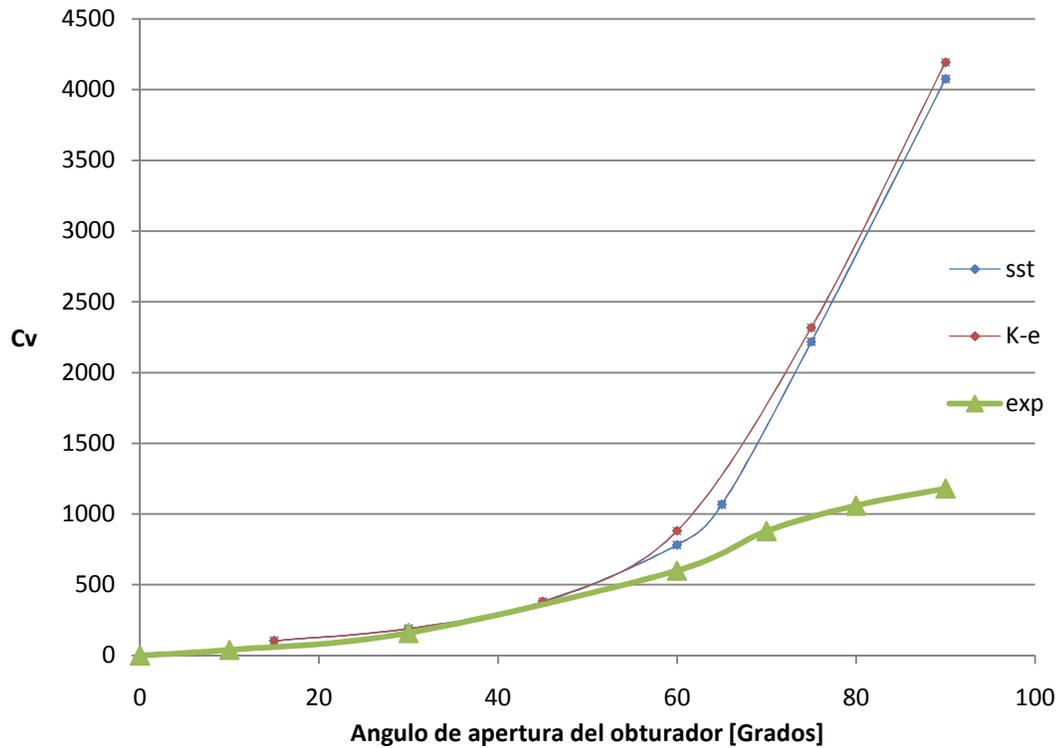


Figura 4.4 Comportamiento del coeficiente de flujo (C_v) en función del ángulo de apertura del obturador.[6]

La desviación máxima en la figura 4.4 para el modelo κ - ϵ con respecto a los datos experimentales es de 71,86%, mientras que la máxima desviación a través del modelo SST, es de 71,05%.

De la figura 4.5 del coeficiente de flujo (C_v) vs el coeficiente de descarga (C_d), se observa como los valores de las simulación con los modelos SST y κ - ϵ presentan mucha similitud a valores menores a $C_d=0,55$, para valores mayores las gráficas tienden a igualarse.

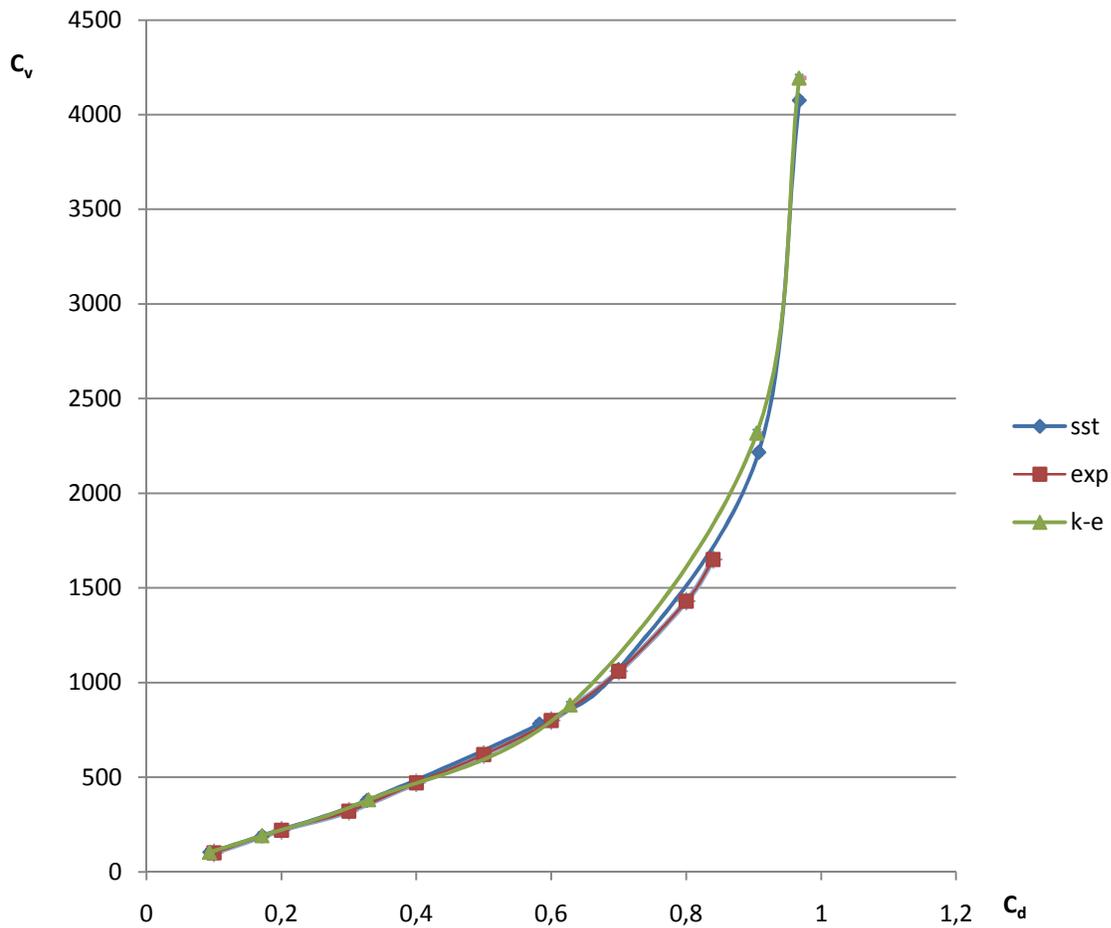


Figura 4.5 Comportamiento del coeficiente de flujo (C_v) en función del coeficiente de descarga (C_d).[6]

La desviación máxima en la figura 4.5 para el modelo κ - ϵ con respecto a los datos experimentales es de 11,89%, mientras que la máxima desviación a través del modelo SST, es de 4,66%.

De la figura 4.6 del coeficiente de flujo (C_v) en función del coeficiente de pérdida (K), se observa como ambas curvas se solapan, imposibilitando establecer diferencias entre ambos, por lo que se estima que el trabajar con uno u otro modelo es independiente en cuanto a cómo afecte la obtención y comportamiento de esta curva, se visualiza como los valores de los datos obtenidos mediante los métodos CFD se aproximan a las experimentales, en

comparación con las figuras 4.3 y 4.4, esto se debe a que el comportamiento de la curva de la figura 4.5 no dependen de la geometría de la válvula.

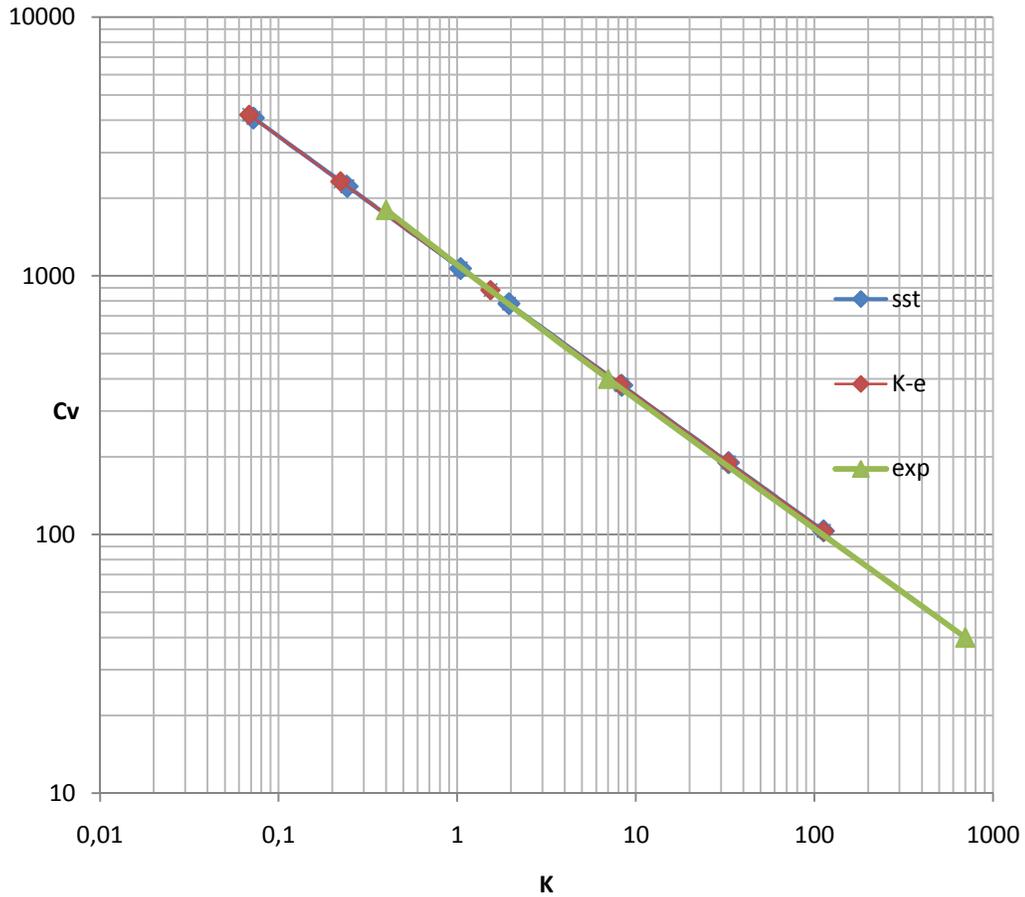


Figura 4.6 Comportamiento del coeficiente de flujo (C_v) vs el coeficiente de pérdida (K). [6]

La desviación máxima en la figura 4.6 para el modelo κ - ϵ con respecto a los datos experimentales es de 3,08%, mientras que el la máxima desviación a través del modelo SST, es de 3,68%.

Para la gráfica del coeficiente de pérdida (K) en función de $C_v \cdot d^{-2}$, figura 4.7, para los modelos SST y $\kappa - \epsilon$ se obtiene la misma comparación que la obtenida a través de la gráfica de la figura 4.6, es difícil determinar

diferencias, se estima que trabajar con uno u otro modelo no tiene diferencia en cuanto a esta curva por que se obtienen valores similares con ambos modelos.

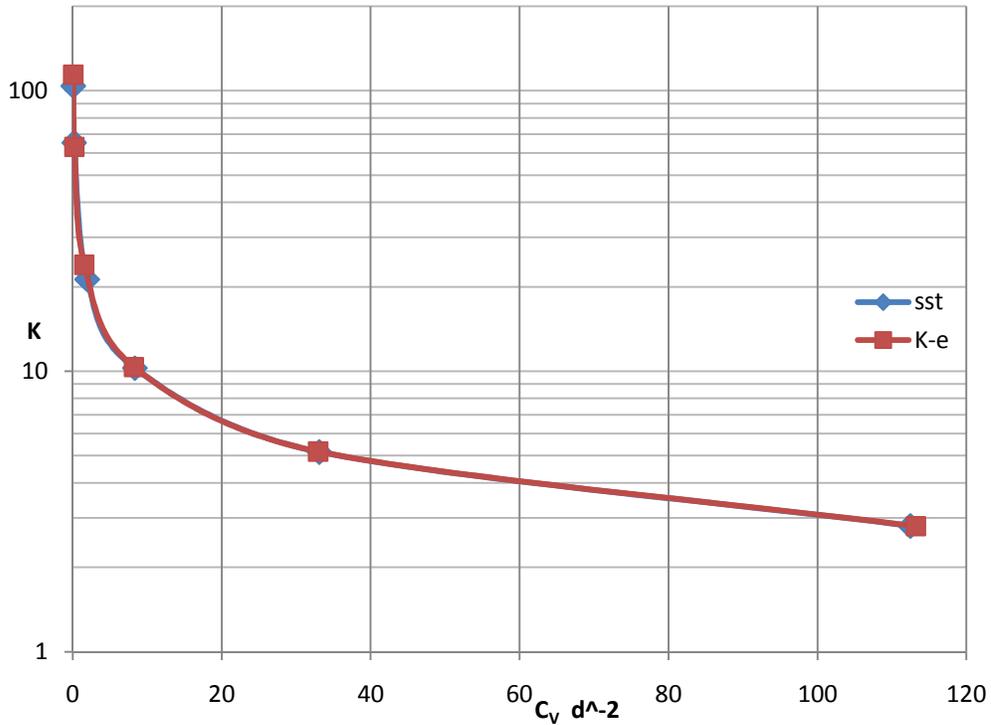


Figura 4.7 Comportamiento del coeficiente de pérdida (K) y $C_v d^{-2}$

En la figura 4.8 se observa como la curva Q vs ΔP del modelo $k-\epsilon$ cae bruscamente en el punto donde se estima el inicio la cavitación súbita incipiente; el comportamiento de la curva no es el esperado y no coincide con la tendencia ni los resultados obtenidos a nivel experimental (ver figura 2.4), a diferencia de este comportamiento; el modelo SST muestra tendencias y resultados muy similares a los obtenidos en los experimentos. Dicha

tendencia se presentó en todas la gráficas Q vs ΔP para los ángulos de apertura del obturador se simularon en esta investigación.

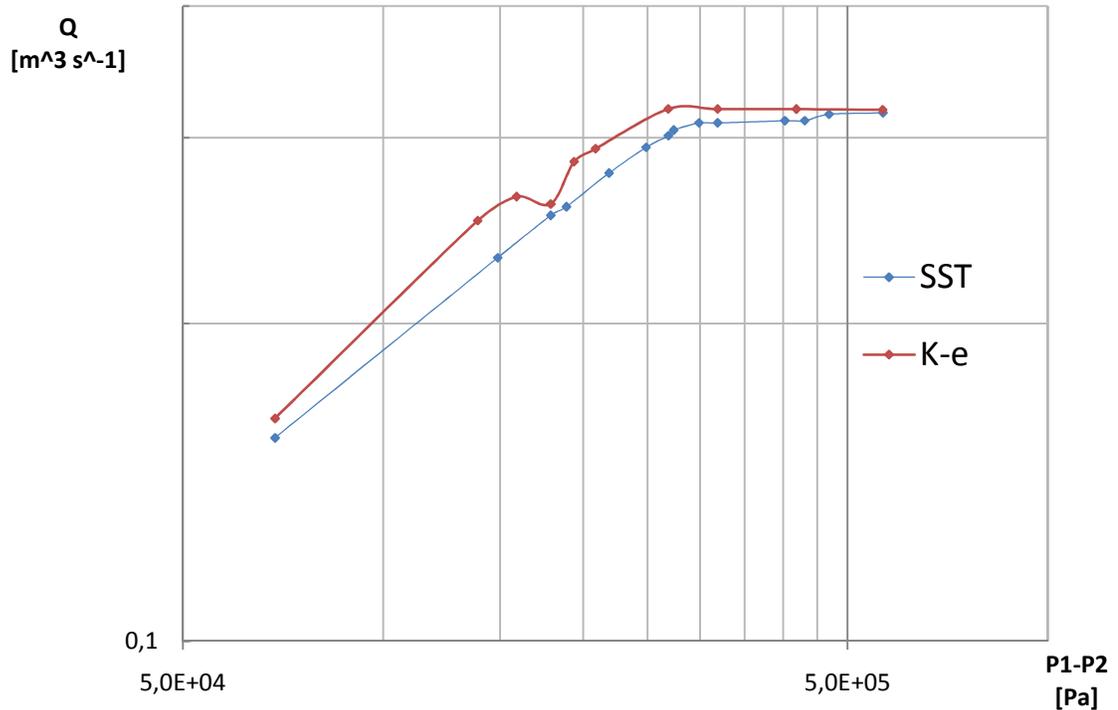


Figura 4.8 Comportamiento Q vs ΔP para la comparación de los modelos $k - \omega$ y $k - \epsilon$ para una válvula de mariposa de 6" con un ángulo de apertura de 60° .

Como resultado de la última comparación entre los modelos "Shear Stress Transport" (SST), y "kappa-épsilon" ($k - \epsilon$), se selecciona el modelo "Shear Stress Transport" por predecir mejor el comportamiento Q vs ΔP , en comparación con el comportamiento de las curvas Q vs ΔP obtenidas a través de los experimentos (ver figura 2.4), que el modelo kappa-épsilon, y por dar resultados en condiciones sin cavitación muy similares a los obtenidos con el modelo kappa-épsilon, como se muestra en las curvas de las figuras 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 y 4.7, donde se comparan constantes definidas en condiciones sin cavitación.

En la tabla 4.3 se muestran los valores obtenidos de la comparación de la convergencia entre los modelos “Shear Stress Transport” (SST), y “kappa-épsilon” ($k-\epsilon$) para un mismo mallado y las mismas condiciones de borde en función de la presión de salida P2.

Tabla 4.3 Comparación de tiempos computacionales de los modelos SST y $k-\epsilon$

P2 [Pa]	Número de iteraciones		Tiempo Computacional [h:min:s]*	
	SST	$k-\epsilon$	SST	$k-\epsilon$
3448.31	177	222	00:25:23	00:31:23
300000	79	693	00:11:31	01:36:41
390000	108	56	00:15:26	00:07:42
500000	157	247	00:24:04	00:36:42
Total	521	1218	1:16:24	2:52:28

*Los tiempos computacionales corresponden a un mismo ordenador.

Se observa en la tabla 4.3, las ventajas de utilizar el modelo “Shear Stress Transport” (SST) al alcanzar con menor número de iteraciones el criterio de convergencia establecido con respecto al modelo kappa-épsilon representando un ahorro en tiempo computacional.

En la figura 4.9 se comparan la formación de burbujas de vapor para un mismo mallado sometido a las mismas condiciones de borde, pero trabajando con el modelos $k-\epsilon$ y luego con el modelo SST.

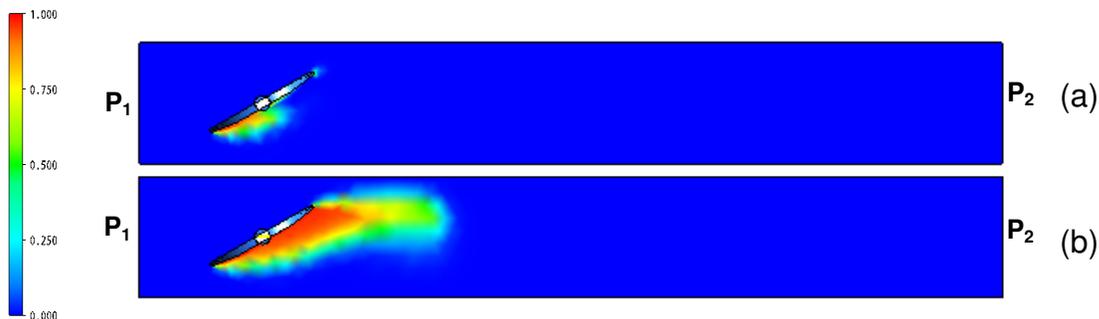


Figura 4.9 Fracción de volumen (m^3 agua/ m^3 vapor) para modelos (a) $k-\epsilon$ y (b) SST para un ángulo de 60° .

Se observa en la figura 4.9 como al trabajar con el modelo SST se predice la aparición de burbujas de vapor más tempranamente con respecto a la simulación obtenida aplicando el modelo $k-\epsilon$.

4.3. Convergencia de la simulación numérica.

A continuación se presenta el comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones características de la simulación. Desde la figura 4.10 a la figura 4.24, se encuentran las curvas de convergencia, masa y momento, transferencia de calor, turbulencia y factor de pared (wall scale) para la malla de la válvula a 60 grados de apertura a las presiones de salidas 500 kPa, 350 kPa y presión de saturación, para demostrar la convergencia de los modelos matemáticos que se emplearon durante la investigación.

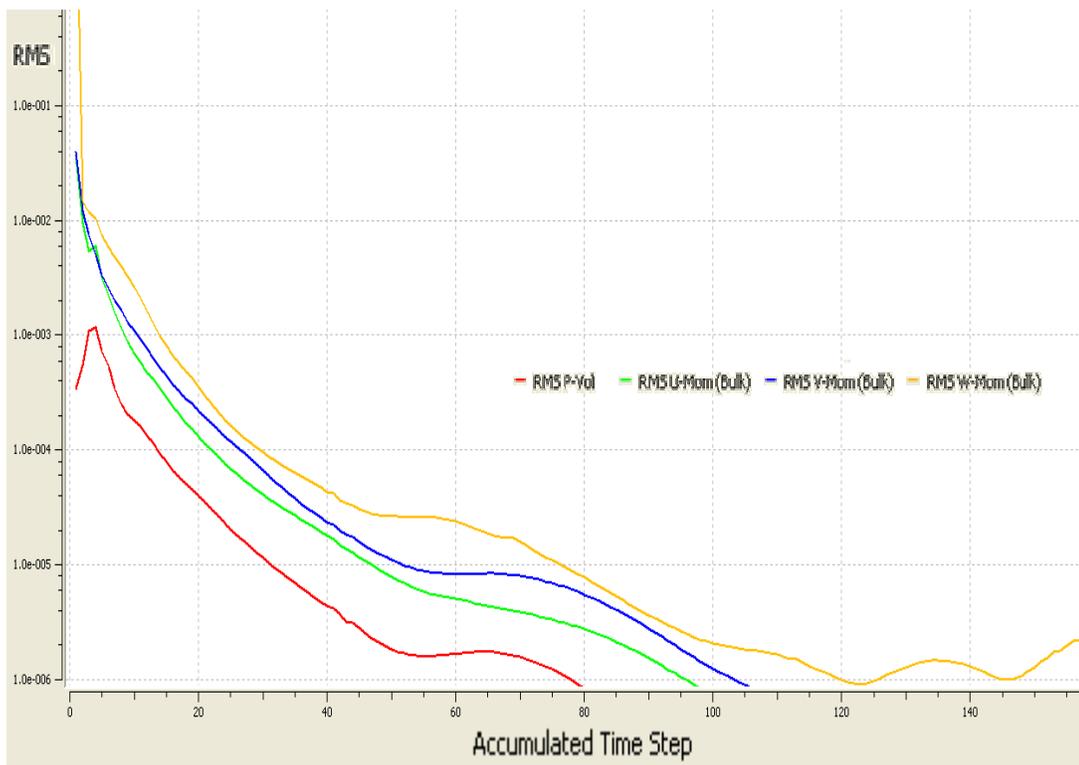


Figura 4.10 Comportamiento de las curvas de convergencia masa y momento para la simulación de $P_2=500$ kPa en la malla correspondiente al ángulo de apertura de 60 grados.

Como se establece en la sección 3.6 se ilustra en la sección 2.3.6, el criterio de convergencia es iterar hasta obtener un valor residual (RMS) de 5.5×10^{-5} en los parámetros característicos de las ecuaciones 2.14, 2.15, 2.17, 2.28 y 2.29. En la figura 4.10, también se observa como al culminar el número de iteraciones se ha logrado obtener un valor residual en las ecuaciones de balance de masa (P-Vol) y conservación momento x, y, y z (X-Mon, Y-Mon y Z-mon respectivamente) menor al límite establecido.

En la figura 4.11 se observa como el valor residual RMS de entalpía para el vapor de agua (H – energy), para $P_2=500$ kPa a 60° de apertura, no cumple con el criterio establecido y a partir de cierto número de iteraciones tiende a no disminuir, este claro comportamiento indica que no se puede cumplir con el límite propuesto para este parámetro en el número límite de iteraciones establecidas. Como en el estudio que se realiza no se estudian los efectos de la transferencia de calor en la cavitación en válvula, se ignora la convergencia de este parámetro.

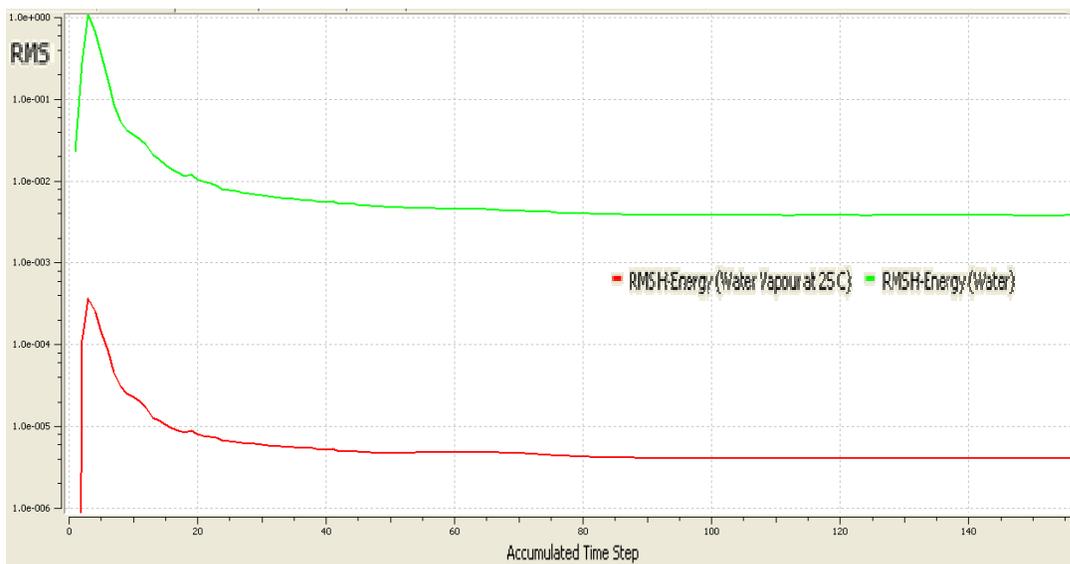


Figura 4.11 Comportamiento de las gráfica de convergencia de transferencia de calor para la simulación de $P_2=500$ kPa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60° grados.

En la figura 4.12 se observa que los parámetros de turbulencia kappa y omega han culminado con valores por debajo al límite establecido de valor residual RMS $5,5 \text{ E-}05$ con valores menores a $1,5 \text{ E-}05$, esto representa mayor precisión en las cifras significativas.

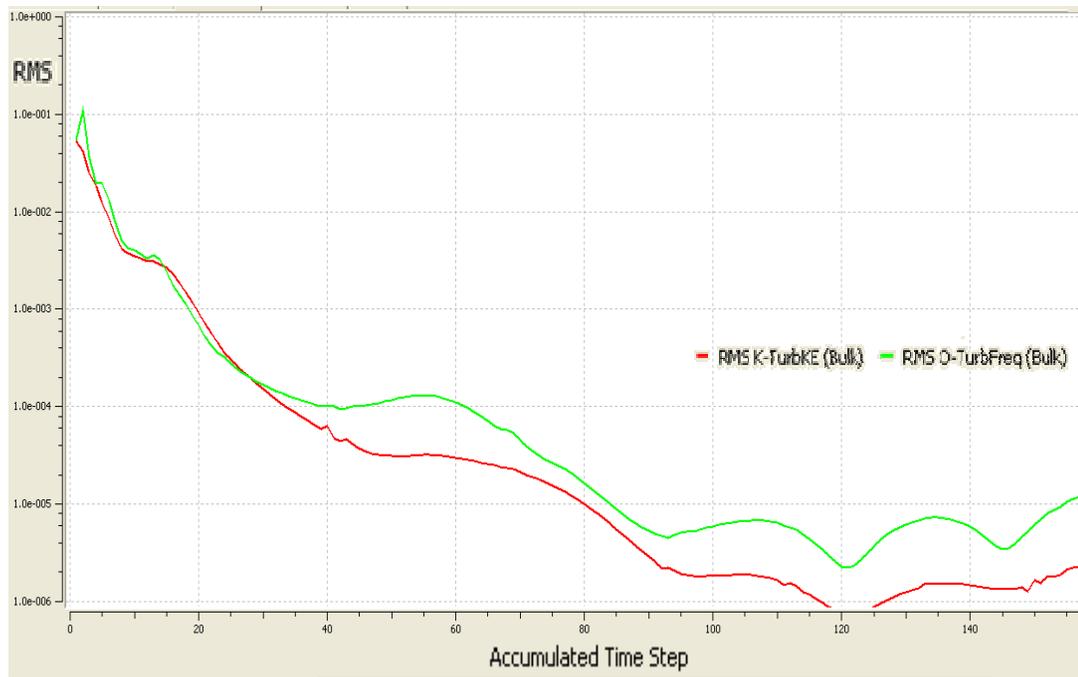


Figura 4.12 Convergencia de la turbulencia kappa y omega para la simulación de $P_2=500 \text{ kPa}$ en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

En la figura 4.13 se observa que el valor residual (RMS) de la masa dentro del dominio desde las primeras iteraciones cumple con el criterio de convergencia. Como este parámetro representa la cantidad relativa de agua en estado líquido que se encuentra en el volumen control, es esperado este resultado para condiciones en donde no haya formación de burbujas de vapor.

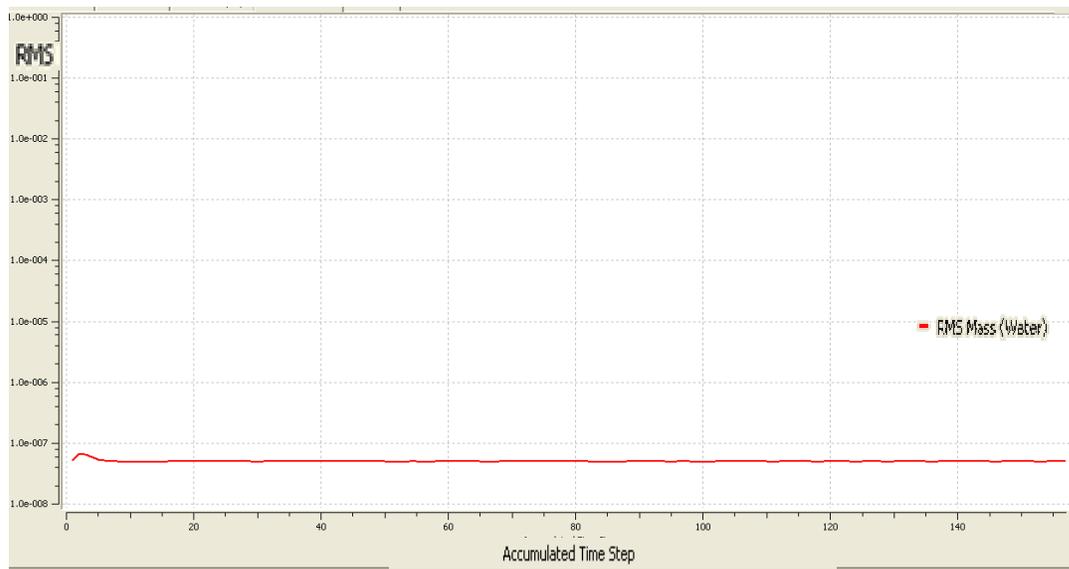


Figura 4.13 Convergencia de la fracción de volumen para la simulación de $P_2=500$ kPa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

En la figura 4.14 se observa que el valor residual RMS del factor de pared “Wall Scale”, converge a un valor menor a $9,0 \times 10^{-5}$, este parámetro no influye directamente con las ecuaciones de estado por lo que no es importante que cumpla con el límite establecido.

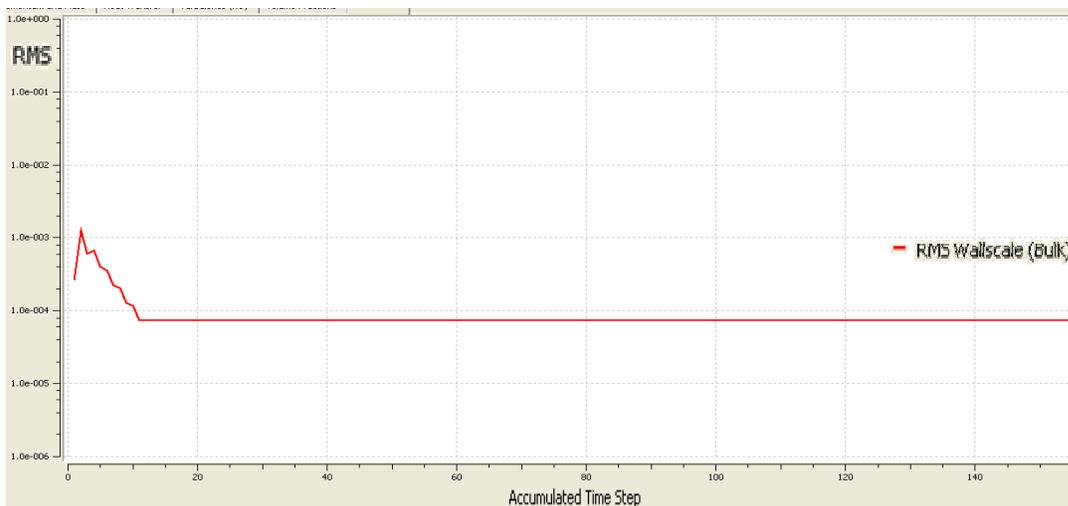


Figura 4.14 Convergencia del factor de pared “wall scale” para la simulación de $P_2=500$ kPa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

Se observa en la figura 4.15 el valor residual RMS de los parámetros característicos de las ecuaciones de balance de masa (P-Vol) y conservación de momento x, y, y z (X-Mom, Y-Mom y Z-mon respectivamente) es similar al mostrado en la figura 4.10, pero ahora con el sistema sometido a una diferente presión de salida $P_2=350$ kPa, se observa un comportamiento similar de la gráfica con su máximo valor en las primeras iteraciones llegando a converger a valores menores a $5,5 \text{ E-}05$.

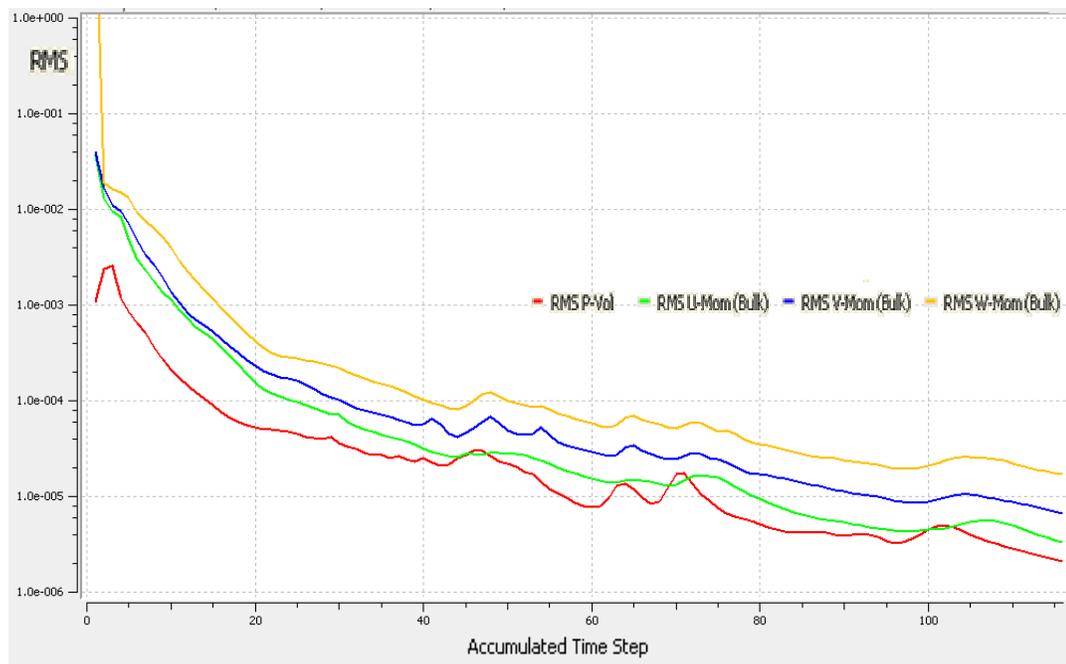


Figura 4.15 Convergencia de la masa y momento para la simulación de $P_2=350$ kPa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

En la figura 4.16 se observa como los valores residuales RMS de las entalpías (H – energy) del agua en estado líquido y del vapor de agua, para $P_2=350$ kPa, en las últimas iteraciones realizadas de la simulación llega a tener valores menores a $5,5 \text{ E-}05$, logrando así cumplir con el criterio establecido de convergencia, aunque en el estudio que se realiza no se estudian los efectos la transferencia de calor, puede compararse este resultado con el mostrado en la figura 4.11 ($P_2=500$ kPa) en donde los

valores residuales tienden a un valor constante que no satisface el criterio establecido, esto puede deberse a la presencia de vapor de agua en las nuevas condiciones a la que se somete el volumen de control al cambiar la presión de salida, lo cual representaría la presencia de los dos fluidos dentro del dominio, y así la presencia de transferencia de calor entre ellos.

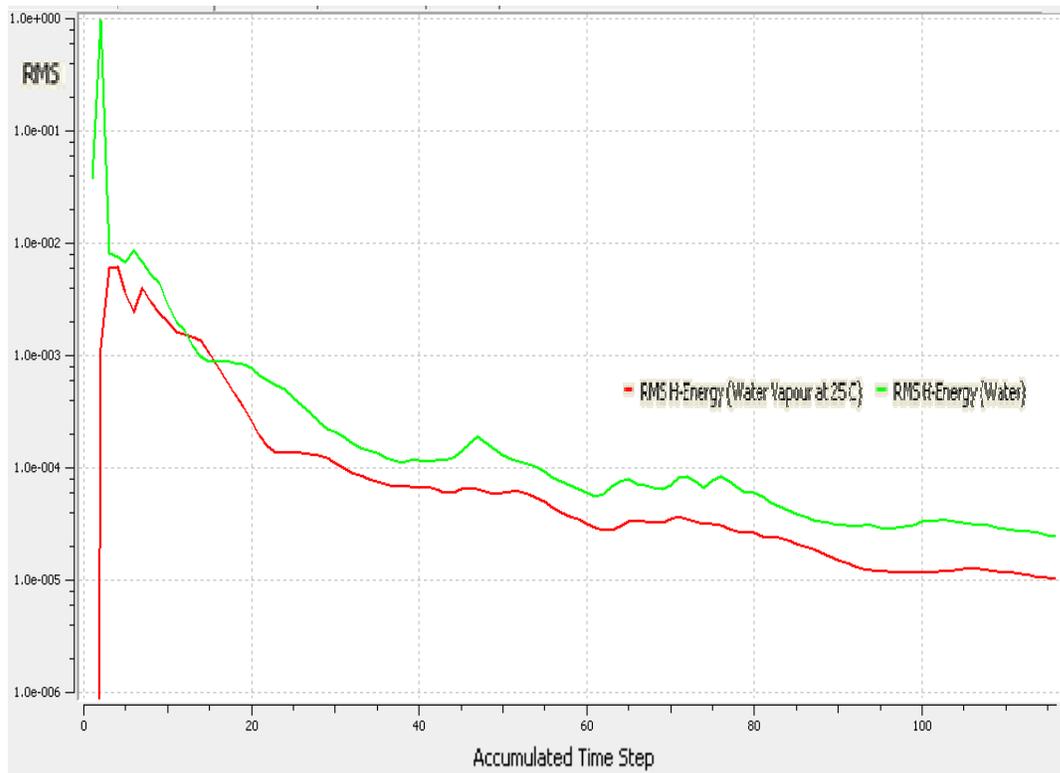


Figura 4.16 Convergencia de la transferencia de calor para la simulación de P2=350 kPa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

En la figura 4.17 se observa que los parámetros de turbulencia kappa y omega han culminado con valores por debajo al límite establecido de valor residual RMS $5,5 \text{ E-}05$, resultado similar que el presentado en la figura 4.12 correspondiente a la presión de salida P2=500 kPa.

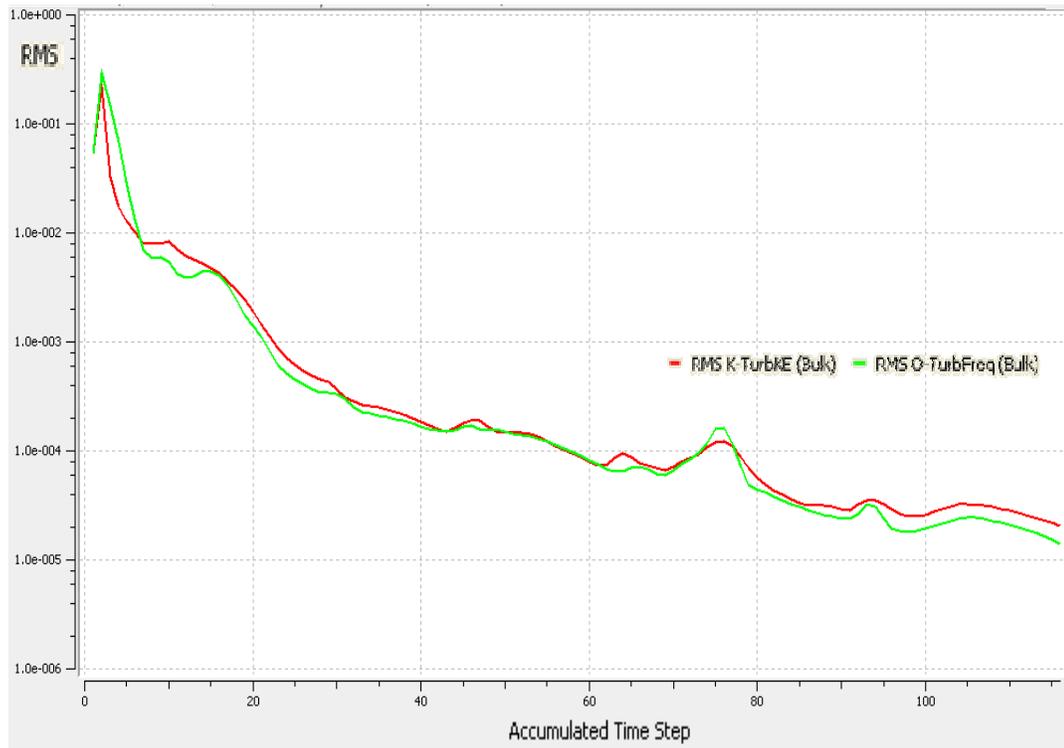


Figura 4.17 Convergencia de la turbulencia kappa y omega para la simulación de $P_2=350$ kPa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

En la figura 4.18 se observa que el valor residual RMS de la masa dentro del dominio, a diferencia de la gráfica presentada en la figura 4.13, ésta presenta dificultad para obtener el límite establecido para su convergencia. Esto puede deberse a que el sistema está sometido a condiciones donde se produce la generación de vapor dentro del dominio, siendo necesario calcular la relación agua / vapor de agua para cada elemento que compone el dominio, y existen elementos consecutivos a un elemento que este compuesto puramente de agua en estado líquido y se halle en sus elementos adyacentes burbujas de vapor, aumentando considerablemente el valor residual entre estos elementos.

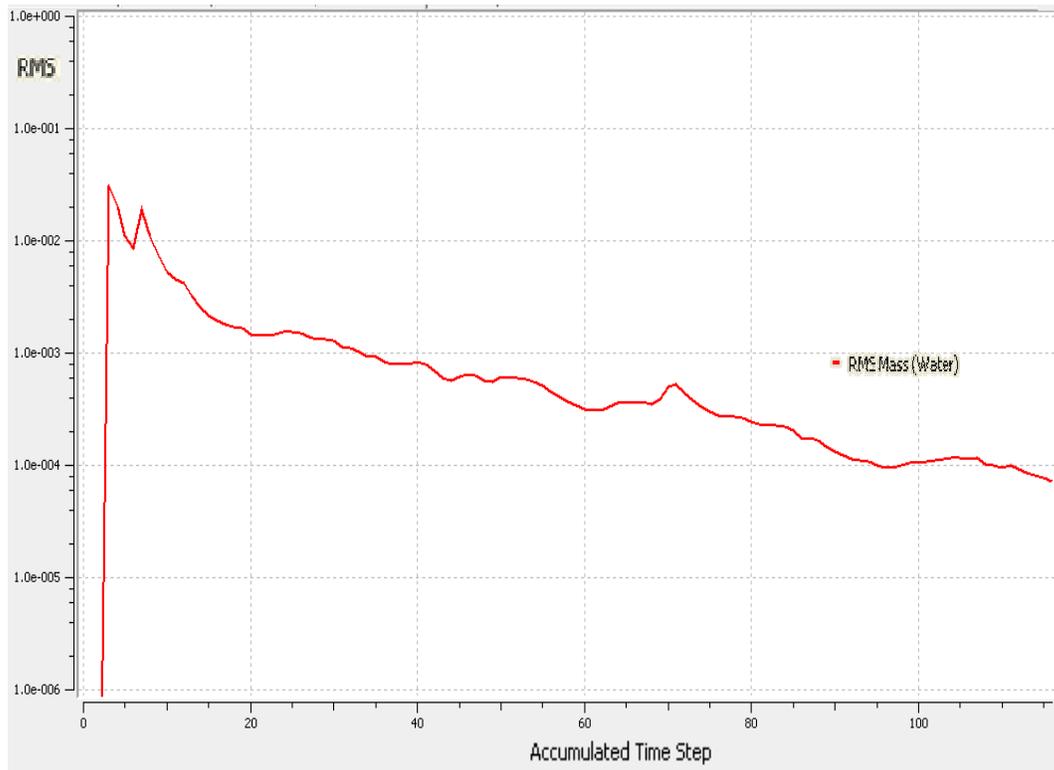


Figura 4.18 Convergencia de la fracción de volumen para la simulación de P2=350 kPa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

Similar a la figura 4.14, en la figura 4.19, se observa que el valor residual RMS del factor de pared “Wall Scale”, llamado también ϵ , al alcanzar un valor residual RMS igual a $7,3926 \text{ E-}05$ tiende a ser constante, como ya se dijo anteriormente, este parámetro no influye directamente en la precisión de los parámetros fundamentales del estado del sistema y de los parámetros que son de estudio en la cavitación en válvulas.

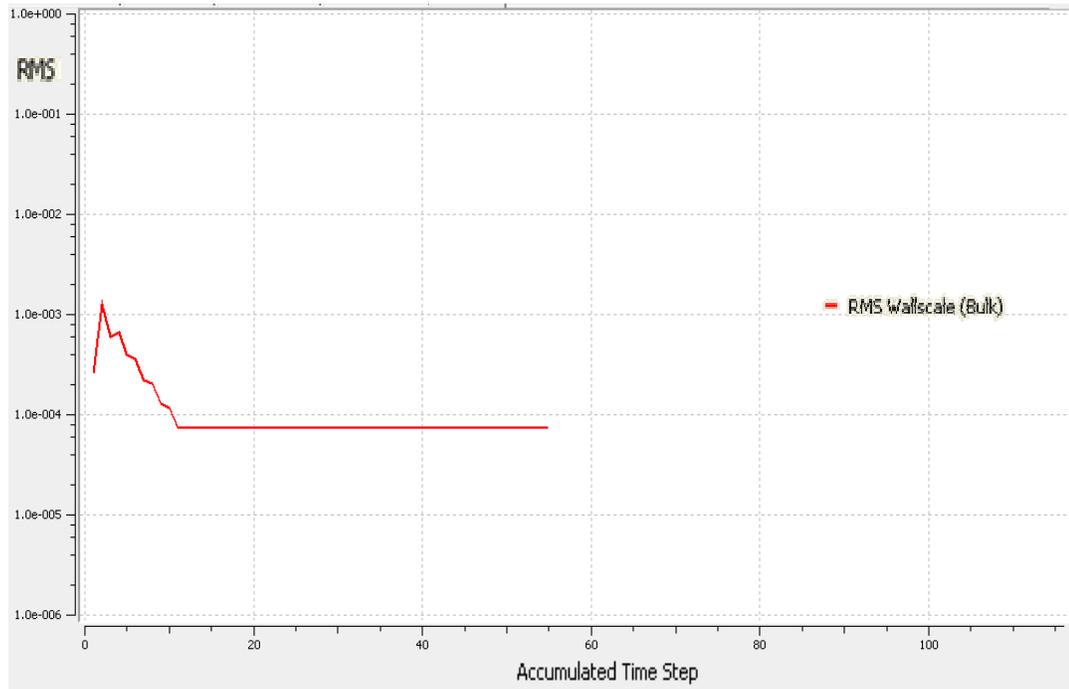


Figura 4.19 Convergencia del factor de pared “wall scale” para la simulación de $P_2=350$ kPa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

La gráfica de valor residual RMS de los parámetros característicos de las ecuaciones de balance de masa (P-Vol) y conservación momento x, y, y z (X-Mon, Y-Mon y Z-mon respectivamente) correspondiente a una presión de salida $P_2=P_v=3,448$ kPa, figura 4.20, presenta el mismo comportamiento que las gráficas mostradas en la figuras 4.10 y 4.15, con un mayor número de iteraciones para lograr la convergencia, este se debe la dificultad de otras variables en alcanzar un valor residual menor al del límite establecido, lo que permite obtener una precisión mayor pero innecesaria en las ecuaciones de balance de masa y conservación del momento.

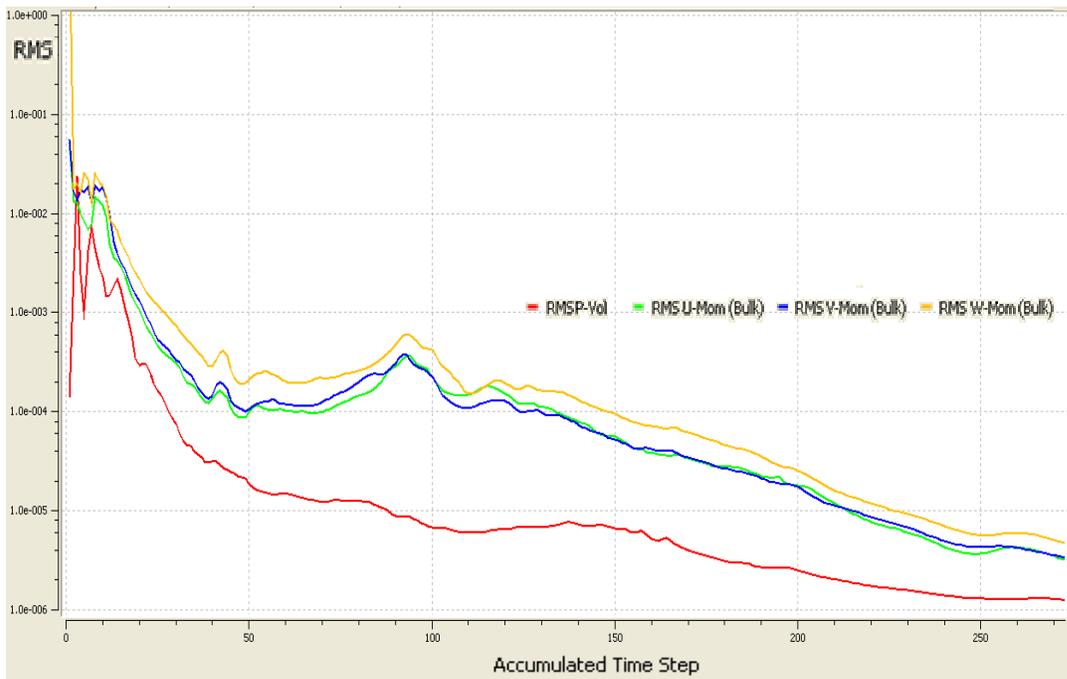


Figura 4.20 Convergencia masa y momento para la simulación de $P_2=3448,31$ Pa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

En la figura 4.21 se observa los valores residuales RMS de las entalpías (H- energy) del vapor de agua y del agua en estado líquido, para $P_2=P_v=3,448$ kPa, en las últimas iteraciones realizadas de la simulación alcanza valores menores a $5,5 \text{ E-}05$, logrando cumplir con el criterio establecido de convergencia, aunque en el estudio que se realiza no se consideran los efectos la transferencia de calor, se reafirma lo dicho en el análisis de la figura 4.16 en donde se explica que el valor de la entalpía del vapor de agua en la figura 4.11 no converge por la ausencia de este fluido dentro de la simulaciones a las condiciones que está sometido el sistema para $P_2=500$ kPa.

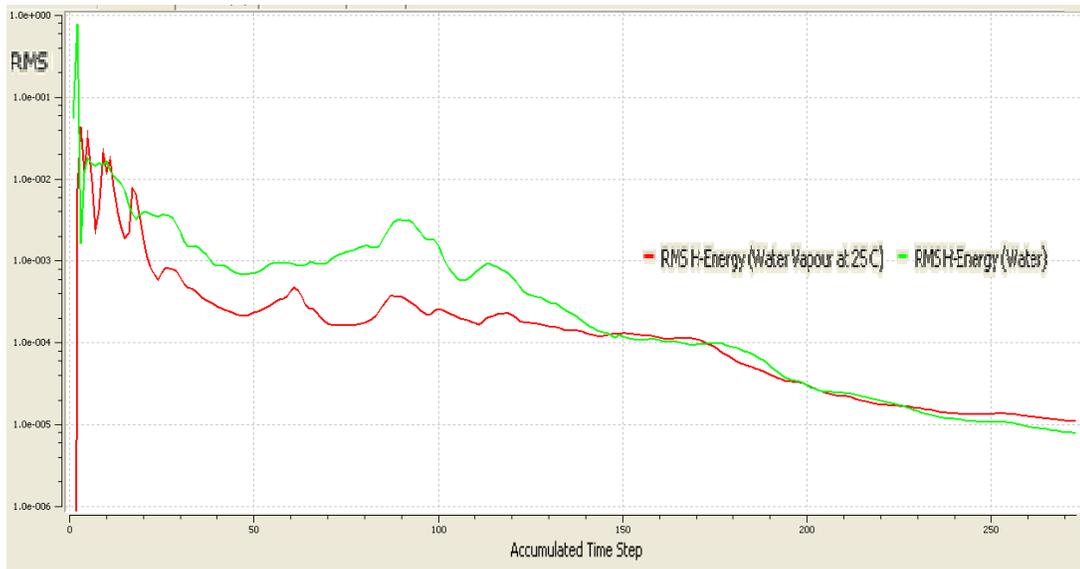


Figura 4.21 Convergencia de la transferencia de calor para la simulación de $P_2=3448,31$ Pa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

En la figura 4.22 se observa que los parámetros de turbulencia kappa y omega, para una presión de salida $P_2=P_v=3,448$ kPa, han culminado con valores residuales RMS menores al límite establecido de $5,5E-05$.

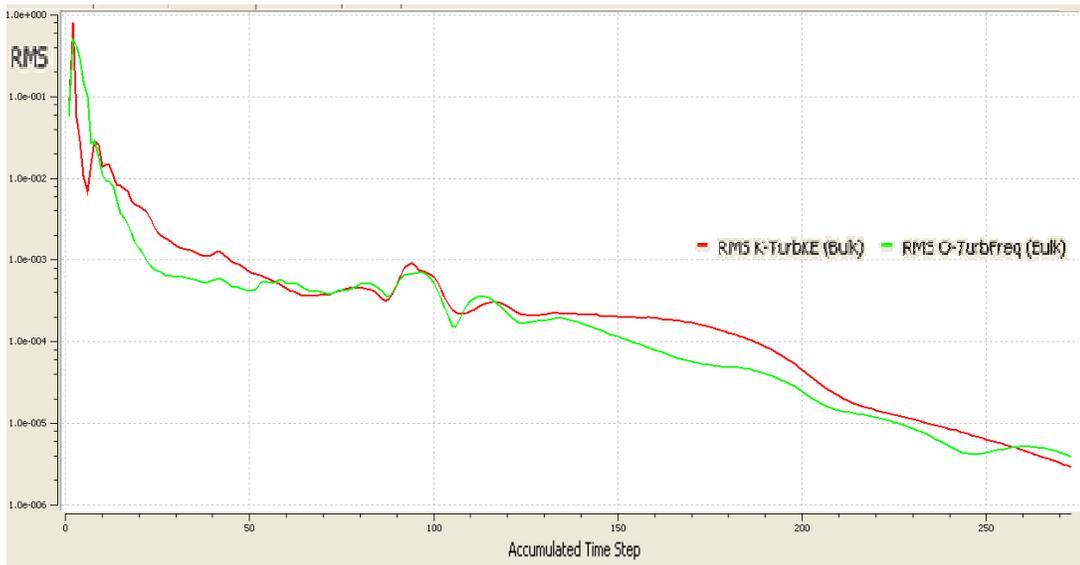


Figura 4.22 Convergencia de la turbulencia kappa y omega para la simulación de $P_2=3448,31$ Pa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

En la figura 4.23 se observa que el valor residual RMS de la masa dentro del dominio, resultado muy similar al observado de la figura 4.18, como ya se discutió, la dificultad de obtener valores residuales que cumpla los criterios de convergencia, puede deberse a la generación de vapor dentro del dominio, por lo que el valor residual es calculado entre elementos cuya relación agua líquida / vapor de agua puede ser repentinamente diferente.

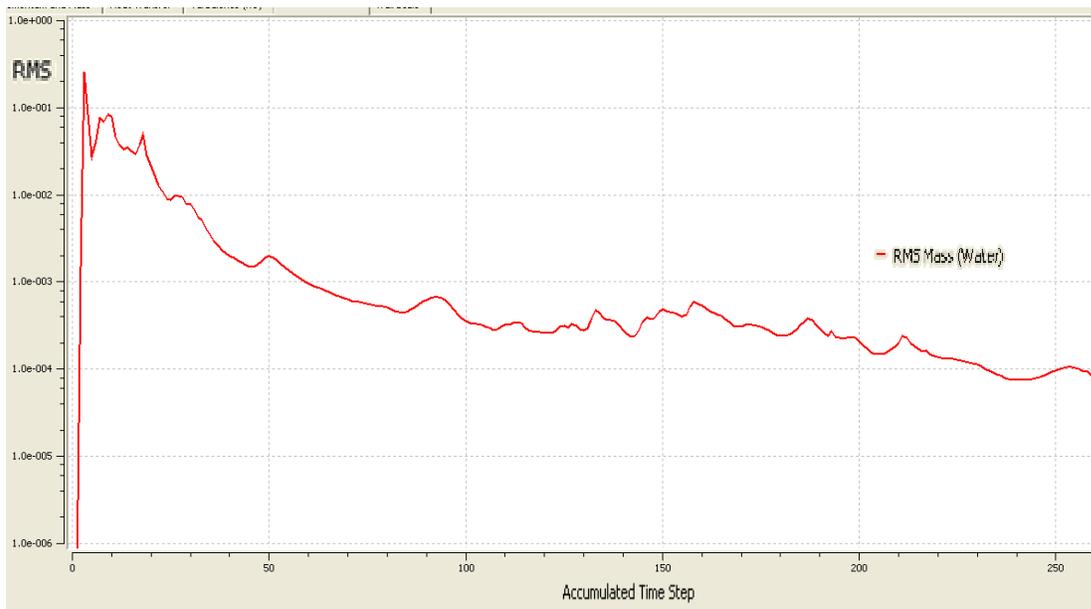


Figura 4.23 Gráfica de convergencia del fracción de volumen para la simulación de $P_2=3448,31$ Pa en la malla corresponde al ángulo de apertura de 60 grados.

Lo mostrado en la grafica 4.24 es similar a lo de las figuras 4.14 y 4.19, se observa en la figura 4.24, que el valor residual RMS del factor de pared “Wall Scale”, también llamado μ , alcanzar un valor residual RMS igual a $7,3926 \text{ E-}05$ y luego se mantiene constante. Como ya se discutió, la convergencia de este parámetro no se toma encuentra por no influir directamente en la precisión de los parámetros que son de estudio en la cavitación en válvulas.

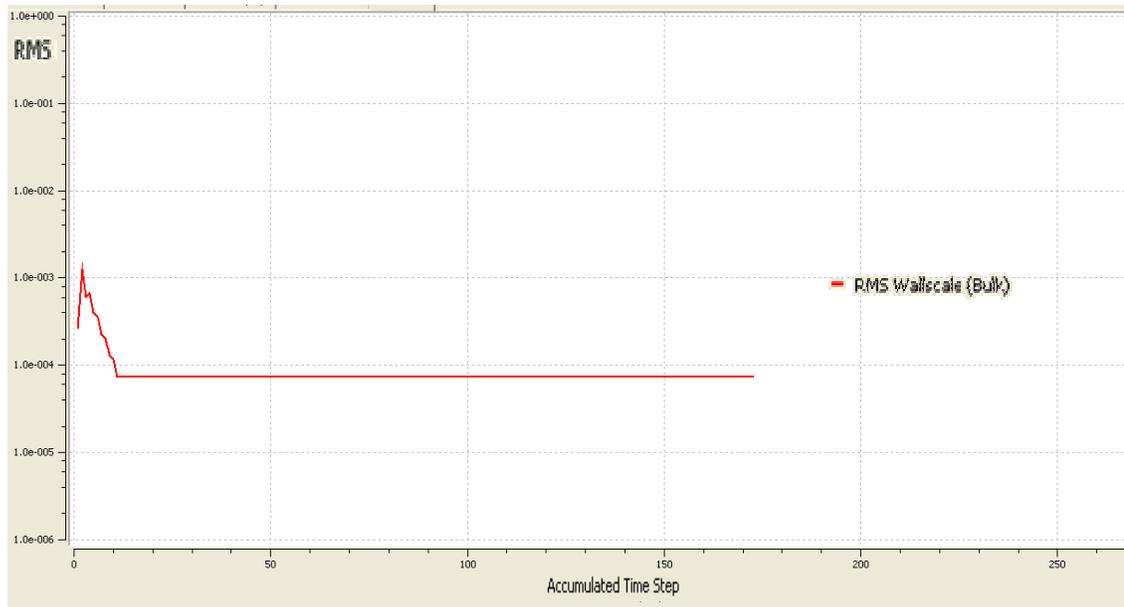


Figura 4.24 Gráfica de convergencia del factor de pared “wall scale” para la simulación de $P_2=3448,31$ Pa en la malla correspondiente al ángulo de apertura de 60 grados.

A continuación se presentan desde la tabla 4.4 hasta la tabla 4.15, los valores residuales RMS obtenidos de la iteración del sistema de ecuaciones, recordando que el criterio de convergencia como se plantea en el capítulo III en la sección 3.6, se basa en obtener valores residuales RMS menores o iguales $5,5 \times 10^{-5}$, en las ecuaciones de masa y momento, por ser los parámetros más importante para este estudio.

En las tablas 4.4 y 4.5 se presentan los valores RMS solución de la malla de una válvula de mariposa de 6” con un ángulo de apertura del obturador de 90° .

Tabla 4.4 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 90°

Convergencia 90°		U-Mom	V-Mom	W-Mom	P-Vol
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS
3585,67	1,00024	5,20E-06	4,90E-06	1,50E-05	9,60E-07
150252	1,34953	2,00E-05	1,40E-05	4,80E-05	2,90E-05
200317	1,53217	2,70E-05	1,80E-05	9,30E-05	3,30E-05
300175	2,09894	2,80E-05	1,30E-05	8,30E-05	2,30E-05
350152	2,57589	2,70E-05	1,30E-05	7,00E-05	2,40E-05
400296	3,3371	1,30E-05	1,40E-05	4,20E-05	1,90E-05

Tabla 4.4 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 90° (Continuación)

Convergencia 90°		U-Mom	V-Mom	W-Mom	P-Vol
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS
450180	4,73173	7,20E-06	5,00E-06	1,80E-05	7,80E-06
500065	8,14379	5,80E-06	4,00E-06	9,20E-06	2,30E-06
540024	1,4031	1,10E-06	1,40E-06	3,90E-06	3,10E-07
550042	2,7585	3,70E-06	5,90E-06	1,50E-05	1,30E-06

Tabla 4.5 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 90°

Convergencia 90°		Mass-Water	K-TurbKE	O-TurbFreq	H-water	H-vapor
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS
3585,67	1,00024	4,40E-05	2,10E-05	2,10E-05	1,90E-05	1,00E-05
150252	1,34953	1,30E-03	2,00E-05	2,00E-05	1,40E-04	1,50E-05
200317	1,53217	1,40E-03	0,000034	2,10E-05	1,90E-04	1,80E-05
300175	2,09894	9,90E-04	1,30E-04	4,20E-06	1,90E-04	1,70E-05
350152	2,57589	8,50E-04	1,70E-04	2,60E-06	1,60E-04	1,80E-05
400296	3,3371	5,60E-04	1,80E-04	3,00E-05	5,00E-05	1,60E-06
450180	4,3173	2,20E-04	6,40E-05	1,20E-05	1,70E-05	1,00E-05
500065	8,4379	6,40E-05	1,50E-05	1,10E-05	2,50E-05	1,00E-05
540024	19,4031	2,30E-06	5,80E-06	5,80E-06	4,70E-05	5,30E-06
550042	29,7585	1,10E-05	3,20E-05	2,90E-05	1,60E-04	6,80E-06

En las tablas 4.6 hasta las 4.15, mostradas en el apéndice I, se presentan los valores RMS solución de la malla de una válvula de mariposa de 6" para los ángulos de apertura del obturador de 75°, 60°, 45°, 30° y 15°.

4.4. Resultados del post-procesamiento.

A continuación se presentan los resultados obtenidos de la convergencia de las iteraciones de las ecuaciones del dominio. Desde la tabla 4.16 hasta la tabla 4.27, se muestran las propiedades obtenidas de las simulaciones necesarias para el estudio de la cavitación en la válvula, se presentan los valores de la presión a la salida del dominio (P2), presión a la entrada del dominio (P1), velocidad de entrada (V1), velocidad promedio aguas arriba a una distancia del obturador de una vez el diámetro de la tubería y el caudal volumétrico de agua (Q) en la entrada que pasa a través

de la tubería. En la tabla 4.16 se muestran los resultados obtenidos para la malla correspondiente al ángulo de apertura de 90°.

Tabla 4.16 Tabla de resultados post-procesamiento de la malla de 90°

Sigma	P1 [Pa]	P2 [Pa]	Q1[m ³ s ⁻¹]	P1 - P2 [Pa]
1,00024	570251	3585.67	0,952354	566665.33
1,34953	570252	150252	0,95207	420000
1,53217	570250	200317	0,952094	369933
2,09894	570186	300175	0,950208	270011
2,57589	570156	350152	0,950138	220004
3,3371	570100	400296	0,93708	169804
4,73173	569892	450180	0,889934	119712
8,14379	569583	500065	0,76641	69518
19,4031	569181	540024	0,528871	29157
29,7585	569049	550042	0,442254	19007

El valor de sigma presentado en la tabla 4.16 es calculado a partir de la ecuación 2.1, tomando $P_V = 3,44831$ kPa de los datos experimentales [6] disponibles, de la siguiente manera:

$$\Delta P_{net} = P1 - P2$$

$$\Delta P_{net} = 570,251 \text{ kPa} - 3,58567 \text{ kPa} = 566,66533 \text{ kPa}$$

$$\sigma = \frac{P1 - P_V}{\Delta P_{net}}$$

$$\sigma = \frac{570,251 \text{ kPa} - 3,44831 \text{ kPa}}{566,66533 \text{ kPa}} = 1,00024$$

Los valores de las constantes C_v y $C_v \cdot d^{-2}$ son calculadas a partir de la ecuación 2.5, la constante K a partir de la ecuación 2.6, y C_d de la ecuación 2.4. Los resultados de las constantes y de la velocidad de entrada ($V1$) son presentados en la tabla 4.17.

$$C_d = \frac{V1}{\sqrt{\frac{2\Delta P_{net}}{\rho} + V1^2}}$$

$$C_d = \frac{51,1773 \text{ m/s}}{\sqrt{\frac{2(566,66533 \text{ kPa})}{(997 \text{ kg/m}^3)} + (51,1773 \text{ m/s})^2}} = 0,83507$$

$$C_v = \frac{Q}{\sqrt{\left(\frac{\Delta P_{\text{net}}}{SG}\right)}} = \frac{0,952354 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\sqrt{\left(\frac{566,66533 \text{ kPa}}{1}\right)}}$$

$$C_v = \frac{15095,118645 \text{ gpm}}{\sqrt{\left(\frac{82,187875 \text{ psia}}{1}\right)}} = 1665,07$$

$$K = \frac{2\Delta P_{\text{net}}}{(\rho V^2)}$$

$$K = \frac{2(566,66533 \text{ kPa})}{(997 \text{ kg/m}^3)(51,1773 \text{ m/s})^2} = 0,434016$$

En la tabla 4.17 se observa que para ciertos valores de sigma los valores de C_d , C_v , $C_v \cdot d^{-2}$ y K dejan de ser constantes, se deduce según lo establecido en el capítulo II, que para estos resultados los efectos de la cavitación son notables.

Tabla 4.17 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para malla de 90°

Sigma	V1 [m s⁻¹]	C_v	C_v d⁻²	K	C_d
1,00024	51,1773	1665,07	45,2659	0,434016	0,83507
1,34953	51,162	1933,49	52,5631	0,321875	0,869771
1,53217	51,1634	2060,23	56,0086	0,283491	0,882681
2,09894	51,062	2406,72	65,4281	0,20774	0,909941
2,57589	51,0582	2666,05	72,4781	0,169291	0,92478
3,3371	50,3565	2992,96	81,3653	0,134329	0,938924
4,73173	47,823	3513,26	95,5099	0,097488	0,951302
8,14379	41,1851	3825,71	104,004	0,082214	0,961265
19,4031	28,4203	4076,41	110,82	0,072413	0,965648
29,7585	23,7657	4222,01	114,778	0,067504	0,967866

Por lo expuesto anteriormente, se puede establecer los valores de las constantes $C_d = 0,967539$. $C_v = 4076,41$. $C_v \cdot d^{-2} = 110,82$ y $K = 0,072413$, que se tomaron del resultado correspondiente al $\sigma = 19,4031$ debido a que

en este punto no se presentan los efectos de la cavitación, esto aplicado para la simulación de la malla con un ángulo de apertura del obturador de 90°.

En las tablas 4.18 hasta las 4.27, mostradas en el apéndice II, se presentan los resultados obtenidos de la convergencia de las iteraciones de las ecuaciones de la malla de una válvula de mariposa de 6" para los ángulos de apertura del obturador de 75°, 60°, 45°, 30° y 15°.

Se puede notar en las tablas correspondientes a las constantes, 4.17, 4.19, 4.21, 4.23, 4.25, y 4.27, que el valor de K es el que con más dificultad tiende a tener valores constantes, esto se debe a la sensibilidad de este valor con respecto a la otras constantes, y a los criterios de precisión tomados para la convergencia de las simulaciones numéricas.

En la tabla 4.25 se muestra los valores constantes de los coeficientes de la válvula de mariposa de 6", calculados dentro de un intervalo de presión en donde no se presenta la cavitación y donde según la investigación bibliográfica [6] se mantienen constantes

Tabla 4.28 Tabla resumen de los valores constantes de los coeficientes de válvula.

Ángulo	C_v	$C_v d^{-2}$	K	C_d
90°	4076,41	110,82	0,072413	0,967539
75°	2340,04	63,6154	0,217637	0,906236
60°	781,795	21,2535	1,94982	0,582241
45°	377,501	10,2626	8,36266	0,326814
30°	189,687	5,15674	33,1212	0,171194
15°	103,396	2,81089	112,554	0,093842

4.5. Curvas características de la válvula.

Con los valores de las constantes C_d , K, C_v y $C_v.d^{-2}$ establecidas de las tablas 4.17, 4.19, 4.21, 4.23, 4.25, y 4.27, y mostradas en el tabla resumen 4.28, se construyen las curvas presentadas en esta sección, los valores

presentados de las constantes corresponden a condiciones donde no se presenta la cavitación.

En la figura 4.25 se puede observar que los valores de C_d aumentan a medida que aumenta el ángulo de apertura del obturador, el comportamiento obtenido de la curva coeficiente de descarga (C_d) vs ángulo de apertura del obturador es muy similar al comportamiento de una curva tangente.

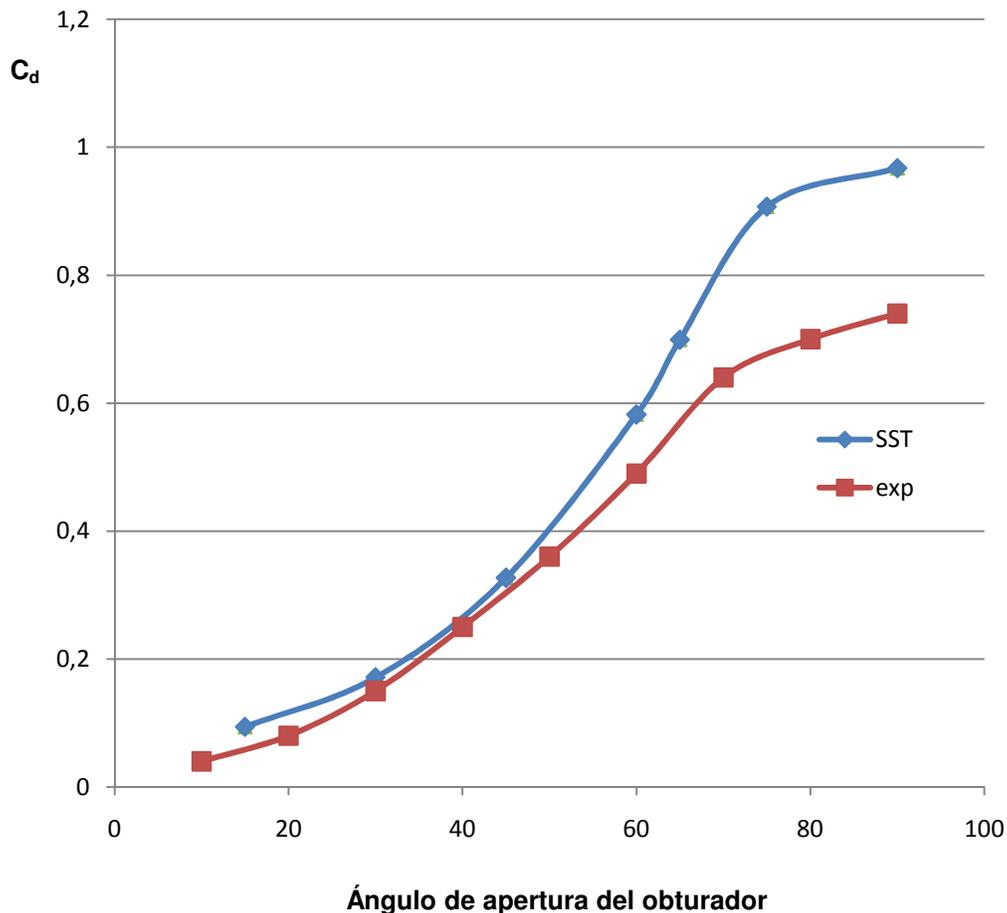


Figura 4.25 Coeficiente de descarga vs ángulo de apertura.

Se observa en la curva de coeficiente de descarga en función del ángulo de apertura, en la figura 4.25, como el método CFD obtuvo resultados distintos a los experimentales con respecto a C_d , este resultado es esperado, el valor de la constante de coeficiente de descarga es sensible a los cambios

de geometría, por lo que se evidencia por los resultados, que la válvula a la que se le aplicó el método CFD, se presume tiene diferencias geométricas con respecto a la válvula ensayada experimentalmente.

En la figura 4.26, se presenta la gráfica coeficiente de flujo (C_v) en función del ángulo de apertura del obturador, se observa que al aumentar el ángulo de apertura aumenta el coeficiente de flujo o capacidad de la válvula, el comportamiento es similar al que es presentado las gráficas experimentales [6].

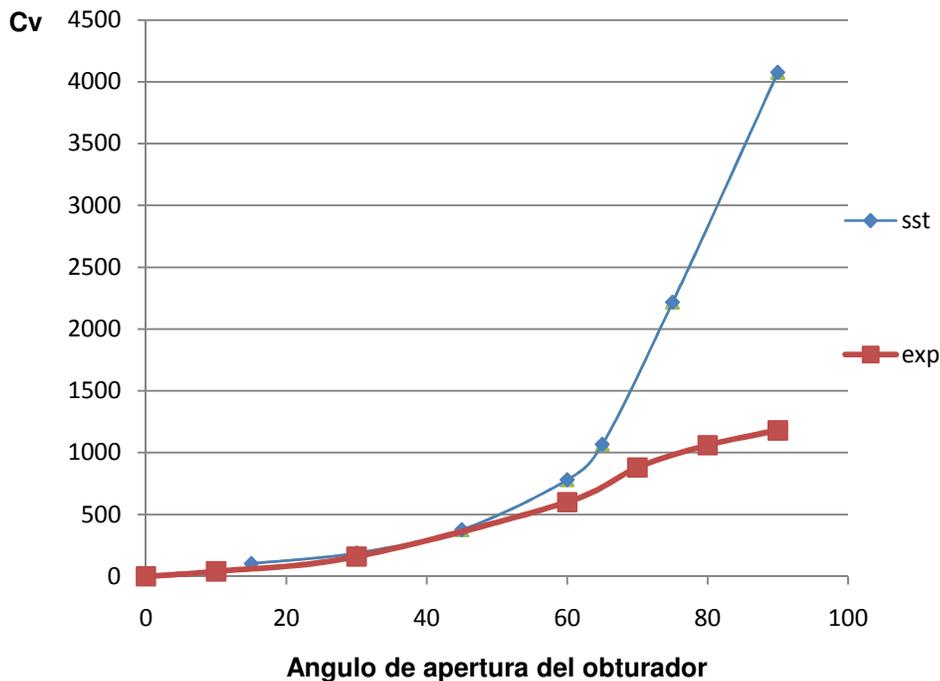


Figura 4.26 Coeficiente de flujo vs ángulo de apertura.

Al igual que el coeficiente de descarga, el coeficiente de flujo (C_v) es sensible a cambios en la geometría de la válvula, por lo que no es posible en este caso comparar la curva con los valores experimentales disponibles, por pertenecer ambos casos a geometrías distintas de válvulas de tipo mariposa de 6".

La curva de coeficiente de flujo (C_v) vs el coeficiente de descarga (C_d), figura 4.27, presenta el mismo comportamiento que las curvas experimentales, se puede notar que el comportamiento del coeficiente de flujo, con respecto al coeficiente de descarga, es parecido al presentado por la curva exponencial, se observa que al aumentar el valor de coeficiente de descarga, aumenta el coeficiente de flujo.

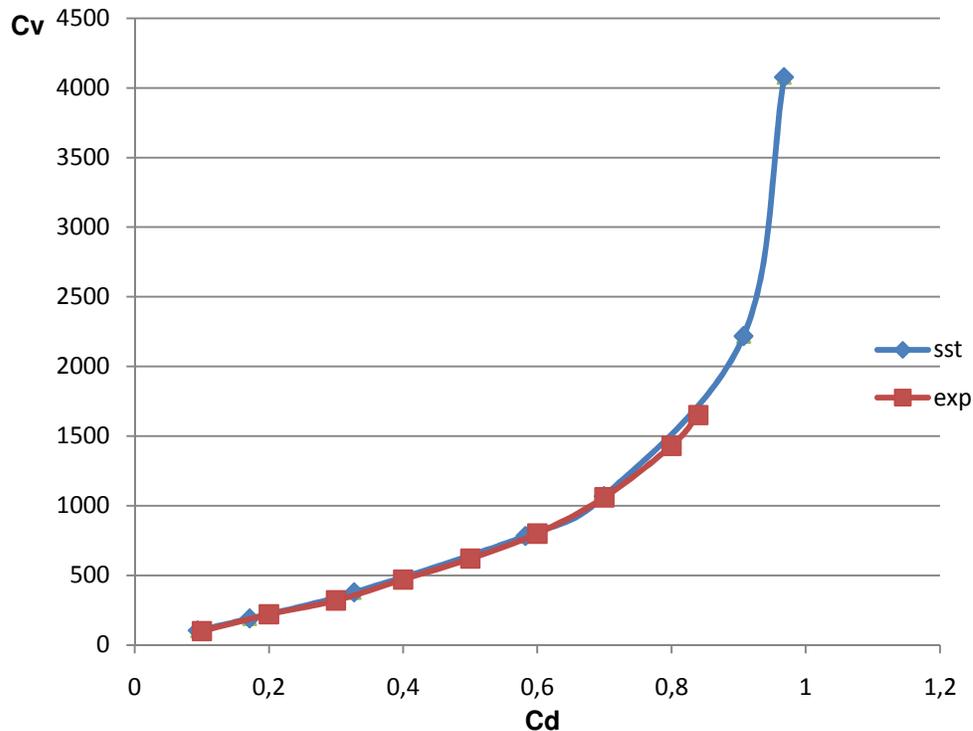


Figura 4.27 Coeficiente de flujo en función del coeficiente de descarga.

Al comparar la curva coeficiente de flujo (C_v) en función del coeficiente de descarga (C_d) obtenida mediante el método CFD, se observa una correspondencia con los valores de la curva experimental, queda en demostrado que el comportamiento de coeficiente de flujo con respecto al coeficiente de descarga es independiente a la geometría siendo sus constantes C_d y C_v , dependientes de la geometría

La comparación de la curva de coeficiente de flujo en función del coeficiente de descarga, sirve para validar la simulación para valores en los

que no hay presencia de la cavitación. Queda demostrado que para condiciones donde no son notables los efectos de la cavitación los valores obtenidos aplicando el método CFD son muy similares a los obtenidos aplicando el ensayo experimental.

En la figura 4.28 se puede observar que el comportamiento del coeficiente de flujo en función del coeficiente de pérdida es una línea recta en escala logaritmo-logaritmo, comportamiento presentado por las curvas experimentales de coeficiente de flujo en función coeficiente de pérdida disponibles para una válvula de mariposa de 6”.

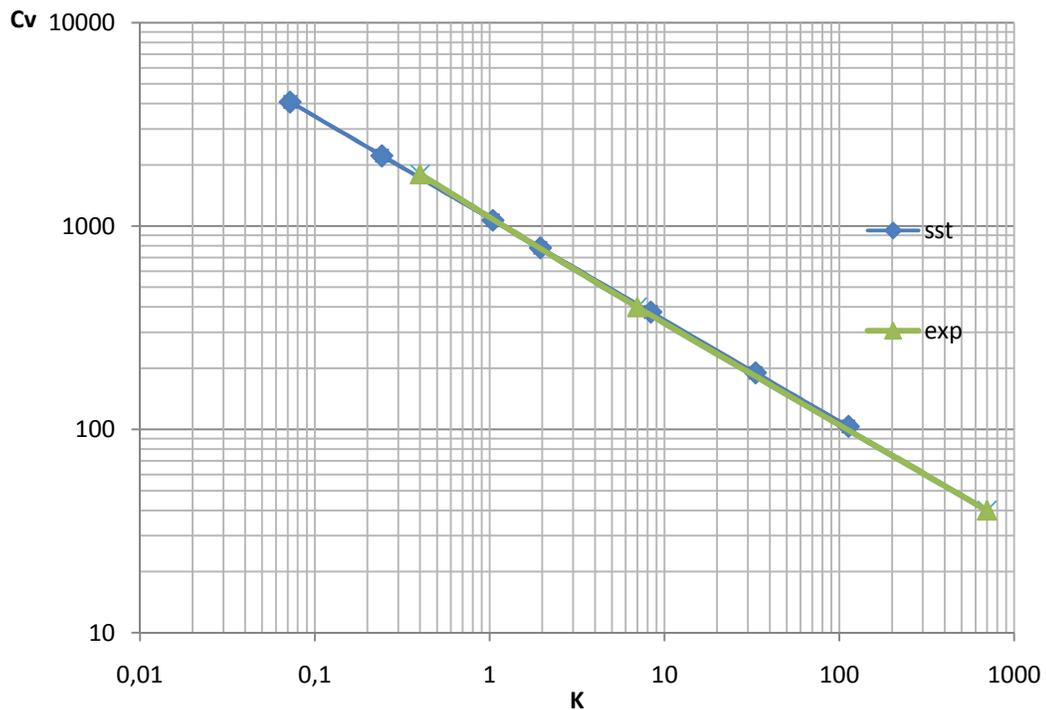


Figura 4.28 Coeficiente de flujo vs coeficiente de pérdida.

En la figura 4.29 se muestra una gráfica coeficiente de pérdida (K) en función del coeficiente de flujo por unidad cuadrada de diámetro ($C_v \cdot d^2$), se puede observar como disminuye el coeficiente de pérdida con el aumento del coeficiente de flujo o capacidad de la válvula por unidad cuadrada del diámetro de la tubería.

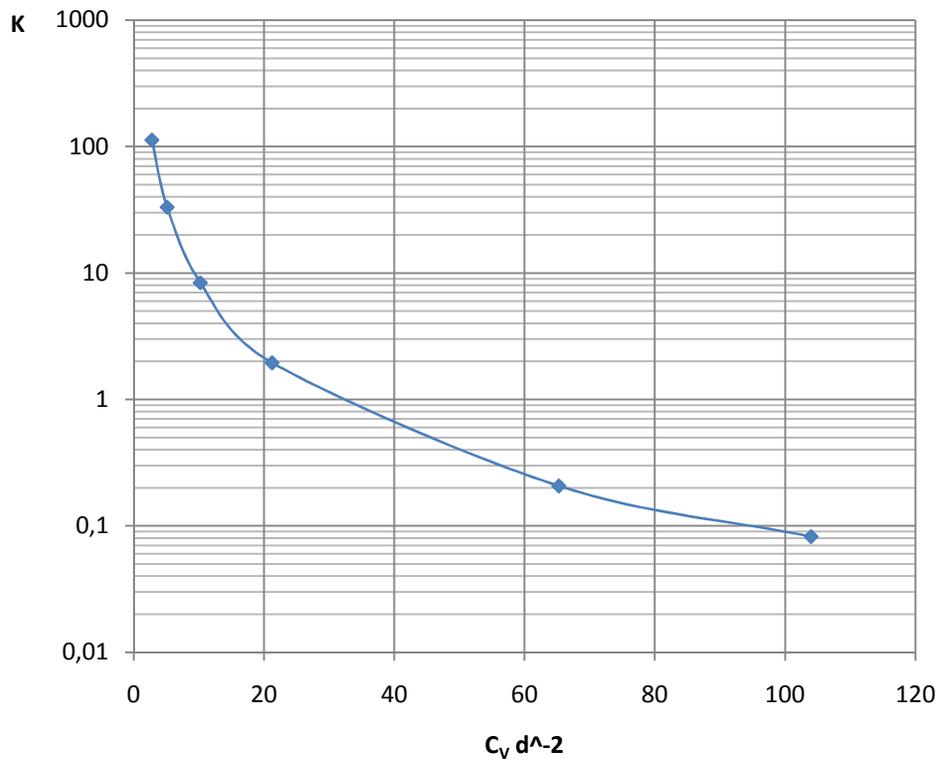


Figura 4.29 Coeficiente de pérdida vs $C_v d^{-2}$.

La curva de coeficiente de pérdida (K) vs $C_v \cdot d^{-2}$, figura 4.29, presenta el mismo comportamiento que la gráfica mostrada en la figura 4.28, de coeficiente de flujo en función del coeficiente de pérdida, esto es debido a que la variable es la misma sólo que dividida por una constante d^{-2} , que funciona como factor de escala, en el caso de presentar la curva en una escala bilogarítmica se mostraría una línea recta, pero es presentado en una escala logaritmo-escala real para corresponder a la forma como se presenta esta curva característica de la válvula, y así agregarlo como resultado a esta investigación.

4.6. Índices de cavitación.

Utilizando el procedimiento gráfico mostrado dentro de la sección 3.7, con la figura 3.22, se presentan los límites de cavitación obtenidos mediante el método CFD. Respetando las capacidades de la simulación numérica, se procederá a determinar los límites de cavitación de obtención gráfica, mostrados en la sección 2.1.5, como lo son el punto de súper cavitación, el límite de cavitación súbita incipiente y el límite de cavitación súbita, siendo el resto de los índices de concepto experimental y complicados de predecir mediante simulaciones numéricas.

En la figura 4.30 se muestra la curva caudal que pasa a través de la válvula (Q) en función de la diferencia de presión $P_1 - P_2$ (ΔP), construida a partir de los valores presentados en la tabla 4.16, donde P_1 es la presión de referencia a la entrada, o presión en la tubería aguas arriba a una distancia del obturador de una vez el diámetro de la tubería, y P_2 la presión de salida del dominio, o presión en la tubería aguas abajo a una distancia del obturador de seis veces el diámetro de la tubería.

La curva de caudal (Q) en función del delta de presión (ΔP), muestra un comportamiento muy similar a las curvas experimentales Q vs ΔP , mostradas en la figura 2.4, presenta un intervalo de presión donde la curva tiende a mantener el comportamiento de una recta con pendiente constante, donde los valores de C_d , K , C_v y $C_v \cdot d^{-2}$ se mantienen constantes y donde no hay presencia de la cavitación o son despreciables sus efectos.

En la curva mostrada en la figura 4.30, de la línea recta con pendiente constante se determina el índice de cavitación súbita incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante se determina los índices cavitación súbita y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenidos.

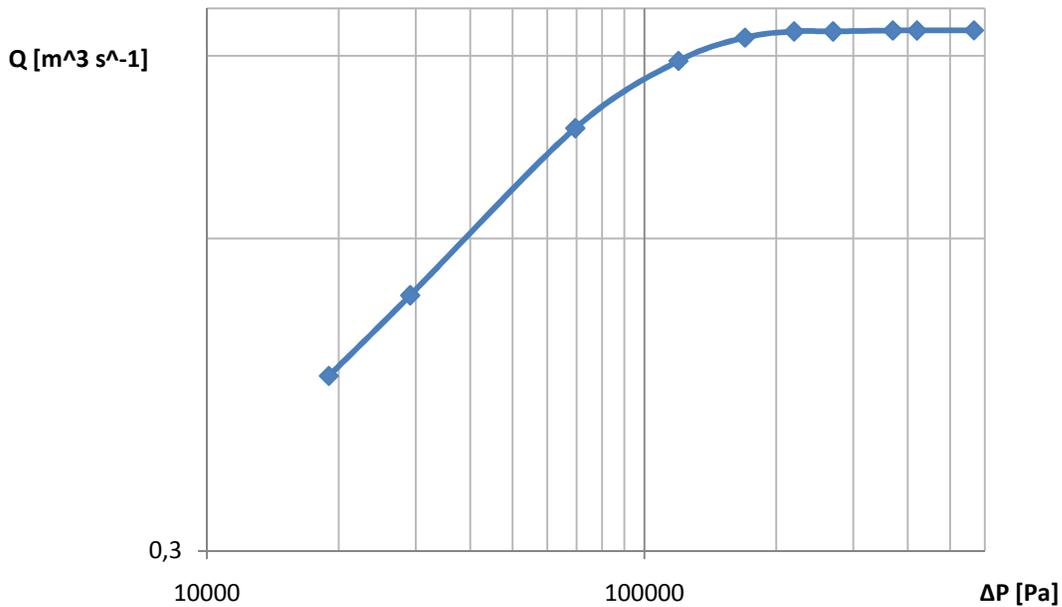


Figura 4.30 Comportamiento de la curva Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 90° .

Otro punto de estudio es a partir del cual la curva tiende a mantener caudal constante, esto representa a la presencia de un caudal máximo en la entrada de la válvula, esto se debe a que el caudal que pasa a través de la tubería está en función del delta de presión, como se ilustra en la sección 2.1.5.3, inmediatamente aguas abajo del obturador la presión cae a un valor P_j , el cual no puede ser menor a la presión de vapor.

En la tabla 4.29 se presentan los resultados correspondientes a aplicar el procedimiento grafico mostrado en la sección 3.7 (véase figura 3.22).

Tabla 4.29 Límites de cavitación para una válvula de mariposa de 6" $C_d=0.967539$

Límite de evaluación de la cavitación	Valor de sigma	V1 [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
Cavitación súbita incipiente (σ_{ich})	9,3827	42,09139
Cavitación súbita (σ_{ch})	1,208745	51,1773
súper cavitación	1	51,1773

En la curva mostrada en la figura 4.31, de la línea recta con pendiente constante se determina el índice de cavitación súbita incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante se determina los índices cavitación súbita y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenidos.

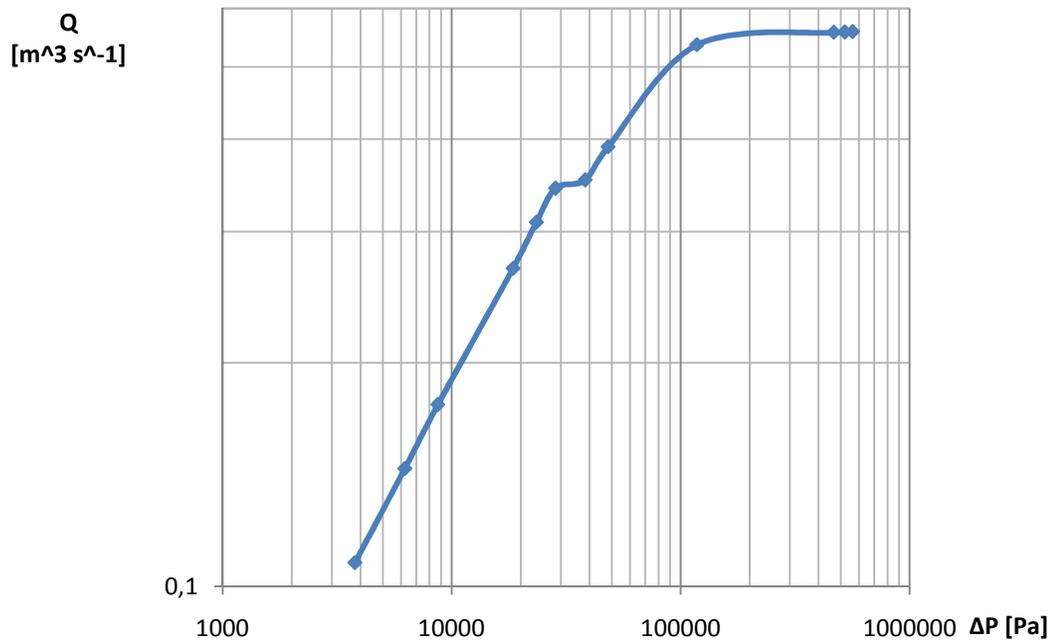


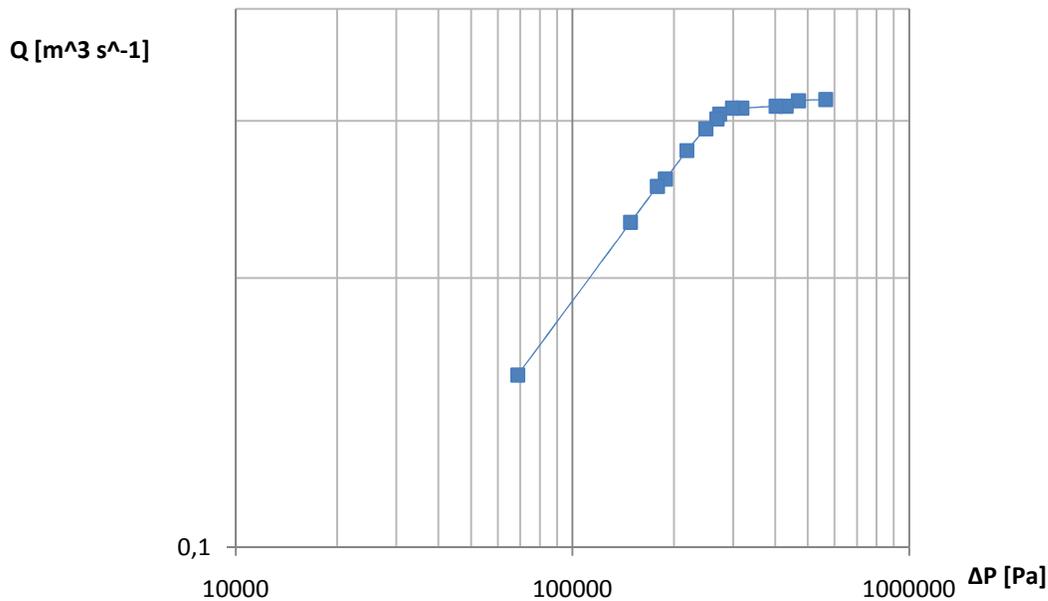
Figura 4.31 Comportamiento de la curva Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 75° .

En la tabla 4.30 se presentan los resultados correspondientes a aplicar el procedimiento gráfico mostrado en la sección 3.7 (véase figura 3.22), en la curva mostrada en la figura 4.31, de la línea recta con pendiente constante se determina el índice de cavitación súbita incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante determinamos los índices de cavitación súbita y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenido.

Tabla 4.30 Límites de cavitación para una válvula de mariposa de 6" $C_d=0,899375$

Límite de evaluación de la cavitación	Valor de sigma	V1 [m ³ s ⁻¹]
Cavitación súbita incipiente (σ_{ich})	8,9604	23,144613
Cavitación súbita (σ_{ch})	1,208745	30,1251
súper cavitación	1	30,1251

En la curva mostrada en la figura 4.32, de la línea recta con pendiente constante determinamos el índice de cavitación súbita incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante se determina los índices cavitación súbita y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenidos.

**Figura 4.32** Comportamiento de la curva Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 60° .

En la tabla 4.31 se presentan los resultados correspondientes a aplicar el procedimiento gráfico mostrado en la sección 3.7 (véase figura 3.22), en la curva mostrada en la figura 4.32, de la línea recta con pendiente constante se determina el índice de atasco incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante se determina los índices de flujo

atascado y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenido.

Tabla 4.31 Límites de cavitación para una válvula de mariposa de 6" $C_d=0,584463$

Límite de evaluación de la cavitación	Valor de sigma	V1 [m ³ s ⁻¹]
Cavitación súbita incipiente (σ_{ich})	3,1936	13,573084
Cavitación súbita (σ_{ch})	1,7738	17,109
súper cavitación	1	17,109

En la curva mostrada en la figura 4.33, de la línea recta con pendiente constante se determina el índice de cavitación súbita incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante se determina los índices cavitación súbita y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenidos.

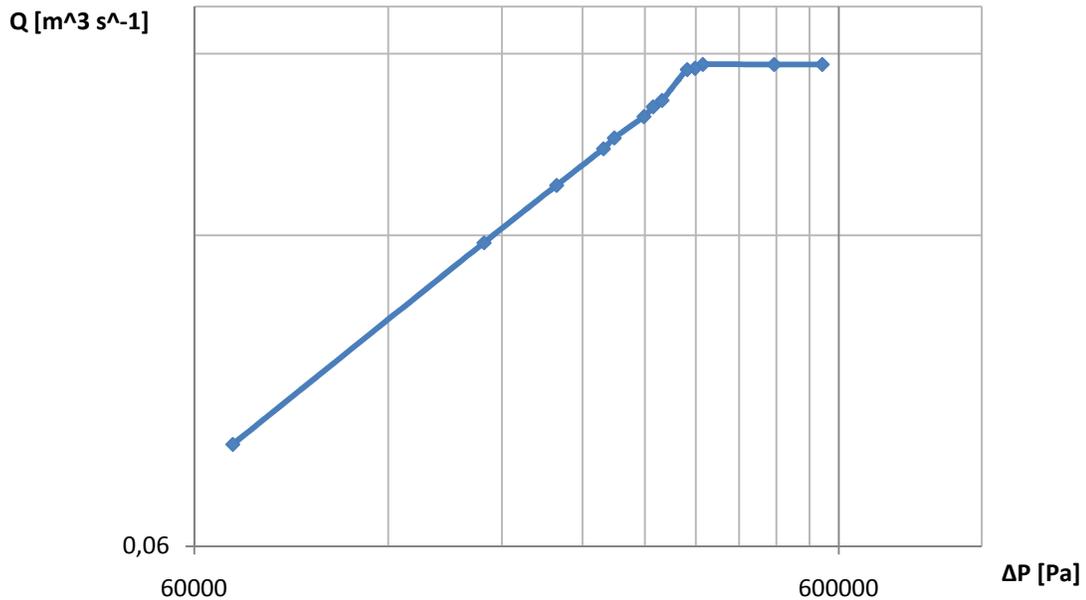


Figura 4.33 Comportamiento de la curva Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 45° .

En la tabla 4.32 se presentan los resultados correspondientes a aplicar el procedimiento grafico mostrado en la sección 3.7 (véase figura 3.22), en la curva mostrada en la figura 4.33, de la línea recta con pendiente constante

se determina el índice de cavitación súbita incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante se determina los índices de cavitación súbita y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenido.

Tabla 4.32 Límites de cavitación para una válvula de mariposa de 6" $C_d=0,326922$

Límite de evaluación de la cavitación	Valor de sigma	V1 [m ³ s ⁻¹]
Cavitación súbita incipiente (σ_{ich})	2,052798	8,1312286
Cavitación súbita (σ_{ch})	1,532797159	9,48794
súper cavitación	1	9,48794

En la curva mostrada en la figura 4.34, de la línea recta con pendiente constante determinamos el índice de cavitación súbita incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante determinamos los índices de cavitación súbita y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenidos.

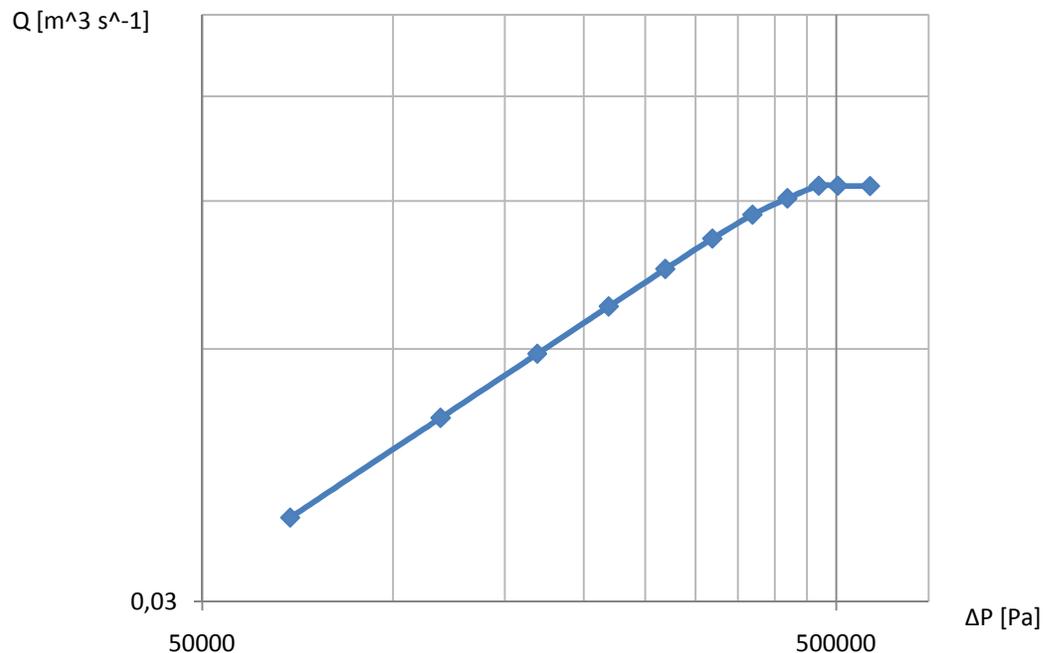


Figura 4.34 Comportamiento de la curva Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 30°.

En la tabla 4.33 se presentan los resultados correspondientes a aplicar el procedimiento gráfico mostrado en la sección 3.7 (véase figura 3.22), en la curva mostrada en la figura 4.34, de la línea recta con pendiente constante se determina el índice de cavitación súbita incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante se determinan los índices de flujo con cavitación súbita y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenido.

Tabla 4.33 Límites de cavitación para una válvula de mariposa de 6" $C_d=0,17121$

Límite de evaluación de la cavitación	Valor de sigma	V1 [m ³ s ⁻¹]
Cavitación súbita incipiente (σ_{ich})	1,83169	4,32076935
Cavitación súbita (σ_{ch})	1,20496	5,0638
súper cavitación	1	5,0638

En la curva mostrada en la figura 4.34, de la línea recta con pendiente constante determinamos el índice de cavitación súbita incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante se determina los índices cavitación súbita y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenidos.

En la tabla 4.34 se presentan los resultados correspondientes a aplicar el procedimiento gráfico mostrado en la sección 3.7 (véase figura 3.22), en la curva mostrada en la figura 4.35, de la línea recta con pendiente constante determinamos el índice de atasco incipiente y de la línea recta correspondiente a caudal constante determinamos los índices de flujo atascado y de súper cavitación, además se anexa la velocidad a la entrada de la tubería correspondiente a los índices de cavitación obtenido.

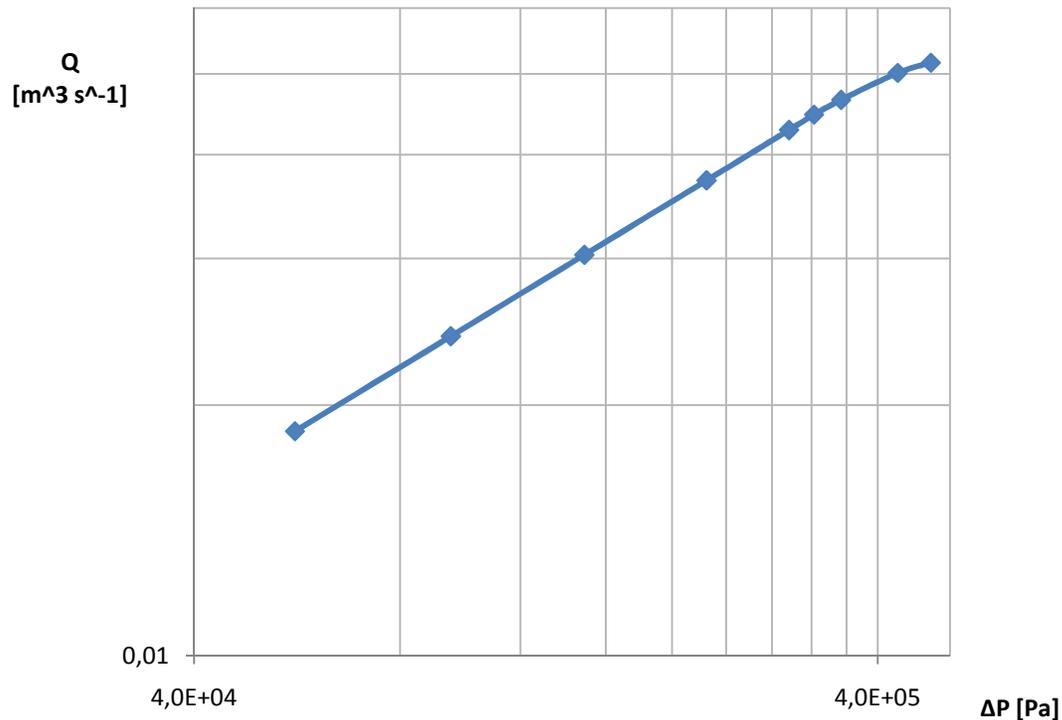


Figura 4.35 Comportamiento de la curva Q vs ΔP para un ángulo de apertura del obturador de 15° .

Tabla 4.34 Límites de cavitación para una válvula de mariposa de 6" $C_d=0.093829$

Límite de evaluación de la cavitación	Valor de sigma	V1 [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
Cavitación súbita incipiente (σ_{ich})	1,68299	2,4467888
Cavitación súbita (σ_{ch})	1,208745	2,79436
súper cavitación	1	2,79436

En la figura 4.36 se muestra la curva del índice de cavitación súbita incipiente (índice característico de la válvula) en función del coeficiente de descarga (C_d), se puede observar como aumenta el valor del índice de cavitación al aumentar el coeficiente de descarga de la válvula, el comportamiento de la curva obtenida es suave, y tiene una tendencia similar al presentado por las curvas experimentales.

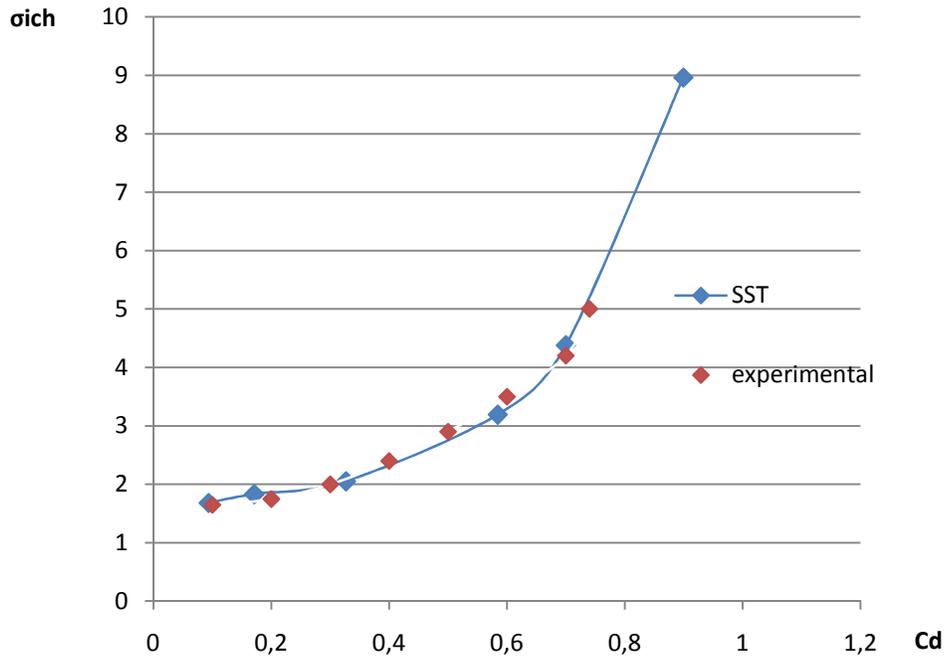


Figura 4.36 Índice de cavitación súbita incipiente vs C_d .

Las curvas del índice de cavitación súbita incipiente en función del coeficiente de descarga, figura 4.36, muestran una correspondencia entre la curva obtenida aplicando el método CFD y la curva experimental, se observa como los valores obtenidos del método CFD están por encima y por debajo de la curva experimental, con una desviación máxima del 5,71% con respecto a los resultados experimentales. Se verifica así, que se obtiene valores aceptables del índice de cavitación súbita incipiente por el método de simulación numérica computacional, siendo este un parámetro que se obtiene cuando hay efectos notables de la cavitación en el dominio estudiado.

4.7. Visualización de resultados.

Se presentan los resultados obtenidos de presión, velocidad, temperatura y fracción de volumen de vapor en el plano de simetría del dominio estudiado.

En la figura 4.37, se muestra la fracción de volumen de vapor a diferentes presiones de salida (P_2) para la malla a 30° de apertura, se observa en el plano de simetría inicios en la formación de burbujas a $P_2=100$ kPa, y gran formación de burbujas para $P_2=3,448$ kPa y 75 kPa.

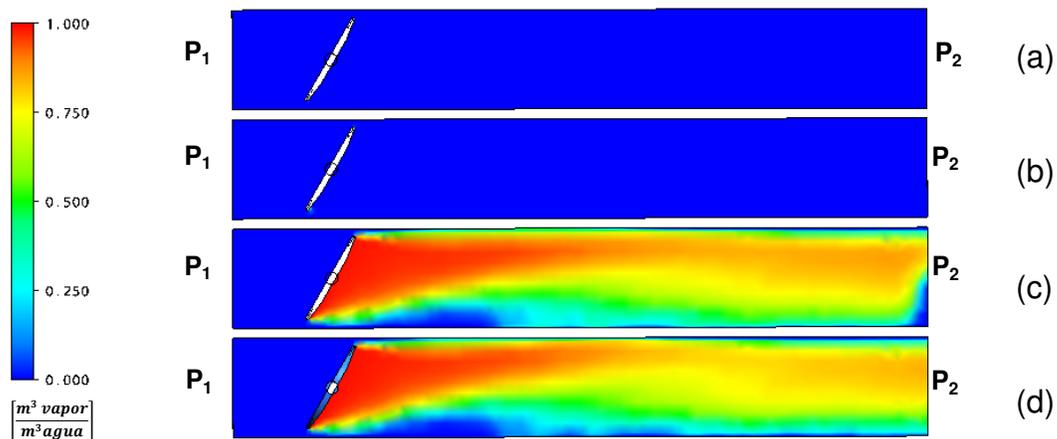


Figura 4.37 Fracción de Volumen de Vapor sobre el plano de simetría a 30° de apertura en el obturador (a) $P_2=150$ kPa, (b) $P_2=100$ kPa, (c) $P_2=75$ kPa y (d) $P_2=3.448$ kPa.

En la figura 4.38 se muestran los perfiles de presión sobre el plano de simetría en la malla de 30° , se puede observar para los resultados, la caída de presión al pasar a través de la zona de estrangulación y su recuperación aguas abajo en la tubería. En la figura 4.38 (c), se puede observar que la presión más baja, presión de vapor, se encuentra justo después del obturador de la válvula.

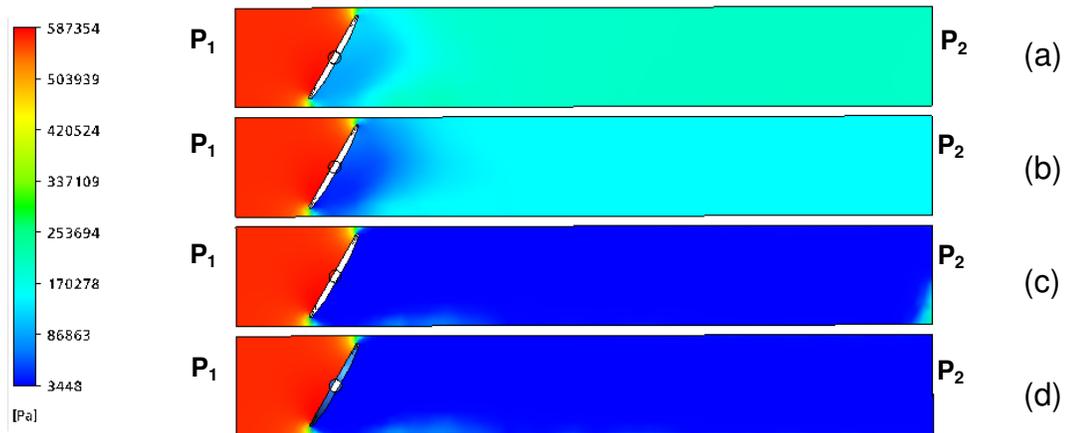


Figura 4.38 Presión Absoluta sobre el plano de simetría a 30° de apertura en el obturador (a) P₂=150 kPa, (b) P₂=100 kPa, (c) P₂=75 kPa y (d) P₂=3.448 kPa.

En la figura 4.39 se muestran los perfiles de velocidad sobre el plano de simetría para la malla de 30°, se puede observar como la menor velocidad (regiones de color azul), se encuentra ubicado en la superficie posterior del obturador, siendo la pared de la tubería, la región de mayor velocidad (regiones de color verde).

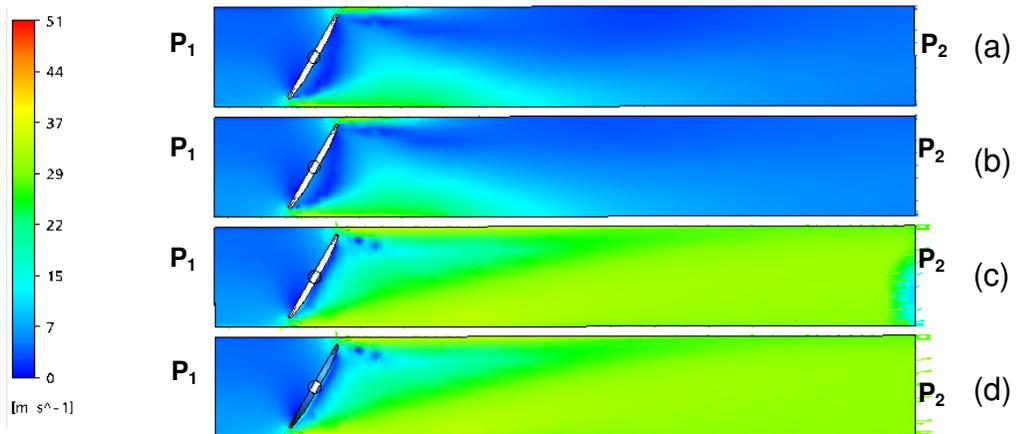


Figura 4.39 Perfil de Velocidad sobre el plano de simetría a 30° de apertura en el obturador (a) P₂=150 kPa, (b) P₂=100 kPa, (c) P₂=75 kPa y (d) P₂=3.448 kPa.

En las figuras 4.42 (a) y 4.42 (b) se observan dos puntos o círculos en reposo rodeadas de regiones con gran velocidad, estos dos puntos

corresponden a los centros de torbellinos que se forman en el flujo, después de que el fluido pasa a través de la válvula y tiende a devolverse hacia la región de baja presión en la superficie trasera del obturador.

En la figura 4.40, se muestra la fracción de volumen de vapor a diferentes presiones de salida (P_2), para la malla a 60° de apertura, se observa que la mayor concentración de vapor se forma en la superficie aguas abajo del obturador de la válvula, y que la formación de las burbujas de vapor comienza a alrededor de $P_2=350$ kPa, figura 4.40 (d).

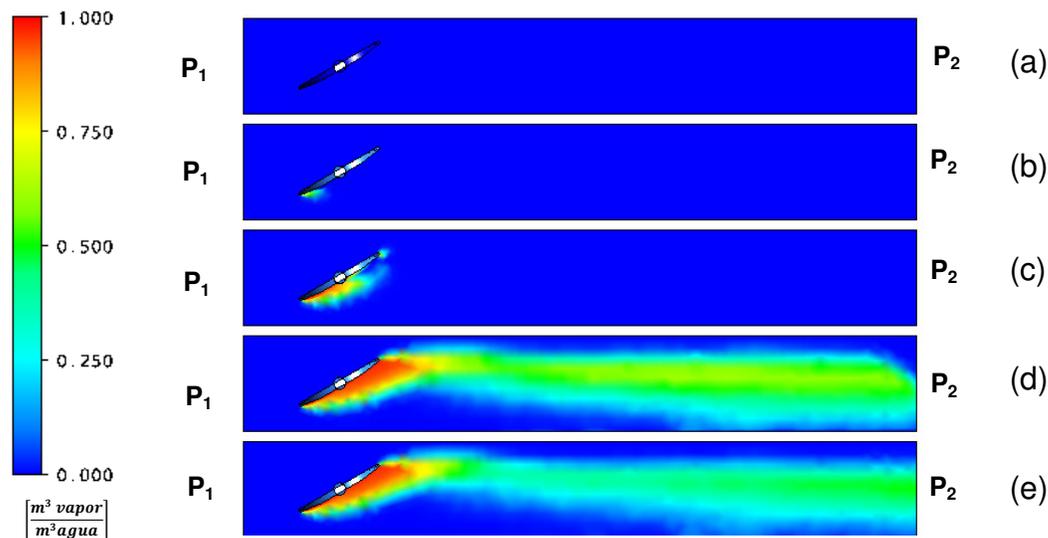


Figura 4.40 Fracción de Vapor sobre el plano de simetría a 60° de apertura en el obturador (a) $P_2=420$ kPa, (b) $P_2=350$ kPa, (c) $P_2=292$ KPa, (d) $P_2=170$ kPa y (e) $P_2=3,448$ kPa.

En la figura 4.41 se muestra los valores presión locales sobre el plano de simetría de la malla de 60° , se limita el rango de presión entre P_1 y $P_{2_{\min}} = P_v$, con la intención de conseguir mejor perspectiva sobre los cambios de presión entre la zona de alta presión y baja presión.

En la figura 4.41 (d), se observa que la presión más baja, presión de vapor, comienza a presentarse en la superficie posterior del obturador de la válvula, en el extremo que tiene el primer contacto con el flujo.

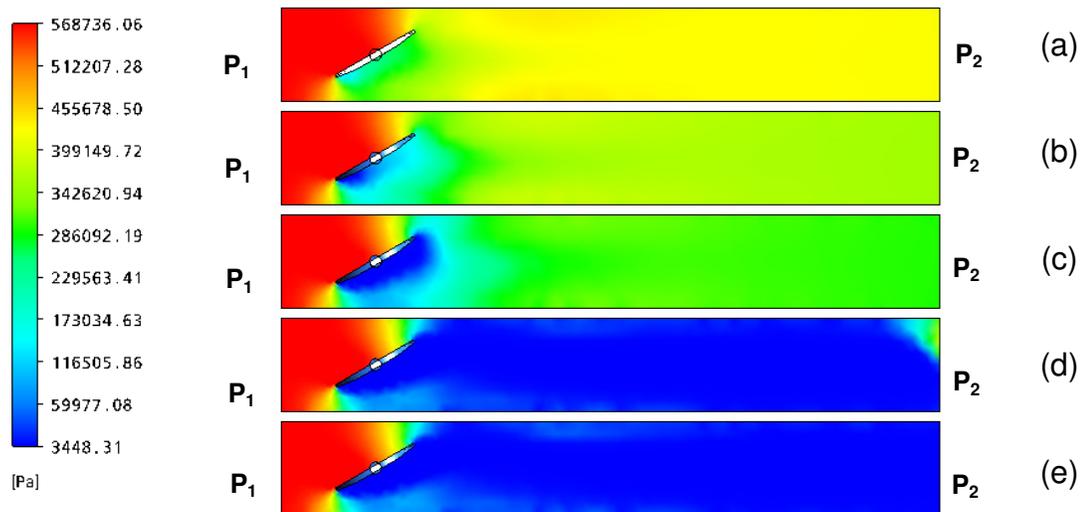


Figura 4.41 Presión Absoluta sobre el plano de simetría a 60° de apertura en el obturador (a) P₂=420 kPa, (b) P₂=350 kPa, (c) P₂=292 kPa, (d) P₂=170 kPa y (e) P₂=3,448 kPa.

En la figura 4.42, al igual que en la figura 4.41, se muestran los perfiles de presión sobre el plano de simetría de la malla de 60°, pero mostrando un rango limitado por la presión máxima y presión mínima del dominio.

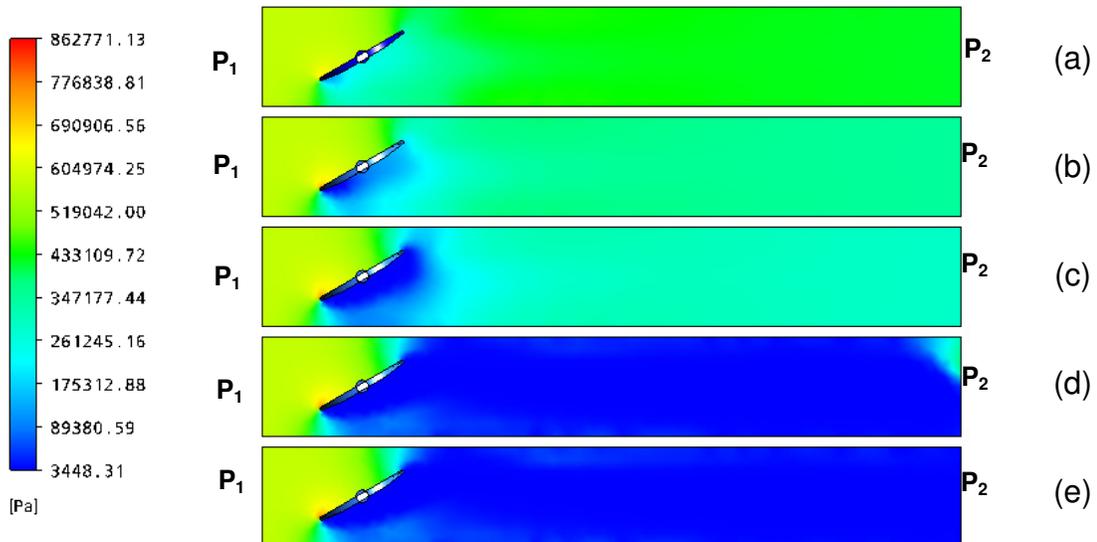


Figura 4.42 Presión Absoluta sobre el plano de simetría a 60° de apertura en el obturador (a) P₂=420 kPa, (b) P₂=350 kPa, (c) P₂=292 kPa, (d) P₂=170 kPa y (e) P₂=3,448 kPa.

En las figuras 4.42 (a), 4.42 (b) y 4.42 (c), se observa como el extremo del obturador de la válvula que tiene el primer contacto con el flujo en su

superficie frontal, aguas arriba, se encuentra sometido a una presión concentrada de 862,771 kPa (región de color rojo), mayor que la presión P_1 , lo cual representa un concentrador de esfuerzo en la superficie del obturador de la válvula y un posible punto de falla, estando sometido a condiciones de súper cavitación.

En la figura 4.43 se observan los perfiles de velocidad sobre el plano el plano de simetría para la malla de 60° , se puede observar que las regiones con mayor velocidad (zonas de color rojo), se encuentran próximas a la pared inferior de la tubería y que a bajo rango de presión, figura 4.43 (c), 4.43 (d), y 4.43 (e), se presentan zonas donde el fluido circula a baja velocidad o se mantiene en reposo (zonas de color azul oscuro), en la superficie posterior o aguas abajo, del obturador de la válvula.

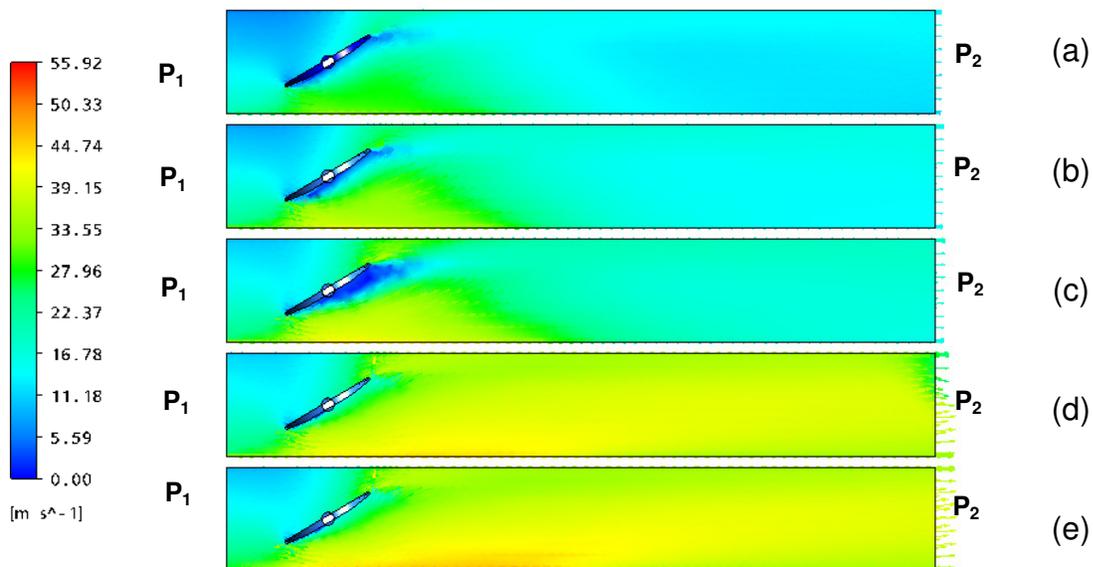


Figura 4.43 Perfil de velocidad sobre el plano de simetría a 60° de apertura en el obturador (a) $P_2=420$ kPa, (b) $P_2=350$ kPa, (c) $P_2=292$ KPa, (d) $P_2=170$ kPa y (e) $P_2=3,448$ kPa.

En la figura 4.44, se muestra la fracción de volumen de vapor para la malla de 90° de apertura del obturador, se observa que la mayor concentración de vapor se forma en el extremo o canto del obturador más

alejado de la entrada del flujo y que la formación de las burbujas de vapor comienza a alrededor de $P_2=450$ kPa, figura 4.44 (c).

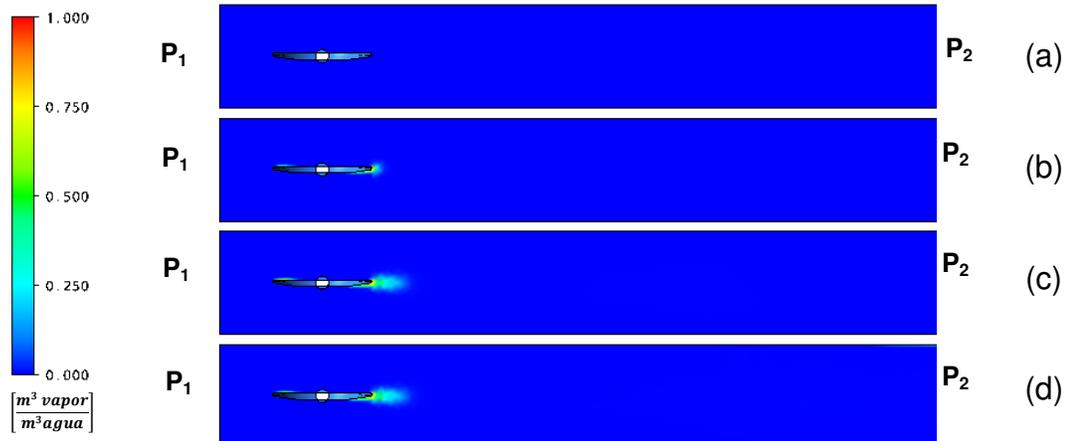


Figura 4.44 Volumen fracción sobre el plano de simetría a 90° de apertura en el obturador (a) $P_2=550$ kPa, (b) $P_2=450$ kPa, (c) $P_2=300$ kPa y (d) $P_2=3,448$ kPa.

Tomando en cuenta los resultados presentados en las figuras 4.40, y 4.37, el aumento del ángulo de apertura, disminuye el delta de presión (ΔP) al que comienza a formarse la cavitación, esto es debido a que el caudal volumétrico necesario para originar el cambio de presión es mayor para un aumento del ángulo de apertura, por lo que aunque el cambio de presión sea menor, la cantidad de energía necesaria para producir ese cambio de presión, hace al fluido sensible a cavitación.

En la figura 4.45, se muestran los perfiles de presión sobre el plano de simetría de la malla a 60° de apertura de la válvula, mostrando en la leyenda un rango limitado por la presión máxima y presión mínima del dominio.

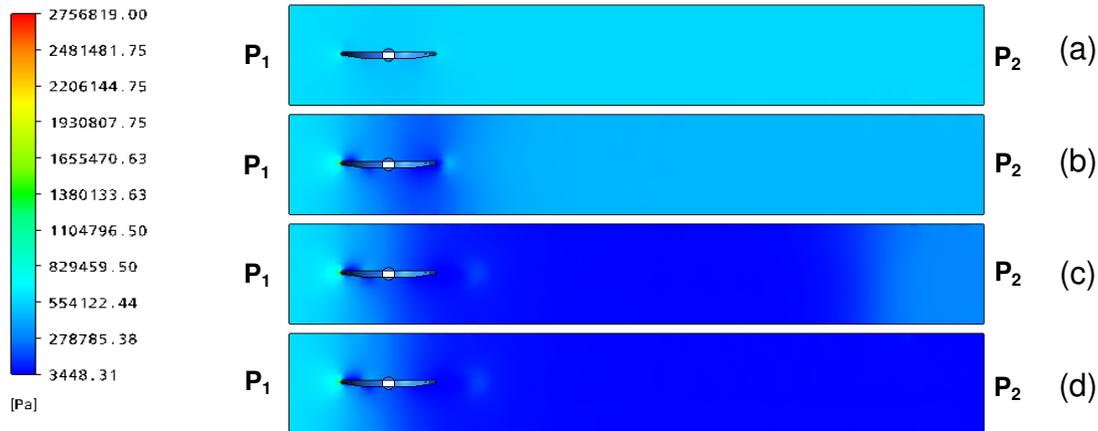


Figura 4.45 Presión absoluta sobre el plano de simetría a 90° de apertura en el obturador (a) $P_2=550$ kPa, (b) $P_2=450$ kPa, (c) $P_2=300$ kPa y (d) $P_2=3,448$ kPa.

En las figuras 4.45 (a), 4.45 (b) y 4.45 (c), se observa como el extremo o canto del obturador más cercano a la entrada del flujo, se encuentra sometido a una presión concentrada de 2,757 MPa (región de color rojo), mayor que la presión P_1 , lo cual representa un concentrador de esfuerzo en la superficie del obturador de la válvula y un posible punto de falla, al someter a la válvula a condiciones de súper cavitación.

En la figura 4.46 se muestra los valores presión locales sobre el plano de simetría de la malla de 90° de apertura de la válvula, se limita el rango de presión entre P_1 y $P_{2_{\min}} = P_v$, y con la intención de conseguir mejor perspectiva sobre los cambios de presión entre la zona de alta y baja presión.

En la figura 4.46 (c), se observa que la presión más baja, presión de vapor, comienza a presentarse en la superficie posterior del obturador de la válvula, en el extremo más alejado a la entrada del flujo.

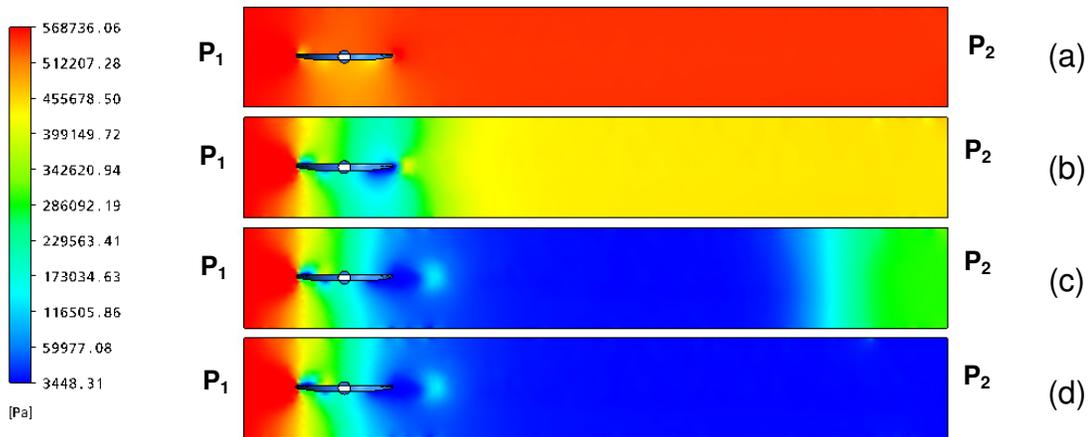


Figura 4.46 Presión absoluta sobre el plano de simetría a 90° de apertura en el obturador (a) P2=550 kPa, (b) P2=450 kPa, (c) P2=300 kPa y (d) P2=3,448 kPa.

En la figura 4.47 se muestran los perfiles de velocidad sobre el plano de simetría para la malla de 90°, se observa que la región de mayor velocidad (zonas de color rojo o rojizo), se encuentra próximas a la pared superior de la tubería, esto se debe a la geometría del obturador de la válvula, la cual de manera independiente al modelo tiende ser plana en la parte frontal, de esta manera al encontrar el obturador en posición horizontal el flujo tiene menor resistencia hidráulica a fluir por la superficie frontal del obturador con respecto a su superficie posterior.

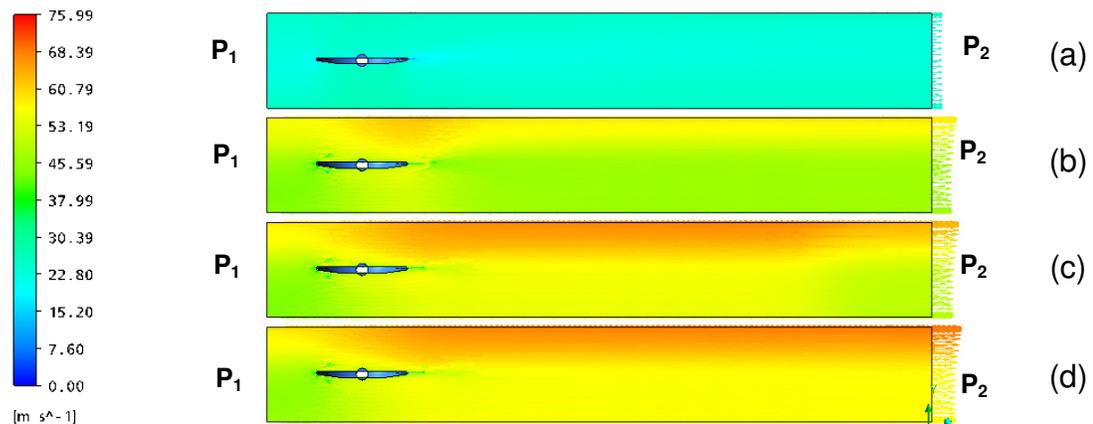


Figura 4.47 Perfil de velocidad sobre el plano de simetría a 90° de apertura en el obturador (a) P2=550 kPa, (b) P2=450 kPa, (c) P2=300 kPa y (d) P2=3,448 kPa.

4.8. Perfiles de presión, velocidad y temperatura.

A continuación se presentan las figuras donde se muestran los perfiles de presión, velocidad y temperatura a lo largo de una trayectoria de flujo, desde el plano de entrada del dominio hasta la salida, a una distancia del obturador de seis veces el diámetro de la tubería

En la figura 4.48, se muestra la curva temperatura en función de la longitud a lo largo de una trayectoria de flujo a 60° de apertura de la válvula, para una presión de salida de 500 kPa, condición en la que no se presenta la cavitación, se observa como el nivel de temperatura varía entre 298,1 K y 298,2 K, la variación total en el dominio es de un 0,1 K, por lo que se puede considerar el flujo en régimen isotérmico.

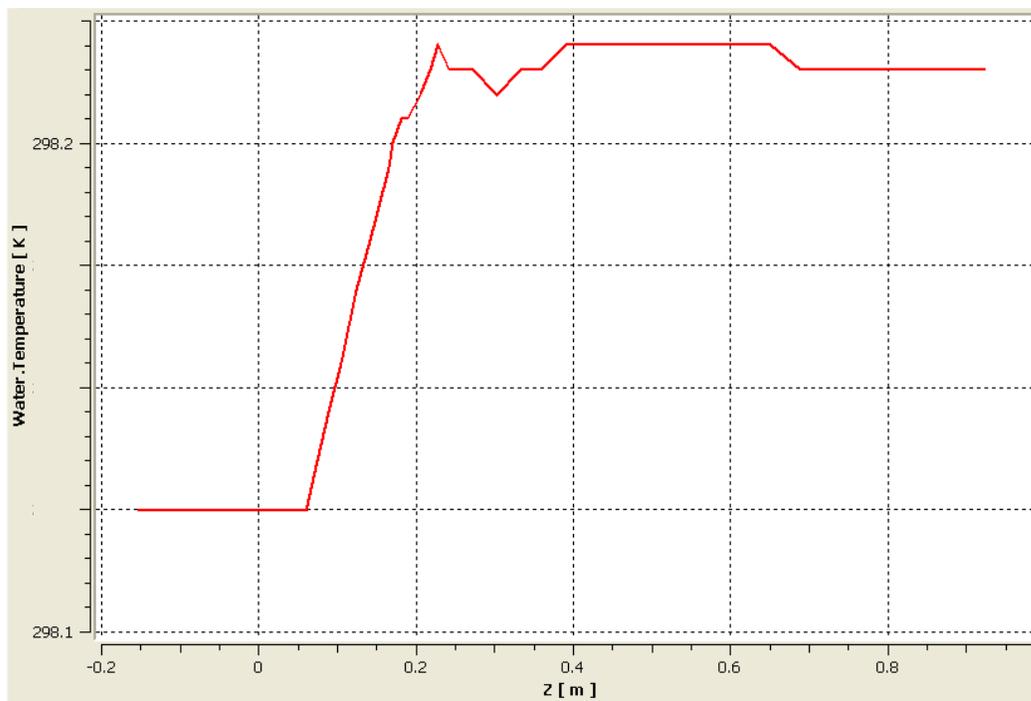


Figura 4.48 Comportamiento de la temperatura en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a $P_2=500$ kPa.

En la figura 4.49, se muestra la curva temperatura en función de la longitud a lo largo de una trayectoria de flujo a 60° de apertura de la válvula, para una presión de salida de 350 kPa. Para esta condición hay presencia de cavitación, como se muestra en la figura 4.40 (d), se observa como el rango de temperatura varía entre $298,1^\circ\text{C}$ y $298,3^\circ\text{C}$, la variación de la temperatura es de $0,2^\circ\text{C}$, pudiéndose considerar como un flujo en régimen isotérmico.

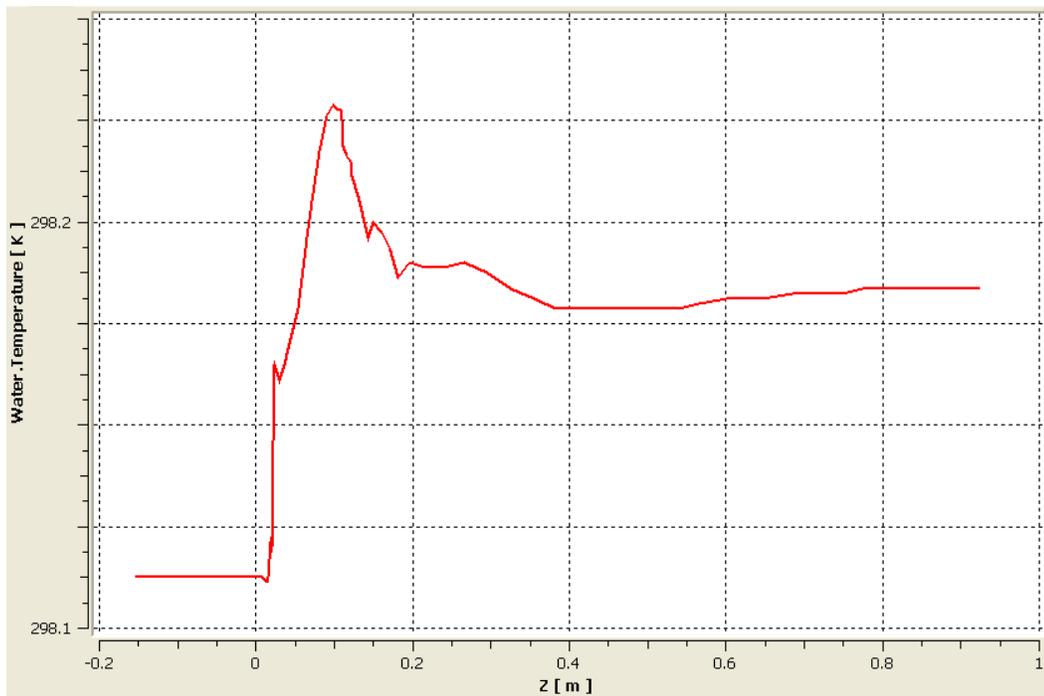


Figura 4.49 Comportamiento de la temperatura en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a $P_2=350$ kPa.

En cambio en la figura 4.50, donde se muestra la curva temperatura en función de la longitud, para una presión de salida de $P_2=P_v=3,448$ kPa, condición de súper cavitación, se puede observar un cambio de temperatura mayor que el mostrado en las figuras 4.49 y 4.48, entre $3,5^\circ\text{C}$, este resultado se debe a que el sistema no se mantiene en un equilibrio durante la súper cavitación, para el caso de la figura 4.49 una pequeña disminución de la

presión local del agua por debajo de la presión de vapor es compensada por la generación de burbujas, mientras que en el caso de la súper cavitación al ser relativamente mayor la generación de vapor una disminución de la presión local del fluido es compensado, por el aumento local de la temperatura mientras que se estabilizan las condiciones del flujo.



Figura 4.50 Comportamiento de la temperatura en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a $P_2=3,448\text{kPa}$.

En la figura 4.51 se muestra la curva del perfil de presión a lo largo de una trayectoria de flujo a 60° apertura de la válvula, para una presión de salida de 500 kPa.

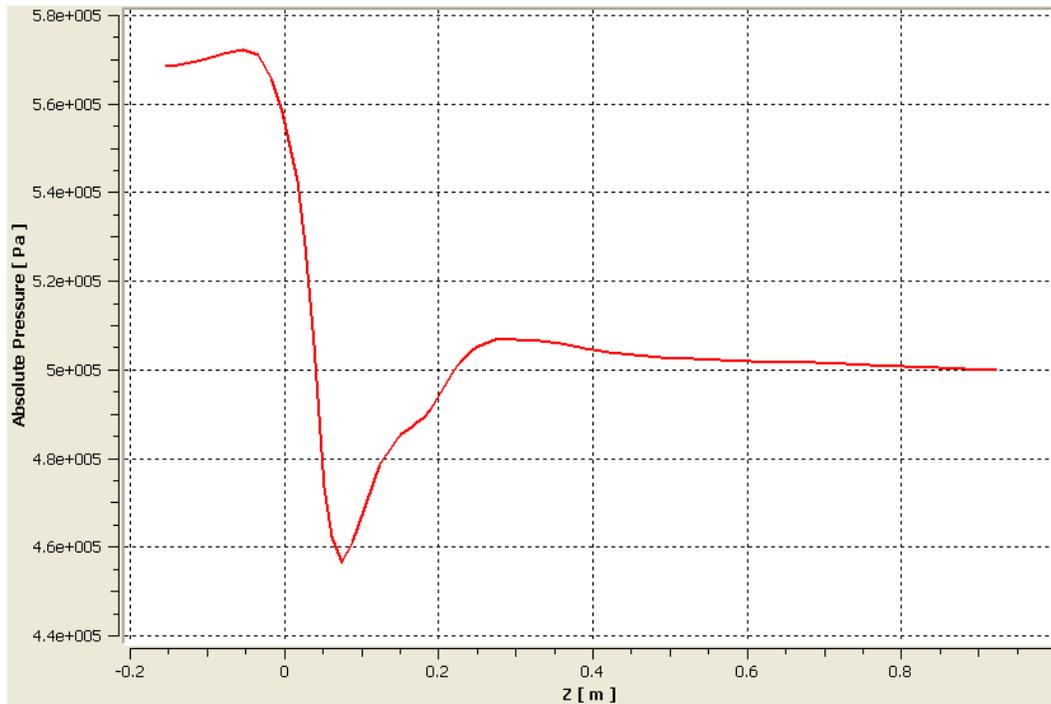


Figura 4.51 Comportamiento de la presión absoluta en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a $P_2=500$ kPa

En la figura 4.51, se puede observar como la presión tiende a aumentar al entrar al obturador y cae bruscamente al pasar a través, a una presión no menor a la de vapor y luego tiende a estabilizarse a una presión mayor a la alcanzada durante la caída de presión. El comportamiento de esta curva es el mismo mostrado experimentalmente como se observa en la figura 2.3

En la figura 4.52 se muestra la curva del perfil de presión a lo largo de una trayectoria de flujo, para $P_2=350$ kPa a un ángulo de 60° de apertura de válvula, se observa el mismo comportamiento mostrado por la figura 4.51, sólo que la presión al pasar a través del obturador alcanza la presión de vapor y luego se estabiliza gradualmente en dos tramos hasta alcanzar la presión de salida.



Figura 4.52 Comportamiento de la presión absoluta en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a $P_2=350$ kPa.

Se observa que en la figura 4.50, a diferencia de las figuras 4.49 y 4.48 la presión no busca estabilizarse, el fluido al pasar a través del obturador cae directamente a la presión de salida, esto se debe a que la presión de salida es la menor presión que puede alcanzar el agua, por lo que el vacío causado por el obturador de la válvula más que provocar una caída abrupta de presión, produce una gran generación de burbujas de vapor, y el vapor se mantiene en equilibrio dinámico con el agua que se mantiene a presión de vapor.

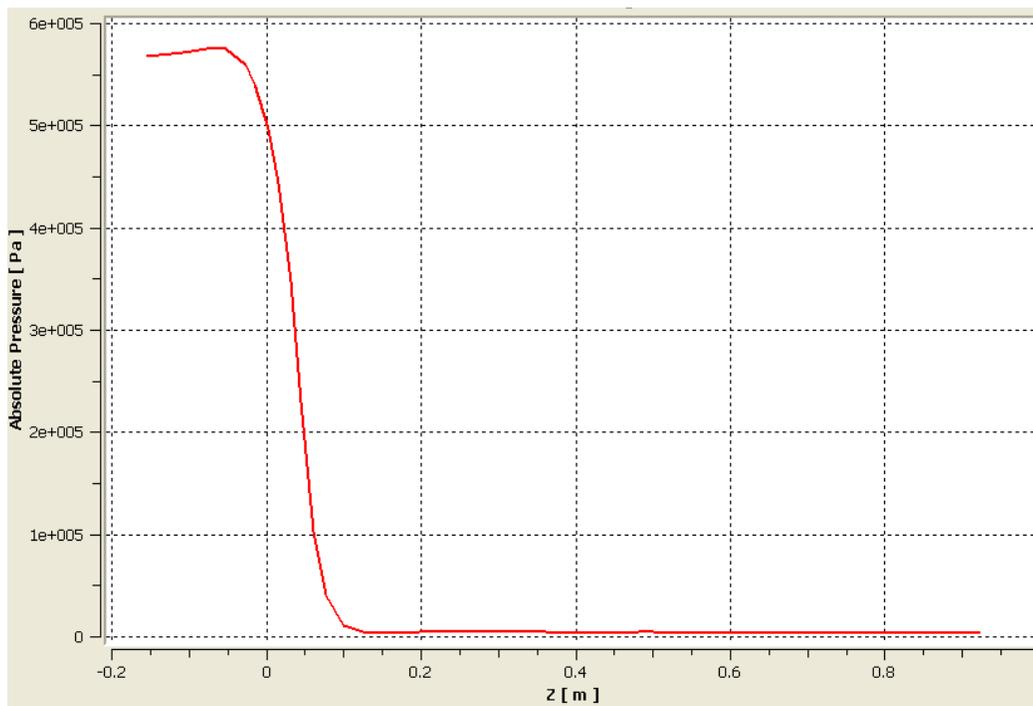


Figura 4.53 Comportamiento de la presión absoluta en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a $P_2=3,448$ kPa

En la figura 4.54 se muestra la curva de la velocidad local del flujo a los largo de su trayectoria, para $P_2=500$ kPa a un ángulo de 60° de apertura de válvula, para la trayectoria se observa como la velocidad tiende a disminuir al entrar a la región de estrangulación y como aumenta abruptamente de magnitud al pasar a través, y luego cae la velocidad y tiende a estabilizarse en la tubería

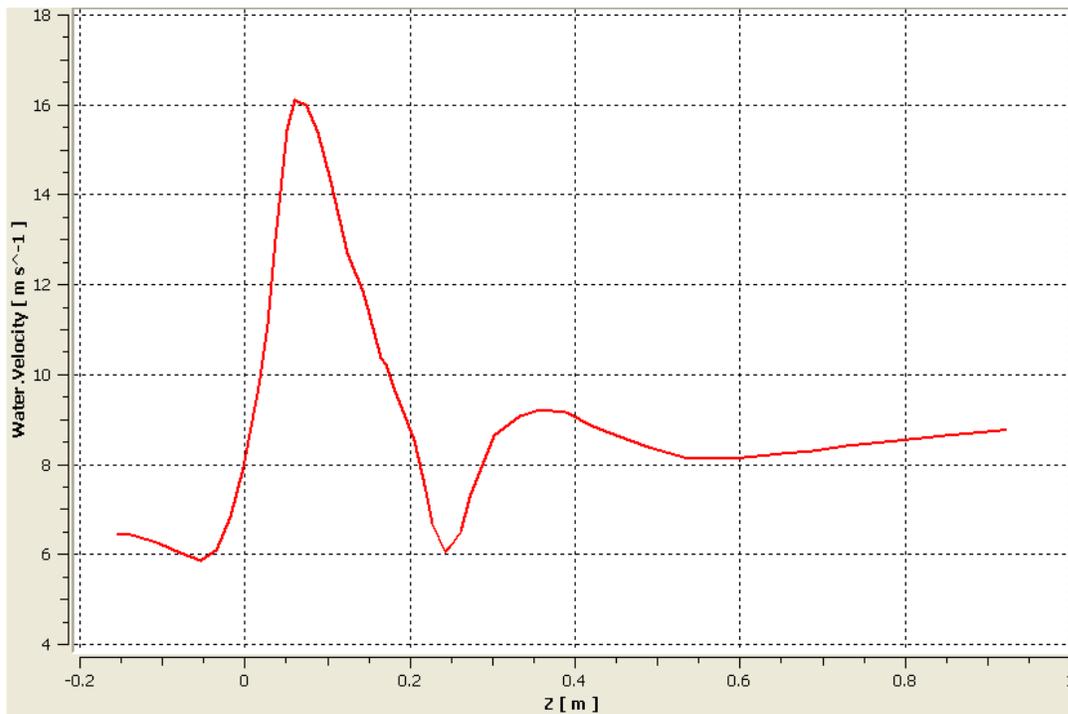


Figura 4.54 Comportamiento de la velocidad en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a P2=500 kPa.

En la figura 4.55 se muestra la curva de la velocidad local del flujo a lo largo de su trayectoria, para P2=350 kPa a un ángulo de 60° de apertura de válvula, se observa el mismo comportamiento que el mostrado en la figura 4.54, se observa como la velocidad tiende a disminuir al entrar a la región de estrangulación y como aumenta abruptamente de magnitud al pasar a través, tiende a estabilizarse en la tubería

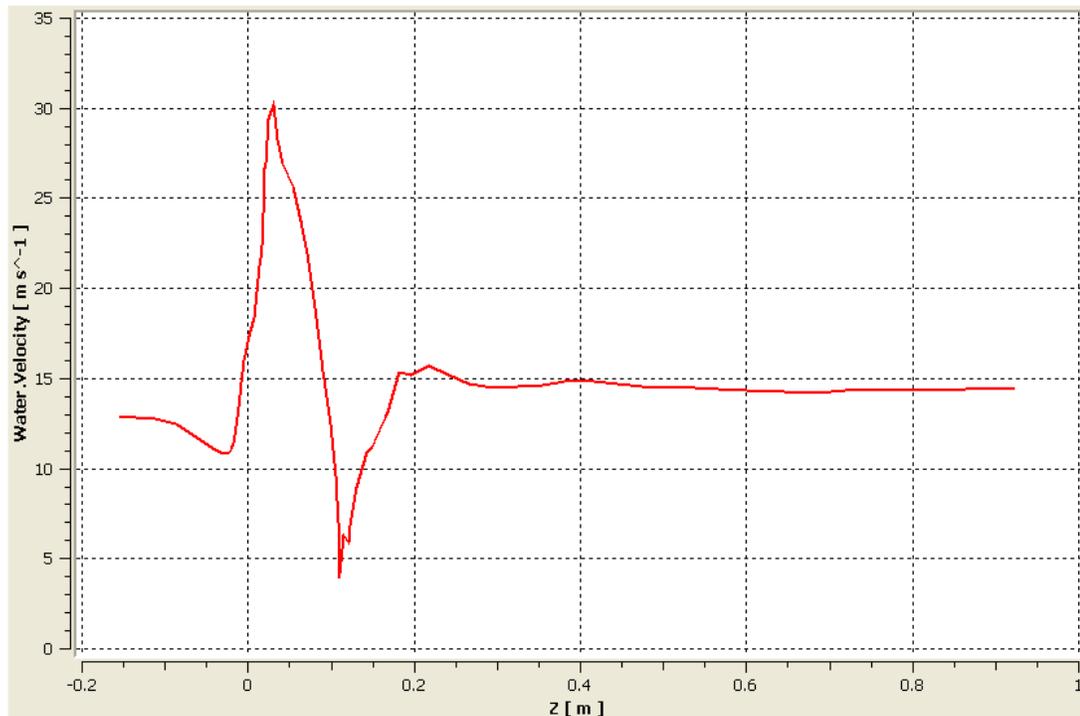


Figura 4.55 Comportamiento de la velocidad en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a $P_2=350$ kPa.

En la figura 4.56 se muestra la curva de la velocidad local del flujo a los largo de su trayectoria, para la condición de súper cavitación $P_2 = P_v$, a un ángulo de apertura de válvula de 60° , se observa un comportamiento distinto al mostrado en la figuras 4.54 y 4.55, esto se debe a que a la velocidad a la salida de la tubería es mayor gracias a ser estar el fluido don fases, donde el vapor a las mismas condiciones de presión y temperatura que el agua líquida a adquiere mayor velocidad, por ser menos denso.

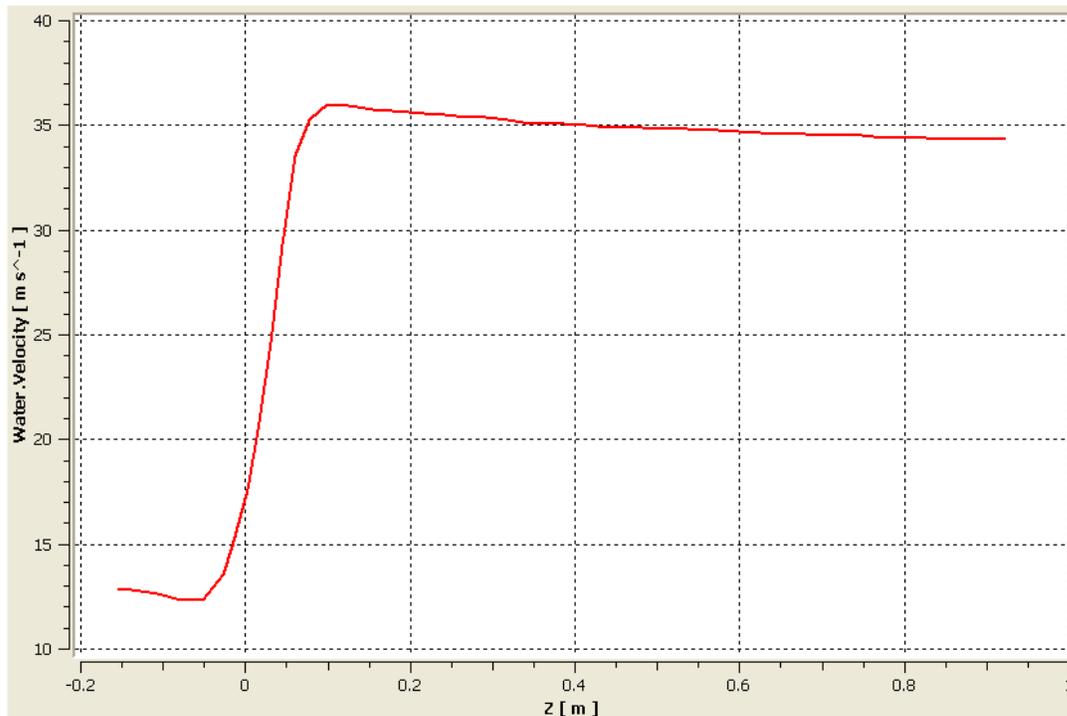


Figura 4.56 Comportamiento de la velocidad en función de la longitud sobre una línea de flujo a 60° de apertura en el obturador a $P_2=3.448$ kPa.

En la figura 4.56 se muestra la curva de la velocidad local del flujo a lo largo de su trayectoria, para la condición de súper cavitación $P_2 = P_v$, a un ángulo de apertura de válvula de 60°, se observa un comportamiento distinto al mostrado en la figuras 4.54 y 4.55, esto se debe a que a la velocidad a la salida de la tubería es mayor gracias a ser estar el fluido don fases, donde el vapor a las mismas condiciones de presión y temperatura que el agua líquida a adquiere mayor velocidad, por ser menos denso.

4.9. Análisis de resultados.

Se hace un análisis de los resultados, comparando los datos experimentales con los valores obtenidos empleando la metodología, CFD. Además se comparan los resultados obtenidos de la simulación con los experimentales.

4.9.1. Generación del dominio.

- Los valores de la verificación de la geometría son iguales, se puede deducir a partir de estos resultados que para la geometría el cambio del ángulo de inclinación del obturador no influye en los parámetros verificados.
- Los resultados obtenidos son aceptables, todos los parámetros cumplen con los rangos recomendados, o se acercan a tales parámetros, el factor más complicado de cumplir es el “Mesh Factor”.

4.9.2. Selección del modelo de turbulencia.

- En la figura 4.8, Q vs ΔP , se observa que el punto en que ambos modelos arrojan resultados similares, corresponde al momento de la aparición de la súper cavitación, probablemente esto se deba a que en este punto, el factor de recuperación de presión es despreciable, de ser así se demostraría que las diferencias presentadas por los modelos están influenciadas por los cambios bruscos de presión.
- Se observa también en la curva otro punto característico, el cual coincide con la aparición del fenómeno de la cavitación, dicho punto presenta una disminución del caudal respecto al punto previo, y dicho comportamiento no es observado en las curvas experimentales.
- En forma general los valores obtenidos en las curvas correspondientes al modelo SST en comparación del modelo $k - \varepsilon$ se aproximan más a las curvas experimentales, en los puntos donde se presenta la cavitación.
- Observando las figuras 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 y 4.7, correspondientes a las curvas de los coeficientes características de la válvula, los cuales son

calculados en ausencia de cavitación, la tendencia de los valores aplicando ambos modelos tienden a ser los mismos.

4.9.3. Convergencia de la simulación numérica.

- Para aquellos estados simulados en condiciones sin cavitación, las curvas correspondientes a los valores de RMS para las ecuaciones de transferencia de calor (ver figura 4.11), tienden a no converger para el criterio seleccionado; las ecuaciones de transferencia de calor tienden a buscar las condiciones de equilibrio térmico, las cuales no se alcanzan por la ausencia de vapor de agua.
- Se observa que el procesador de ecuaciones no toma en cuenta como criterio de convergencia los valores de RMS correspondientes, a las ecuaciones de Kappa, omega y fracción de volumen.
- Para aquellos estados simulados en presencia de cavitación, los valores residuales son convergentes para el criterio seleccionado.

4.9.4. Resultados del post-procesamiento.

- Los valores de los coeficientes de descarga, flujo y pérdida (C_d , C_v y k) obtenidos en las simulaciones realizadas, tienden a ser constantes en condiciones donde no hay presencia de cavitación, esto se debe a que el flujo es proporcional a la caída de presión a través de la válvula cuando el fenómeno no se produce. También se observa que en presencia de cavitación estos valores disminuyen con respecto al valor obtenido en la simulación sin cavitación excepto el valor del coeficiente de pérdida que tiende a aumentar en presencia de cavitación.
- En el comportamiento de las curvas Q vs ΔP (ver de la figura 4.30 a la figura 4.35), se observa para cada uno de los ángulos de apertura del

obturador la presencia de un caudal máximo, esto se debe a que en todas las simulaciones se fijo una presión P1 de referencia a la entrada de la válvula, siendo el caudal función del delta de presión (ver figura 2.3), al estabilizarse la presión de saturación, justo después del obturador de la válvula no es posible aumentar el caudal y por ende al disminuir la presión a la salida P2, sólo favorece a la producción de mayor cantidad de vapor, aguas abajo del obturador.

- En la figura 4.37 se compara el comportamiento del índice de cavitación súbita incipiente (σ_{ich}) vs el coeficiente de descarga (C_d) a distintos grados de apertura del obturador, con resultados experimentales y se observa que los resultados obtenidos mediante el método CFD están definidos entre los valores experimentales, con una desviación máxima del 5,71%.
- En la figura 4.38 se compara el comportamiento de la curva del coeficiente de descarga (C_d) vs el ángulo de apertura del obturador con resultados experimentales y se observa la presencia de una desviación máxima de 30,75%, esto es producto de que la curva C_d vs Ángulo de apertura del obturador, es sensible a la geometría de la válvula, lo que se presume es por diferencias entre las geometrías de la válvula simulada con la válvula ensayada experimentalmente.
- En la figura 4.38 se compara el comportamiento de la curva del coeficiente de descarga (C_d) vs el ángulo de apertura del obturador con resultados experimentales, se observa que el coeficiente de descarga para un mismo ángulo de apertura del obturador en las simulaciones numéricas, es mayor que el visto en los datos experimentales, esto puede ser a causa de dos aspectos, el primero es que durante las simulaciones no se toma en cuenta la pérdidas por fricción en el obturador, y el segundo a las diferencias geométricas que pueden

presentar la válvula simulado y la válvula que se ensayo en los datos experimentales[6].

- En la figura 4.40, fracción de volumen de vapor sobre el plano de simetría a 30° de apertura en el obturador, se observa un cambio brusco en las condiciones de vapor aguas abajo del obturador (ver figura 4.40-c y figura 4.40-b), para una pequeña variación de la presión de salida P2, y esto se debe a que la zona de transición entre la condición de no cavitación a flujo con cavitación súbita es menor a medida que disminuye el ángulo de apertura del obturador.
- En la figura 4.53, comportamiento de la temperatura en función de la longitud sobre una línea de flujo a un ángulo de apertura del obturador de 60°, se observa el cambio de temperatura del fluido en condición de súper cavitación, dicho cambio son despreciables, por lo que se puede considerar el sistema como un régimen isotérmico.
- En la figura 4.56, comportamiento de la presión en función de la longitud sobre una línea de flujo a un ángulo de apertura del obturador de 60°, que corresponde al punto de súper cavitación $P_2 = P_v$, la presión mínima en la vena contracta no baja por debajo de la presión de vapor, en cambio se estabiliza en el valor de la presión de saturación hasta alcanzar el plano de salida.
- En la figura 4.55, comportamiento de la presión en función de la longitud sobre una línea de flujo a un ángulo de apertura del obturador de 60°, que corresponde a una presión $P_2 = 350$ kPa, se observa como la presión cae hasta la presión de vaporación y luego se estabiliza hasta alcanzar la presión de salida P2 a diferencia de lo encontrado en la figura 4.56, esto se debe a que la válvula aun no ha alcanzado la condición de súper cavitación.

Conclusiones

- Los parámetros que definen la cavitación en una válvula mariposa, son la presión P_1 , P_2 , temperatura y las propiedades del fluido. Y los parámetros que ayudan en el estudio y predicción de la cavitación en válvulas mariposas, son los coeficientes de descarga, flujo, pérdida y el índice de cavitación.
- Las ecuaciones de Rayleigh Plesset proporcionan la base para el tipo de ecuación que controla la generación de vapor y condensación. A partir de establecer la ecuación que describe el aumento de las burbujas de gas en un fluido; desarrolla un modelo que relaciona la transferencia de masa por unidad de volumen entre dos fases con la presión local del elemento.
- El modelo $k-\omega$ basado en el transporte de esfuerzos cortantes (SST), brinda una alta precisión en la predicción de flujos bajo condiciones de gradientes de presión adversas. A diferencia del modelo $k-\epsilon$ el cual presenta dificultades en la predicción de flujos rotativos, flujos con separación en la capa límite y flujos sobre superficies curvas [1].
- El ANSYS CFX, es un software robusto, sencillo y práctico, que incluye los modelos matemáticos más avanzados, entre éstos los utilizados en esta investigación para predecir el comportamiento del volumen de vapor, Rayleigh Plesset y el modelo de turbulencia Shear Stress Transport.(SST).

- Al realizar simulaciones numéricas de flujos en condiciones de cavitación en válvula mariposa utilizando el método CFD, los resultados obtenidos son los esperados y se aproximan a los obtenidos de manera experimental.
- En ausencia del fenómeno de la cavitación, el flujo que pasa a través de la válvula es proporcional a la caída de la presión a través de la misma.
- El inicio de la cavitación súbita incipiente ocurre cuando se pierde la proporcionalidad entre el flujo que pasa a través de la válvula y la caída de presión a través de la misma.
- Para cada ángulo de apertura hay un caudal máximo , que depende de la presión P_1 de referencia fijada a la entrada de la válvula.
- El fenómeno de la cavitación en la válvula mariposa puede ser tratado como un proceso en régimen isotérmico.

Recomendaciones

- Realizar un banco de ensayos de cavitación en válvula para la obtención de valores experimentales y la futura validación de otras simulaciones.
- Aplicar el método CFD para válvulas de cono y válvula de bola, aprovechando los valores experimentales disponibles.
- Realizar simulación de la válvula de mariposa con distintos diámetro de tubería en donde se pueda ver el efecto de la escala.
- Realizar la simulación trabajando con las teorías de malla deformable.

Referencias Bibliográficas

- [1] ANSYS-CFX. Release 11.0. (2007). Disponible. ANSYS CFX-Solver Theory Guide.
- [2] Cengel, Yunus; Cimbala Jhon. (2006). "Mecánica de fluidos". Primera edición. McGraw Hill.
- [3] Colman Alejandro, Rincón José, Araujo Carlos, Materano Gilberto y Reyes Miguel. (2006). "The effect of the choice of turbulence model on the simulation of fluid flow on a centrifugal separator". Rev. Téc. Ing. Univ. Zulia., vol.29, no.2 p.127-133.
- [4] Gao H., Lin W., Tsukiji T. (2006). "Investigation of Cavitations Near the Orifice of Hydraulic Valves". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering. Volumen 220, no. 4, p. 253-265.
- [5] Gao H., Xin Fu, Huayong Yang. (2002). "Numerical simulation of cavitating flow in hydraulic conical valve". Journal of Zhejiang University - Science A. sep., volumen 3, no. 4 p. 395-400.
- [6] J.P, Tullis. (1993). "Cavitation guide for control valves ".Energy Citations Database.
- [7] Martin, C. Samuel and Medlarz, H. and Wiggert, D. C. and Brennen, C. (1981) "*Cavitation Inception in Spool Valves*". Journal of Fluids Engineering, Volumen 103, no 4. p. 564-576.
- [8] Penninger, Gerhart; Benigni Helmut. (2005). "New design of butterfly valves for modern pump-storage power plants". Disponible.

[http://scholar.google.co.ve/scholar?hl=es&lr=&q="New+design+of+butte+rfly+valves"&btnG=Buscar&lr=](http://scholar.google.co.ve/scholar?hl=es&lr=&q=).

- [9] Potter, Merle; Wiggert, David. (2002). "Mecánica de fluidos". Tercera edición. Thomson International.
- [10] Saito S., Shibata M., Fukae H. and Outa E. (2007). "Computational cavitation flows at inception and light stages on an axial-flow pump blade and in a cage-guided control valve". Journal of Thermal Science. Volumen 16, no. 4, p. 337-345.
- [11] Young, Ronald (1989). "Cavitation". Primera edición. McGraw Hill.
- [12] Zanotti A., Mendez C., Nigro Norberto., Cardona A. y Storti M. (2003). "Método de Elementos Finitos Estabilizado Aplicado a Flujos Multifásicos". Mecánica Computacional. Volumen XXII, no 3. Fluid Mechanics (C).

APÉNDICE

Se presentan los resultados que por su poca relevancia con respecto a los resultados del capítulo 4, no fueron añadidos a dicho capítulo. Se presentan valores estadísticos de las simulaciones y figuras demostrativas de la formación de las burbujas de vapor en la cavitación en una válvula de mariposa sometida a diferentes estados y con diferente ángulo de apertura

Apéndice I

Tabla 4.6 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 75°

Convergencia 75°		U-Mom	V-Mom	W-Mom	P-Vol
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS
4633,61	1,0021	1,10E-07	1,20E-07	1,50E-06	2,10E-08
47116,9	1,08384	2,00E-06	2,20E-06	6,10E-06	3,30E-06
101273	1,2096	5,10E-08	2,10E-07	1,20E-06	5,70E-08
450802	4,79851	1,80E-04	1,60E-04	2,30E-04	8,00E-06
520451	1,7339	1,30E-06	1,50E-06	6,30E-06	4,20E-07
530369	1,7647	8,90E-07	1,60E-06	3,90E-06	4,90E-07
540346	1,8937	8,10E-06	1,10E-05	5,50E-05	3,40E-06
545280	2,1531	1,30E-05	1,40E-05	5,50E-05	4,40E-06
550210	30,5263	5,80E-06	8,80E-06	6,30E-05	3,40E-06
560091	65,0564	3,80E-06	5,90E-06	1,10E-05	1,30E-06
562561	90,6975	3,00E-06	4,30E-06	1,30E-05	6,50E-07
565034	149,905	7,80E-06	7,00E-06	2,10E-05	5,70E-07

Tabla 4.7 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 75°

Convergencia 75°		Mass-Water	K-TurbKE	O-TurbFreq	H-water	H-vapor
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS
4633,61	1,0021	3,10E-06	2,30E-06	4,10E-06	1,60E-06	3,30E-06
47116,9	1,8384	6,60E-05	4,60E-06	6,90E-06	7,40E-06	1,00E-05
101273	1,2096	2,00E-06	2,60E-06	3,00E-07	1,60E-06	3,30E-06
450802	4,9851	1,40E-03	4,30E-04	2,00E-04	6,20E-04	1,40E-04
520451	11,7339	1,20E-05	1,30E-05	6,00E-06	1,10E-05	5,50E-06
530369	14,7647	6,10E-06	6,70E-06	5,60E-06	4,10E-05	4,70E-06
540346	19,8937	2,20E-05	5,40E-05	9,20E-05	8,40E-05	9,30E-06
545280	24,1531	1,10E-04	1,20E-04	1,10E-04	1,30E-04	1,40E-05
550210	30,5263	5,00E-08	9,20E-05	1,50E-04	2,00E-03	6,60E-06
560091	65,0564	5,00E-08	2,90E-05	3,80E-05	3,70E-03	4,90E-06
562561	90,6975	5,00E-08	2,60E-05	3,50E-05	5,30E-03	4,50E-06
565034	149,905	5,00E-08	3,60E-05	4,30E-05	1,00E-02	4,60E-06

Tabla 4.8 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 60°

Convergencia 60°		U-Mom	V-Mom	W-Mom	P-Vol
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS
3729,02	1,0005	2,30E-05	2,30E-05	3,60E-05	2,70E-06
99944,2	1,20584	7,70E-06	1,10E-05	3,70E-05	4,90E-05
137789	1,31178	5,20E-06	7,40E-06	4,70E-05	1,30E-05
166421	1,40515	1,00E-06	2,70E-06	9,30E-06	3,40E-06
250019	1,7738	5,00E-05	6,10E-05	1,30E-04	3,10E-05
269982	1,89235	4,60E-05	5,30E-05	1,10E-04	1,70E-05
294978	2,06511	7,20E-06	1,90E-05	4,30E-05	3,60E-06
299981	2,10357	6,90E-06	2,80E-05	2,30E-05	3,20E-06
319984	2,27267	9,80E-06	1,20E-05	2,60E-05	2,60E-06
349989	2,58436	7,90E-06	1,60E-05	3,20E-05	4,50E-06
379988	2,99502	1,30E-05	2,20E-05	4,90E-05	7,20E-06
389992	3,16241	1,10E-06	1,80E-06	3,70E-06	3,40E-07
419994	3,80015	8,10E-07	1,70E-06	3,10E-06	3,80E-07

Tabla 4.9 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 60°

Convergencia 60°		Mass-Water	K-TurbKE	O-TurbFreq	H-water	H-vapor
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS
3729,02	1,0005	2,40E-04	8,10E-05	3,90E-05	4,70E-05	3,80E-05
99944,2	1,0584	4,00E-04	4,80E-06	2,50E-06	1,40E-05	1,30E-05
137789	1,31178	1,20E-04	1,50E-06	4,70E-06	6,50E-06	5,50E-06
166421	1,40515	6,20E-05	9,70E-07	4,50E-06	4,40E-06	3,90E-06
250019	1,7738	7,30E-04	2,40E-04	1,10E-04	1,70E-04	9,70E-05
269982	1,89235	5,70E-04	4,80E-04	1,50E-04	1,50E-04	8,00E-05
294978	2,06511	2,70E-04	6,90E-05	3,80E-05	4,30E-05	4,90E-05
299981	2,10357	2,40E-04	5,70E-05	4,00E-05	5,00E-05	4,20E-05
319984	2,27267	3,00E-04	6,70E-05	5,20E-05	4,90E-05	4,40E-05
349989	2,58436	2,30E-04	4,30E-05	3,80E-05	4,90E-05	2,40E-05
379988	2,99502	1,90E-04	7,00E-05	8,80E-05	1,10E-04	4,30E-06
389992	3,16241	5,00E-06	4,40E-06	1,30E-05	1,10E-04	4,30E-06
419994	3,80015	5,00E-08	4,70E-06	9,00E-06	1,80E-03	4,30E-06

Tabla 4.10 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 45°

Convergencia 45°		U-Mom	V-Mom	W-Mom	P-Vol
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS
3491,22	1.00008	1,30E-05	2,00E-05	2,30E-05	2,20E-06
92738,4	1,18755	2,40E-05	2,20E-05	4,80E-05	3,50E-06
199968	1,53279	2,00E-05	2,50E-05	1,10E-04	6,00E-05
209997	1,57565	1,90E-05	2,70E-05	3,80E-05	3,10E-06
219999	16208	2,80E-05	2,90E-05	4,90E-05	9,40E-06
249995	1,77328	3,00E-05	5,50E-05	9,40E-05	3,10E-05
259994	1,8307	1,50E-05	3,20E-05	4,70E-05	9,50E-06
269995	1,89196	1,90E-05	3,10E-05	4,80E-05	5,60E-06
299997	2,10296	2,10E-07	2,40E-07	2,80E-07	4,10E-08
309995	2,18439	1,60E-07	1,50E-07	7,30E-08	1,00E-08
349996	2,58368	2,20E-07	2,30E-07	4,20E-07	2,90E-08
399997	3,34885	2,20E-07	2,20E-07	1,20E-07	2,30E-08
499999	8,21473	4,20E-07	4,50E-07	2,50E-07	2,60E-08

Tabla 4.11 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 45°

Convergencia 45°		Mass-Water	K-TurbKE	O-TurbFreq	H-water	H-vapor
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS
3491,22	1,00008	4,10E-04	5,30E-05	2,70E-05	5,00E-05	1,70E-05
92738,4	1,18755	3,10E-04	3,90E-05	4,50E-05	4,90E-05	2,50E-05
199968	1,53279	1,50E-03	3,90E-04	1,40E-05	8,50E-05	8,90E-06
209997	1,57565	2,60E-04	6,60E-05	1,40E-04	4,90E-05	3,20E-05
219999	1,6208	9,60E-04	9,60E-05	2,50E-04	4,70E-05	4,30E-05
249995	1,77328	4,10E-04	1,10E-04	9,40E-05	9,80E-05	5,20E-05
259994	1,8307	1,70E-04	5,20E-05	5,70E-05	4,20E-05	2,00E-05
269995	1,89196	1,60E-04	5,00E-05	6,20E-05	3,80E-05	1,90E-05
299997	2,10296	3,60E-07	2,40E-07	6,60E-07	6,10E-05	3,70E-06
309995	2,18439	4,90E-08	1,60E-08	3,20E-08	6,60E-05	3,70E-06
349996	2,58368	5,00E-08	2,10E-07	9,40E-07	3,50E-03	3,70E-06
399997	3,34885	4,90E-08	6,20E-08	1,50E-07	4,40E-03	3,80E-06
499999	8,21473	5,00E-08	6,10E-08	1,30E-07	1,10E-02	4,00E-06

Tabla 4.12 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 30°

Convergencia 30°		U-Mom	V-Mom	W-Mom	P-Vol
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS
3523,44	1,00013	1,80E-05	2,00E-05	1,90E-05	1,50E-06
65919,3	1,12423	1,50E-06	1,70E-06	7,10E-06	7,20E-06
99611,7	1,20496	6,60E-06	8,90E-06	4,10E-05	3,60E-05
149997	1,34992	2,00E-05	2,10E-05	4,30E-05	6,60E-06
199995	1,53292	5,80E-05	8,20E-05	1,60E-04	2,40E-05
249998	1,77334	1,60E-06	3,00E-06	6,10E-06	4,00E-07
299998	2,10319	2,60E-07	2,60E-07	8,40E-07	3,40E-08
349999	2,58377	3,70E-07	3,30E-07	1,20E-06	6,30E-08
399999	3,34903	4,70E-07	4,10E-07	1,50E-06	8,10E-08
449999	4,75835	4,90E-07	6,50E-07	1,20E-06	5,50E-08
500000	8,21555	6,70E-07	7,30E-07	5,60E-07	2,70E-08

Tabla 4.13 Valores residuales de RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 30°

Convergencia 30°		Mass-Water	K-TurbKE	O-TurbFreq	H-water	H-vapor
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS
3523,44	1,00013	2,60E-04	3,80E-05	2,60E-05	4,50E-05	2,50E-05
65919,3	1,12423	5,00E-05	2,80E-05	5,10E-07	4,00E-06	2,40E-06
99611,7	1,20496	6,70E-04	2,10E-04	2,30E-06	2,30E-05	2,60E-06
149997	1,34992	1,30E-04	5,90E-05	1,10E-04	4,70E-05	2,30E-05
199995	1,53292	1,70E-04	1,30E-04	1,50E-04	1,60E-04	2,30E-05
249998	1,77334	1,60E-06	5,10E-06	8,60E-06	4,80E-05	4,10E-06
299998	2,10319	6,00E-08	4,40E-08	2,00E-07	2,00E-04	4,00E-06
349999	2,58377	5,20E-08	6,80E-08	2,80E-07	4,50E-03	4,00E-06
399999	3,34903	5,20E-08	8,80E-08	3,80E-07	5,90E-03	4,10E-06
449999	4,75835	5,30E-08	9,00E-07	1,80E-06	8,50E-03	4,10E-06
500000	8,21555	5,20E-08	1,10E-07	3,00E-07	1,60E-02	4,40E-06

Tabla 4.14 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.14 y 2.15 a 15°

Convergencia 15°		U-Mom	V-Mom	W-Mom	P-Vol
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS
90741	1,18259	1,20E-05	1,60E-05	3,60E-05	1,30E-05
141238	1,32225	3,10E-05	3,10E-05	7,60E-05	1,40E-05
215424	1,59983	2,70E-05	2,50E-05	7,30E-05	7,20E-06
246177	1,75232	2,30E-05	2,50E-05	9,00E-05	1,20E-05
272286	1,9066	2,40E-05	260E-05	5,80E-05	8,30E-06
344172	2,51671	1,20E-06	1,30E-06	2,80E-06	9,70E-07
419980	3,79856	5,20E-07	5,70E-07	5,70E-07	9,30E-08
473883	5,95533	2,20E-06	2,50E-06	7,10E-06	5,00E-07
512638	10,0636	2,80E-06	3,20E-06	9,00E-06	3,00E-07

Tabla 4.15 Valores residuales RMS de las ecuaciones 2.17, 2.28 y 2.29 a 15°

Convergencia 15°		Mass-Water	K-TurbKE	O-TurbFreq	H-water	H-vapor
P2 [Pa]	sigma	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS
90741	1,18259	4,50E-04	5,40E-05	6,90E-05	9,00E-05	3,70E-05
141238	1,32225	1,30E-04	1,20E-04	2,40E-04	9,10E-05	2,70E-05
215424	1,59983	6,30E-05	5,20E-05	1,10E-04	7,20E-05	9,50E-06
246177	1,75232	2,70E-05	6,80E-05	1,40E-04	6,90E-05	5,50E-06
272286	1,9066	7,30E-06	5,20E-05	9,50E-05	1,00E-04	4,70E-06
344172	2,51671	5,30E-08	1,60E-06	3,60E-06	4,70E-03	4,00E-06
419980	3,79856	5,30E-08	1,80E-07	6,60E-07	7,10E-03	4,00E-06
473883	5,95533	5,30E-08	3,20E-06	5,80E-06	1,10E-02	4,10E-06
512638	10,0636	5,40E-08	5,50E-06	7,60E-06	1,90E-02	4,10E-06

Apéndice II

Tabla 4.18 Tabla de resultados post-procesamiento de malla de 75°

Sigma	P1 [Pa]	P2 [Pa]	Q1[m³ s⁻¹]	P1 - P2 [Pa]
1,0021	568155	4633,61	0,557896	563521,39
1,08384	567995	47116,9	0,557042	520878,1
1,2096	567986	101273	0,55651	466713
4,79851	568572	450802	0,535493	117770
11,7339	568616	520451	0,390207	48165
14,7647	568650	530369	0,352198	38281
19,8937	568762	540346	0,343447	28416
24,1531	568682	545280	0,30899	23402
30,5263	568727	550210	0,267887	18517
65,0564	568781	560091	0,175555	8690
90,6975	568794	562561	0,144036	6233
149,905	568805	565034	0,10755	3771

Tabla 4.19 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para malla de 75°

Sigma	V1 [m s⁻¹]	C_v	C_v d⁻²	K	C_d
1,0021	30,1251	978,128	26,591	1,24563	0,667315
1,08384	30,079	1015,82	27,6157	1,1549	0,681218
1,2096	30,0503	1072,13	29,1463	1,03678	0,700693
4,79851	28,9154	2053,68	55,8304	0,282563	0,883
11,7339	21,0703	2340,04	63,6154	0,217637	0,906236
14,7647	19,0179	2369,17	64,4071	0,212319	0,908221
19,8937	18,5453	2681,45	72,8968	0,165745	0,926186
24,1531	16,6847	2658,37	72,2692	0,168636	0,92504
30,5263	14,4653	2590,93	70,4358	0,177529	0,92154
65,0564	9,47959	2478,59	67,382	0,193985	0,915167
90,6975	7,77759	2401,09	65,2749	0,206711	0,910329
149,905	5,80745	2304,91	62,6603	0,224322	0,903758

Tabla 4.20 Tabla de resultados post-procesamiento de la malla de 60°

Sigma	P1 [Pa]	P2 [Pa]	Q1 [m³ s⁻¹]	P1 - P2 [Pa]
1,0005	568725	3729,02	0,316847	564995,98
1,20584	568733	99944,2	0,315818	468788,8
1,31178	568676	137789	0,311423	430887
1,40515	568678	166421	0,311426	402257
1,7738	568669	250019	0,309967	318650
1,89235	568671	269982	0,309964	298689
2,06511	568685	294978	0,30509	273707
2,10357	568685	299981	0,301392	268704
2,27267	568703	319984	0,293834	248719
2,58436	568716	349989	0,277809	218727
2,99502	568727	379988	0,25811	188739
3,16241	568749	389992	0,253299	178757
3,80015	568752	419994	0,230915	148758
8,21895	568781	499997	0,155875	68784

Tabla 4.21 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para malla de 60°

Sigma	V1 [m s⁻¹]	C_v	C_v d⁻²	K	C_d
1,0005	17,109	554,784	15,0821	3,87196	0,453052
1,20584	17,0534	607,08	16,5038	3,23361	0,486009
1,31178	16,8161	624,405	16,9748	3,05665	0,496496
1,40515	16,8163	646,251	17,5687	2,8535	0,509416
1,7738	16,7375	722,696	19,6469	2,28175	0,55201
1,89235	16,7373	746,448	20,2926	2,13885	0,564436
2,06511	16,4742	767,509	20,8652	2,02308	0,575142
2,10357	16,2745	765,231	20,8032	2,03514	0,573998
2,27267	15,8664	775,436	21,0807	1,98193	0,579097
2,58436	15,001	781,795	21,2535	1,94982	0,582241
2,99502	13,9374	781,938	21,2574	1,94911	0,582311
3,16241	13,6776	788,499	21,4358	1,9168	0,585526
3,80015	12,4689	787,968	21,4214	1,91939	0,585267
8,21895	8,41691	782,224	21,2652	1,94768	0,582451

Tabla 4.22 Tabla de resultados post-procesamiento de la malla de 45°

Sigma	P1 [Pa]	P2 [Pa]	Q1 [m³ s⁻¹]	P1 - P2 [Pa]
1,00008	568805	3491,22	0,17571	565313,78
1,18755	568816	92738.4	0,175686	476077,6
1,53279	568816	199968	0,175762	368848
1,57565	568808	209997	0,174284	358811
1,6208	568824	219999	0,173768	348825
1,77328	568829	249995	0,162155	318834
1,8307	568826	259994	0,159909	308832
1,89196	568826	269995	0,156423	298831
2,10296	568863	299997	0,149143	268866
2,18439	568818	309995	0,145631	258823
2,58368	568821	349996	0,134174	218825
3,34885	568824	399997	0,118029	168827
8,21473	568823	499999	0,07526	68824

Tabla 4.23 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para malla de 45°

Sigma	V1 [m s⁻¹]	C_v	C_v d⁻²	K	C_d
1,00008	9,48794	307,574	8,36157	12,5974	0,271189
1,18755	9,48662	335,116	9,11032	10,6118	0,293461
1,53279	9,49076	380,89	10,3547	8,21448	0,329431
1,57565	9,41094	382,933	10,4102	8,12708	0,331005
1,6208	9,38307	387,225	10,5269	7,94791	0,334302
1,77328	8,75598	377,959	10,275	8,34239	0,327168
1,8307	8,63471	378,712	10,2955	8,30923	0,32775
1,89196	8,44647	376,604	10,2382	8,40254	0,32612
2,10296	8,05337	378,558	10,2913	8,31601	0,327631
2,18439	7,86374	376,747	10,2421	8,39614	0,326231
2,58368	7,24508	377,501	10,2626	8,36266	0,326814
3,34885	6,37332	378,066	10,2779	8,33768	0,327251
8,21473	4,06388	377,565	10,2643	8,35983	0,326863

Tabla 4.24 Tabla de resultados post-procesamiento de la malla de 30°

Sigma	P1 [Pa]	P2 [Pa]	Q1 [m³ s⁻¹]	P1 - P2 [Pa]
1,00013	568802	3523,44	0,093778	565278,56
1,12423	568802	65919,3	0,0938356	502882,7
1,20496	568802	99611,7	0,093836	469190,3
1,34992	568800	149997	0,0906778	418803
1,53292	568804	199995	0,0866786	368809
1,77334	568807	249998	0,0811906	318809
2,10319	568810	299998	0,0747106	268812
2,58377	568812	349999	0,0674206	218813
3,34903	568813	399999	0,0592188	168814
4,75835	568815	449999	0,0496818	118816
8,21555	568816	500000	0,0378082	68816

Tabla 4.25 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para malla de 30°

Sigma	V1 [m s⁻¹]	C_v	C_v d⁻²	K	C_d
1,00013	5,0638	164,16	4,46279	44,2226	0,148704
1,12423	5,06691	174,154	4,73446	39,293	0,157538
1,20496	5,06694	180,299	4,90153	36,66	0,162952
1,34992	4,8964	184,414	5,0134	35,0422	0,166569
1,53292	4,68044	187,849	5,10677	33,7725	0,169583
1,77334	4,38411	189,251	5,14489	33,2739	0,170812
2,10319	4,0342	189,652	5,15578	33,1335	0,171163
2,58377	3,64055	189,694	5,15693	33,1187	0,1712
3,34903	3,19768	189,694	5,15693	33,1187	0,1712
4,75835	2,6827	189,696	5,15699	33,118	0,171202
8,21555	2,04156	189,687	5,15674	33,1212	0,171194

Tabla 4.26 Tabla de resultados post-procesamiento de la malla de 15°

Sigma	P1 [Pa]	P2 [Pa]	Q1 [m³ s⁻¹]	P1 - P2 [Pa]
1,00004	568821	3472,65	0,052	565348,35
1,10694	568821	58068	0,052017	510753
1,23936	568821	112639	0,051991	456182
2,70747	568819	360000	0,03588	208819
3,34898	568819	400000	0,032282	168819
4,75827	568819	450000	0,027091	118819
8,21543	568818	500000	0,020609	68818
30,0447	568818	550000	0,010774	18818

Tabla 4.27 Tabla de resultados post-procesamiento y coeficientes para malla de 15°

Sigma	V1 [m s⁻¹]	C_v	C_v d⁻²	K	C_d
1,00004	2,79436	91,0215	2,47447	145,239	0,082693
1,10694	2,79528	95,7941	2,60422	131,128	0,086997
1,23936	2,79385	101,31	2,75417	117,238	0,091965
2,70747	1,92813	103,341	2,80937	112,676	0,093792
3,34898	1,73478	103,408	2,81119	112,53	0,0938524
4,75827	1,45582	103,439	2,81204	112,462	0,09388
8,21543	1,10748	103,396	2,81089	112,554	0,093842
30,0447	0,578972	103,37	2,81017	112,612	0,093818

Contenido del CD “Análisis de la Cavitación en Válvula utilizando Técnicas de Aproximación Numérica”

- Trabajo de Grado “Estudio de la Cavitación en Válvula utilizando técnicas de aproximación numérica”.
- Material de la simulación, Mallas, Geometrías, archivos de resultados y resultados del procesamiento.
- Animaciones de los resultados del Post Procesamiento.
- Diapositivas de la Presentación “Estudio de la Cavitación en Válvula utilizando Técnicas de Aproximación Numérica”.