

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“ESTUDIO FLUIDODINÁMICO EN EL INTERIOR DE UN INYECTOR
DE UNA TURBINA PELTON MEDIANTE LA APLICACIÓN DEL
SOFTWARE CFD”**

Realizador por:

CARLOS DANIEL HORTA GUILARTE

Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como Requisito Parcial
para optar al Título de
INGENIERO MECÁNICO

Barcelona, Octubre de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“ESTUDIO FLUIDODINÁMICO EN EL INTERIOR DE UN INYECTOR
DE UNA TURBINA PELTON MEDIANTE LA APLICACIÓN DEL
SOFTWARE CFD”**

Ing. Lino Camargo
Asesor Académico

Barcelona, Octubre de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“ESTUDIO FLUIDODINÁMICO EN EL INTERIOR DE UN INYECTOR
DE UNA TURBINA PELTON MEDIANTE LA APLICACIÓN DEL
SOFTWARE CFD”**

El jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de:

EXCELENTE

Prof. Lino Camargo
Asesor Académico

Prof. Simón Bittar
Jurado principal

Prof. Yordy González
Jurado principal

Barcelona, Octubre de 2009

RESOLUCION

ARTÍCULO 44

REGLAMENTO DE TRABAJOS DE GRADO

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, el cual notificará al Consejo Universitario”

DEDICATORIA

A Dios por darme la fortaleza necesaria para lograr las metas propuestas.

En lo terrenal, le dedico sobre todas las cosas esta tesis, y todos mis logros a mi madre Marta Margarita Guilarte Rodríguez.

A mis hermanos Milagro Gorgina Horta Guilarte y Moisés Enrique Horta Guilarte.

A mi padre, que ya no está en este mundo, por también haber colaborado en el logro de mis metas.

AGRADECIMIENTOS

A mi madre Marta Margarita Guilarte Rodríguez, por darme la vida, apoyarme y siempre guiarme por el camino del bien.

A mis hermanos Milagro Gorgina Horta Guilarte y Moisés Enrique Horta Guilarte. Por hacer que me sienta orgullo de ellos.

A la gloriosa Universidad de Oriente por haberme formado en sus aulas.

A los profesores de la gloriosa Universidad de Oriente.

Al Glorioso Departamento de Mecánica y todos sus profesores por contribuir determinadamente en mi formación hacia la ingeniería Mecánica.

A mis compañeros de estudio y amigos por su constante apoyo.

Agradezco muy especialmente a mi amigo Jhonnattan Rodríguez Vásquez, por guiarme con sus conocimientos al principio de mi tesis.

Agradezco a mi asesor académico el profesor Lino Camargo por haberme guiado cuando fue necesario, en el desarrollo de mi tesis.

RESUMEN

En este trabajo se presenta una metodología numérica para evaluar el comportamiento del flujo de fluido a través de un inyector de una turbina Pelton mediante la aplicación de un software para dinámica de fluido computacional (CFD). El software antes mencionado resuelve el modelo matemático que constituye la base física del problema estudiado en esta tesis, como lo es la ecuación de continuidad y la de cantidad de movimiento, las cuales fueron resueltas numéricamente por el software utilizando el método de los volúmenes finitos. El modelo numérico fue resuelto en el programa de dinámica de fluido computacional CFX 10. Las soluciones numéricas se realizaron con dos geometrías diferentes, a cuatro porcentajes de apertura distintos (100%, 75%, 50%, 25% de apertura), condiciones de borde en la entrada, la salida, pared y el modelo de turbulencia $k-\epsilon$, obteniéndose para cada geometría los diferentes campos de velocidad, presión, viscosidad y líneas de corriente. También se pudo estudiar partir de los resultados obtenidos en las simulaciones numéricas, el comportamiento del caudal y la velocidad respecto al porcentaje de apertura de cada inyector mediante la construcción y análisis de las respectivas gráficas. Otro comportamiento importante que se estudió fue la variación del coeficiente de flujo del inyector para los diferentes porcentajes de apertura que se establecieron.

Los resultados obtenidos también permitieron identificar las zonas de mayor interés en cuanto a la generación de los diferentes fenómenos fluidodinámicos, encontrándose de esta forma que las regiones de mayor interés fluidodinámico la constituyen principalmente la boquilla, donde se generaron los mayores cambios de velocidad y presión, y la zona posterior a la curvatura en forma de codo, donde se generó el fenómeno de separación de la capa límite por el cambio que experimenta el contorno en esa región.

CONTENIDO

RESOLUCION	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN	vii
CONTENIDO	viii
INDICE DE TABLAS	xiii
INDICE DE FIGURAS	xvi
CAPITULO I	24
EL PROBLEMA	24
1.1. EL FLUJO DE FLUIDOS Y LAS COMPUTADORAS.....	; Error!
Marcador no definido.	
1.2. ANTECEDENTES	; Error! Marcador no definido.
1.3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	; Error! Marcador no
definido.	
1.4. OBJETIVOS	; Error! Marcador no definido.
1.4.1. Objetivo general	; Error! Marcador no definido.
1.4.2. Objetivos especificos	; Error! Marcador no definido.
1.5. ENFOQUE DEL PROBLEMA	; Error! Marcador no definido.
1.6.	CONTENIDO
1.6.	DEL
TRABAJO.....	; Error! Marcador no definido.
CAPITULO II	33
MARCO TEORICO	33
2.1. INTRODUCCIÓN.....	; Error! Marcador no definido.
2.2. EL INYECTOR DE LA TURBINA PELTON.	; Error! Marcador no
definido.	

2.3. REGULACIÓN DEL CHORRO DE SALIDA DEL INYECTOR.	
.....	¡Error! Marcador no definido.
2.4. EL DISTRIBUIDOR DE UNA TURBINA PELTON.	¡Error! Marcador no definido.
2.5. PARTES DEL INYECTOR.	¡Error! Marcador no definido.
2.5.1.La tobera.....	40
2.5.2.La aguja.....	41
2.5.3.La aguja.....	42
2.6- EQUIPO DE REGULACIÓN DE VELOCIDAD.	¡Error! Marcador no definido.
2.7. LA MECÁNICA DE FLUIDOS.	¡Error! Marcador no definido.
2.8. HIPÓTESIS BÁSICAS.	¡Error! Marcador no definido.
2.8.1.Hipótesis del medio continuo.	¡Error! Marcador no definido.
2.8.2.Concepto de partícula fluida.....	¡Error! Marcador no definido.
2.9.DESCRIPCIONES LAGRANGIANA Y EULERIANA DEL MOVIMIENTO DE UN FLUIDO.....	¡Error! Marcador no definido.
2.10. ECUACIONES GENERALES DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS	
.....	¡Error! Marcador no definido.
2.11. ECUACIONES DE NAVIER – STOKES (ENS) Y ECUACIÓN DE CONTINUIDAD.....	¡Error! Marcador no definido.
2.12.MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS.....	¡Error! Marcador no definido.
2.13. DISCRETIZACION DEL DOMINIO (GENERACIÓN DEL MALLADO)	¡Error! Marcador no definido.
2.14. EL FENÓMENO DE TURBULENCIA.....	¡Error! Marcador no definido.
2.15. LAS ECUACIONES DE REYNOLDS	¡Error! Marcador no definido.
2.16. CAPA LÍMITE	¡Error! Marcador no definido.
2.17. MODELOS DE TURBULENCIA.	¡Error! Marcador no definido.

2.17.1. Modelo de turbulencia k-ε.	;	Error! Marcador no definido.
2.18. ETAPA DE SIMULACIÓN.....		87
CAPITULO III		63
MARCO METODOLOGICO		63
3.1. INTRODUCCIÓN.....	;	Error! Marcador no definido.
3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.	;	Error! Marcador no definido.
3.3.- DISEÑO DE LA GEOMETRÍA A ESTUDIAR. .	;	Error! Marcador no definido.
3.3.1.Diseño de la carcasa.	;	Error! Marcador no definido.
3.3.2. Diseño de la aguja del inyector.....	;	Error! Marcador no definido.
3.3.3. Diseño del estator.	;	Error! Marcador no definido.
3.3.4. Ensamble aguja – estator - carcasa del inyector.	;	Error! Marcador no definido.
3.4.- CONFIGURACIÓN DE LOS PORCENTAJES DE APERTURA DEL INYECTOR.	;	Error! Marcador no definido.
3.5. IMPORTACIÓN DE LA GEOMETRÍA.	;	Error! Marcador no definido.
3.6. EXTRACCIÓN DEL NEGATIVO.	;	Error! Marcador no definido.
3.7. GENERACIÓN DEL MALLADO.	;	Error! Marcador no definido.
3.8. REFINAMIENTO DEL MALLADO. ...	;	Error! Marcador no definido.
3.9. SELECCIÓN DE LA MALLA MÁS ADECUADA. .	;	Error! Marcador no definido.
3.10. DOMINIO Y CONDICIONES DE BORDE EN LAS SIMULACIONES.....	;	Error! Marcador no definido.
3.10.1. Definición del dominio.	;	Error! Marcador no definido.
3.10.2. Entrada.	;	Error! Marcador no definido.
3.10.3. Salida.	;	Error! Marcador no definido.
3.10.3. Pared.	;	Error! Marcador no definido.
CAPITULO IV		97

RESULTADOS Y ANALISIS	97
4.1. CONVERGENCIA EN LAS SIMULACIONES. . .	¡Error! Marcador no definido.
4.1.1. Convergencia en el inyector con estator de tres apoyos (Inyector 3A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%).	¡Error! Marcador no definido.
4.1.2. Convergencia en el inyector con estator de cuatro apoyos (Inyector 4A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%).	¡Error! Marcador no definido.
4.2. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE VELOCIDAD DEL AGUA PARA CADA INYECTOR.	¡Error! Marcador no definido.
4.2.1. Campo de velocidad en el inyector con estator de tres apoyos (Inyector 3A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%).	¡Error! Marcador no definido.
4.2.2. Campo de velocidad en el inyector con estator de cuatro apoyos (Inyector 4A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%).	¡Error! Marcador no definido.
4.3. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE PRESIÓN DEL AGUA PARA CADA INYECTOR.	¡Error! Marcador no definido.
4.3.1. Campo de presión en el inyector con estator de tres apoyos (Inyector 3A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%).	¡Error! Marcador no definido.
4.3.2. Campo de presión en el inyector con estator de cuatro apoyos (Inyector 3A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%).	¡Error! Marcador no definido.
4.4.- ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE VISCOSIDAD. . .	¡Error! Marcador no definido.

4.4.1.Campo de viscosidad en el inyector con estator de tres apoyos (Inyector 3A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%).	¡Error! Marcador no definido.
4.4.2.Campo de viscosidad en el inyector con estator de cuatro apoyos (Inyector 4A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%).	¡Error! Marcador no definido.
4.5.ANÁLISIS GRÁFICO DEL COMPORTAMIENTO DE LOS PERFILES DE VELOCIDAD EN LA SECCIÓN CONTRAIDA DE LOS INYECTORES.....	115
4.6. ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO PARA LOS DIFERENTES PORCENTAJES DE APERTURA DEL INYECTOR.....	¡Error! Marcador no definido.
4.6.1. Análisis grafico del flujo de salida respecto al porcentaje de apertura para el inyector 3A.....	¡Error! Marcador no definido.
4.6.2. Análisis grafico del flujo de salida respecto al porcentaje de apertura para el inyector 4A.....	¡Error! Marcador no definido.
4.7. ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LA VELOCIDAD PARA LOS DIFERENTES PORCENTAJES DE APERTURA DEL INYECTOR.	¡Error! Marcador no definido.
4.7.1. Análisis grafico de la velocidad de salida respecto al porcentaje de apertura para el inyector 3A.....	¡Error! Marcador no definido.
4.7.2. Análisis grafico de la velocidad de salida respecto al porcentaje de apertura para el inyector 4A.....	¡Error! Marcador no definido.
4.8. ANÁLISIS GRAFICO DEL COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE FLUJO PARA LOS DIFERENTES PORCENTAJES DE APERTURA DEL INYECTOR.....	¡Error! Marcador no definido.
4.9.- ANÁLISIS GRAFICO DEL COMPORTAMIENTO DE LA RELACIÓN SN (S/D_0) PARA LOS DIFERENTES PORCENTAJES DE APERTURA DEL INYECTOR.....	¡Error! Marcador no definido.

4.10. ANÁLISIS GRÁFICO DEL COMPORTAMIENTO DEL CAUDAL	
Vs. LA RELACIÓN $S_n = S/d_0$	125
4.11. ANÁLISIS GRÁFICO DEL COMPORTAMIENTO DE LA	
VELOCIDAD Vs. LA RELACIÓN $S_n = S/d_0$	126
CONCLUSIONES	128
RECOMENDACIONES	130
BIBLIOGRAFÍA	131
ANEXOS	¡Error! Marcador no definido.
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:	133

INDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Resumen de los GMS seleccionados.. ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 3.2 Escala global de malla y número de elementos para la geometría 1 (Inyector con estator de tres apoyos 100% de apertura) ¡Error!
Marcador no definido.

Tabla 3.3 Escala global de malla y número de elementos para la geometría 2 (Inyector con estator de tres apoyos 75% de apertura) ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 3.4 Escala global de malla y número de elementos para la geometría 3 (Inyector con estator de tres apoyos 50% de apertura) ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 3.5 Escala global de malla y número de elementos para la geometría 4 (Inyector con estator de cuatro apoyos 25% de apertura) ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 3.6 Escala global de malla y número de elementos para la geometría 5 (Inyector con estator de cuatro apoyos 100% de apertura) ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 3.7 Escala global de malla y número de elementos para la geometría 6 (Inyector con estator de cuatro apoyos 75% de apertura) ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 3.8 Escala global de malla y número de elementos para la geometría 7 (Inyector con estator de cuatro apoyos 50% de apertura) ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 3.9 Escala global de malla y número de elementos para la geometría 8 (Inyector con estator de cuatro apoyos 25% de apertura) ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 4.1: Valores del caudal Vs Porcentaje de apertura de la aguja (Inyector3A)..... ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 4.2: Valores del caudal Vs Porcentaje de apertura de la aguja (Inyector4A)..... ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 4.3: Valores de la velocidad Vs Porcentaje de apertura de la aguja (Inyector3A)..... ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 4.4: Valores de la velocidad Vs Porcentaje de apertura de la aguja (Inyector4A)..... ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 4.5: Valores del coeficiente de flujo Vs Porcentaje de apertura de la aguja (Inyector3A) ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 4.6: Valores del coeficiente de flujo Vs Porcentaje de apertura de la aguja (Inyector4A) ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 4.7: Valores de la relación “Sn” Vs Porcentaje de apertura de la aguja ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 4.8: Caudal Vs. la relación “Sn” ¡Error! Marcador no definido.

Tabla 4.9: Velocidad Vs. la relación “Sn” ¡Error! Marcador no definido.

INDICE DE FIGURAS

- Figura 2.1. Inyector** ^[7] ¡Error! Marcador no definido.
- Figura 2.2. Chorro de agua y forma de la cuchara (alabe o cazoleta)** ^[7]
..... ¡Error! Marcador no definido.
- Figura 2.3. Turbina Pelton de un solo inyector y eje horizontal.** ^[8] ¡Error!
Marcador no definido.
- Figura 2.4. Turbina Pelton de seis inyectores.** ^[8] ¡Error! Marcador no
definido.
- Figura 2.5. Regulador simple.** ^[9] ¡Error! Marcador no definido.
- Figura 2.6. Esquema de un distribuidor.** [7] ¡Error! Marcador no definido.
- Figura 2.7. Grupo accionado por turbina Pelton con dos rodetes.** [7]. ¡Error!
Marcador no definido.
- Figura 2.8. Turbina Pelton de eje horizontal, con un equipo de inyección.** ^[4]
..... ¡Error! Marcador no definido.
- Figura 2.9. Detalles de la tobera de una turbina Pelton.** ^[8] ¡Error! Marcador
no definido.
- Figura 2.10. Distintos aspectos de la aguja del inyector de una turbina
Pelton. Detalle de punta de aguja erosionada.** ^[8] ¡Error! Marcador no definido.
- Figura 2.11. Muestra el sistema servomotor del inyector.** ^[7] ¡Error! Marcador
no definido.
- Figura 2.12. Representación esquemática de la actuación de un deflector.
Distintas formas de acción sobre el chorro de agua.** ^[8] ¡Error! Marcador no
definido.
- Figura.2.13. Malla estructurada.** ^[2] ¡Error! Marcador no definido.

Figura 2.14. Mallado bidimensional estructurado.^[13] ¡Error! Marcador no definido.

Figura 2.15. Mallado bidimensional no estructurado.^[13] ¡Error! Marcador no definido.

Figura. 2.16. Aplicación de las ENS y EC a un volumen finito.....77

Figura (3.1): parte exterior de la geometría a simular ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.2): Muestra el interior de la carcasa de la geometría a simular, sin sus partes internas..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.3): Aguja reguladora del inyector. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.4): Estator de tres apoyos..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.5): Vista isométrica del estator de tres apoyos. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.6): Estator de cuatro apoyos ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.7): Vista isométrica del estator de cuatro apoyos. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.8): Vista frontal interna de la geometría a simular, con estator de tres apoyos. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.9): Vista isométrica interna de la geometría a simular, con estator de tres apoyos..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.10): Vista isométrica - alambica de la geometría a simular, con estator de tres apoyos..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.11): Vista frontal interna de la geometría a simular, con estator de cuatro apoyos..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.12): Vista isométrica interna de la geometría a simular, con estator de cuatro apoyos. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.13): Vista isométrica - alambica de la geometría a simular, con estator de cuatro apoyos. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.14): Punta de la aguja con sus dimensiones. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.15): posición de la aguja para inyector con estator tres apoyos 100% abierto. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.16): posición de la aguja para inyector con estator tres apoyos 75% abierto. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.17): posición de la aguja para inyector con estator tres apoyos 50% abierto. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.18): posición de la aguja para inyector con estator tres apoyos 25% abierto. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.19): Negativo del inyector. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.20): Mallado de la geometría de interés. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 21): Representación de la resolución angular. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 22): Refinamiento del mallado usando la GMS. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 23): Efecto de la inflación en la entrada del inyector. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 24): Dominio (option general). ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 25): Dominio (modelo de fluido) ¡Error! Marcador no definido.

Figura. 3.26: Vista de la entrada en el volumen de control. ¡Error! Marcador no definido.

Figura. 3.27: Entrada (Basic setting).115

Figura. 3.28: Entrada (condiciones de frontera).115

Figura. 3.29: Vista de la salida en el volumen de control.114

Figura. 3.30: Salida (Basic Setting). ¡Error! Marcador no definido.

Figura. 3.31: Salida (Detalles de borde).119

Figura. 3.32: Pared (Basic Setting).....	120
Figura. 3.33: Pared (Detalles de borde).....	120
Figura. 3.34: Volumen de control con todas las condiciones de dominio y borde cargadas	¡Error! Marcador no definido.
Figura. 3.35. Línea Para la obtención del perfil de velocidad.....	121
Figura (3. 36): Perfil de velocidad con la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos (Iny 3A) a 100% de apertura.¡Error!	Marcador no definido.
Figura (3. 37) Perfil de velocidad con la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos (Iny 3A) a 75% de apertura.¡Error!	Marcador no definido.
Figura (3. 38): Perfil de velocidad con la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos (Iny 3A) a 50% de apertura.¡Error!	Marcador no definido.
Figura (3. 39): Perfil de velocidad con la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos (Iny 3A) a 25% de apertura.¡Error!	Marcador no definido.
Figura (3.40): Porcentaje de error a diferentes GMS, en la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos (Iny 3A) a 100% de apertura.....	¡Error! Marcador no definido.
Figura (3.41): Porcentaje de error a diferentes GMS, en la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos (Iny 3A) a 75% de apertura.	¡Error! Marcador no definido.
Figura (3.42): Porcentaje de error a diferentes GMS, en la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos (Iny 3A) a 50% de apertura.	¡Error! Marcador no definido.
Figura (3.43): Porcentaje de error a diferentes GMS, en la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos (Iny 3A) a 25% de apertura.	¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 44): Perfil de velocidad con la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos (Iny 4A) a 100% de apertura. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 45): Perfil de velocidad con la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos (Iny 4A) a 75% de apertura. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 46): Perfil de velocidad con la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos (Iny 4A) a 50% de apertura. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 47): Perfil de velocidad con la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos (Iny 4A) a 25% de apertura. ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 48): Porcentaje de error a diferentes GMS, en la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos (Iny 4A) a 100% de apertura..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 49): Porcentaje de error a diferentes GMS, en la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos (Iny 4A) a 75% de apertura..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3. 50): Porcentaje de error a diferentes GMS, en la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos (Iny 4A) a 50% de apertura..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura (3.51): Porcentaje de error a diferentes GMS, en la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos (Iny 4A) a 25% de apertura..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.1: Convergencia para el inyector 3A con 100% de apertura ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.2: Convergencia para el inyector 3A con 75% de apertura.. ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.3: Convergencia para el inyector 3A con 50% de apertura.. ¡Error!
Marcador no definido.

Figura 4.4: Convergencia para el inyector 3A con 25% de apertura.. ¡Error!
Marcador no definido.

Figura 4.5: Convergencia para el inyector 4A con 100% de apertura ¡Error!
Marcador no definido.

Figura 4.6: Convergencia para el inyector 4A con 75% de apertura.. ¡Error!
Marcador no definido.

Figura 4.7: Convergencia para el inyector 4A con 50% de apertura.. ¡Error!
Marcador no definido.

Figura 4.8: Convergencia para el inyector 4A con 25% de apertura.. ¡Error!
Marcador no definido.

Figura 4.9: Campo de velocidad para el inyector 3A con apertura 100%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.10: Campo de velocidad para el inyector 3A con apertura 75%138

Figura 4.11: Campo de velocidad para el inyector 3A con apertura 50%

Figura 4.12: Campo de velocidad para el inyector 3A con apertura 25%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.13: Campo de velocidad para el inyector 4A con apertura 100%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.14: Campo de velocidad para el inyector 4A con apertura 75%138

Figura 4.15: Campo de velocidad para el inyector 4A con apertura 50%

Figura 4.16: Campo de velocidad para el inyector 4A con apertura 25%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.17: Campo de presión para el inyector 3A con apertura 100%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.18: Campo de presión para el inyector 3A con apertura 75%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.19: Campo de presión para el inyector 3A con apertura 50%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.20: Campo de presión para el inyector 3A con apertura 25%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.21: Campo de presión para el inyector 4A con apertura 100%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.22: Campo de presión para el inyector 4A con apertura 75%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.23: Campo de presión para el inyector 4A con apertura 50%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.24: Campo de presión para el inyector 4A con apertura 25%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.25: Campo de viscosidad para el inyector 3A con apertura 100%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.26: Campo de viscosidad para el inyector 3A con apertura 75%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.27: Campo de viscosidad para el inyector 3A con apertura 50%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.28: Campo de viscosidad para el inyector 3A con apertura 25%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.29: Campo de viscosidad para el inyector 4A con apertura 100%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.30: Campo de viscosidad para el inyector 4A con apertura 75%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.31: Campo de viscosidad para el inyector 4A con apertura 50%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura 4.32: Campo de viscosidad para el inyector 4A con apertura 25%
..... ¡Error! Marcador no definido.

Figura. 4.33: Líneas de corriente y movimiento de las partículas de flujo.....	140
Figura. 4.34: Líneas de corriente a través del inyector.....	140
Figura. 4.35: Línea patrón para la obtención del perfil de velocidad.....	141
Figura. 4.36: Perfil de Velocidad en la línea patrón.....	141
Figura 4.37: Grafica caudal Vs posición de la aguja (Inyector3A).....	¡Error!
Marcador no definido.	
Figura 4.38: Grafica caudal Vs posición de la aguja (Inyector4A).....	¡Error!
Marcador no definido.	
Figura 4.39: Grafica velocidad Vs posición de la aguja (Inyector3A).	¡Error!
Marcador no definido.	
Figura 4.40: Grafica velocidad Vs posición de la aguja (Inyector3A).	¡Error!
Marcador no definido.	
Figura 4.41: Grafica coeficiente de flujo Vs posición de la aguja (Inyector3A).....	¡Error! Marcador no definido.
Figura 4.42: Grafica coeficiente de flujo Vs posición de la aguja (Inyector4A).....	¡Error! Marcador no definido.
Figura 4.43: Grafica de la relación” Sn” Vs el porcentaje de apertura de la aguja	¡Error! Marcador no definido.
Figura 4.44: Grafica caudal Vs. la relación” Sn”	163
Figura 4.58: Grafica velocidad Vs. la relación” Sn”	164

CAPITULO I

EL PROBLEMA

1.1. EL FLUJO DE FLUIDOS Y LAS COMPUTADORAS

La mecánica de los Fluidos es la disciplina científica que se ocupa de la interacción de los Fluidos con su entorno, así como las aplicaciones de ingeniería que utilizan fluidos. La mecánica de los fluidos es fundamental en prácticamente todos los campos de la ingeniería: industrial, aeronáutica, naval, química, civil, etc.; así como en las disciplinas científicas: oceanografía, meteorología, acústica [1].

El flujo de fluidos está presente en casi todos los procesos industriales, es por ello que a través de los años esta materia ha sido objeto de estudio permanentemente por el hombre tanto para el desarrollo de la investigación científica como para la ingeniería aplicada. Mediante los estudios antes mencionados los investigadores han sentido la necesidad de desarrollar herramientas que faciliten los cálculos y además disminuyan los costos y tiempo empleados mediante la investigación tradicional, la cual consistía en los cálculos experimentales, consiguiendo dicha ventaja a través del uso de computadoras [2].

El uso de las computadoras y herramientas computacionales para la aplicación de la dinámica computacional de fluidos (CFD) al estudio de diversos sistemas han ido incrementado su uso y rendimiento en los últimos años, principalmente en lo que se refiere a aplicaciones en el diseño y simulación de equipos industriales, entre los que se pueden destacar los inyectores de las turbinas Pelton, los cuales son dispositivos en los que puede estudiarse el comportamiento del flujo de fluidos a través de ellos, mediante la aplicación de herramientas computacionales, o mejor conocidos como software para simulación numérica en fluidos (CFD), siendo ese el caso de estudio en este trabajo.

La Dinámica de Fluidos Computacional es una de las alternativas en la solución de problemas que involucran movimiento de fluidos en complemento al enfoque analítico y al enfoque experimental. En general CFD consiste en obtener la solución numérica aproximada de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan al fenómeno utilizando técnicas computacionales. Actualmente existe una diversidad de programas especializados que facilitan su aplicación, asimismo continúan abiertos una serie de problemas de fenómenos fluido-dinámicos que requieren su modelización y simulación numérica. La tendencia en el uso de CFD es creciente y va ligado al desarrollo del hardware, por tanto el costo relacionado a su empleo es pequeño, en comparación con la alternativa experimental. Las ecuaciones de que gobiernan el movimiento de los fluidos son las ecuaciones de Navier – Stokes (ENS), que aunadas a la ecuación de conservación de la masa y de la energía sirven para estudiar diversos fenómenos que se presentan en el flujo de fluidos. Estas ecuaciones son aproximadas numéricamente a través de computadores ya que es difícil obtener resultados analíticos de las mismas. La disciplina que se encarga de la simulación del flujo de fluidos mediante computadores recibe el nombre de dinámica de fluidos computacional (CFD, “Computational Fluid Dinamic”), y esta disciplina encierra una gran variedad de software especializados en esa área de la ciencia e ingeniería.

1.2. ANTECEDENTES

En el año 2005 La Universidad de Oradea y la Universidad de Timisoara, ambas universidades rumanas, presentan los resultados de simulaciones numéricas con CFD, en el chorro de agua a la salida del inyector de una turbina Pelton. El trabajo toma en consideración la reacción del chorro libre en la boquilla de una turbina Pelton. Las ecuaciones que rigen este tipo de flujo son la ecuación de continuidad y la ecuación de de Navier- Stokes. Además, la reacción de la distribución de velocidad es investigada para diferentes posiciones de la punta de la aguja del inyector, concluyéndose que los valores obtenidos en las simulaciones para

las diferentes aperturas del regulador tienen un buen ajuste con los valores experimentales para una simulación 2D turbulenta [3].

En el año 2006 el centro internacional de métodos computacionales en ingeniería (CIMEC – INTEC) de la Universidad Nacional del Litoral – CONICEC, en Santa Fe Argentina, realizó un trabajo utilizando CFD para simular el flujo de fluidos en el inyector de una turbina de flujo transversal, consistiendo dicho trabajo en estudiar los resultados de simulaciones numéricas de flujo realizadas sobre un tipo de inyector clásico de una turbina de flujo transversal o Michell – Banki, realizándose simulaciones utilizando un modelo para flujo laminar y un modelo de turbulencia $k - \varepsilon$. Se impuso un salto de presión entre la entrada y la salida obtenido a partir de los valores típicos de operación de la turbina. Las simulaciones numéricas se llevaron a cabo mediante el software PETSc – FEM (A General Purpose, parallel, Multi – Physics FEM Program). Escrito en lenguaje C++, desarrollado en CIMEC el cual tiene un elemento que resuelve numéricamente este problema mediante el método de elementos finitos (FEM) aplicado a un flujo permanente e incompresible, tanto en estado laminar como turbulento, y los resultados fueron comparados con datos experimentales a fin de validar el modelo teórico lo que permitió verificar que los valores obtenidos tanto en la simulación para apertura de regulador de 100% como de 20% tienen un ajuste razonable con los valores experimentales para esta etapa del trabajo, aun los arrojados en la simulación 2D laminar y mejorando para la simulación 2D turbulenta y 3D laminar. Los caudales obtenidos concuerdan con los valores experimentales. El ajuste del modelo deberá hacerse paulatinamente hasta llegar a un ajuste de buena precisión con los valores experimentales, sobre todo trabajando sobre la simulación 3D en flujo turbulento [4].

En el año 2006 el departamento de mecánica aplicada de la facultad de ingeniería de la Universidad Nacional del Comahue, en Buenos Aires Argentina,

expone un trabajo en el que se presentan los resultados de simulaciones numéricas en 2D del flujo realizadas sobre dos geometrías básicas de inyector de una turbina de flujo transversal o Michell- Banki. Se investiga el efecto de la geometría del inyector sobre la eficiencia de la turbina. Para este estudio se utilizaron dos geometrías sobre las cuales se realizaron simulaciones utilizando un modelo de flujo turbulento, con un modelo de turbulencia $k-\epsilon$. Se impuso un salto de presión entre la entrada y la salida, obtenidos a través de los valores típicos de operación de esta máquina. Las simulaciones numéricas se llevaron a cabo mediante el software FLUENT, que resuelve numéricamente este problema mediante el método de los volúmenes finitos (MVF) aplicado a un flujo permanente e incompresible. Los resultados numéricos fueron comparados con datos experimentales a fin de validar el modelo teórico, verificándose cierta similitud en los obtenidos de forma experimental, lo que permite concluir que el modelo teórico se ajusta al fenómeno estudiado [5].

En el año 2007 la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería, en Lima Perú, presenta una aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) empleando el Método de Elementos Finitos (FEM) para el modelado del comportamiento de una Turbina Hidráulica de Flujo Cruzado (Cross Flow Turbine) de 50 kw ($Q = 120$ l/s, $H = 50$ m y $\omega = 124.61$ rad/s), con el objetivo de explicar de forma metodológica numérica, los principios y supuestos clásicos de diseño, así como la búsqueda de su optimización. Como resultados se obtienen campos de presión y velocidad para diferentes condiciones ($Q = 0 - 203.61$ l/s, $H = 9.40 - 580.71$ m y $\omega = 25, 50, 100$ y 125 rad/s) y regímenes (laminares, de transición y turbulentos) de operación, a partir de los cuales se cuantifican algunos indicadores del funcionamiento de la turbina (distribución de los vectores velocidad en el tramo de admisión, eficiencia y coeficiente del **inyector directriz**, curvas características de la turbina de 50 kW y de la turbina unidad). Finalmente se proyectan parámetros de operación de la turbina para las condiciones de diseño bajo una perspectiva teórica utilizando el modelado de flujos, del cual se obtuvieron resultados numéricos que a su

vez fueron comparados con datos experimentales y verificándose que el modelo numérico se ajusta al fenómeno estudiado debido a la similitud con respecto a los datos experimentales [6].

La información anterior es de suma importancia debido a que esta fortalece los conocimientos necesarios para el logro de los objetivos del presente trabajo. De esta forma en este trabajo se evalúan algunos parámetros y comportamientos sobre los cuales se hace referencia en los trabajos mencionados en los antecedentes de esta investigación.

1.3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

A medida que la industria se vuelve más compleja, adquiere mayor importancia el papel de los fluidos en las máquinas industriales, razón por la cual, cada día crece de manera significativa el interés por parte de la comunidad científica de ampliar los conocimientos referentes a cada uno de los parámetros que rigen el comportamiento del flujo de fluidos. Unos de los dispositivos donde el flujo de fluidos juega un papel muy importante en la industria son las turbinas Pelton, las cuales son turbomáquinas hidráulicas cuyo fluido motor es el agua.

Uno de elementos que integran un sistema de turbina Pelton es el inyector, el cual es un órgano regulador del caudal del chorro, el cual consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo. Para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro (d) se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica. Este lanza directamente el chorro de agua contra la serie de alabes (paletas) en forma de cuchara montadas alrededor del borde de una rueda, donde el doble de la distancia entre el eje de la rueda y el centro del chorro de agua se

denomina *diámetro Pelton*. El agua acciona sobre las cucharas intercambiando energía con la rueda en virtud de su cambio de cantidad de movimiento, que es casi de 108° . El chorro de agua impacta sobre la cuchara en el medio, es dividido en dos, por una mediatriz de los alabes, luego los chorros salen del alabe en sentido casi opuesto al que entraron, pero jamás puede salir este en dirección de 180° ya que si fuese así el chorro golpearía a la pala sucesiva y habría un efecto frenante [3].

El inyector es un dispositivo que juega un papel muy importante en un sistema de turbina Pelton, debido a que este regula el caudal del chorro de agua que impacta sobre los alabes y de esta forma se controla la potencia de la turbina. En este tipo de dispositivos se generan fenómenos fluido – dinámicos tales como: cambios de velocidad, de presión, vorticidad, energía cinética turbulenta y disipación de energía cinética turbulenta respectivamente, como producto del flujo de fluidos a través del mismo, por lo que se hace necesario el estudio de dichos fenómenos los cuales permitirán estudiar el comportamiento del fluido a través del inyector para diferentes grados de apertura del mismo, verificar las regiones más críticas en cuanto a la generación de los fenómenos fluidodinámicos, y analizar el desempeño del inyector bajo la presencia de los fenómenos antes mencionados.

El estudio experimental de los fenómenos antes mencionados resulta complicado y algunas veces muy costoso y es por ello que se recurre a la alternativa numérica, la cual consiste estudiar el comportamiento del fluido a través del inyector mediante simulaciones numéricas con un software para CFD (dinámica de fluido computacional), el cual resuelve numéricamente problemas en los que intervienen fluidos en movimiento mediante el método de los volúmenes finitos (MVF) aplicado a un flujo permanente e incompresible, tanto en estado laminar como turbulento. El estudio del flujo de fluido a través del inyector mediante el software CFD, permitió desarrollar curvas y estudiar las características fluidodinámicas del mismo, y de esta forma comprender como los fenómenos fluidodinámicos que se generaron en su

interior varían en cada región del dominio, permitiendo entender como dichas variaciones afectan el funcionamiento del inyector. De forma general los resultados obtenidos en esta investigación permitieron encontrar las zonas de mayor interés en cuanto a la generación de los diferentes fenómenos fluidodinámicos, y comprender de esta forma el porqué de la generación de los mismos. Además se pudo comparar los resultados obtenidos con otros trabajos de investigación, lo que permitió constatar la validez del trabajo realizado y a su vez analizar la similitud o diferencia en ambos resultados.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general

Estudiar fluidodinámicamente el interior de un inyector de una turbina Pelton mediante la aplicación del software CFD.

1.4.2. Objetivos específicos

- 1-Describir el funcionamiento del inyector en la turbina Pelton.
- 2-Construir la geometría del inyector con un software para dibujo.
- 3-Plantear el modelo matemático que permite el modelado del comportamiento físico en el interior de un inyector de una turbina Pelton con el software CFD.
- 4-Determinar numéricamente los parámetros de funcionamiento del inyector de la turbina Pelton mediante el software CFD.
- 5-Analizar el comportamiento de los parámetros de funcionamiento del inyector, y compararlo con los datos experimentales.

6-Realizar el estudio paramétrico para la determinación de las variables fundamentales que afectan el comportamiento fluidodinámico de los inyectores de las turbinas Pelton.

1.5. ENFOQUE DEL PROBLEMA

La solución del problema antes planteado se logra resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes para flujo incompresible en estado, laminar, transición y turbulento, junto a la ecuación de continuidad.

Como producto del movimiento del fluido a través del inyector se producen fenómenos fluido-dinámicos tales como: cambios de velocidad, de presión, vorticidad, energía cinética turbulenta y disipación de energía cinética turbulenta respectivamente. El estudio de dichos fenómenos se hace necesario debido a que permitió verificar el efecto que estos producen, y el desempeño del inyector bajo la presencia de los mismos. Los fenómenos antes mencionados se estudiaron mediante la realización de simulaciones numéricas con un software para dinámica de los fluidos computacional (CFD), el cual resuelve numéricamente problemas en los que interviene el flujo de fluido mediante el método de los volúmenes finitos (MVF) aplicado a un flujo permanente incompresible, tanto en estado laminar como turbulento.

1.6. CONTENIDO DEL TRABAJO

El presente trabajo consta de cuatro capítulos. El segundo capítulo está basado en el desarrollo del modelo matemático de las ecuaciones de Navier – Stokes y la ecuación de continuidad para fluidos incomprensibles, además se presenta la base teórica necesaria para la posterior solución de los objetivos planteados en este trabajo.

El tercer capítulo muestra la metodología que se siguió para la solución del problema iniciando con el diseño de las diferentes geometrías y las diferentes etapas previas a la simulación numérica tales como: la exportación de las geometrías desde el software de diseño hasta el software simulador, así como la extracción del volumen de control que interesa en el trabajo (negativo), también se presenta el proceso de refinamiento y análisis de sensibilidad de los mallados de las diferentes geometrías que se estudian y por último se presenta todo el proceso de definición de las diferentes condiciones de contorno.

En el cuarto capítulo se realiza el análisis de los diferentes resultados emanados de la simulación numérica, para obtener las soluciones adecuadas, que satisfacen el problema planteado. En este capítulo se estudia todos los parámetros fluidodinámicos que sufren cambios en el inyector para los diferentes grados de apertura del mismo.

Por último se presentan las diferentes conclusiones y recomendaciones que emanan de la solución del problema.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se desarrolla los fundamentos que constituyen la base teórica del presente trabajo, así como el modelo matemático, o ecuaciones que gobiernan el comportamiento del flujo de fluido, como lo son las ecuaciones de cantidad de movimiento y de conservación de la masa. También se presenta algunos métodos para la solución numérica de ecuaciones diferenciales parciales (EDP), entre ellos el método de los volúmenes finitos. En el problema estudiado como restricciones del fenómeno se considera el fluido como isotrópico, isotérmico, newtoniano e incompresible, en flujo tridimensional y adiabático.

2.2. EL INYECTOR DE LA TURBINA PELTON

El inyector es el órgano regulador del caudal del chorro; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro (d), se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica. En la Fig. 2.1 se muestra un inyector y sus partes más importantes [7].

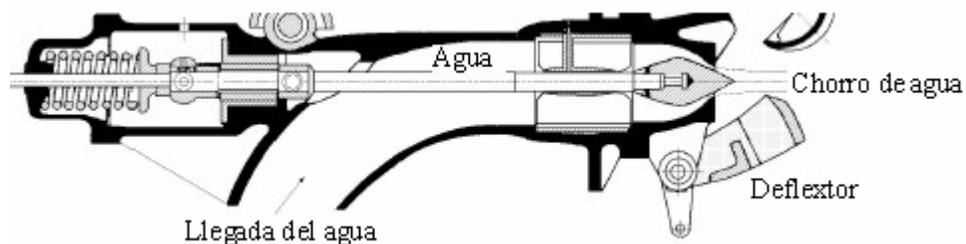


Figura 2.1. Inyector [7]

El chorro está constituido por un núcleo central, convergente de agua el cual incide directamente en la cuchara (alabe o cazoleta). Esto se aprecia en la Fig. 2.2.

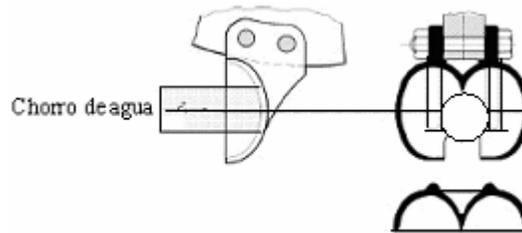


Figura 2.2. Chorro de agua y forma de la cuchara (alabe o cazoleta) [7]

Con el fin de asegurar una buena regulación, conviene diseñar el inyector de forma que exista una proporcionalidad entre la potencia de la turbina y la carrera x de la aguja, por cuanto la potencia es proporcional al caudal y éste, a su vez, a la sección de paso normal al flujo.

La variación del caudal del chorro para regular la potencia se consigue mediante una aguja de forma especial, con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de salida de la boquilla; su regulación puede ser manual o automática mediante un servomotor.

Tiene además otro sistema de regulación por desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica llamada deflector, que se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte del mismo, de forma que en vez de dirigirse contra las cazoletas, sale lateralmente sin producir ningún efecto útil [7].

De esta forma se evitan sobrepresiones en la tubería, por cuanto el caudal que circula por ésta continua siendo el mismo. Cuando se dispone de un solo inyector, el rodete tiene el eje de giro horizontal y el eje de salida del chorro es tangente

horizontal, inferior a la circunferencia del rodete, cuyo diámetro se denomina diámetro Pelton, cayendo el agua a la salida de las cucharas al fondo de la turbina, sin interferir el giro de la rueda. En la Fig. 2.3 se aprecia una turbina que dispone de un solo inyector y con eje de giro horizontal [8].

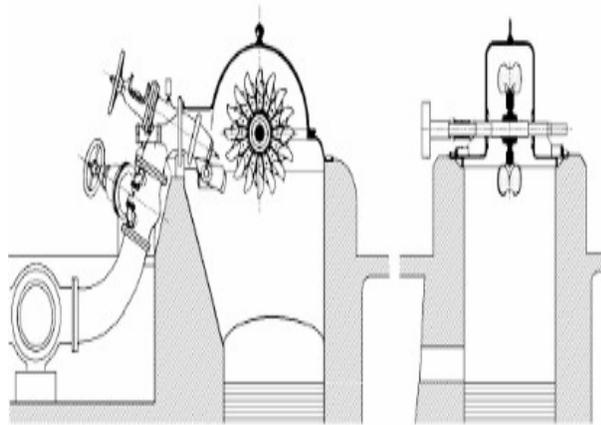


Figura 2.3. Turbina Pelton de un solo inyector y eje horizontal [8]

Cuando el número de inyectores es dos, la turbina puede ser también de eje horizontal, disponiéndose los chorros según dos tangentes inferiores a la circunferencia Pelton, inclinadas un mismo ángulo $\pm 30^\circ$, saliendo el agua de las cucharas sin interferir a la rueda.

Para un número superior de inyectores (Ver Fig. 2.4), la rueda Pelton es de eje vertical ya que de ser horizontal, sería imposible evitar que el agua cayera sobre la rueda a la salida de las cucharas. Un chorro bien diseñado no debe tener un diámetro (d) superior a 27 cm, por lo que para establecer el número de inyectores hay que partir de la condición de que su diámetro no sea superior a este límite, teniendo en cuenta a su vez, el límite superior impuesto por la velocidad específica por chorro, en función del salto.

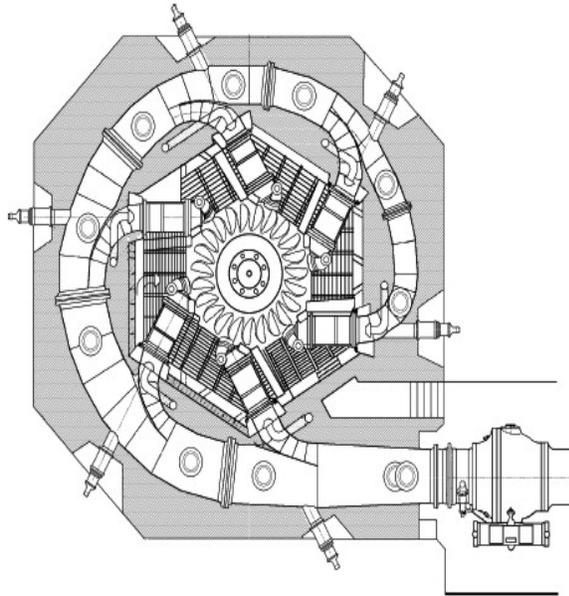


Figura 2.4. Turbina Pelton de seis inyectores [8]

El hecho de sustituir un número de inyectores de unas dimensiones determinadas, por un mayor número de inyectores de dimensiones más pequeñas, permite construir turbinas de mayor diámetro, girando a una velocidad mayor; sin embargo no se deben sobrepasar ciertos límites impuestos por la necesidad de evacuar el agua convenientemente, así como la fatiga del material de las cucharas sometidas a esfuerzos repetidos, tanto más frecuentes cuanto mayor sea el número de chorros [8].

2.3. REGULACIÓN DEL CHORRO DE SALIDA DEL INYECTOR

Para mantener constante la velocidad de la turbina, el caudal inyectado tiene que adaptarse en cada instante al valor de la carga, por lo que la posición del inyector tiene que ajustarse mediante un regulador que actúa según la velocidad de la turbina y en el caso más general, en forma automática. Como se muestra en la Fig. 2.5 [9].

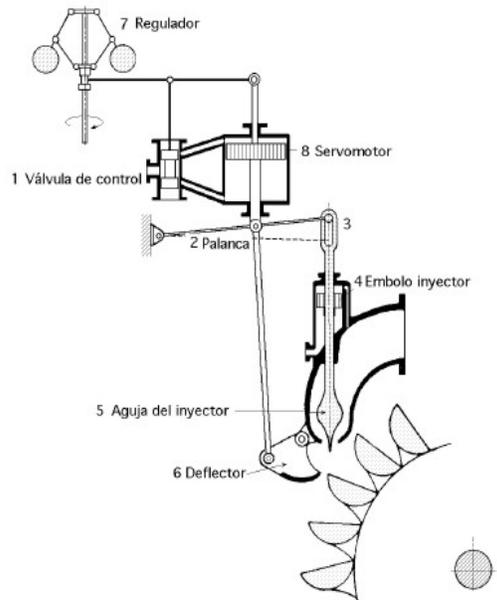


Figura 2.5. Regulador simple [9]

Si se supone que la turbina se ha acelerado, el regulador (7) levantará la válvula (1) y el aceite a presión entrará en el cilindro grande haciendo bajar el émbolo (8), con lo que la palanca (2) bajará y el deflector (6) cortará al chorro desviando una parte del mismo.

El punzón (5) que estaba retenido por la palanca (2) no avanza solidariamente con ésta, debido al huelgo de la hendidura (3), sino que es empujado lentamente por el agua a presión que pasa por un orificio estrecho, señalado en la figura y que actúa sobre el émbolo (4).

El punzón en su avance llega a encontrarse con el tope inferior de la hendidura (3) que le impide seguir cerrando la salida del inyector. Si sobreviene una carga brusca, el émbolo (8) actuará en sentido contrario, tirando rápidamente de la aguja (5) hacia atrás y llevando, simultáneamente, el deflector a su posición primitiva.

Cuando se utilizan grandes caudales de agua y se emplea un solo inyector, las cazoletas resultan muy grandes y pesadas; también se encuentra el inconveniente de que toda la fuerza tangencial se ejerce en un solo punto de la rueda, lo que representa un desequilibrio dinámico.

En consecuencia conviene hacer el montaje de dos o más inyectores cuando el caudal lo requiera, por lo que las cazoletas estarán menos cargadas y, por lo tanto, serán más pequeñas.

El par motor se distribuye más uniformemente sobre la periferia de la rueda, aumenta el número específico de revoluciones en z y a igualdad de diámetro del rodete, la turbina adquiere una velocidad angular mayor [7].

2.4. EL DISTRIBUIDOR DE UNA TURBINA PELTON

Está constituido por uno o varios equipos de inyección de agua. Cada uno de dichos equipos, formado por determinados elementos mecánicos, tiene como misión dirigir, convenientemente, un chorro de agua, cilíndrico y de sección uniforme, que se proyecta sobre el rodete, así como también, regular el caudal preciso que ha de fluir hacia dicho rodete, llegando a cortarlo totalmente cuando proceda (Ver Fig. 2.6) [7].

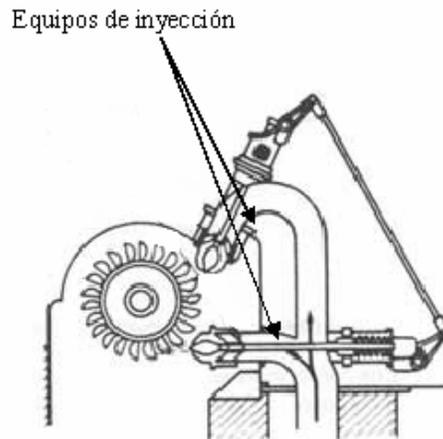


Figura 2.6. Esquema de un distribuidor [7]

El número de equipos de inyección, colocados circunferencialmente alrededor de un rodete, depende de la potencia y características del grupo, según las condiciones del salto de agua. Así mismo, se puede disponer de más de un rodete en el mismo eje, cada uno de ellos dotado del distribuidor apropiado, como se muestra en la Fig. 2.7.

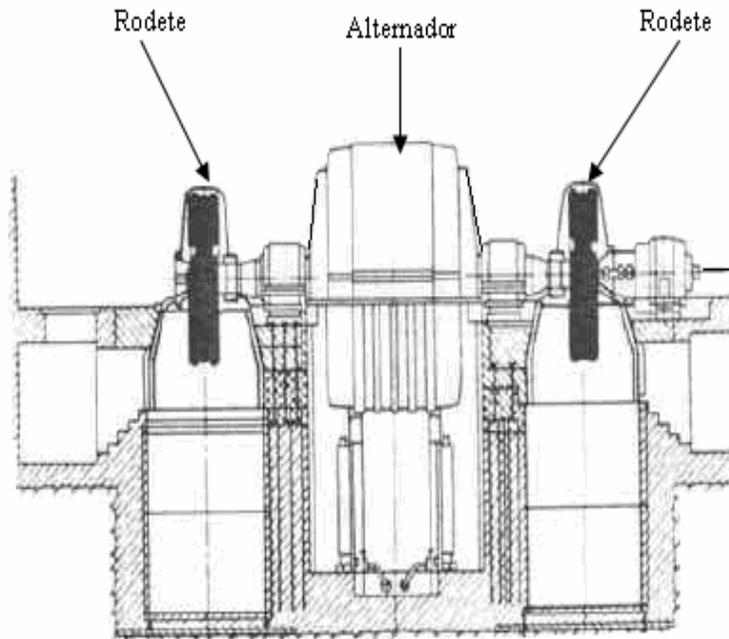


Figura 2.7. Grupo accionado por turbina Pelton con dos rodetes [7]

Hasta seis suelen ser los equipos que proyectan chorros de agua sobre un mismo rodete, derivando todos y cada uno de ellos de la tubería forzada. Dicho número de equipos de inyección, se instala en turbinas Pelton con eje vertical, siendo, normalmente, uno o dos inyectores los instalados cuando la disposición del eje es horizontal (Ver Fig. 2.8) [8].

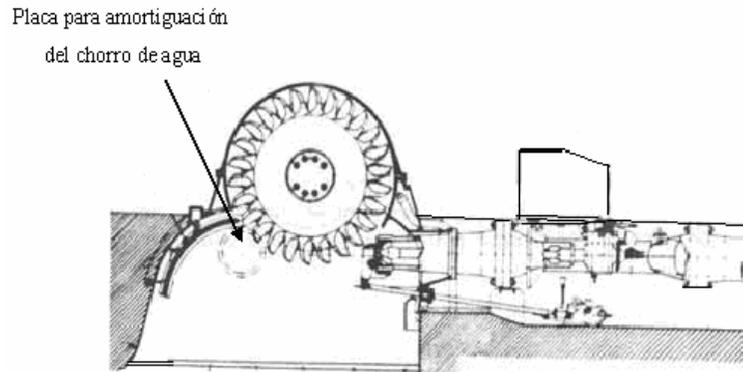


Figura 2.8. Turbina Pelton de eje horizontal, con un equipo de inyección [4]

2.5. PARTES DEL INYECTOR

2.5.1. La Tobera

Se entiende como tal, una boquilla, normalmente con orificio de sección circular (puede tratarse de otra sección), de un diámetro aproximado entre 5 y 30 cm, instalada en la terminación de la cámara de distribución (Ver Fig. 2.9). Proyecta y dirige, tangencialmente hacia la periferia del rodete, el chorro de agua, de tal modo que la prolongación de éste forma un ángulo prácticamente de 90° con los imaginarios radios de aquel, en los sucesivos puntos de choque o incidencia del agua. Con lo últimamente expuesto se explica el concepto de turbina tangencial, del cual se hizo mención al iniciar el estudio de las turbinas Pelton [8].

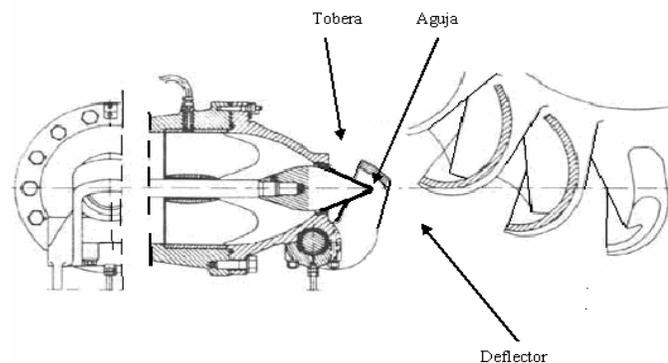


Figura 2.9. Detalles de la tobera de una turbina Pelton [8]

2.5.2. La aguja

Está formada por un vástago situado concéntricamente en el interior del cuerpo de la tobera, guiado mediante cojinetes sobre los cuales tiene un libre movimiento de desplazamiento longitudinal en dos sentidos.

Uno de los extremos del vástago, el orientado hacia el orificio de salida de la tobera, termina en forma esférico-cónica a modo de punzón, fácilmente intercambiable, el cual regula el caudal de agua que fluye por la misma, de acuerdo con el mayor o menor grado de acercamiento hacia el orificio, llegando a cortar totalmente el paso de agua cuando se produce el asentamiento de dicho punzón sobre el mencionado orificio, según las circunstancias de funcionamiento del grupo (Ver Fig 2.10) [10].



Figura 2.10. Distintos aspectos de la aguja del inyector de una turbina Pelton. Detalle de punta de aguja erosionada [8]

En el otro extremo están dispuestos mecanismos tales como un muelle (resorte) de cierre de seguridad, que tiende a cerrar el orificio de tobera, presionando al punzón sobre el mismo, cuando la turbina está parada, o se pone fuera de servicio de manera brusca debido a un determinado defecto que afecte al grupo. También, sobre dicho extremo, actúan una serie de palancas o de servomecanismos, que regulan la posición del punzón, al que de ahora en adelante se llamara **aguja** o **válvula de aguja**, según las órdenes recibidas del **regulador de velocidad**. Esto se puede apreciar en la Fig. 2.11 [10].

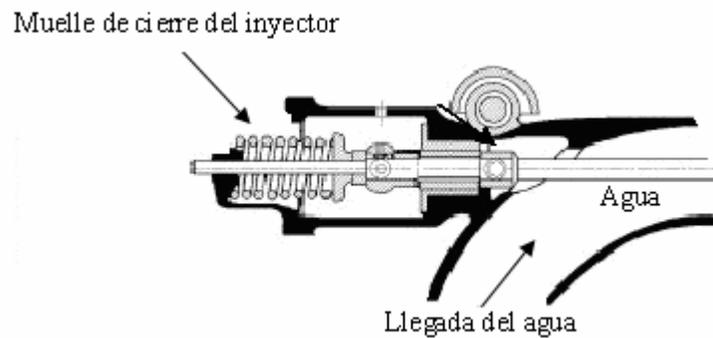


Figura 2.11. Muestra el sistema servomotor del inyector. [7]

2.5.3. El Deflector

Es un dispositivo mecánico que, a modo de pala o pantalla, puede ser intercalado con mayor o menor incidencia en la trayectoria del chorro de agua, entre la tobera y el rodete, presentando la parte cóncava hacia el orificio de tobera (Ver Fig 2.12) [10].

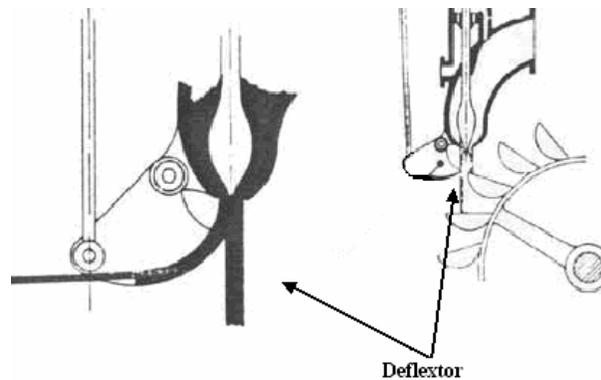


Figura 2.12. Representación esquemática de la actuación de un deflector [8]

Tiene como misión desviar, total o parcialmente según proceda, el caudal de agua, impidiendo el embalamiento del rodete al producirse un descenso repentino de la carga. Su intervención, evita variaciones bruscas de presión en la tubería forzada, al permitir una respuesta más lenta de la válvula de aguja, ante fuertes oscilaciones de carga.

La situación del deflector se controla con el regulador de velocidad; al igual que las distintas secciones de paso de agua por las toberas, al controlar las posiciones de la válvula de aguja. Oportunamente se ampliarán estas actuaciones [8].

2.6. EQUIPO DE REGULACIÓN DE VELOCIDAD

Está constituido por un conjunto de dispositivos electro-mecánicos, a base de servomecanismos, palancas y bielas. Su función, es la de mantener constante la velocidad del grupo, a fin de que la frecuencia de la corriente generada tenga, en todas las circunstancias de carga, 50 períodos por segundo (p.p.s.). Este valor es general en toda Europa; sin embargo, en América del Norte y algunos países de Hispanoamérica, el valor normalizado es de 60 p.p.s [3].

2.7. LA MECÁNICA DE FLUIDOS

La mecánica de fluidos es la rama de la mecánica de medios continuos (que a su vez es una rama de la física) que estudia el movimiento de los fluidos (gases y líquidos) así como las fuerzas que los provocan. La característica fundamental que define a los fluidos es su incapacidad para resistir esfuerzos cortantes (lo que provoca que carezcan de forma definida). También estudia las interacciones entre el fluido y el contorno que lo limita. La hipótesis fundamental en la que se basa toda la mecánica de fluidos es la hipótesis del medio continuo [11].

2.8. HIPÓTESIS BÁSICAS

Como en todas las ramas de la física, en la mecánica de fluidos se parte de unas hipótesis a partir de las cuales se desarrollan todos los conceptos. En particular, en la mecánica de fluidos se asume que los fluidos verifican las siguientes leyes: Conservación de la masa y de la cantidad de movimiento, Primera y segunda ley de la termodinámica Pero probablemente la hipótesis más importante de la mecánica de fluidos es la hipótesis del medio continuo [11].

2.8.1. Hipótesis del medio continuo

La hipótesis del medio continuo es la hipótesis fundamental de la mecánica de fluidos y en general de toda la mecánica de medios continuos. En esta hipótesis se considera que el fluido es continuo a lo largo del espacio que ocupa, ignorando por tanto su estructura molecular y las discontinuidades asociadas a esta. Con esta hipótesis se puede considerar que las propiedades del fluido (densidad, temperatura, etc.) son funciones continuas.

La forma de determinar la validez de esta hipótesis consiste en comparar el camino libre medio de las moléculas con la longitud característica del sistema físico. Al cociente entre estas longitudes se le denomina número de Knudsen. Cuando este número adimensional es mucho menor a la unidad, el material en cuestión puede considerarse un fluido (medio continuo). En el caso contrario los efectos debidos a la naturaleza molecular de la materia no pueden ser despreciados y debe utilizarse la mecánica estadística para predecir el comportamiento de la materia. (Ejemplos de situaciones donde la hipótesis del medio continuo no es válida pueden encontrarse en el estudio de los plasmas) [11].

2.8.2. Concepto de partícula fluida

Este concepto está muy ligado al del medio continuo y es sumamente importante en la mecánica de fluidos. Se llama partícula fluida a la masa elemental de fluido que en un instante determinado se encuentra en un punto del espacio. Dicha masa elemental ha de ser lo suficientemente grande como para contener un gran número de moléculas, y lo suficientemente pequeña como para poder considerar que en su interior no hay variaciones de las propiedades macroscópicas del fluido, de modo que en cada partícula fluida se puede asignar un valor a estas propiedades. Es importante tener en cuenta que la partícula fluida se mueve con la velocidad macroscópica del fluido, de modo que está siempre formada por las mismas

moléculas. Así pues, un determinado punto del espacio en distintos instantes de tiempo estará ocupado por distintas partículas fluidas [11].

2.9. DESCRIPCIONES LAGRANGIANA Y EULERIANA

A la hora de describir el movimiento de un fluido existen dos puntos de vista. Una primera forma de hacerlo es seguir a cada partícula fluida en su movimiento, con el objetivo de buscar funciones que den la posición, así como las propiedades de la partícula fluida en cada instante. Ésta es la descripción Lagrangiana. Una segunda forma es asignar a cada punto del espacio y en cada instante un valor para las propiedades o magnitudes fluidas sin importar la partícula fluida que en dicho instante ocupa ese punto. Ésta es la descripción Euleriana, que no está ligada a las partículas fluidas sino a los puntos del espacio ocupados por el fluido. En esta descripción el valor de una propiedad en un punto y en un instante determinado es el de la partícula fluida que ocupa dicho punto en ese instante.

La descripción Euleriana es la usada comúnmente, puesto que en la mayoría de casos y aplicaciones es más útil. Se usará dicha descripción para la obtención de las ecuaciones generales de la mecánica de fluidos [12].

2.10. ECUACIONES GENERALES DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS

Las ecuaciones que rigen toda la mecánica de fluidos se obtienen por la aplicación de los principios de conservación de la mecánica y la termodinámica a un volumen fluido. Para generalizarlas se usará el teorema del transporte de Reynolds y el teorema de la divergencia (o teorema de Gauss) para obtener las ecuaciones en una forma más útil para la formulación Euleriana [12].

Las tres ecuaciones fundamentales son: la ecuación de continuidad, la ecuación de la cantidad de movimiento, y la ecuación de la conservación de la energía. Estas ecuaciones pueden darse en su formulación integral o en su forma diferencial,

dependiendo del problema. A este conjunto de ecuaciones dadas en su forma diferencial también se le denomina ecuaciones de Navier-Stokes.

2.11. ECUACIONES DE NAVIER – STOKES (ENS) Y ECUACIÓN DE CONTINUIDAD (EC)

Las ecuaciones de Navier-Stokes reciben su nombre de Claude-Louis Navier y George Gabriel Stokes. Se trata de un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales que describen el movimiento de un fluido. Estas ecuaciones gobiernan la atmósfera terrestre, las corrientes oceánicas y el flujo alrededor de vehículos o proyectiles y, en general, cualquier fenómeno en todo tipo de fluidos.

Estas ecuaciones se obtienen aplicando los principios de conservación de la mecánica y la termodinámica a un volumen fluido. Haciendo esto se obtiene la llamada formulación integral de las ecuaciones. Para llegar a su formulación diferencial se manipulan aplicando diferentes teoremas matemáticos, llegando así a la llamada formulación diferencial, que generalmente es más útil para la resolución de los problemas que se plantean en la mecánica de fluidos [12].

Las ecuaciones de Navier-Stokes son un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales. No se dispone de una solución general para este conjunto de ecuaciones, y salvo ciertos tipos de flujo y situaciones muy concretas no es posible hallar una solución analítica; por lo que en muchas ocasiones es necesario recurrir al análisis numérico para determinar una solución. Dichas soluciones obtenidas mediante un ordenador se le conoce como dinámica de fluidos computacional (CFD, de su acrónimo anglosajón Computational Fluid Dynamics).

Las ecuaciones de Mecánica de los Fluidos que van a constituir la base física de este trabajo no son otras que:

- 1.- La ecuación de conservación de la masa o ecuación de continuidad (EC).
- 2.- La ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento (ENS).

Estas ecuaciones se desarrollan bajo la hipótesis de que el fluido viscoso que se estudia es un medio continuo y se halla en equilibrio termodinámico local.

Las expresiones matemáticas de dichas ecuaciones son las conocidas ecuaciones de Navier – Stokes y se escriben:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho \frac{Dv_i}{Dt} = \rho f_i - \frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial \tau_{ij}^*}{\partial X_j} \quad (2.2)$$

Donde:

t: Tiempo [s].

P: Presión del fluido [pa].

v: Velocidad en el fluido, vector de componentes v_i [m/s].

τ_{ij} : Tensor de tensiones para fluido newtoniano.

τ_{ij}^* : Parte desviadora del tensor de tensiones para fluidos newtonianos.

ρ : Densidad del fluido [kg/m³].

f_i : Campo de fuerzas másico, que puede incluir fuerzas de distintas naturalezas, como son las fuerzas de inercia, electromagnética o gravitatorias.

Siendo:

$f_i(x,t)$, el campo de fuerzas másico que puede incluir fuerzas de distinta naturaleza como son las fuerzas de inercia, electromagnética o gravitatorias. El estudio actual se limitara a casos inerciales (objetos en reposo o moviéndose en trayectoria rectilínea con velocidad constante) y/o gravitatorios. Por lo tanto se puede

considerar que el campo $f_i(x,t)$ es campo gravitatorio el cual se designará como g_i [12].

2.12. MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS

Las ecuaciones que rigen el movimiento de los fluidos son ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, que para resolverlas numéricamente es preciso discretizar el dominio de cálculo Ω . Con el pasar de los años se han desarrollado técnicas numéricas que sirven para tal fin, en este sentido, el método de los volúmenes finitos (Patankar, 1980) ha ganado popularidad en el cálculo de flujo de fluido en todas las áreas de la ingeniería [2].

El método de los volúmenes finitos se basa esencialmente en la integración espacial y temporal de las ecuaciones diferenciales en pequeños volúmenes de control en el que se discretiza o divide el dominio de un problema. Consiste en discretizar el dominio fluido en pequeños volúmenes o celdas de tamaño finito, y a través de la aplicación de un balance de las propiedades de las distintas variables en cada uno de los volúmenes, se obtienen las ecuaciones aproximadas que pueden ser resueltas para obtener la distribución de estas propiedades. La discretización por el método de los volúmenes finitos se puede llevar a cabo en mallas estructuradas o no estructuradas. En la Fig. 2.13 se presenta el diagrama de una malla estructurada.

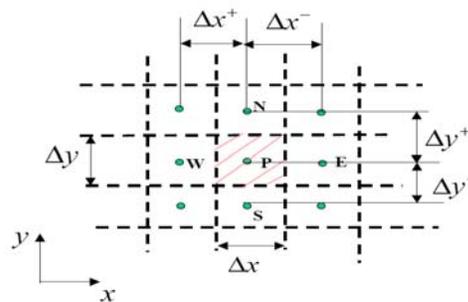


Figura 2.13. Malla estructurada. [2]

2.13. DISCRETIZACIÓN DEL DOMINIO (GENERACIÓN DEL MALLADO)

Las técnicas numéricas para la generación de un mallado sobre el que resolver las ecuaciones de gobierno se definen como procedimientos para la distribución ordenada de observadores o estaciones de toma de datos en un dominio físico, de forma que exista la posibilidad de comunicación eficiente entre los distintos observadores y que los distintos fenómenos físicos que ocurran en dicho dominio físico continuo estén representados con la suficiente exactitud por medio de dichos observadores (discretización espacial) [13].

Los mallados se pueden clasificar atendiendo a dos criterios: la forma de definir las fronteras del dominio y la conectividad entre los distintos observadores o puntos del mallado. En cuanto a la forma de definir las fronteras, están los mallados conformes (no interpolan en la definición de la frontera) y los no conformes (que no definen la frontera real sino una aproximación numérica de la misma).

Atendiendo al criterio de conectividad o estructura de los datos del mallado, existen dos métodos de generación de mallados que darían lugar a los dos tipos de mallados básicos: los estructurados y los no estructurados. En los mallados estructurados, los observadores se colocan siguiendo una red de familias de líneas coordenadas que permiten visualizar la relación entre unos y otros de forma directa. Este hecho simplifica mucho los algoritmos respecto a lo que sería un mallado no estructurado.

En cualquiera de los casos (estructurado o no estructurado), el mallado debería cumplir una serie de requisitos genéricos:

- Ajuste a las fronteras de la región a estudiar de forma que las condiciones de contorno queden representadas con la mayor exactitud posible.

- El mallado debe distribuirse localmente de la forma más regular posible, con variaciones suaves de densidad. La densidad de un mallado se define como el número de puntos por unidad de superficie o volumen.

- La mayor densidad del mallado se debe localizar donde se espere que las variaciones espaciales de la solución sean mayores.

- El mallado debería ajustarse dinámicamente a las variaciones de las variables en la solución del flujo [13].

Los métodos de generación de mallados utilizados en la práctica se pueden agrupar en las siguientes categorías:

a) Mallados estructurados. Pueden ser curvilíneos generalizados u ortogonales. Los primeros son más fáciles de construir pero tienen el inconveniente de generar términos adicionales a la hora de resolver las ecuaciones de gobernantes. Existen dos grandes grupos de técnicas de construcción de mallados curvilíneos generalizados, la interpolación algebraica y la resolución de ecuaciones diferenciales.

En cuanto a los ortogonales, estos pueden ser conformes (resolución de ecuación diferencial elíptica) o generados resolviendo una ecuación diferencial hiperbólica (técnica de avance en el espacio, es decir, válida para flujos externos donde una frontera es libre). A priori, se desearía la ortogonalidad del mallado, no sólo por la simplicidad a la hora de resolver las ecuaciones sino porque cualquier desviación del mallado respecto a la ortogonalidad introduce errores de truncatura en cualquier modelo de solución de las ecuaciones de gobierno (Ver Fig. 2.14). [13]

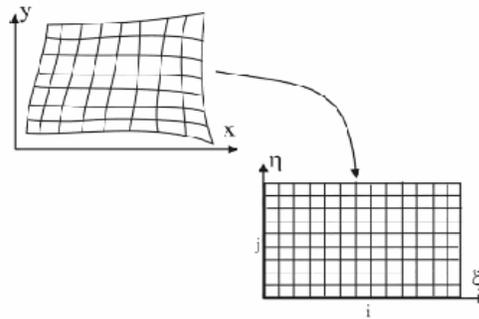


Figura 2.14. Mallado bidimensional estructurado. [13]

b) Mallados no estructurados. Existen dos técnicas básicas: el avance frontal y la triangularización de Delauney. La primera consiste en la construcción de triángulos o tetraedros partiendo de la definición de la frontera del dominio hasta completar el mismo. La triangularización de Delauney parte de una serie de puntos o nodos y los triángulos o tetraedros se construyen de forma que dichos puntos son los correspondientes centros de masas (Ver Fig. 2.15). [13]

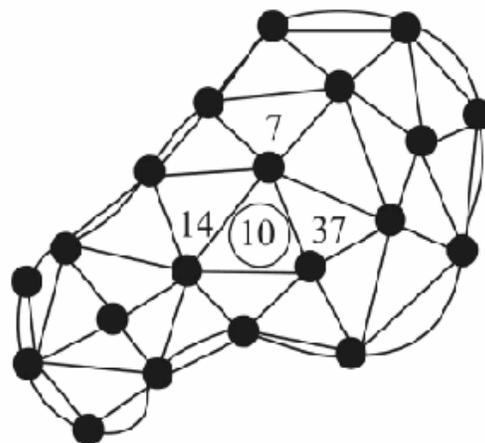


Figura 2.15. Mallado bidimensional no estructurado. [13]

c) Técnicas de multibloque. Combinan mallados estructurados y no estructurados. Se crean bloques cuya estructura general sigue una disposición estructurada de mallados elementales que pueden tener una disposición interna en mallados estructurados o no estructurados. No se trata de otro tipo de mallado, sino una mezcla de los dos tipos básicos [13].

2.14. EL FENÓMENO DE TURBULENCIA

Hasta ahora se ha presentado una metodología para la resolución de las ecuaciones de Navier Stokes incompresibles en un *régimen laminar*. Estas ecuaciones pueden ser derivadas partiendo de unos principios generales y bajo unas ciertas hipótesis. Por otra parte, la existencia y unicidad de la solución de estas ecuaciones, sólo puede ser demostrada bajo ciertas hipótesis restrictivas, que en términos generales se reducen a que el número de Reynolds (Re) sea moderado. Ante esta evidencia, es necesario saber qué ocurre en el caso general. Es conocido que en algunos casos simplificados se puede demostrar que existe solución de la forma débil del problema si existe solución a la forma fuerte original. Pero, por otra parte, el análisis numérico permite obtener soluciones a los problemas planteados, incluso a elevados valores de (Re). Entonces, ¿Es física esa solución? En la realidad, la experimentación sugiere que esas soluciones *laminares* están ahí, pero son más inestables cuanto mayor es el valor de Re del problema [12].

Esta inestabilidad de la solución significa que, en un experimento, en función del valor de (Re) es posible encontrar las siguientes situaciones:

- Una única solución.
- Sistemas estacionarios con más de una solución. La situación estacionaria final es función de las condiciones iniciales.
- Más de una solución, alguna de ellas no estacionaria. La situación estacionaria final es función de las condiciones iniciales.

- Un flujo caótico plenamente desarrollado cuya solución, en un diagrama, de fases, describe un atractor extraño. Este tipo de flujo se denomina *turbulento*.

En el sentido expresado anteriormente, se puede considerar (Re) como el parámetro de bifurcación del problema. Se acepta que este denominado flujo turbulento cumple con los principios de la Mecánica de fluidos (las ecuaciones de Navier Stokes) debido a que las escalas de longitud más pequeñas de este tipo de fenómenos son mucho mayores que las escalas moleculares. Desafortunadamente estas escalas son todavía mucho menores que las que son posibles de calcular por simulación directa, excepto en los casos más simples, de escasa utilidad práctica.

La razón de ello es *que* la turbulencia presenta fluctuaciones mucho más pequeñas que el tamaño de los elementos en los que se discretiza el dominio. Los vórtices más pequeños sólo podrían capturarse con tamaños de los elementos del orden $h \approx \nu^{3/4}$. El número de nodos de una malla tridimensional con ese tamaño de elementos, sería del orden de $\nu^{9/4}$.

En la actualidad, los superordenadores permiten trabajar hasta con 10^7 nodos, con lo que aún se tendrá que esperar para tener disponibles ordenadores capaces de resolver este tipo de problemas mediante simulación directa. Por otra parte, cabe añadir que, el límite del problema de Navier Stokes para ($Re \rightarrow \infty$), es el denominado problema de Euler, ya introducido en el Stokes, en el que se han eliminado los términos de viscosidad. Es evidente que, con esta simplificación se eliminan muchos fenómenos de interés de la simulación numérica, que pueden dar lugar a flujos que nada, tienen que ver con los que se encuentran en el límite ($Re \rightarrow \infty$) Pero, sin embargo, la experiencia, demuestra que el análisis numérico del fluido para ($Re \rightarrow \infty$) resulta en soluciones muy similares a las que se producen en la realidad, en muchos casos prácticos. En este sentido hay que añadir que los flujos

típicos en hidrodinámica naval tienen valores característicos de $Re = 10^9$, con lo que se hace evidente que la consideración de $(Re \rightarrow \infty)$ no es tan descabellada [12].

2.15. LAS ECUACIONES DE REYNOLDS

Recordando las ecuaciones de Navier Stokes, en las que para comodidad en la exposición siguiente, se han eliminado los términos de estabilización.

$$\rho \frac{\partial V_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial(V_i V_j)}{\partial X_j} - \mu \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\frac{\partial V_i}{\partial X_j} + \frac{\partial V_j}{\partial X_i} \right) + \frac{\partial p}{\partial X_i} = f_i \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial V_j}{\partial X_i} = 0 \quad (2.4)$$

Se debe tener claro que con las capacidades de cálculo disponibles en la actualidad, las ecuaciones (2.3) y (2.4) no pueden ser resueltas en flujos turbulentos [12].

Sin embargo, para la mayoría de los problemas de ingeniería, no es necesario conocer exactamente la distribución de velocidades y presiones en el fluido, sino unos valores medios (tanto espaciales como temporales). Por lo tanto, se puede adoptar un método estadístico para obtener una aproximación de esos valores medios. Esta metodología fue sugerida por Osborne Reynolds tras una serie de experimentos sobre el flujo a través de tubos. Una de sus más importantes conclusiones fue que el comportamiento general del fluido depende de un número (llamado él número de Reynolds):

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.5)$$

Donde (D) es el diámetro del tubo y (V) es la velocidad de entrada. Reynolds pudo observar como para bajos número de (Re) el flujo permanece en régimen laminar (con un perfil parabólico de velocidades completamente desarrollada). Pero cuando el número de (Re) superaba un valor crítico (en torno a 2000) el flujo aparecía turbulento (el perfil parabólico desaparecía) a una cierta distancia de la entrada del tubo. A partir de ahí el efecto de aumentar el número de (Re) significaba que la región turbulenta se extendía cada vez más.

La complejidad del fenómeno de la turbulencia implica la necesidad de separar dos regiones de valores de (Re). Aquélla de valores alejados del valor crítico de (Re) (en el que se produce la transición al régimen turbulento) y aquélla en la que se está cercano a la transición. El fenómeno de la transición al régimen turbulento debe abordarse de forma casi independiente del problema general de la turbulencia, y no se considera de interés su estudio en el presente trabajo [12].

2.16. CAPA LÍMITE

En mecánica de fluidos, la **capa límite** o **capa fronteriza** de un fluido es la capa del mismo que se ve perturbada por la presencia de un sólido al que contiene o con el que está en contacto. En la atmósfera terrestre, la capa límite planetaria es la capa de aire cercana al suelo y que se ve afectada por la convección debida al intercambio diurno de calor, humedad y momento con el suelo. En aerodinámica, la capa límite se entiende como aquella en la que la velocidad del fluido respecto al cuerpo varía desde cero hasta el 99% de la velocidad de la corriente no perturbada [11].

La capa límite puede ser laminar o turbulenta, o pueden coexistir en ella zonas de flujo laminar y de flujo turbulento. En el caso de un sólido moviéndose en el interior de un fluido, una capa límite laminar proporciona menor resistencia al movimiento.

El estudio de la **capa límite** permite analizar la variación de velocidades en la zona de contacto entre un fluido y un obstáculo que se encuentra en su seno o por el que se desplaza. La presencia de esta capa es debida principalmente a la existencia de la viscosidad, propiedad inherente de cualquier fluido. Ésta es la causante de que el obstáculo produzca una variación en el movimiento de las líneas de corriente más próximas a él.

La capa límite en la zona del borde de ataque o de llegada es de fino espesor, mientras que éste aumenta a lo largo de la superficie. Todas estas características variarán en función de la forma del objeto (menor espesor de capa límite cuanto más aerodinámica sea la superficie: ej. forma fusiforme de un perfil alar) [11].

2.17. MODELOS DE TURBULENCIA

Sobre la base de la modelización anterior del tensor de Reynolds, el problema, de incorporar los efectos de la turbulencia se reduce a encontrar la distribución de la viscosidad turbulenta (μ_T) Hay que señalar que esta no es una propiedad del fluido, sino que depende del estado local de la turbulencia. Originalmente, el concepto de viscosidad turbulenta surgió por analogía entre el movimiento molecular y el movimiento turbulento. Esta analogía lleva a considerar que los vórtices turbulentos (*turbulent eddies*) se comportan como partículas de fluido, debido a que las moléculas, colisionan e intercambian cantidad de movimiento. Dado que la viscosidad molecular es proporcional a la velocidad media y al camino medio libre entre moléculas, siguiendo la analogía, se puede postular que la viscosidad turbulenta es proporcional a una velocidad característica del movimiento fluctuante y a una escala de longitud típica de este, la cual Prandtl bautizó como longitud de mezcla [12].

$$\mu_T \cong \rho v_m l_m \quad (2.6)$$

Donde (V_m) es la velocidad característica del movimiento fluctuante y (l_m) es la longitud de mezcla.

2.17.1. Modelo de turbulencia k- ϵ

Uno de los modelos de turbulencia más prominentes, es el modelo de $k-\epsilon$ (*k-epsilon*), ha sido utilizado en la mayoría de los códigos de CFD con propósitos generales y se considera el modelo estándar de la industria. Ha demostrado ser estable y numéricamente robusto y tiene un régimen establecido de capacidad predictiva. Para los fines generales de las simulaciones, el modelo $k-\epsilon$ ofrece un buen compromiso en términos de la exactitud y la robustez [13].

Dentro de ANSYS CFX, el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ utiliza un acercamiento de la función de pared que mejora la robustez y la exactitud cuando la malla cercana a la pared es muy fina. La función de pared permite una solución arbitraria en rejillas finas cercanas a la pared, que es una significativa mejora dentro de las funciones estándares de pared. Mientras los modelos estándar de dos ecuaciones, tales como $k-\epsilon$, proporcionan buenas predicciones para muchos flujos de interés en ingeniería, también existen aplicaciones para las cuales estos modelos pueden no ser convenientes. Entre éstas están:

Flujos con separación de capa límite.

Flujos con cambios repentinos en la rata de tensión media.

Flujo de fluidos rotatorios.

Flujos por encima de superficies curvadas.

El modelo de turbulencia escogido en el presente trabajo es el modelo de turbulencia k-Epsilon, el cual resulta ser un modelo indicado para considerar el efecto de la turbulencia. Donde k es la energía cinética turbulenta y representa las fluctuaciones de la velocidad, y ϵ es la disipación de turbulencia de Eddy (La razón

con la cual las fluctuaciones de velocidad se disipan). Este modelo introduce dos nuevas variables al sistema de ecuaciones.

$$\nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T + B \quad (2.7)$$

Donde B es la suma de fuerzas del cuerpo, μ_{eff} es la viscosidad efectiva contable para la turbulencia, y p' es la presión modificada dada por:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k \quad (2.8)$$

Este modelo se basa en el concepto de la viscosidad del remolino, para

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (2.9)$$

Donde μ_t es la viscosidad de la turbulencia. El modelo k - ε asume que la viscosidad de la turbulencia está vinculada a la energía cinética de la turbulencia y a la relación de la vía de disipación.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.10)$$

Donde C_μ es una constante.

Los valores de k y ε vienen directamente de las ecuaciones diferenciales de transporte para la energía cinética de la turbulencia y la tasa de disipación de la turbulencia:

$$\nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (2.11)$$

$$\nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (2.12)$$

$$P_k = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3 \mu_t \nabla \cdot U + \rho k) + P_{kb} \quad (2.13)$$

Donde P_k es la producción de la turbulencia debido a las fuerzas viscosas y a la flotabilidad y $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε son constantes. [13].

Para flujo compresible, $\nabla \cdot U$ es grande solamente en regiones con divergencia de alta velocidad, como en choques.

El término $3\mu_t$ en la ecuación (2.13), está basado en la asunción de “Tensiones congeladas”. Esto previene que los valores de k y de ε se conviertan en choques directos muy grandes, una situación que se convierte progresivamente en el empeoramiento del mallado refinado en los choques.

2.18. ETAPA DE SIMULACIÓN

Para el análisis de cualquier problema fluidodinámico por medio del software CFD, se debe desarrollar el mismo de acuerdo a una metodología, la cual son las etapas a cumplir para la solución del problema de interés. Estas etapas son básicamente tres: CFX-Pre, CFX- Solver y CFX- Post.

i. **CFX-Pre**: Aquí se define el problema que se quiere resolver, es decir, condiciones de contorno, tipo de fluido, tipo de ecuaciones que se van a resolver, etc.

ii. **CFX-Solver**: Una vez definida la simulación, con el CFX-Solver se resuelve el problema. Para el análisis fluidodinámico que se realiza en este trabajo el software debe resolver numéricamente las ecuaciones de Navier- Stokes (ENS), o ecuación de cantidad de movimiento para un fluido y la ecuación de continuidad (EC). El software aplica las ecuaciones antes nombradas a cada volumen que resulta de la discretización del volumen total y de esta forma obtiene una solución numérica del problema mediante repetidas iteraciones.

Ecuación de cantidad de movimiento.

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = \nabla \bullet \left(-p \delta + \mu (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) \right) + \mathbf{S}_M \quad (2.14)$$

Ecuación de continuidad.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (2.15)$$

Donde:

$\mathbf{U}(x,y,z)$ es un vector que actúa en las tres componentes.

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{bmatrix}$$

(2.16)

La divergencia de \mathbf{U} esta defina de la siguiente forma.

$$\nabla \bullet \mathbf{U} = \frac{\partial U_x}{\partial x} + \frac{\partial U_y}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial z} \quad (2.17)$$

El tensor producto de dos vectores, \mathbf{U} y \mathbf{V} está definido de la siguiente forma

$$\mathbf{U} \otimes \mathbf{V} = \begin{bmatrix} U_x V_x & U_x V_y & U_x V_z \\ U_y V_x & U_y V_y & U_y V_z \\ U_z V_x & U_z V_y & U_z V_z \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

El tensor especifico $\nabla \bullet (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U})$ queda representado por la siguiente matriz.

$$\nabla \bullet (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} (\rho U_x U_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho U_y U_x) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho U_z U_x) \\ \frac{\partial}{\partial x} (\rho U_x U_y) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho U_y U_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho U_z U_y) \\ \frac{\partial}{\partial x} (\rho U_x U_z) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho U_y U_z) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho U_z U_z) \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

La matriz identidad δ está definida de la siguiente forma.

$$\delta = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

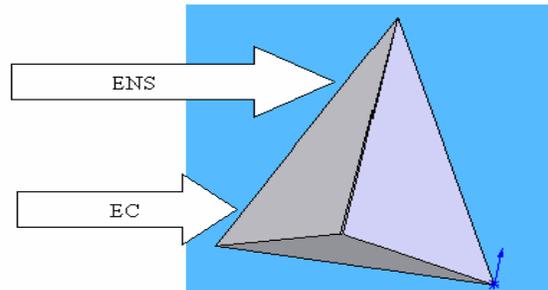


Figura 2.19. Aplicación de las ecuaciones de Navier- Stokes y continuidad a un volumen finito

iii. **CFX-Post:** Se encarga de presentar los resultados en el formato que se elija. A la hora de obtener los resultados de una simulación, habrá que seguir el orden i, ii y iii.

CAPITULO III

MARCO METODOLOGICO

3.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se desarrolla todos los pasos y metodología empleada para la solución del problema planteado en esta tesis, como lo es el estudio fluidodinámico en el interior de un inyector de una turbina Pelton mediante simulaciones numéricas a través del software para dinámica de fluido computacional (CFD), llevadas a cabo estas simulaciones para diferentes porcentajes de apertura del inyector. También se presenta detalladamente el diseño de la geometría a simular (el inyector), el dominio del fluido, las condiciones de borde y todas las propiedades que caracterizan el fluido utilizado en las simulaciones numéricas.

Primero se hace una descripción del problema en estudio, en el cual este se presenta de forma clara y sencilla permitiendo evidenciar con claridad la esencia del trabajo que se desarrolla. Además se explica de forma detallada como se dará solución al problema antes planteado.

3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El problema consiste en estudiar como varían los campos de velocidad, de presión, de viscosidad, así como el comportamiento del flujo, velocidad y el coeficiente de descarga respecto al porcentaje de apertura del inyector. El estudio de los fenómenos fluidodinámicos antes mencionados permitirá entender porque los mismos se generan, el efecto que estos producen, y la influencia que tiene el porcentaje de apertura en la generación de los mismos.

Para el estudio de los fenómenos antes mencionados se van a realizar simulaciones numéricas mediante el software CFD (dinámica de fluido computacional), el cual resuelve numéricamente problemas en los que intervienen

fluidos en movimiento mediante el método de los volúmenes finitos (MVF) aplicado a un flujo permanente incompresible, utilizando un modelo de turbulencia $k-\varepsilon$.

3.3. DISEÑO DE LA GEOMETRÍA A ESTUDIAR

El diseño de la geometría consistió en la creación del inyector de una turbina Pelton mediante un software para diseño, constituyendo éste diseño el modelo físico sobre el cual se realizó el estudio fluidodinámico planteado en el presente trabajo. Para el diseño de la geometría a simular se utilizó el software solidworks 2008, el cual permitió dibujar la geometría, así como realizar diversos tipos de ensambles de las tres partes que la integran, las cuales son: la parte exterior o carcasa, el estator y la aguja reguladora. Todas estas partes se realizaron por separado con sus debidas dimensiones y luego se juntaron mediante un ensamble para concretar la geometría deseada.

3.3.1. Diseño de la carcasa

La Fig. 3.1 representa la parte exterior del inyector con sus respectivas dimensiones

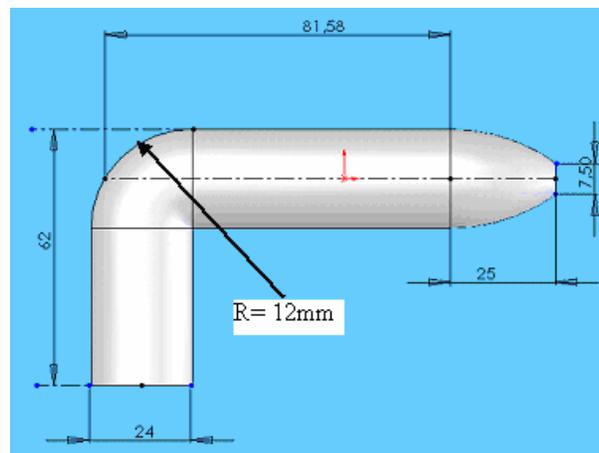


Figura 3.1. Parte exterior de la geometría a simular

En la Fig. 3.2 se presenta un corte longitudinal de la parte exterior (Fig. 3.1), la cual permite visualizar el interior del inyector sin aun estar presente las partes internas del inyector (estator y la aguja reguladora).

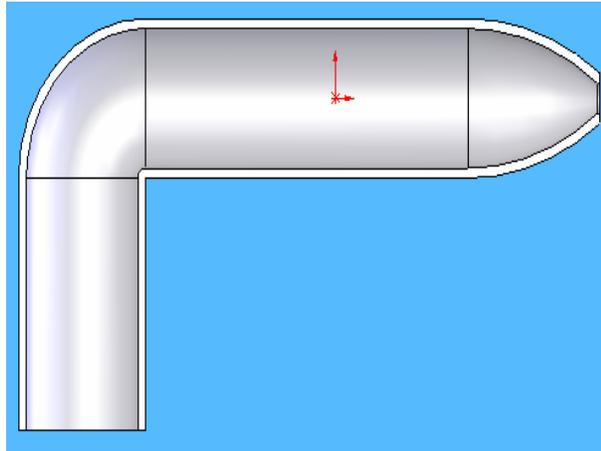


Figura 3.2. Muestra el interior del inyector, sin sus partes internas (Carcasa del inyector)

3.3.2. Diseño de la aguja del inyector

Está formada por un vástago situado concéntricamente en el interior del cuerpo de la tobera, guiado por un elemento conocido como estator, sobre el cual la aguja tiene un libre movimiento de desplazamiento longitudinal en dos sentidos. La aguja efectúa su desplazamiento longitudinal, teniendo como función la regulación del chorro de agua que sale por la tobera o baquilla del inyector. El ángulo del cono que comprende la punta de la aguja es de $42,62^\circ$, el cono tiene un diámetro mayor de 6mm y el diámetro del vástago es de 3mm. (Ver Fig. 3.3).

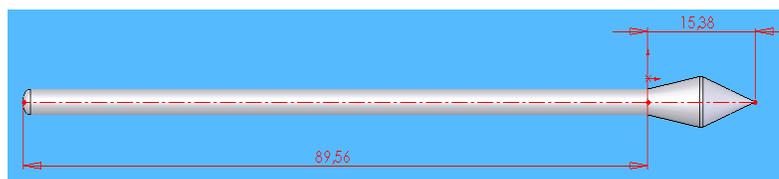


Figura 3.3. Aguja reguladora del inyector.

3.3.3. Diseño del estator

El estator es el elemento que mantiene centrada la aguja dentro del inyector y a través del cual la aguja realiza su respectivo desplazamiento longitudinal. El estator requiere de apoyos que lo mantienen fijo y centrado dentro de la carcasa. El diámetro del orificio del estator debe ser igual al del vástago de la aguja (3mm), para permitir el libre deslizamiento de la misma a través del orificio, el cual la mantiene centrada. Los apoyos tienen una longitud de 8,5mm y están fijos sobre una parte circular de 5mm de diámetro. La profundidad del estator, se encuentra normal a la hoja, mide 10mm. En el presente trabajo se diseñaron dos tipos de estatores, uno consta de tres apoyos y el otro de cuatro apoyos (Ver Fig. 3.4, 3.5 3.6 y 3.7).

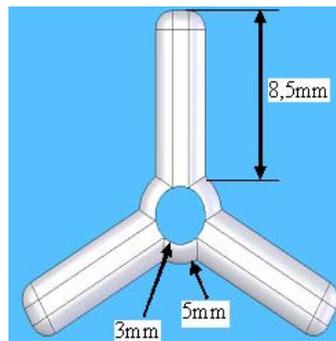


Figura 3.4. Estator de tres apoyos.

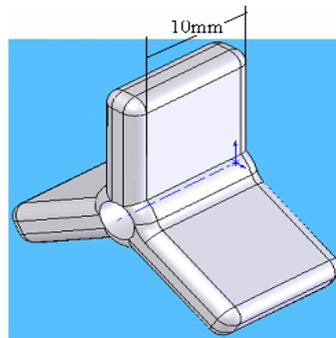


Figura 3.5. Vista isométrica del estator de tres apoyos.

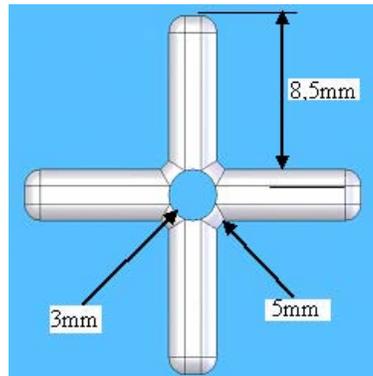


Figura 3.6. Estator de cuatro apoyos

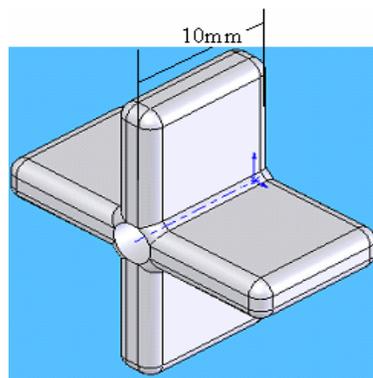


Figura 3.7: Estator de cuatro apoyos.

3.3.4. Ensamble aguja – estator - carcasa del inyector

El ensamble aguja – estator - carcasa representa la geometría de interés para el desarrollo del presente trabajo. En dicho ensamble la aguja se posiciona a través del estator, lugar donde esta va a realizar su desplazamiento longitudinal y de esta forma regular el chorro de salida en el inyector. Esto se aprecia en las Fig. 3.8 a la 3.13.

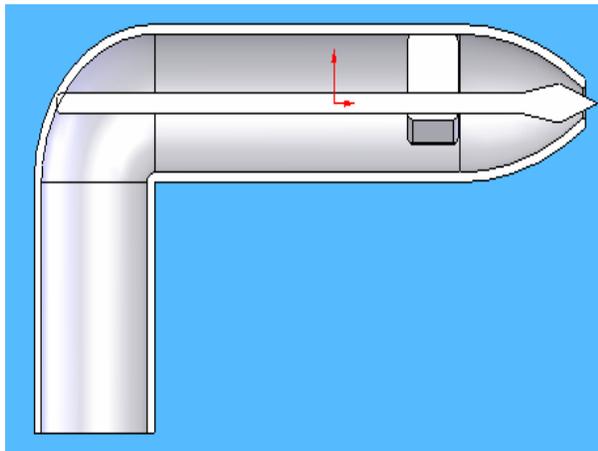


Figura 3.8. Vista frontal interna del inyector, con estator de tres apoyos.

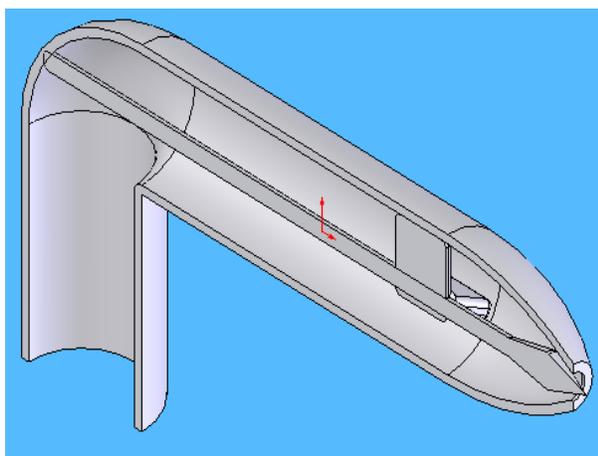


Figura 3.9. Vista isométrica interna del inyector, con estator de tres apoyos.

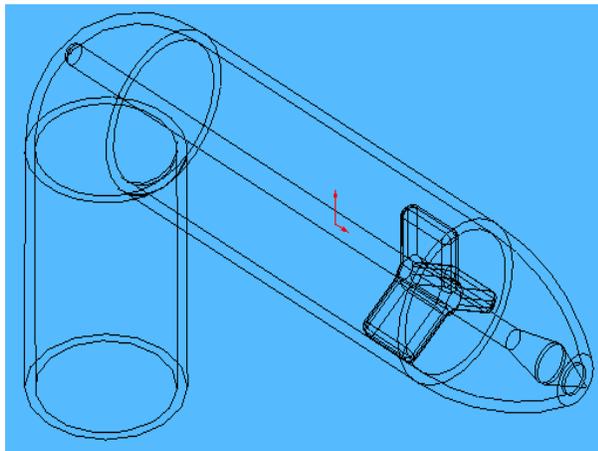


Figura 3.10. Vista isométrica - alambica del inyector, con estator de tres apoyos.

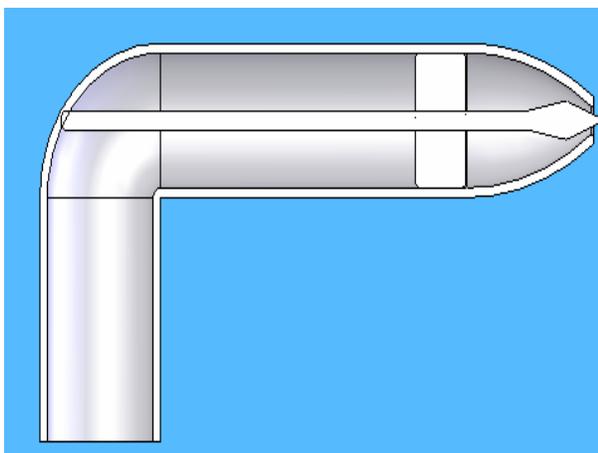


Figura 3.11. Vista frontal interna del inyector, con estator de cuatro apoyos.

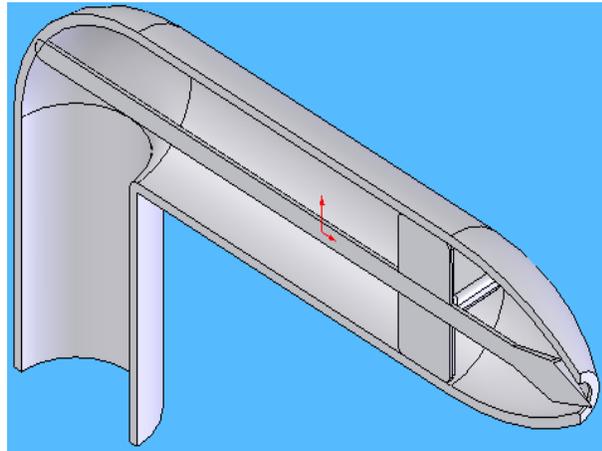


Figura 3.12: Vista isométrica interna del inyector, con estator de cuatro apoyos.

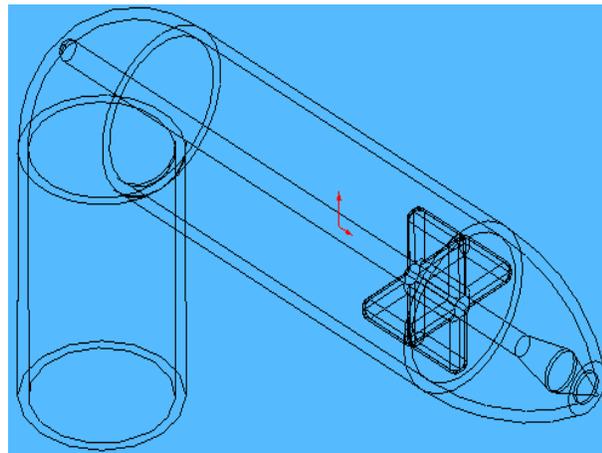


Figura 3.13: Vista isométrica - alambica del inyector, con estator de cuatro apoyos.

Todas las figuras anteriores muestran cada parte por separado de los elementos que configuran la geometría a simular, y por último se muestra el ensamble de estos elementos en la geometría final o de interés.

3.4. CONFIGURACIÓN DE LOS PORCENTAJES DE APERTURA DEL INYECTOR

Las simulaciones numéricas se llevaron a cabo para cuatro diferentes posiciones de la aguja del inyector o porcentajes de apertura del mismo.

El parámetro que se variará en las dos geometrías (inyector con estator de tres apoyos e inyector con estator de cuatro apoyos), es el grado de apertura del inyector, el cual depende directamente de la posición relativa que tenga la aguja en un instante dado. En esta tesis se trabajará con cuatro porcentajes de apertura del inyector los cuales son: inyector 100% abierto, 75% abierto, 50% abierto y 25% abierto.

El porcentaje de apertura se determina mediante la siguiente relación a partir de la longitud de cierre de la punta de la aguja. Estas dimensiones se muestran en la Fig.3.14.

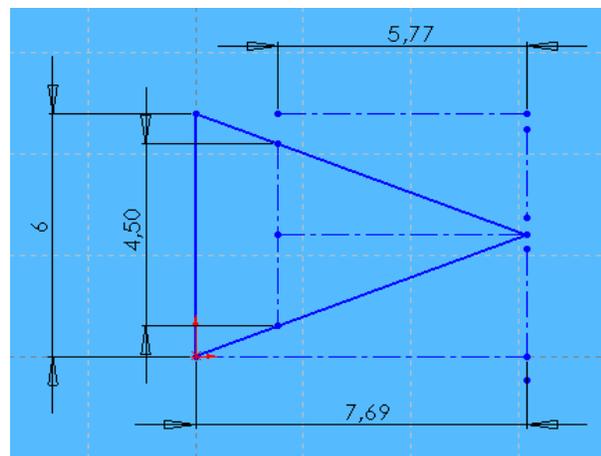


Figura 3.14: Punta de la aguja con sus dimensiones.

El diámetro del orificio de la boquilla del inyector mide 4,5mm, por tanto cuando la aguja se desplace en dirección de cierre, la punta de la aguja saldrá hacia la parte externa de la boquilla hasta que la periferia de la misma toque los bordes del orificio de la boquilla, produciéndose un porcentaje de apertura de 0% o lo que

significa lo mismo un 100% de cierre del inyector, por tanto en ese instante el diámetro de la punta de la aguja que toca los bordes del orificio de la boquilla, es igual al diámetro del orificio de la boquilla y eso es igual a 4,5mm.

A partir de ese análisis se puede establecer la siguiente relación para calcular los debidos porcentajes de apertura del inyector.

Se plantea la siguiente regla de tres sabiendo que la punta de la aguja tiene una longitud de 7,69mm y un diámetro mayor de 6mm.

$$\begin{array}{l} 6\text{mm} \longrightarrow 7,69\text{mm} \\ 4,5\text{mm} \longrightarrow X \end{array}$$

Se encuentra que la distancia “x” que debe recorrer la aguja hacia fuera del orificio de la boquilla para alcanzar un grado de apertura de 0% es de $X = 5,77\text{mm}$ y la misma se conoce como longitud de cierre. Luego a partir de la longitud “x” se puede obtener la porción de distancia que representa los porcentajes de apertura o cierre que se estudiaran en este trabajo (Fig. 3.14).

Para el 100% de apertura, la punta de la aguja esta justo en el borde interno del orificio de la boquilla y por tanto no ha salido ninguna porción de la punta fuera del orificio de la misma. En este momento la longitud de cierre de la aguja ($X = 5,77\text{mm}$) permanece integra dentro de la boquilla del inyector permitiendo la libre salida del chorro de agua y produciéndose un cierre del 0%. (Ver Fig. 3.15).

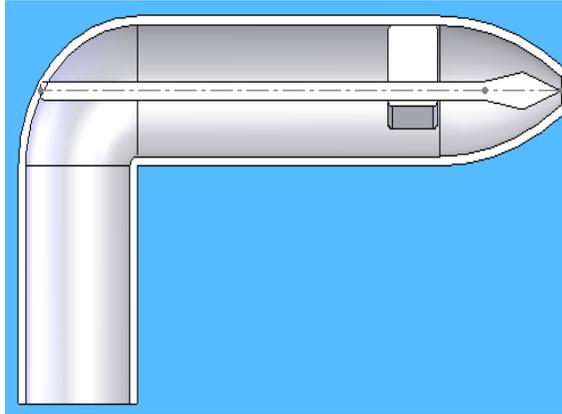


Figura 3.15: posición de la aguja para inyector con estator tres apoyos 100% abierto.

Para el inyector con estator de cuatro apoyos el procedimiento es análogo en cuanto a la configuración de los diferentes porcentajes de apertura que se estudian en este trabajo, y por tanto se mostrara la posición relativa de la aguja (Porcentaje de apertura) solamente para el inyector con estator de tres apoyos.

Para el 75% de apertura, la aguja toma la posición que presenta la Fig. 3.16, donde la punta de la misma habrá salido del orificio de la boquilla una porción $\frac{x}{4}$ de la longitud de cierre.

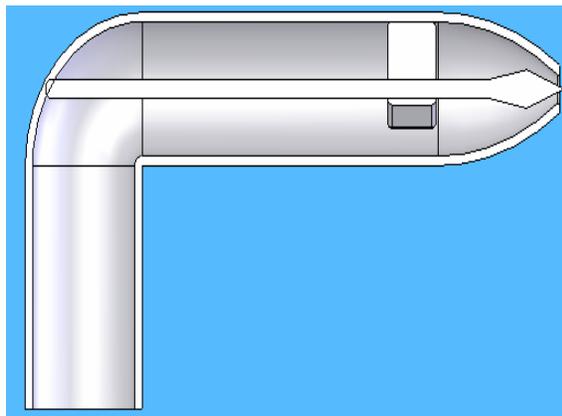


Figura 3.16. Posición de la aguja para inyector con estator tres apoyos 75% abierto.

En la Fig. 3.17 se muestra la posición de la aguja para un 50% de apertura, donde se aprecia que la porción de la misma que sale hacia el exterior de la boquilla es equivalente a $\frac{x}{2}$.

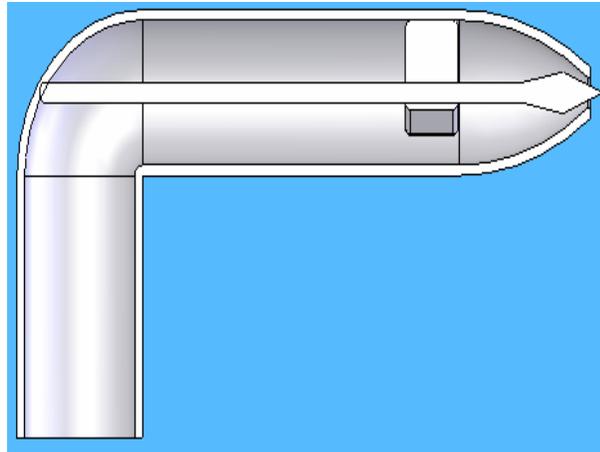


Figura 3.17. Posición de la aguja para inyector con estator tres apoyos 50% abierto.

Y para un 25% de apertura la Fig 3.18 muestra la porción “x” de la punta de la aguja que sale hacia la parte exterior del orificio de la boquilla, la cual es equivalente a $\frac{3x}{4}$.

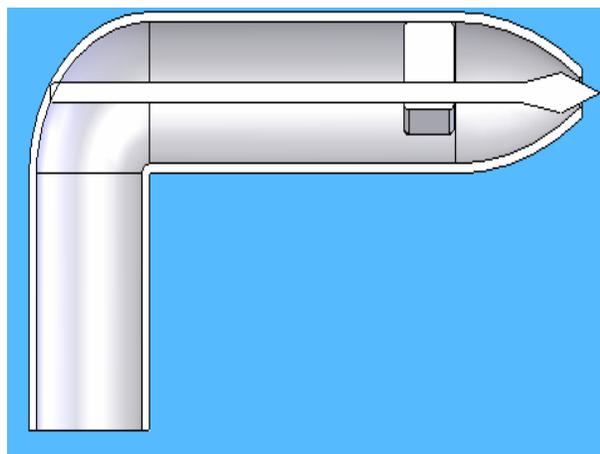


Figura 3.18. Posición de la aguja para inyector con estator tres apoyos 25% abierto.

3.5. IMPORTACIÓN DE LA GEOMETRÍA

Una vez listas las geometrías, se procede a importarlas al software donde se efectuará el análisis numérico y de esta forma seguir con la metodología previa a las simulaciones numéricas llevadas en el software para dinámica de fluido computacional (CFD).

3.6. EXTRACCIÓN DEL NEGATIVO

La extracción del negativo consiste en obtener la porción de fluido libre de cualquier elemento sólido contenido en el inyector, considerándose éste como el volumen de control sobre el cual se llevara a cabo el estudio fluidodinámico, o cualquier otro estudio que se requiera por medio del software CFD (Ver Fig 3.19).

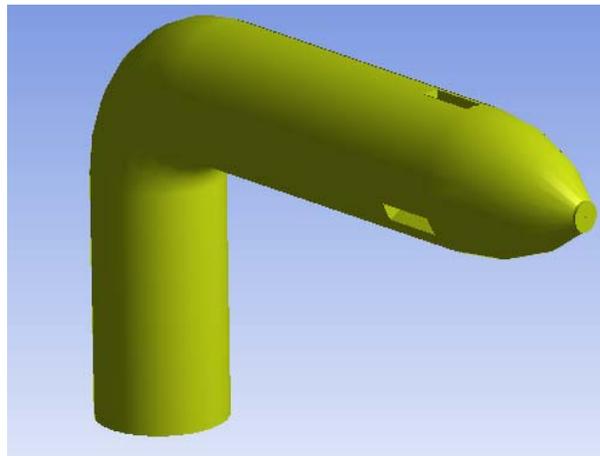


Figura 3.19. Negativo del inyector.

3.7. GENERACIÓN DEL MALLADO

La generación de malla se efectuó a través de la aplicación CFX-Mesh y es el proceso por el cual la discretización espacial del modelo CFD es definida y acoplada a la geometría en estudio y consiste en la división de este espacio en un conjunto de pequeños sub-dominios, los cuales con frecuencia son llamados volúmenes de

control. Dicho proceso repercute directamente en la exactitud de los resultados obtenidos (Ver Fig 3.20).

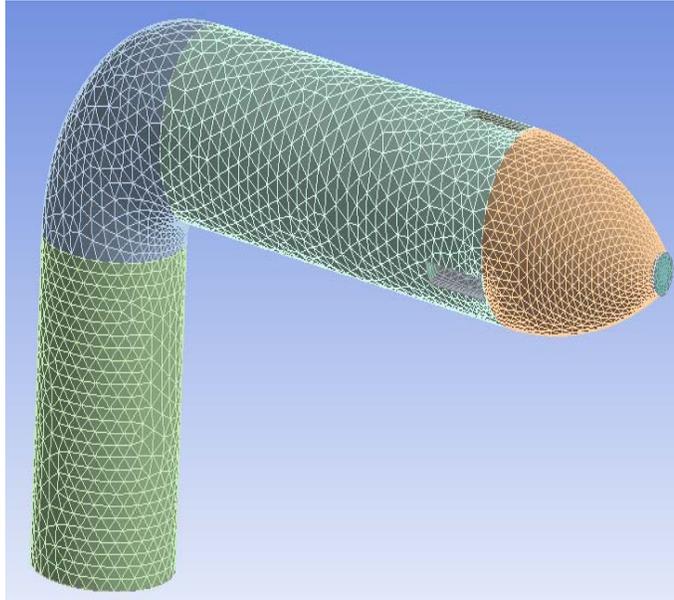


Figura 3.20. Mallado de la geometría de interés.

La malla generada permite resolver las ecuaciones que gobiernan los fenómenos fluidodinámicos dentro de las fronteras del dominio que se estudia, siendo este tipo de malla, no estructurada en toda la geometría de interés. en esta se empleo el método de mallado superficial de delaunay y en el mallado volumétrico se utilizó una técnica denominada, inflación de frontera avanzada AFI, dentro de esta técnica se empleo el mecanismo de control (parámetros de mallado), dentro de todos los parámetros que contiene el software solo fue utilizado el espaciado de la superficie de malla, este parámetro puede ser controlado a través de distintas técnicas, para efecto de este estudio se empleo un espacio de cara usando resolución angular, la cual admite ángulos de 1° a 90° como se muestra en la Fig. 3.21.

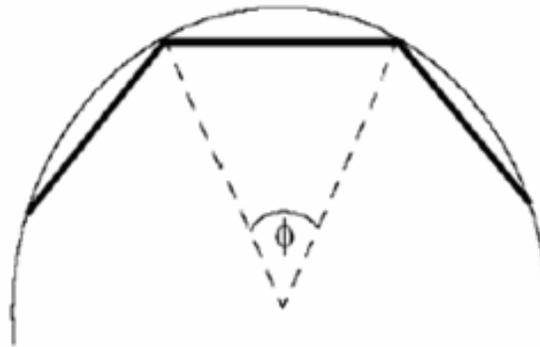


Figura 3. 21. Representación de la resolución angular

3.8. REFINAMIENTO DEL MALLADO

Algunas veces, la malla inicial no es la más apropiada para un problema dado y debe ser modificada. Por ejemplo, en problemas donde se necesita mayor precisión en una región de la malla. En este contexto, el refinamiento es importante para garantizar la calidad de la malla obtenida. El refinamiento es definido como el proceso de dividir algunos triángulos en unos más pequeños para satisfacer requerimientos tales como: estimaciones de error, geometría del problema, entre otros criterios. Uno de los mejores métodos de refinamiento es el de bisección por el lado más largo.

Para el proceso de refinamiento de la malla, en el software CFX existe un parámetro conocido como GMS (Escala Global de Malla), el cual permite variar la densidad de malla, lo que se traduce en una variación del número de elementos que constituyen la misma. Este parámetro GMS puede variar entre 0,5 – 2. Mientras se disminuye el valor de la GMS entre el rango permitido, se reduce el tamaño de los elementos constituyentes de la malla lo cual genera una mayor densidad de los mismos y por consiguiente se producirían resultados más cercanos a la realidad física del problema, pero a un mayor gasto de tiempo computacional, lo que también resulta otro problema. Dado el problema de un excesivo gasto computacional, es necesario encontrar el número de elementos más convenientes, y es por ello que se procede a

realizar un análisis de sensibilidad de la malla, el cual es un proceso que consiste en encontrar un número conveniente de elementos constituyentes de la malla mediante la variación de la GMS, y esta forma obtener buenos resultados, y a un menor costo del tiempo computacional (Ver Fig 3. 22).

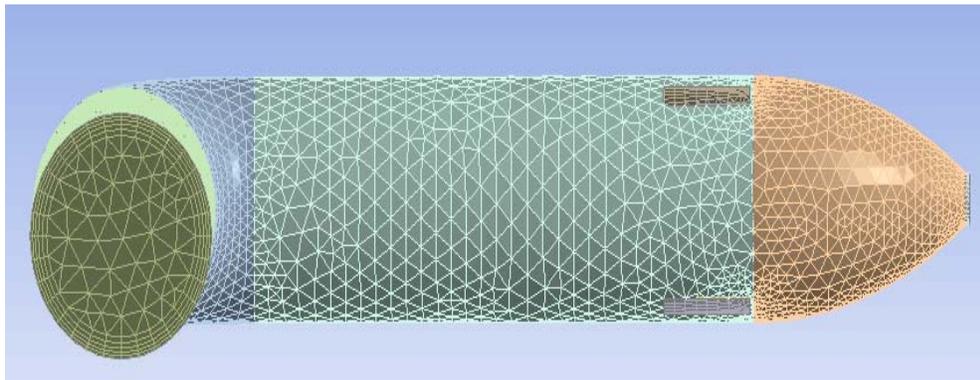


Figura 3. 22. Refinamiento del mallado usando la GMS.

El espaciado de superficie (spacing), es otro de los parámetros que se utilizó para el ajuste de la malla, el cual permite variar la resolución angular de los elementos y en consecuencia manipular el tamaño de los mismos, resultando muy apropiado este procedimiento para realizar refinamientos locales en el mallado. También se utilizó el parámetro conocido como inflación (inflation), el cual consiste en agregar los efectos de capa límite al mallado. Este efecto se visualiza en el mallado como capas circulares paralelas al plano transversal y que se encuentran en la región más cercana a pared del volumen de control (Ver este efecto en la Fig. 3.23).

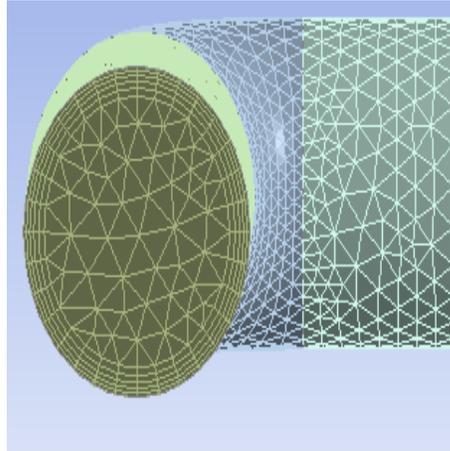


Figura 3. 23. Efecto de la inflación en la entrada del inyector.

3.9. SELECCIÓN DE LA MALLA MÁS ADECUADA

El proceso de selección de la malla más adecuada consiste en realizar un número suficiente de simulaciones variando la escala global de mallado (GMS), y midiendo en una línea patrón (con las mismas coordenadas para cada grado de apertura) en cada simulación algunas de las variables que el simulador cuantifica en el problema estudiado. Luego se verifica como varia la variable seleccionada a lo largo de la línea para cada mallado, y de esta forma se obtienen los datos suficientes para identificar el mallado que presente un error que se considere aceptable, y esto se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$E = \left[\frac{N_{\text{mayor N}^\circ \text{ elementos}} - N_i}{N_{\text{mayor N}^\circ \text{ elementos}}} \right] * 100\% \quad (3.1)$$

Donde:

E = Porcentaje de error velocidad.

$N_{\text{mayor N}^\circ \text{ elementos}}$ = velocidad en cada punto de la línea de la malla con mayor número de elementos (para este caso la escala global fue de 0.65).

N_i = velocidad en cada punto de la línea de la mallas restantes (para este caso la escala global fue de 0.75, 0.85, 0.95, 1).

3.10. DOMINIO Y CONDICIONES DE BORDE EN LAS SIMULACIONES

3.10.1. Definición del dominio

El software consta de tres opciones para la definición del dominio que se requiera estudiar, las cuales son: dominio fluido, dominio sólido y dominio poroso. En esta etapa se caracterizó el dominio como “fluido” y se definió el agua como el fluido de trabajo, además se seleccionó un factor muy importante como lo es el modelo de turbulencia con cual se trabajará en la simulación (modelo de turbulencia $k-\epsilon$).

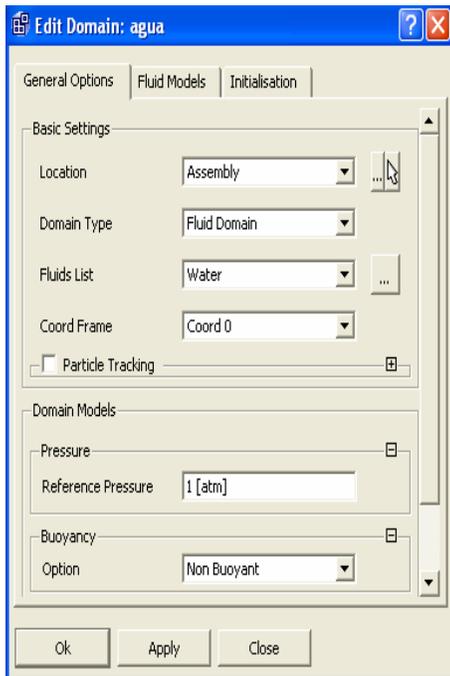


Figura. 3.24: Dominio (Opción general)

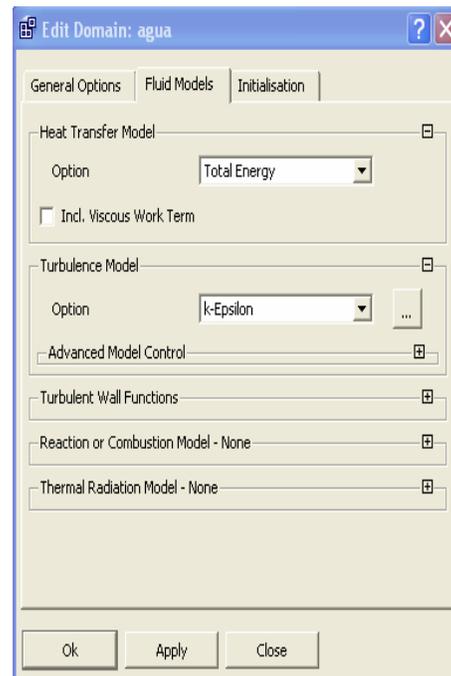


Figura. 3.25: Dominio (Modelo de fluido)

3.10.2. Entrada

Se definió la entrada en el volumen de control y se le aplicó las diferentes condiciones de entrada y detalles de borde que caracterizan al problema en estudio. Se escogió un rango de fluido subsónico con una velocidad normal a las paredes de

3m/s, una intensidad de turbulencia de 5% y una temperatura estática del fluido de 300k.

Las condiciones de entrada se caracterizaron de tal forma que aseguraran un flujo de fluido en las condiciones más normales posibles, como lo son una velocidad, temperatura y turbulencia moderadas (Ver Fig. 3.27 y 3.28).

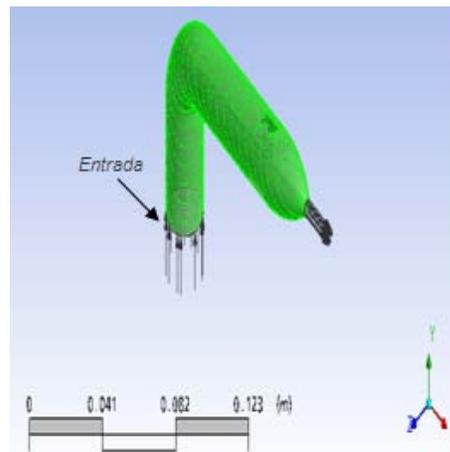


Figura. 3.26: Vista de la entrada en el volumen de control

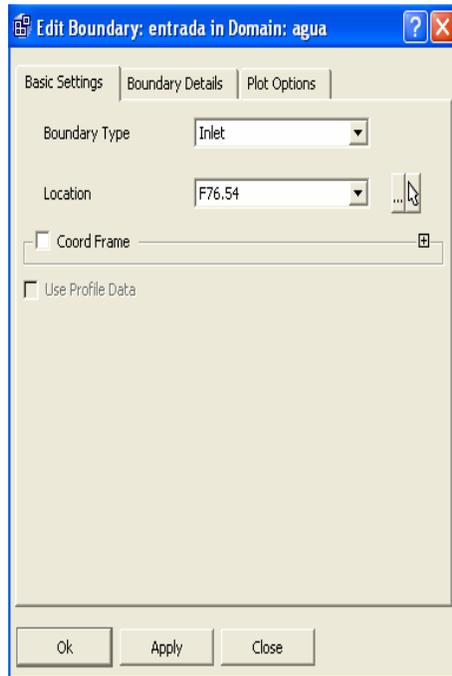


Figura. 3.27: Entrada (Basic Setting)

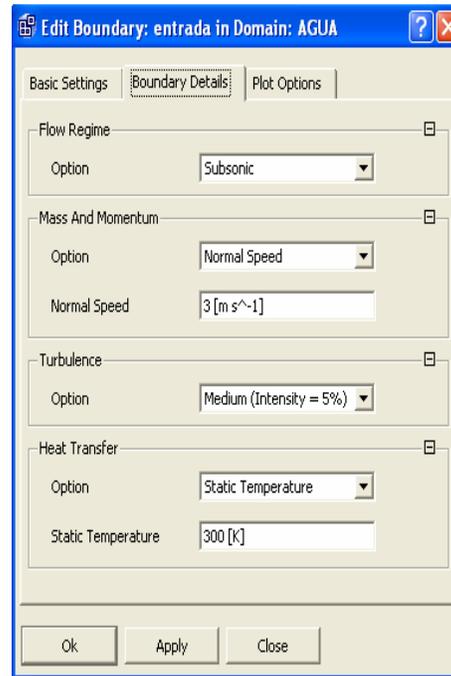


Figura. 3.28: Entrada (Condiciones de frontera)

3.10.3. Salida

Se definió la salida en el volumen de control y se le aplicó las condiciones y detalles de borde correspondientes al problema en estudio, tomando un rango de fluido subsónico y la presión atmosférica a la salida.

Fijada la presión a la descarga y un régimen de movimiento subsónico, el software tiene definidas las condiciones a la salida del volumen, faltando solo por definir las condiciones de pared, las cuales agregarán mayor información sobre las condiciones de flujo del fluido (Ver condiciones de salida en las Figs. 3.30 y 3.31)

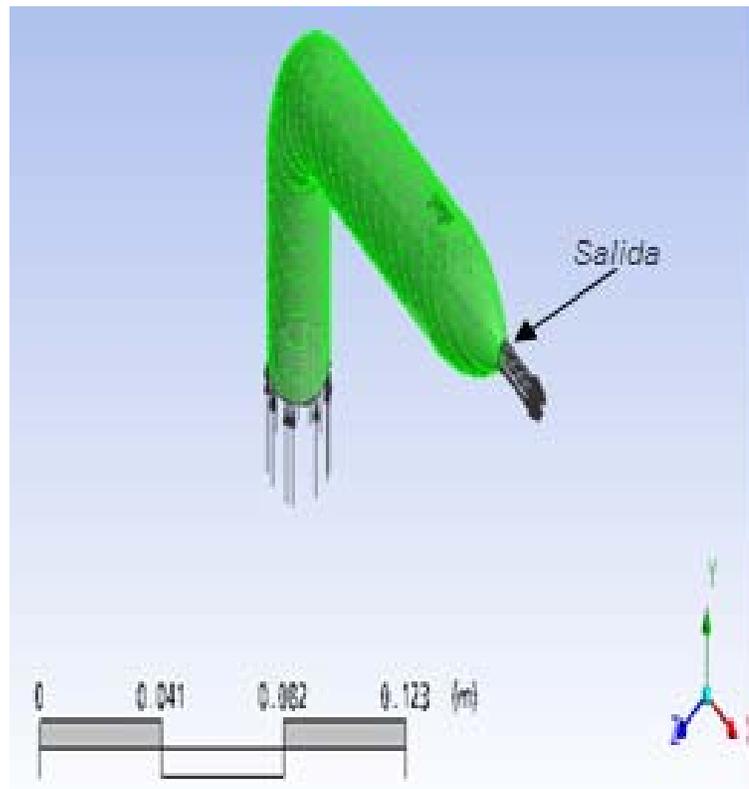


Figura. 3.29. Vista de la salida en el volumen de control

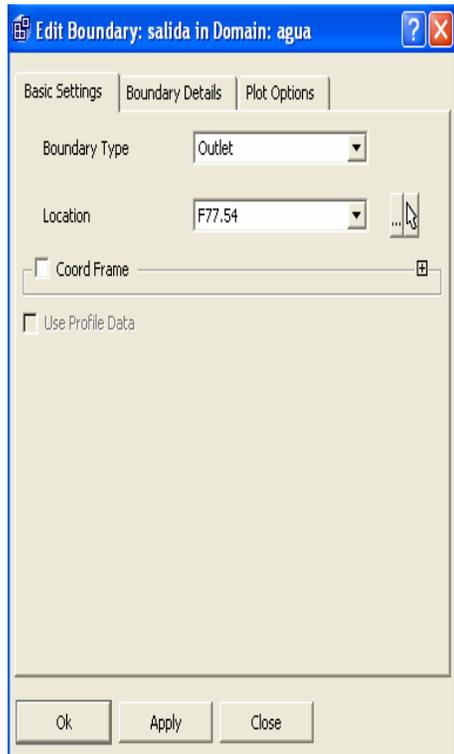


Figura. 3.30. Salida (Basic Setting)

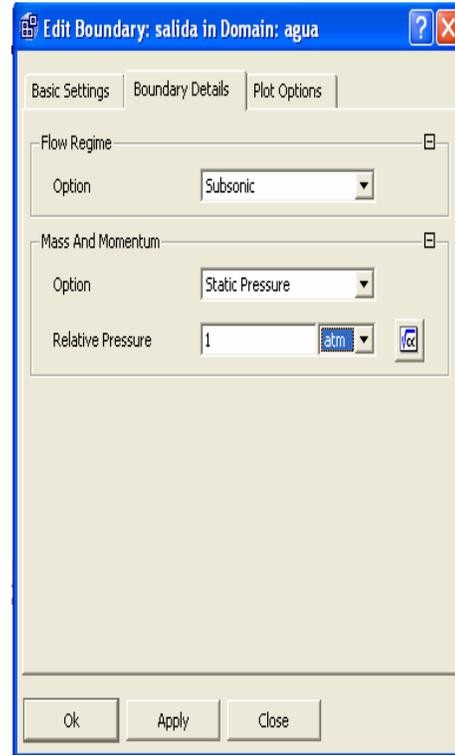


Figura. 3.31. Salida (Detalles de borde)

3.10.4. Pared

Se definió la pared en el volumen de control y se le aplicó las condiciones y detalles de borde correspondientes al problema en estudio.

Se introdujo la condición de no deslizamiento en las paredes, lo que define una velocidad igual a cero en las proximidades de la misma, con perfiles de velocidad que alcanzan los valores máximos en la región más alejada radialmente de las paredes, además se definieron las paredes como lisas y adiabáticas, lo que define una condición de libre paso del fluido con la mínima resistencia por efecto de la fricción y una transferencia de calor nula a través de las paredes. (Ver condiciones de pared en las Figs.3.32 y 3.33).

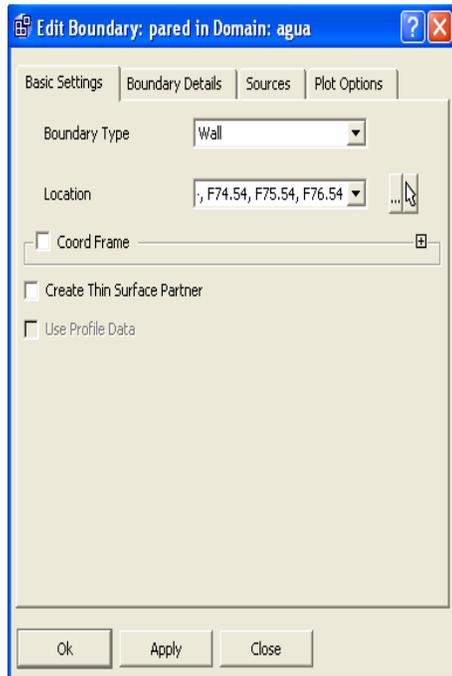


Figura. 3.32. Pared (Basic Setting)

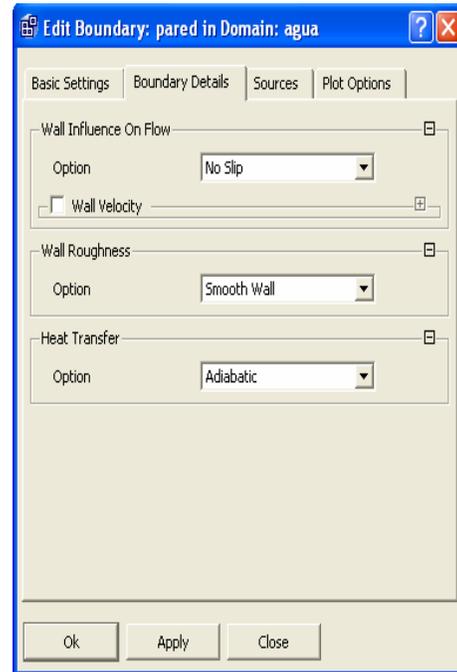


Figura. 3.33. Pared (Detalles de borde)

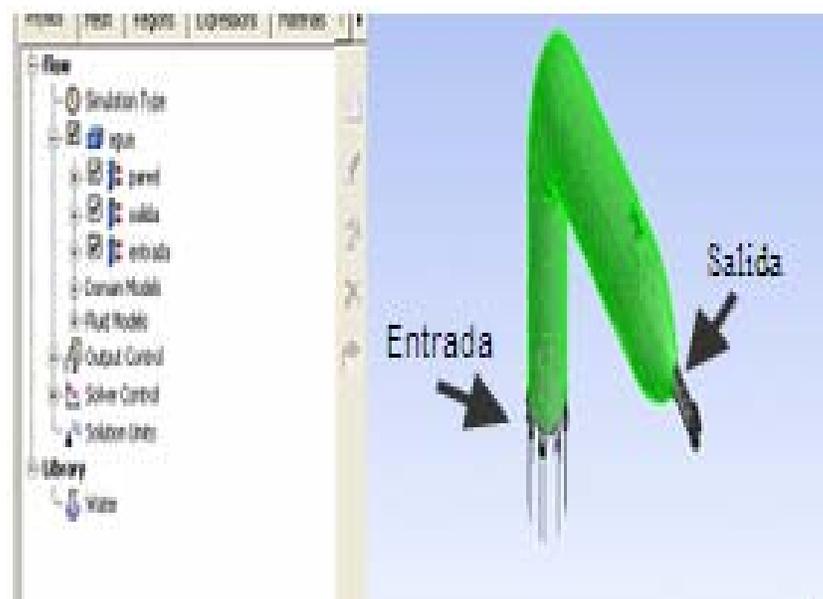


Figura. 3.34. Volumen de control con todas las condiciones de borde y dominio cargadas

Para el control de la convergencia se tomó en cuenta las siguientes consideraciones:

- **Esquema de advección:** Se empleo la opción Upwind de primer orden (UDS).
- **Opción del paso de tiempo automático:** La solución usa un paso de tiempo físico calculado internamente basado en las condiciones de contorno especificadas en las condiciones iniciales y en la geometría del dominio.
- **El limite residual de 1E-4 en forma de raíz media cuadrada (RMS).**

Concretada la primera simulación para un 100% de apertura del inyector se visualizan los resultados en el CFX- POS y se procede a trazar una línea de referencia en el volumen de control con la intención de estudiar la variación del perfil de velocidad a lo largo de la línea de referencia, aplicándose este procedimiento a cada una de las geometrías, y de esta forma a partir de dichos perfiles calcular las desviaciones de las velocidades al variar los GMS, mediante la Ec. 3.1 (Vre Fig 3.35).

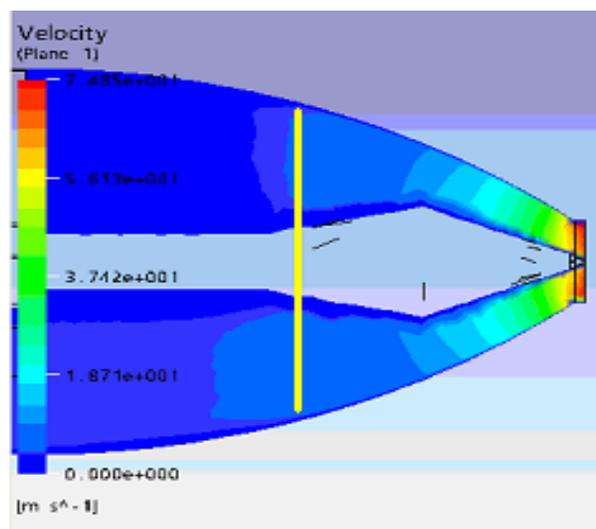


Figura 3.35. Línea Para la obtención del perfil de velocidad

Las figuras 3.36 a la 3.51 presentan el comportamiento de la velocidad y posteriormente las desviaciones de la velocidad para los diferentes GMS en la línea de referencia que se ubico en las geometrías (Inyector con estator de tres y cuatro apoyos) para el análisis de sensibilidad de la malla o identificación de la malla ideal para cada geometría.

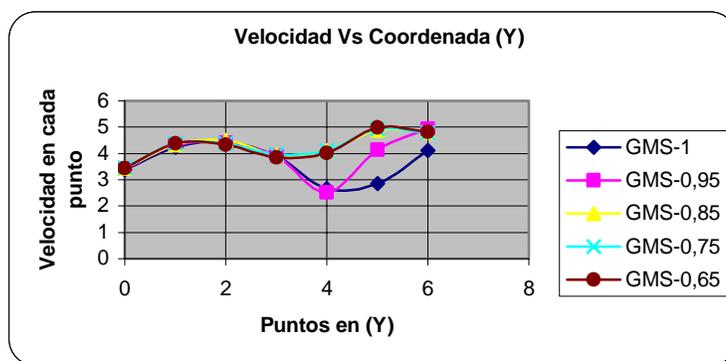


Figura 3. 36. Perfil de velocidad en la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos a 100% de apertura.

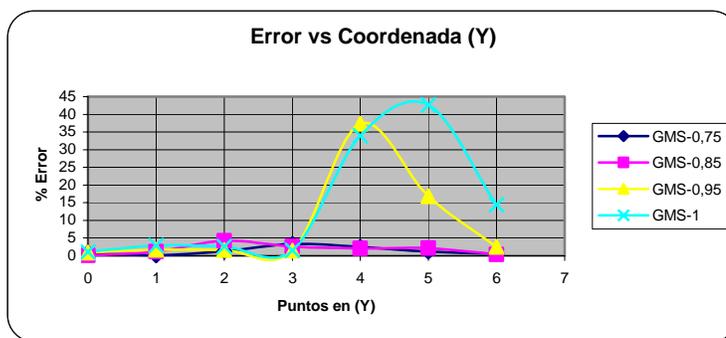


Figura 3. 37. Error para el inyector con estator de tres apoyos a 100% de apertura.

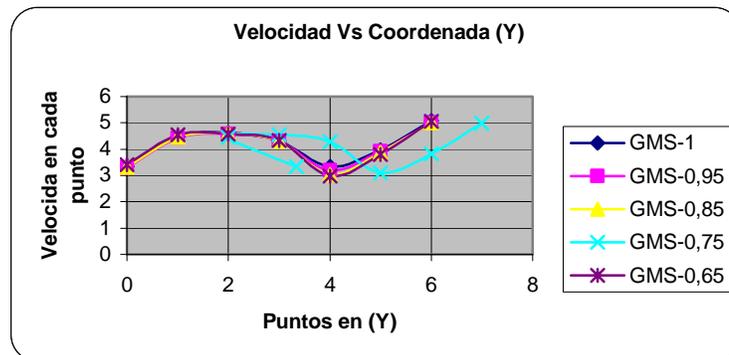


Figura 3. 38. Perfil de velocidad en la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos a 75% de apertura.

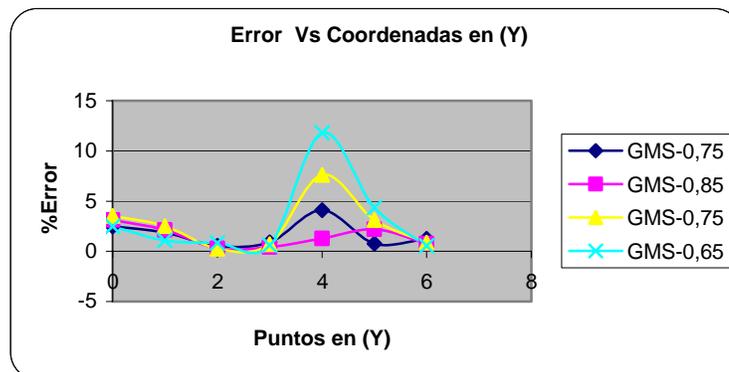


Figura 3. 39. Error para el inyector con estator de tres apoyos a 75% de apertura.

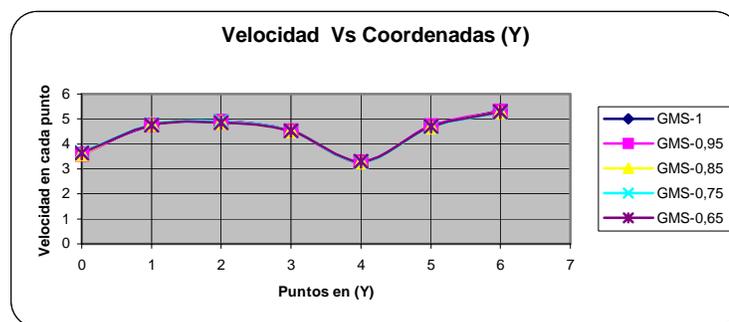


Figura 3. 40. Perfil de velocidad en la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos 50% de apertura.

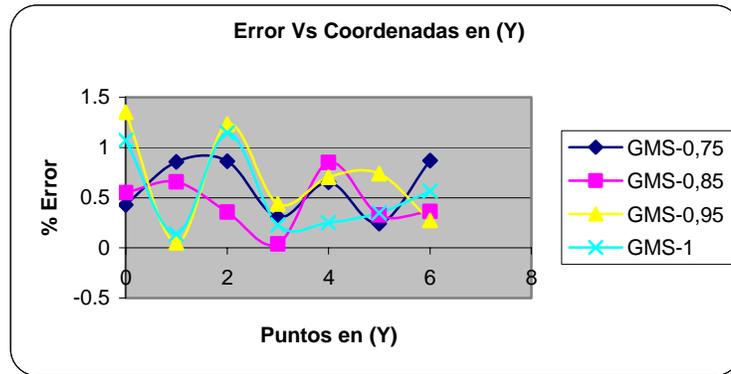


Figura 3. 41. Error para el inyector con estator de tres apoyos a 50% de apertura.

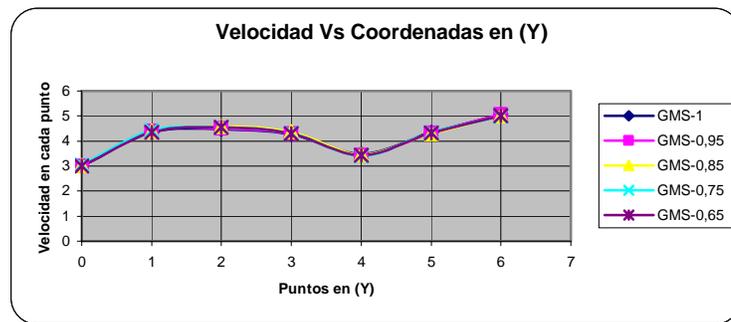


Figura 3. 42. Perfil de velocidad en la línea de medición para el inyector con estator de tres apoyos a 25% de apertura.

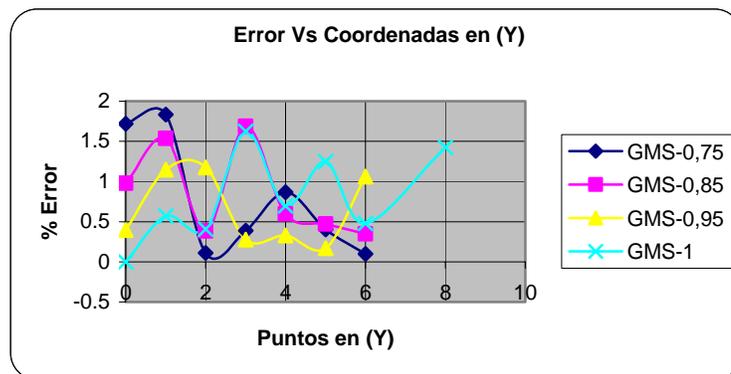


Figura 3. 43. Error para el inyector con estator de tres apoyos a 25% de apertura.

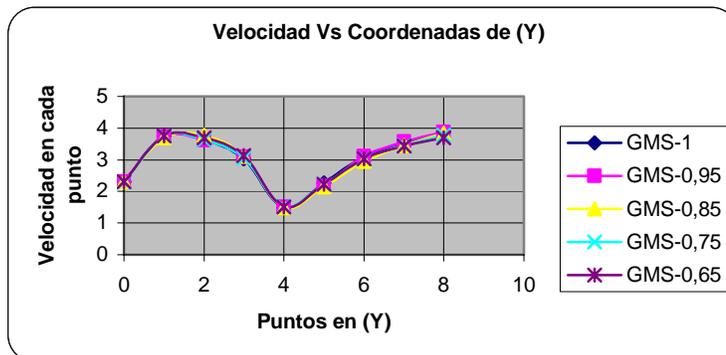


Figura 3. 44. Perfil de velocidad en la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos a 100% de apertura.

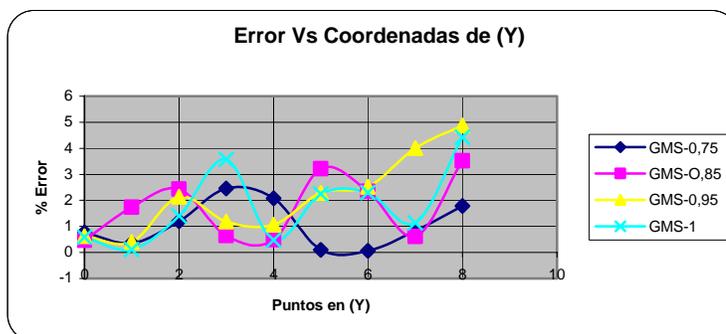


Figura 3. 45. Error para el inyector con estator de cuatro apoyos a 100% de apertura.

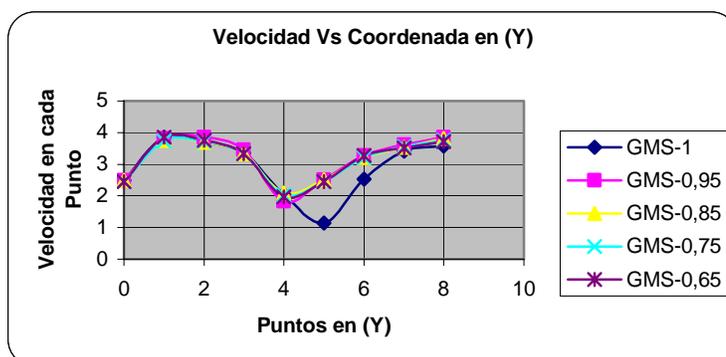


Figura 3. 46. Perfil de velocidad en la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos a 75% de apertura.

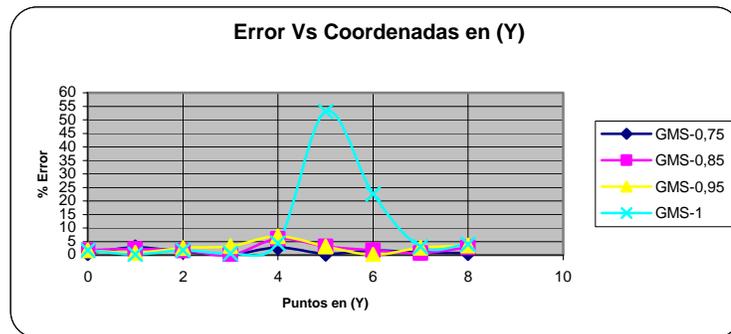


Figura 3. 47. Error para el inyector con estator de cuatro apoyos a 75% de apertura.

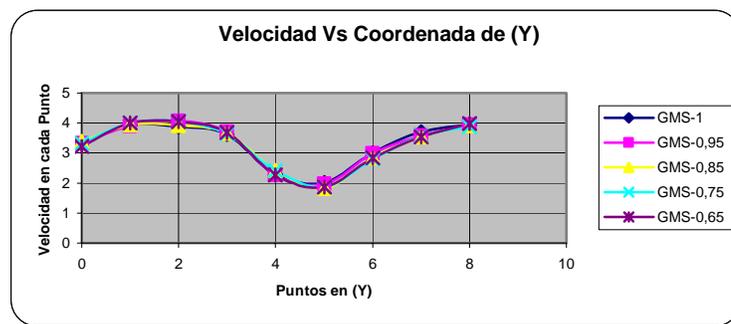


Figura 3. 48. Perfil de velocidad en la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos a 50% de apertura.

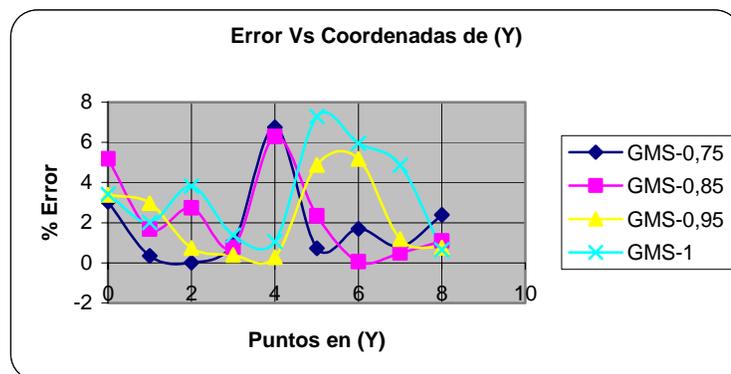


Figura 3. 49. Error para el inyector con estator de cuatro apoyos a 50% de apertura.

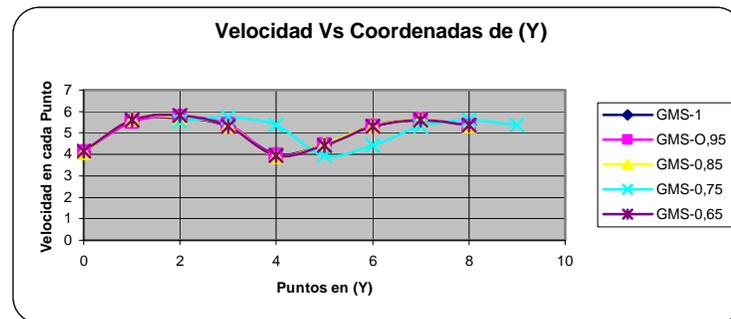


Figura 3. 50. Perfil de velocidad en la línea de medición para el inyector con estator de cuatro apoyos a 25% de apertura.

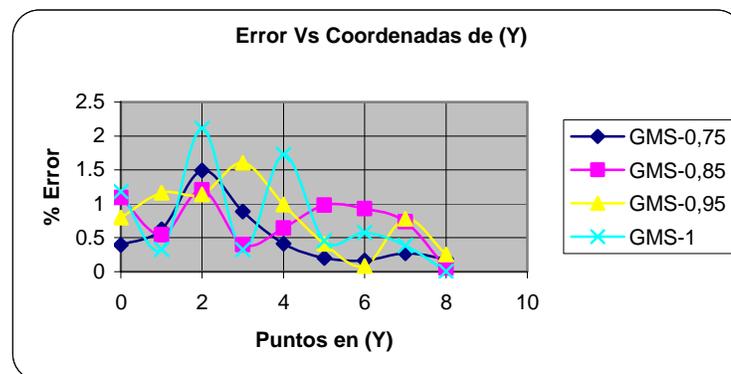


Figura 3. 51. Error para el inyector con estator de cuatro apoyos a 25% de apertura.

El criterio de selección de la malla más adecuada en las distintas geometrías se basó en elegir la curva cuyo porcentaje de error fuese el más bajo y rondara en el 5%. Se tiene entonces la escala seleccionada para cada inyector y su respectivo grado de apertura.

La tabla 3.1 muestra el resumen de los GMS seleccionados para cada geometría después de realizado el análisis de sensibilidad de los mallados correspondientes.

Tabla 3.1. Resumen de los GMS seleccionados

Inyector	Apertura (%)	GMS
Inyector (Estator de tres apoyos)	100	0.75
Inyector (Estator de tres apoyos)	75	0.85
Inyector (Estator de tres apoyos)	50	0.85
Inyector (Estator de tres apoyos)	25	0.95
Inyector (Estator de cuatro apoyos)	100	0.75
Inyector (Estator de cuatro apoyos)	75	0.75
Inyector (Estator de cuatro apoyos)	50	0.95
Inyector (Estator de cuatro apoyos)	25	0.85

Las Tablas 3.2 a la 3.9 presentan los valores de tiempo computacional y el número de elementos que generó cada malla correspondiente a un GMS seleccionado.

Tabla 3.2. Escala global de malla y número de elementos para la geometría 1 (Inyector con estator de tres apoyos 100% de apertura)

Malla	Escala	Nro de	Tiempo
1	1	448355	13M-12S
2	0.95	452253	13M-50S
3	0.85	482111	14M-46S
4	0.75	518167	17M-4S
5	0.65	563691	18M-18S

Tabla 3.3. Escala global de malla y número de elementos para la geometría 2 (Inyector con estator de tres apoyos 75% de apertura)

Malla	Escala	Nro de	Tiempo
1	1	466650	17M-37S
2	0.95	467879	18M-7S
3	0.85	506154	19M-46S
4	0.75	538732	21M-13S
5	0.65	594837	23M-3S

Tabla 3.4. Escala global de malla y número de elementos para la geometría 3 (Inyector con estator de tres apoyos 50% de apertura)

Malla	Escala	Nro de	Tiempo
1	1	482683	20M-30S
2	0.95	494423	21M-55S
3	0.85	520992	23M-10S
4	0.75	558476	25M-3S
5	0.65	608004	26M-22S

Tabla 3.5. Escala global de malla y número de elementos para la geometría 4 (Inyector con estator de tres apoyos 25% de apertura)

Malla	Escala	Nro de	Tiempo
1	1	544642	23M-36S
2	0.95	557033	25M-8S
3	0.85	584985	28M-15S
4	0.75	624833	30M-51S
5	0.65	678105	32M-34S

Tabla 3.6. Escala global de malla y número de elementos para la geometría 5 (Inyector con estator de cuatro apoyos 100% de apertura)

Malla	Escala	Nro de	Tiempo
1	1	523290	16M-11S
2	0.95	530667	16M-29S
3	0.85	563433	17M-40S
4	0.75	590277	19M-40S
5	0.65	643062	20M-59S

Tabla 3.7. Escala global de malla y número de elementos para la geometría 6 (Inyector con estator de cuatro apoyos 75% de apertura)

Malla	Escala	Nro de	Tiempo
1	1	462623	14M-24S
2	0.95	471344	15M-27S
3	0.85	511895	17M-24S
4	0.75	536299	18M-51S
5	0.65	600637	21M-32S

Tabla 3.8. Escala global de malla y número de elementos para la geometría 7 (Inyector con estator de cuatro apoyos 50% de apertura)

Malla	Escala	Nro de	Tiempo
1	1	472374	15M-49S
2	0.95	488911	15M-7S
3	0.85	510146	18M-34S
4	0.75	542783	21M-5S
5	0.65	597784	22M-51S

Tabla 3.9. Escala global de malla y número de elementos para la geometría 8 (Inyector con estator de cuatro apoyos 25% de apertura)

Malla	Escala	Nro de	Tiempo
1	1	500045	24M-59S
2	0.95	522344	28M-41S
3	0.85	554123	30M-38S
4	0.75	581930	32M-15S
5	0.65	624843	33M-57S

Las Tablas 3.2 a la 3.9 corresponden a los resultados que arrojaron las cuarenta simulaciones efectuadas para el análisis de sensibilidad de la malla, las cuales se distribuyeron realizando cinco simulaciones por cada porcentaje de apertura de los dos inyectores.

CAPITULO IV

RESULTADOS Y ANALISIS

4.1. CONVERGENCIA EN LAS SIMULACIONES

4.1.1. Convergencia en el inyector con estator de tres apoyos (Inyector 3A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 50%, 25%)

Las curvas de convergencias presentaron el mismo comportamiento para todas las geometrías en cuanto al orden en que las variables alcanzaron el fin de las iteraciones (convergencia), encontrándose solamente diferencia en el tiempo de convergencia de cada geometría.

Se pudo verificar que el parámetro que primero alcanzo la convergencia fue la variable masa de la ecuación de continuidad, la cual se ve representada por la curva de color rojo en las curvas de convergencia. Este comportamiento lo presento el inyector con estator de tres apoyos a 100%, 75%, 50% y 25% de apertura. Para el 100% de apertura la variable masa logro converger en 33 iteraciones, mientras las variables de la ecuación de cantidad de movimiento (velocidad en la dirección U, V, W) lograron alcanzar la convergencia en 36 iteraciones. La convergencia para los demás grados de apertura se dio de la siguiente forma.

Para el 75% de apertura la variable masa de la ecuación de continuidad convergió a las 32 iteraciones y las variables de la ecuación de cantidad de movimiento (velocidad en la dirección U, V, W) alcanzaron la convergencia a las 34 iteraciones, mientras que para el porcentaje de apertura de 50% la variable masa convergió a las 26 iteraciones mientras que las variables de la ecuación de cantidad de movimiento lo lograron en 41 iteraciones y para un porcentaje de apertura de 25% la variable masa alcanzo la convergencia a las 30 iteraciones, requiriendo de 44 iteraciones las variables de la ecuación de cantidad de movimiento para lograr la convergencia (Ver Figs. 4.1 a 4.4).

4.1.2. Convergencia en el inyector con estator de cuatro apoyos (Inyector 4A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%)

El inyector con estator de cuatro apoyos presentó un comportamiento similar al inyector con estator de tres apoyos en cuanto al orden en que las variables alcanzaron su nivel de convergencia o fin de las iteraciones, solamente variando la cantidad de iteraciones necesarias para converger cada variable y el tiempo invertido por las iteraciones. De esta forma se puede decir que los dos inyectores presentaron similitud en cuanto al orden de convergencia de la variable masa de la ecuación de continuidad y de las componentes de la velocidad en las direcciones U, V, W de la ecuación de cantidad de movimiento. Otra tendencia que se pudo encontrar en ambos inyectores, es el incremento del número de iteraciones de las variables de la ecuación de cantidad de movimiento a medida que disminuye el porcentaje de apertura de los inyectores, debido al mayor tiempo computacional invertido por el computador para alcanzar la convergencia. Esto se puede ver en las figuras 4.5 a 4.8.

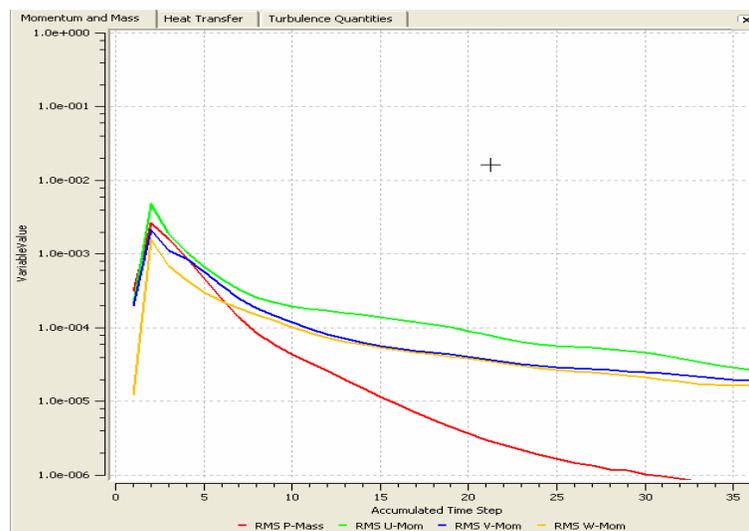


Figura. 4.1. Convergencia para el inyector 3A con 100% de apertura

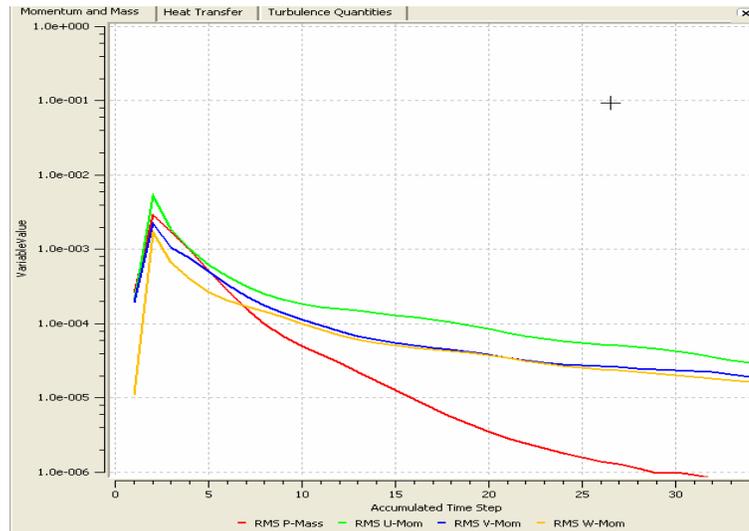


Figura. 4.2. Convergencia para el inyector 3A con 75% de apertura

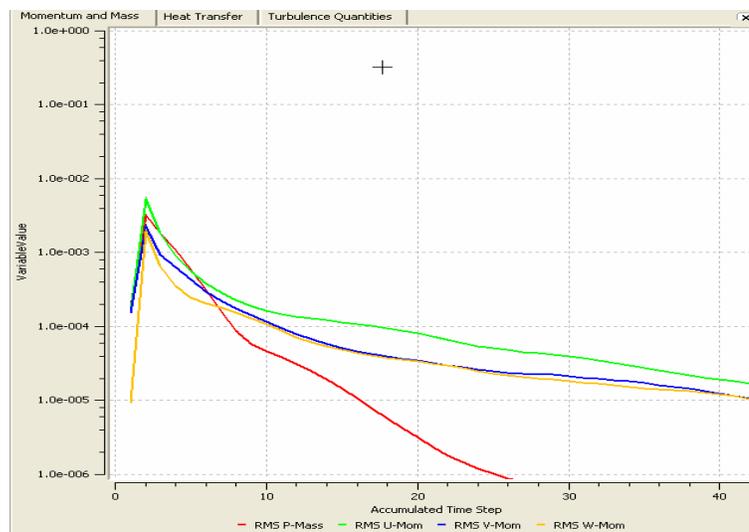


Figura. 4.3. Convergencia para el inyector 3A con 50% de apertura

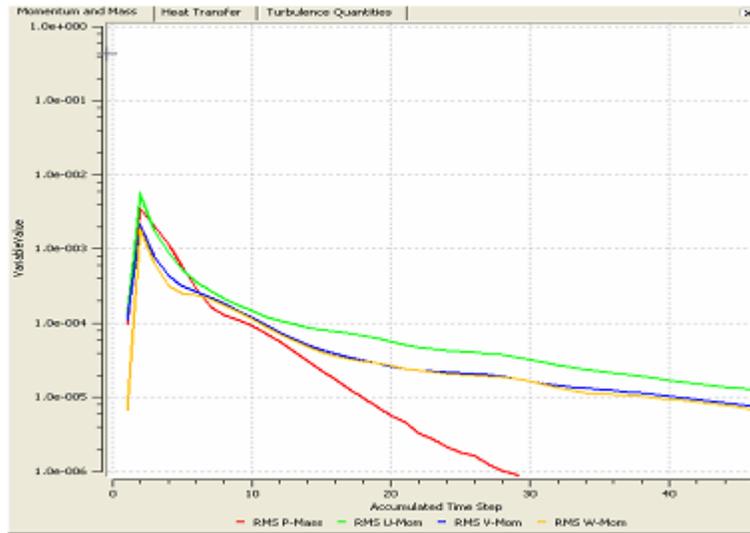


Figura. 4.4. Convergencia para el inyector 3A con 25% de apertura

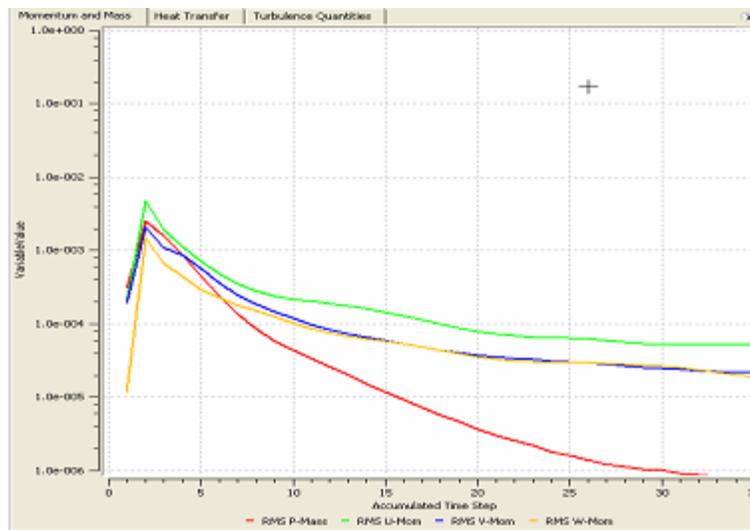


Figura. 4.5. Convergencia para el inyector 4A con 100% de apertura

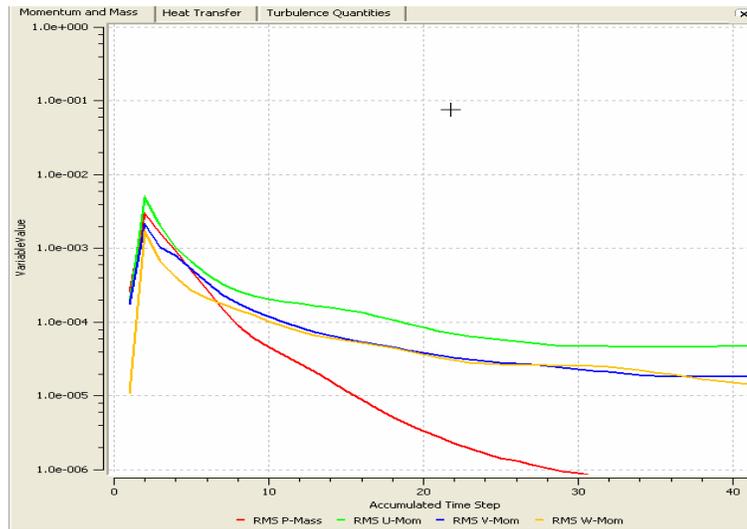


Figura. 4.6. Convergencia para el inyector 4A con 75% de apertura

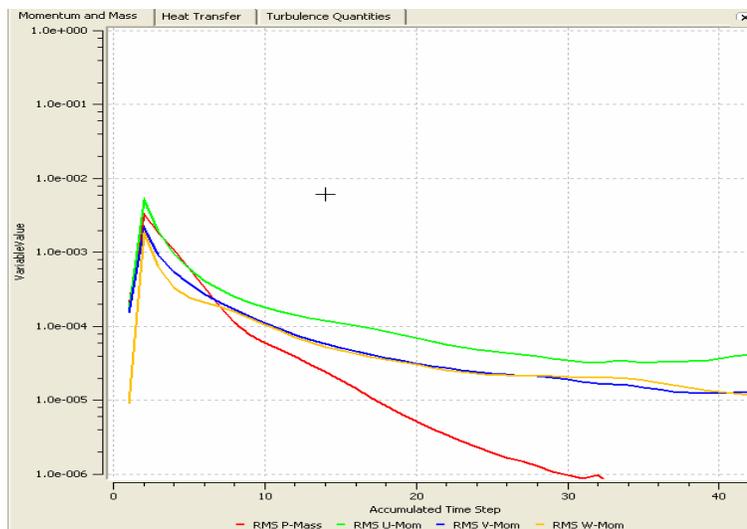


Figura. 4.7. Convergencia para el inyector 4A con 50% de apertura

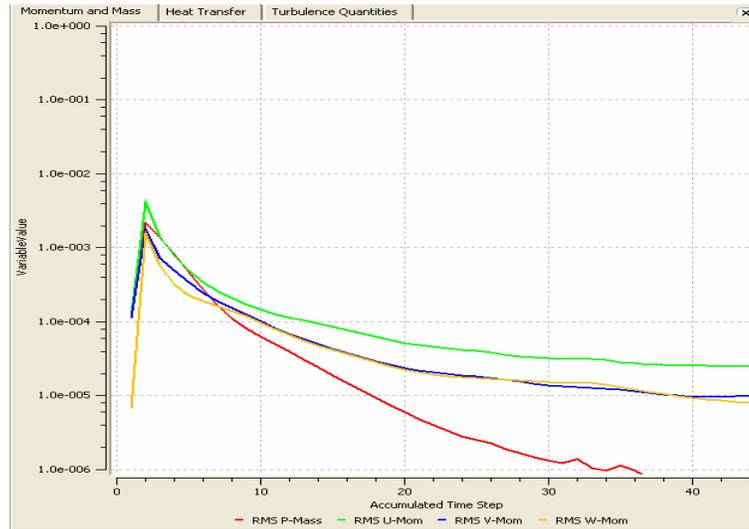


Figura. 4.8. Convergencia para el inyector 4A con 25% de apertura

4.2. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE VELOCIDAD DEL AGUA PARA CADA INYECTOR

4.2.1. Campo de velocidad en el inyector con estator de tres apoyos (Inyector 3A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%)

En las Figs. 4.9 a 4.12, los campos de velocidad muestran un gran aumento de la misma en la parte contraída del inyector, conocida ésta como la boquilla o tobera. En esa parte del inyector se generan los mayores cambios de velocidad como efecto de la contracción brusca que la geometría experimenta en esa región, llegando a alcanzar su valor máximo justo a la salida del inyector. También se puede apreciar que en el resto de la geometría la velocidad se presenta aproximadamente constante, por lo que no se verifican grandes cambios de la misma en el resto de la región no correspondiente a la parte contraída del inyector.

El comportamiento antes mencionado se evidenció en todas las geometrías correspondientes al inyector con estator de tres apoyos, presentando grandes cambios de velocidad solamente en la región contraída del mismo. Este comportamiento es

generado por la drástica disminución del área transversal (área de paso del fluido) en esa parte del inyector, cumpliéndose de esta forma lo expresado en la ecuación de continuidad, en la cual se expresa que la velocidad de un flujo es función del área de paso del mismo, siempre y cuando no haya variación del caudal que fluye a través de dicha área.

Otro aumento significativo de la velocidad que se pudo verificar, fue a la salida del inyector, en el cual a medida que se disminuyó el grado de apertura del mismo (100%, 75%, 50%, 25%), la velocidad de salida del chorro se incremento bruscamente, a causa del progresivo estrangulamiento que induce la disminución de la apertura del inyector, de esta forma cumpliéndose nuevamente lo expresado en la ecuación de continuidad.

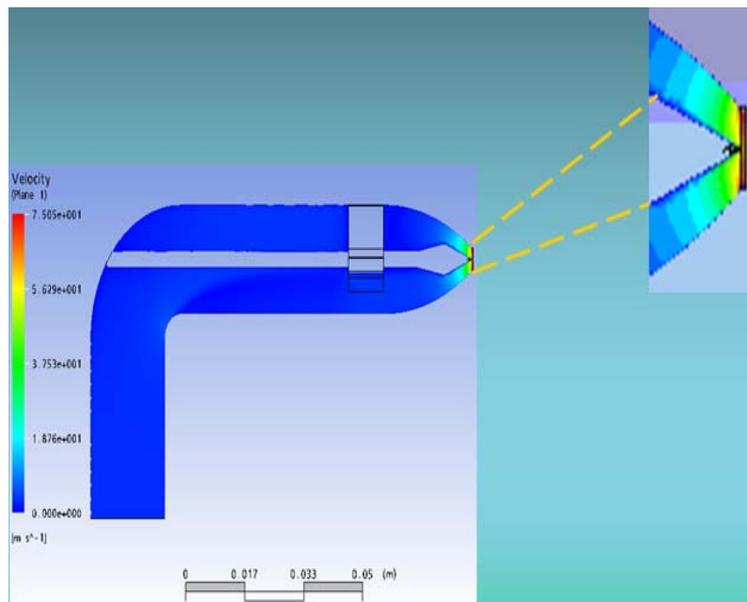


Figura. 4.9. Campo de velocidad para el inyector con apertura 100%

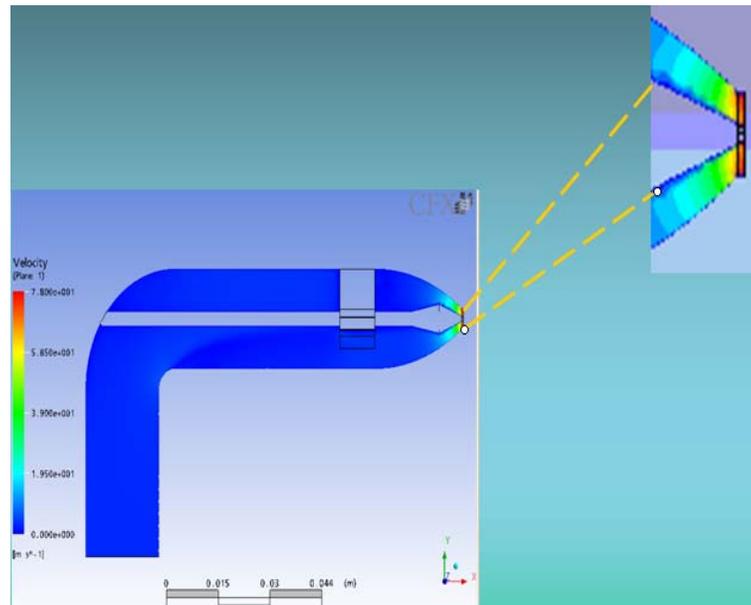


Figura. 4.10. Campo de velocidad para él para el inyector con apertura 75%

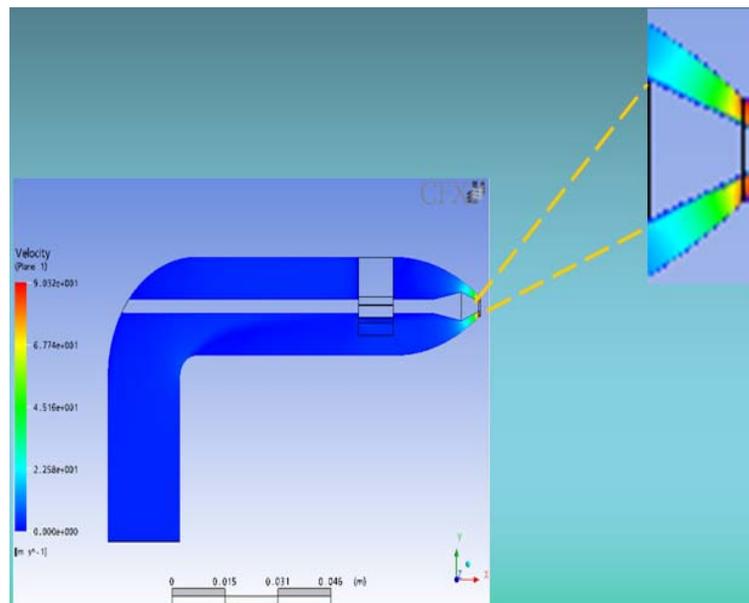


Figura. 4.11. Campo de velocidad para él para el inyector con apertura 50%

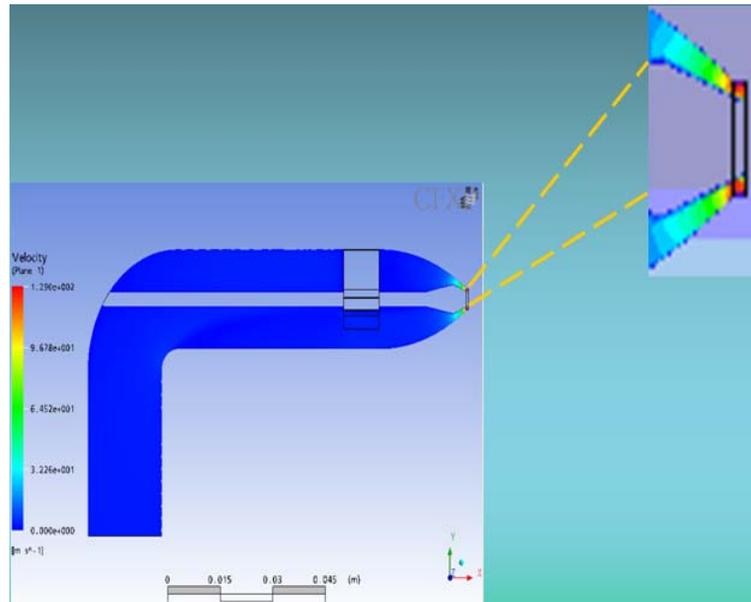


Figura. 4.12. Campo de velocidad para el inyector con apertura 25%

4.2.2. Campo de velocidad en el inyector con estator de cuatro apoyos (Inyector 4A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%)

En el inyector con estator de cuatro apoyos la velocidad presenta un comportamiento similar al presentado por el inyector con estator de tres apoyos, donde se pudo verificar que los grandes cambios de velocidad solo se generan en la región contraída del mismo, verificándose ese comportamiento en los campos de velocidad arrojados por el software. Este comportamiento permite comprender que la región que presenta mayor interés para el estudio de los fenómenos fluidodinámicos generados en el interior del inyector de una turbina Pelton es la zona contraída del mismo.

De acuerdo a lo dicho anteriormente, en las siguientes figuras correspondientes a los perfiles de velocidad, solo se presentará la región de mayor interés fluidodinámico en cuanto a la generación de grandes cambios de velocidad, tal como

lo es la sección contraída del inyector. Los campos de velocidad correspondientes al inyector con estator de cuatro apoyos se presentan en las Figs. 4.13 a 4.16.

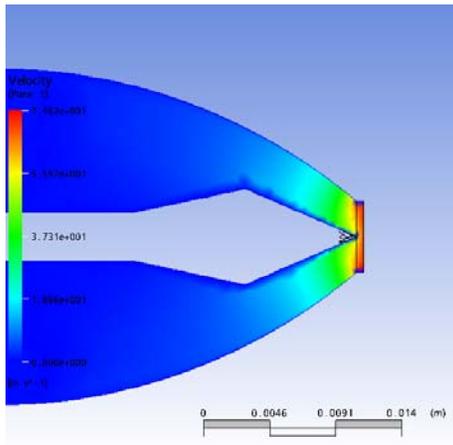


Figura. 4.13. Campo de velocidad para el para el inyector con apertura 100%

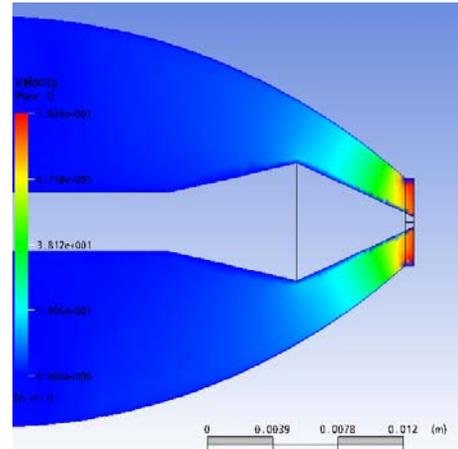


Figura. 4.14. Campo de velocidad para el para el inyector con apertura 75%

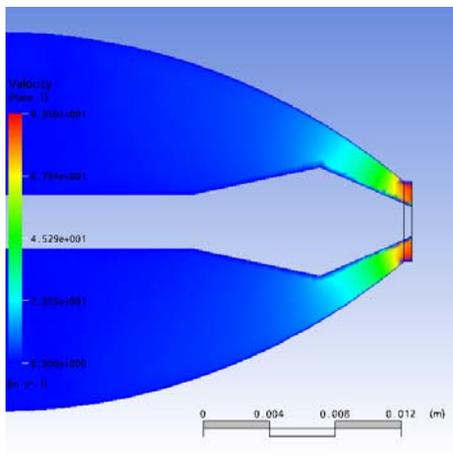


Figura. 4.15. Campo de velocidad para el para el inyector con apertura 50%

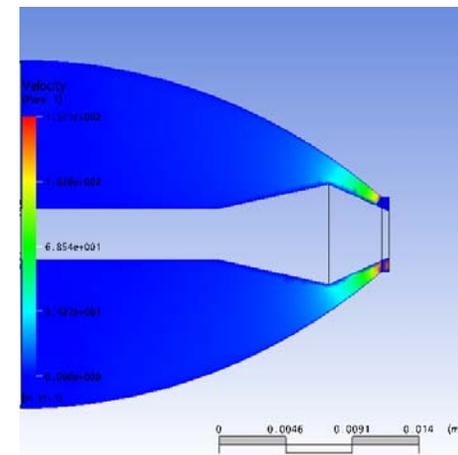


Figura. 4.16. Campo de velocidad para el para el inyector con apertura 25%

4.3. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE PRESIÓN DEL AGUA PARA CADA INYECTOR

4.3.1. Campo de presión en el inyector con estator de tres apoyos (Inyector 3A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%)

El comportamiento de la presión al igual que la velocidad, presentó sus mayores cambios en la zona contraída del inyector, generándose a la salida del mismo un brusco descenso de la presión, y registrándose allí su valor mínimo. El comportamiento antes mencionado se verifica en los campos de presión arrojados por el software.

Este brusco descenso de la presión se genera como respuesta del fluido al drástico aumento de la velocidad ocasionado por la progresiva reducción del área de paso del fluido en la zona de la boquilla. Este comportamiento responde a la ley de conservación de energía, la cual se expresa en la ecuación de Bernoulli como una igualdad entre las variables velocidad, presión y altura piezométrica entre un punto inicial y un punto final (Ignorando las pérdidas). Luego se puede decir que un aumento de la velocidad en algún punto del volumen de control estudiado, generara de forma espontánea una disminución de la presión como respuesta para mantener el equilibrio energético del sistema. De esta forma se puede decir que los diferentes tipos de energía (energía de presión, de velocidad y altura piezométrica) presentes en el fluido experimentan transformaciones de un tipo de energía a otro de acuerdo al cambio que experimente el flujo en su trayectoria, por lo que un cambio en la velocidad será compensado con un cambio en la presión para mantener dicho equilibrio de energías, cumpliéndose de esta forma la ley de conservación de la energía en el sistema. Los campos de presión para los diferentes grados de apertura del inyector se muestran en las Figs. 4.17 a 4.20.

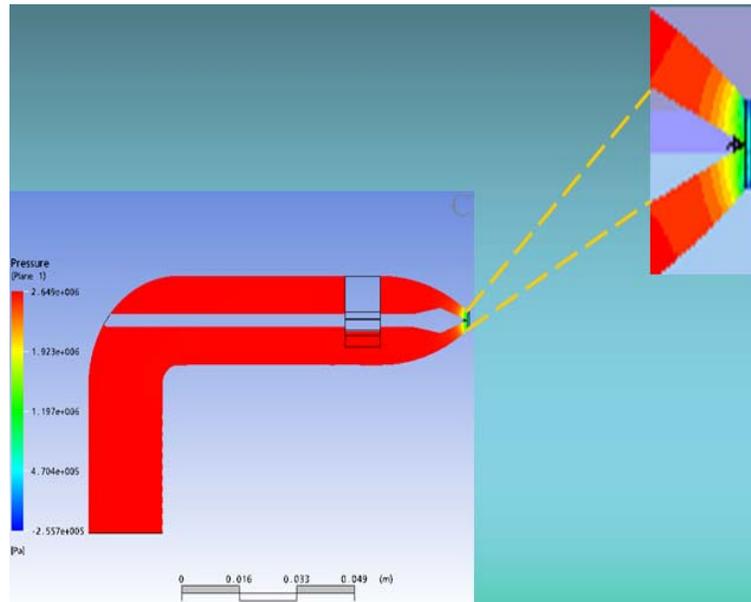


Figura. 4.17. Campo de presión para él para el inyector con apertura 100%

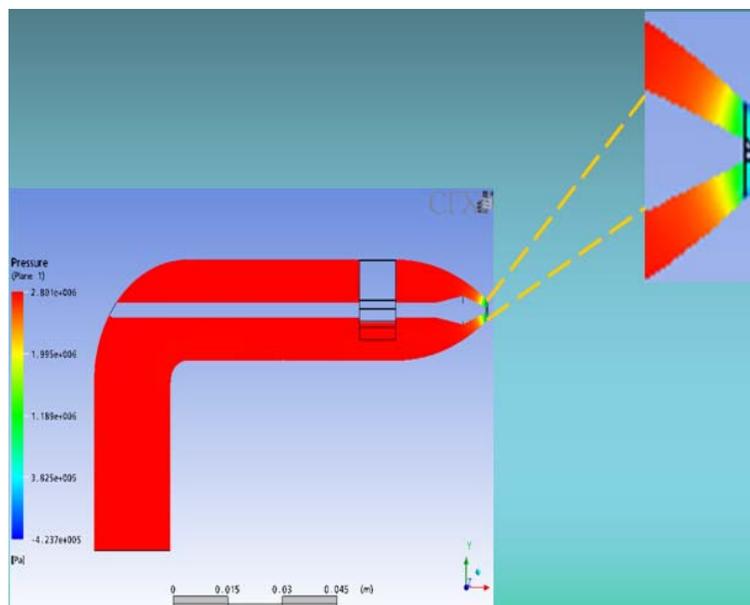


Figura. 4.18. Campo de presión para él para el inyector con apertura 75%

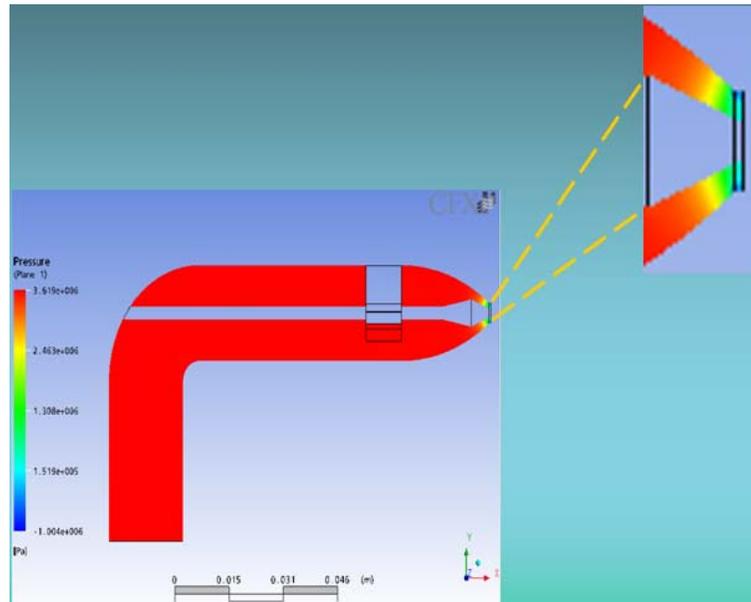


Figura. 4.19. Campo de presión para él para el inyector con apertura 50%

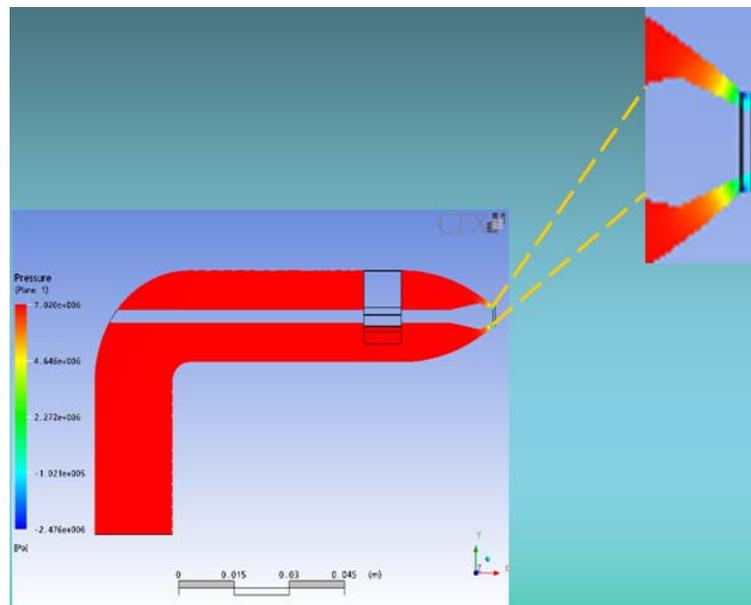


Figura. 4.20. Campo de presión para él para el inyector con apertura 25%

4.3.2. Campo de presión en el inyector con estator de cuatro apoyos (Inyector 4A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%)

Para el inyector con estator de cuatro apoyos (Inyector 4A) la presión presentó el mismo comportamiento que el inyector con estator de tres apoyos (Inyector 3A), donde se verificaron grandes cambios de presión sólo en la parte contraída del mismo. Esto evidencia que la parte contraída resulta ser la zona de mayor interés para el estudio del comportamiento de la presión para cualquier grado de apertura del inyector.

En las siguientes figuras correspondientes a los perfiles de presión, sólo se presentará la región contraída (tobera o boquilla) del inyector, por ser la zona donde se generaron grandes cambios de la misma. Los campos de presión correspondientes al inyector 4A se presentan en las Figs. 4.21 a 4.24.

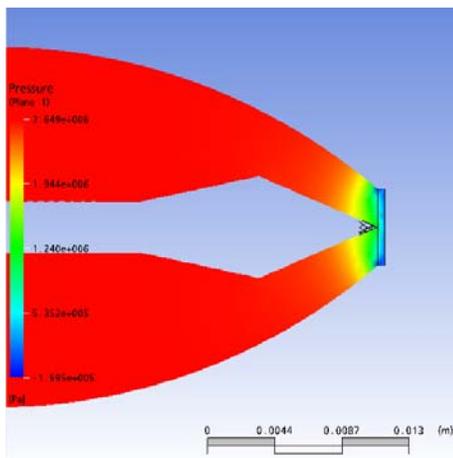


Figura. 4.21. Campo de presión para el inyector con apertura 100%

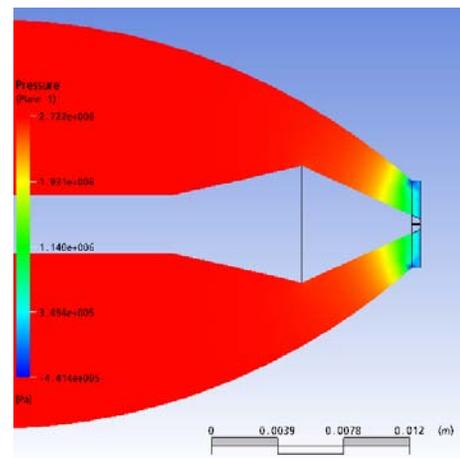


Figura. 4.22. Campo de presión para el inyector con apertura 75%

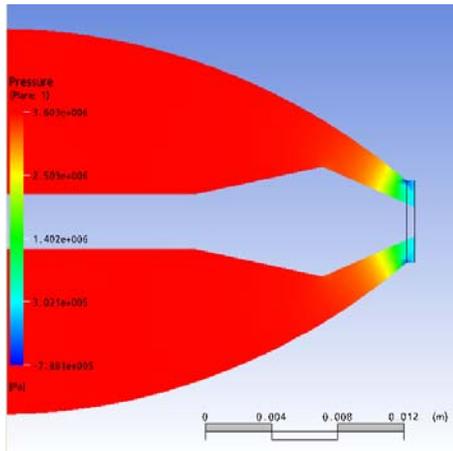


Figura. 4.23. Campo de presión para el inyector con apertura 50%

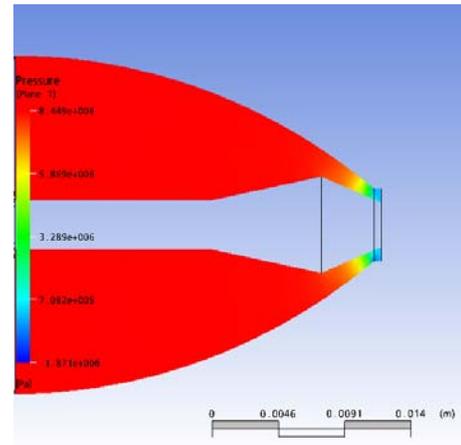


Figura. 4.24. Campo de presión para el inyector con apertura 25%

4.4. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE VISCOSIDAD

4.4.1. Campo de viscosidad en el inyector con estator de tres apoyos para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%)

Los campos de viscosidad que presentaron los inyectores (Estator de tres y cuatro apoyos) se localizaron para ambas geometrías en la zona inmediatamente posterior a la curvatura en forma de codo que experimentan las geometrías. La presencia de campos de viscosidad en esa región se genera a raíz del fenómeno de separación de la capa límite ocasionado por el cambio brusco que experimenta el contorno (en forma de codo), el cual produce en los fluidos confinados alteración de los perfiles de distribución de velocidades, y por tanto el patrón de aceleraciones. En cualquier caso puede decirse que siempre que exista una variación de la forma de los límites sólidos del flujo, habrá una alteración de las magnitudes de las velocidades, y si ella implica desaceleraciones, existirá propensión al fenómeno de separación, produciéndose resistencia de forma.

La importancia de la capa límite es que dentro de ella quedan confinados los efectos de la viscosidad es decir, los procesos de deformación, siendo esta función del número de Reynolds. Cuando el numero de Reynolds se encuentra por debajo de su límite inferior el flujo es laminar y el efecto de la viscosidad afecta todo el campo de de flujo, pero cuando el supera el límite superior de Reynolds, aparece la turbulencia y la influencia de viscosidad irá reduciéndose cada vez más, restringiéndose a las zonas inmediatas a los contornos, donde las velocidades son menores. Es por esa razón que en la zona de separación de la capa límite que se genera en el volumen de control estudiado, aparece una región de baja velocidad (bajo número de Reynolds), lo que se aprecia en las líneas de flujo (Ver Figs. 4.33 y 4.34) ocasionando ésta un aumento de la viscosidad en dicha zona. En cualquier caso la existencia de un cambio de forma en un flujo confinado trae consigo que se produzca una alteración sustancial de la línea piezometrica y en consecuencia, de las presiones, ocasionando además una pérdida de energía. Los campos de viscosidad se aprecian en las Figs. 4.25 a 4.28.

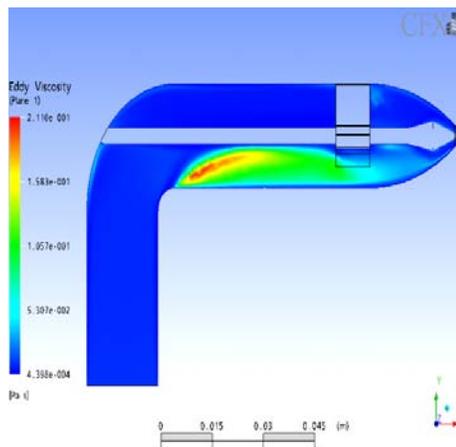


Figura 4.25. Campo de viscosidad para el inyector 3A con apertura 100%

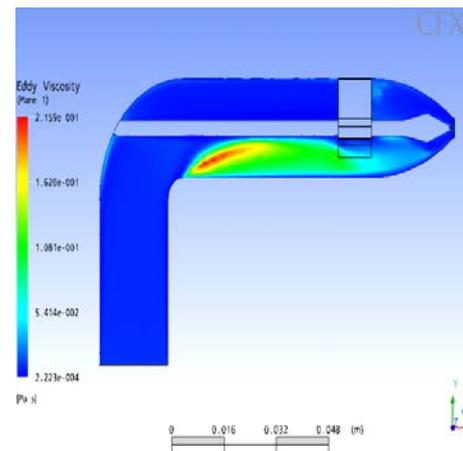


Figura 4.26. Campo de viscosidad para el inyector 3A con apertura 75%

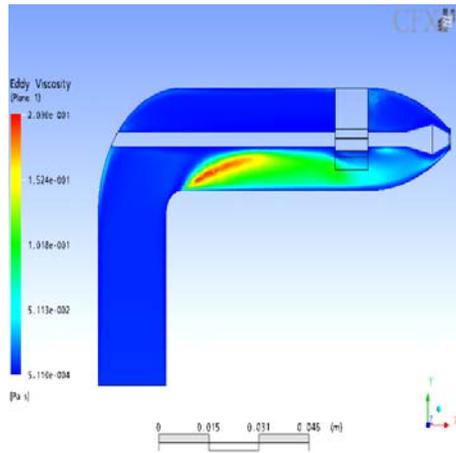


Figura 4.27. Campo de viscosidad para el inyector 3A con apertura 50%

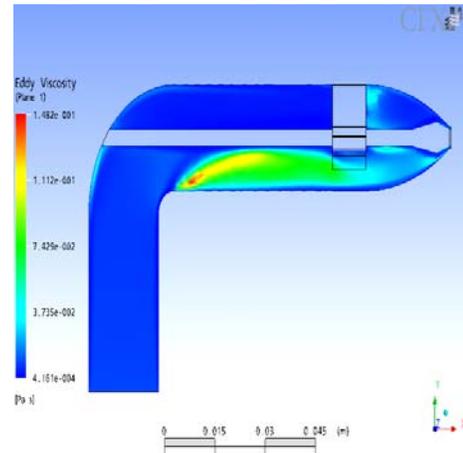


Figura 4.28. Campo viscosidad para el inyector 3A con apertura 25%

4.4.2. Campo de viscosidad en el inyector con estator de cuatro apoyos (Inyector 4A) para los diferentes grados de apertura (100%, 75%, 75%, 25%)

Para el inyector 4A los campos de viscosidad presentaron un comportamiento similar al presentado por el inyector 3A por las razones antes expuestas, verificándose los campos de viscosidad en la región media del mismo. (Ver Figs. 4.29 a 4.32)

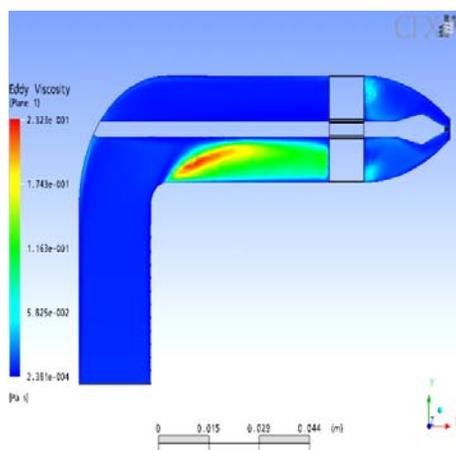


Figura 4.29. Campo de viscosidad para el inyector 3A con apertura 100%

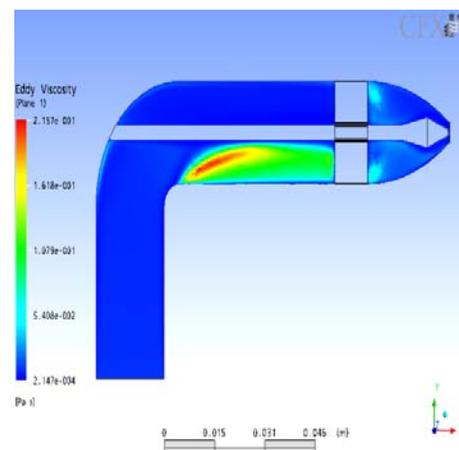


Figura 4.30. Campo viscosidad para inyector 3A con apertura 75%

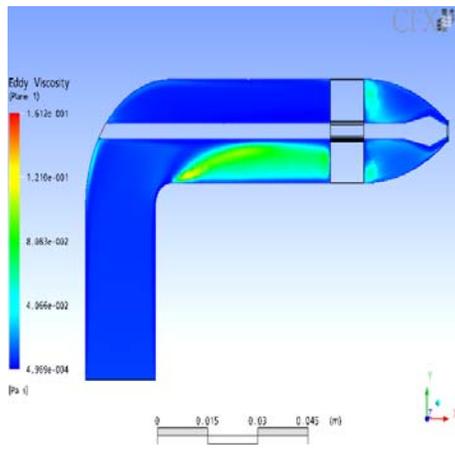


Figura 4.31. Campo de viscosidad para el inyector 3A con apertura 50%

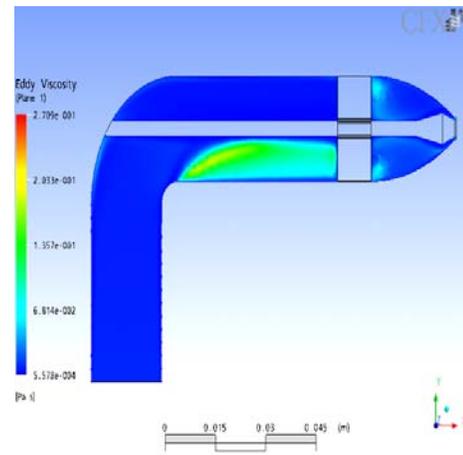


Figura 4.32. Campo viscosidad para el inyector 3A con apertura 25%

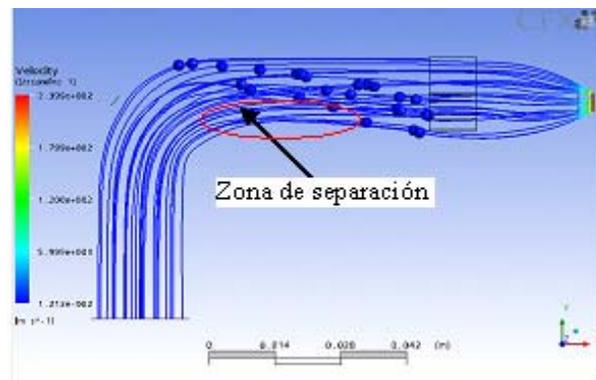


Figura 4.33. Líneas de corriente y movimiento de las partículas de flujo

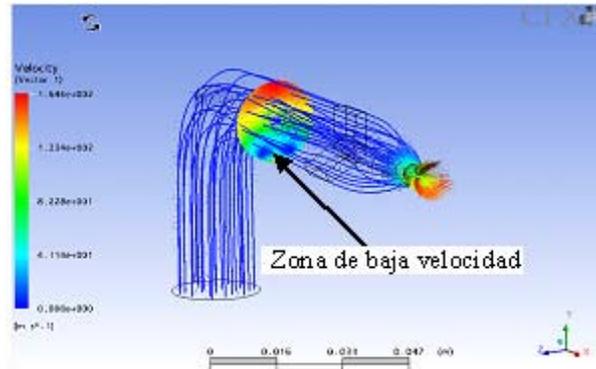


Figura 4.34. Líneas de corriente a través de los inyectores y vectores de flujo

4.5. ANÁLISIS GRÁFICO DEL COMPORTAMIENTO DE LOS PERFILES DE VELOCIDAD EN LA SECCIÓN CONTRAÍDA DE LOS INYECTORES

Para el análisis del perfil de velocidad en la sección contraída de los inyectores se procedió a trazar una línea patrón (ver Fig 4.35) en la región antes mencionada con la intención de estudiar la variación de la velocidad a lo largo de la línea. El perfil en la línea presentó una velocidad inferior en las cercanías de la pared, mientras que en la región más alejada radialmente de la misma, la velocidad fue significativamente mayor, lo que demuestra que se cumple la ley de pared para un flujo que se mueve en las cercanías de una pared sin deslizamiento. Este comportamiento se puede observar en la Fig. 4.36.

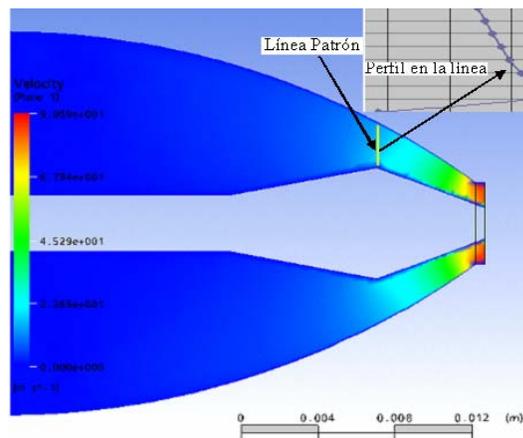


Figura 4.35. Línea patrón para la obtención del perfil de velocidad

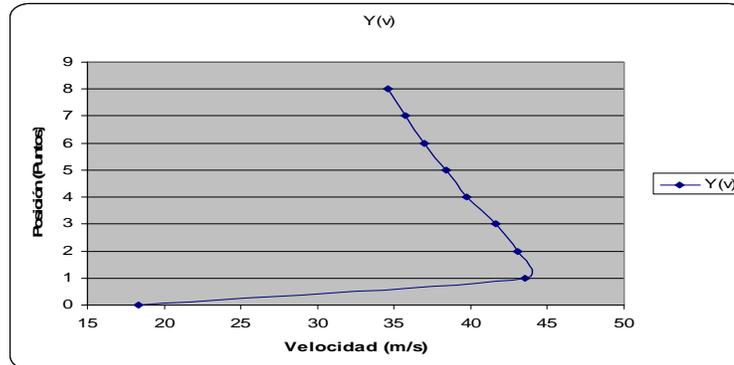


Figura. 4.36. Perfil de Velocidad en la línea patrón que se observa en la figura 4.43

4.6. ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO PARA LOS DIFERENTES PORCENTAJES DE APERTURA DEL INYECTOR

4.6.1. Análisis gráfico del flujo de salida respecto al porcentaje de apertura para el inyector con estator de tres apoyos.

Para el estudio del comportamiento del flujo de salida respecto al porcentaje de apertura, fue necesario trabajar dos porcentajes de apertura adicionales a los que se habían venido trabajando con anterioridad para la obtención de suficientes puntos de construcción de la gráfica Caudal V/s . Posición de la aguja. Los porcentajes de apertura adicionales que se trabajaron en las simulaciones fueron 15% y 85%, de esta forma se obtuvieron datos suficientes para la construcción de la gráfica. El comportamiento que presentó la gráfica Caudal V/s . Posición de la aguja a medida que se aumentó el porcentaje de apertura, fue un progresivo incremento del caudal de salida del inyector, siendo este incremento de forma parabólica. También se pudo comparar éste comportamiento con un trabajo hecho por las universidades: University of Oradea y la Politehnica University of Timisoara, ambas universidades Rumanas (Ver Apéndice B), y en cual se estudia el comportamiento del flujo en un inyector de una turbina Pelton a diferentes grados de apertura, presentándose en este trabajo una gráfica Caudal V/s . Posición de la aguja cuyo comportamiento es similar al obtenido

en este trabajo, lo que permite de esta forma comparar los resultados obtenidos en esta investigación (Ver Fig. 4.37).

Tabla 4.1. Valores del Caudal Vs Porcentaje de apertura

Apertura (%)	Caudal ($\frac{m^3}{s}$)
15	0,0007321
25	0,000852
50	0,00104
75	0,00117
85	0,00119
100	0,00126

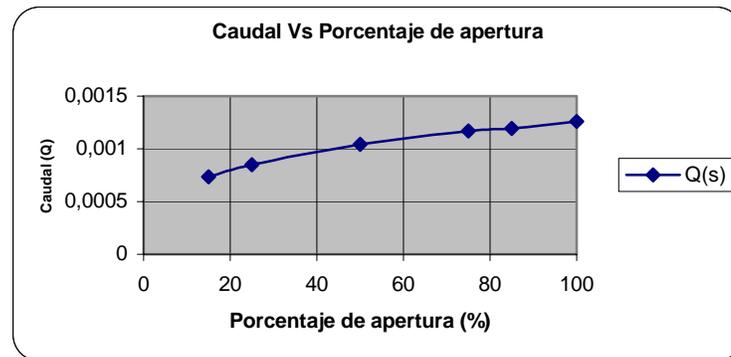


Figura 4.37. Grafica Caudal Vs. Porcentaje de apertura

4.6.2. Análisis gráfico del flujo de salida respecto al porcentaje de apertura para el inyector con estator de cuatro apoyos

El comportamiento del flujo de salida respecto al porcentaje de apertura del inyector con estator de cuatro apoyos fue similar al presentado por el inyector con estator de tres apoyos, en el cual se aprecia un progresivo aumento del caudal de salida a medida que aumenta el porcentaje de apertura, y esto es debido a la reducción del estrangulamiento del chorro por medio de la aguja reguladora, lo que permite un

mayor paso del flujo. También se pudo verificar una tendencia parabólica de la gráfica y encontrándose cierta discrepancia en los valores de caudal obtenidos en ambos inyectores a pesar de haberse trabajado con los mismos porcentajes de apertura, siendo esta discrepancia atribuible a la diferencia en la geometría interna del inyector que induce el estator de cuatro apoyos respecto al estator tres apoyos, y es éste el factor que genera la diferencia antes mencionada. Luego puede decirse que el estator de tres apoyos resulta más efectivo al permitir mayor paso de flujo al máximo de apertura (100% de apertura), y por tanto se transfiere mayor energía por parte del flujo al rodete de la turbina (Comportamiento del flujo en la Fig. 4.38).

Tabla 4.2. Valores del Caudal Vs. Porcentaje de apertura

Apertura (%)	Caudal ($\frac{m^3}{s}$)
15	0,0009245
25	0,000906
50	0,00105
75	0,00114
85	0,001209
100	0,00125

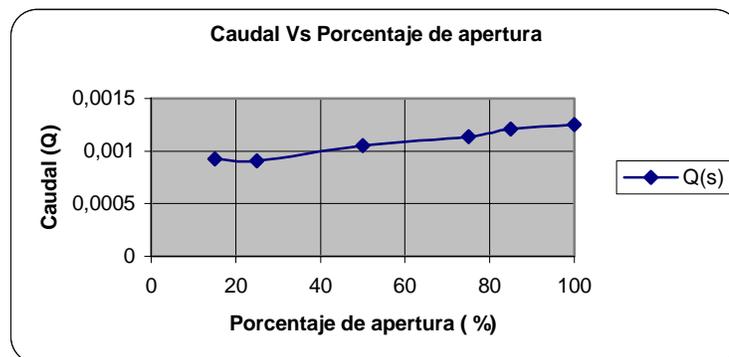


Figura 4.38. Grafica Caudal Vs. Porcentaje de apertura

4.7. ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LA VELOCIDAD PARA LOS DIFERENTES PORCENTAJES DE APERTURA DEL INYECTOR

4.7.1. Análisis gráfico de la velocidad de salida respecto al porcentaje de apertura para el inyector con estator de tres apoyos

El comportamiento de la velocidad respecto al porcentaje de apertura del inyector es inverso al presentado por el caudal. Es decir, a medida que aumenta el porcentaje de apertura disminuye la velocidad debido al progresivo incremento del área de salida del chorro de agua por la boquilla del inyector, lo que se traduce en una disminución de la velocidad de salida del chorro, verificándose este comportamiento en la gráfica velocidad *V*s. Porcentaje de apertura del inyector como un comportamiento parabólico e inverso al presentado por el caudal. En la Fig. 4.39 se muestra este comportamiento.

Tabla 4.3. Valores de la velocidad Vs Porcentaje de apertura

Apertura (%)	Velocidad (m/s)
15	176,1
25	129
50	90,32
75	78
85	75,1
100	75,05

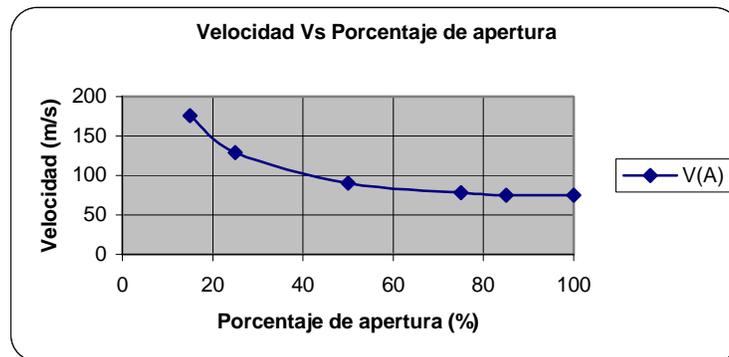


Figura 4.39. Gráfica velocidad Vs Porcentaje de apertura

4.7.2. Análisis gráfico de la velocidad de salida respecto al porcentaje de apertura para el inyector con estator de cuatro apoyos

El comportamiento presentado por inyector con estator de cuatro apoyos fue similar al presentado por el de tres apoyos, verificándose de esta forma un comportamiento decreciente en los valores de velocidad a medida que aumenta el porcentaje de apertura del inyector, como respuesta del fluido a un aumento de la sección transversal del área de salida del chorro.

El comportamiento de la velocidad del chorro a la salida del inyector resulta ser lógico por lo que puede ser fácilmente comprobable mediante la aplicación de la ecuación de continuidad, en la cual se presenta la relación existente entre la velocidad y el área transversal de paso de un flujo en movimiento (Ver Fig.4.40).

Tabla 4.4. Valores de la velocidad Vs Porcentaje de apertura de la aguja

Apertura (%)	Velocidad (m/s)
15	222,4
25	137,1
50	90,59
75	76,24
85	76,07
100	74,62

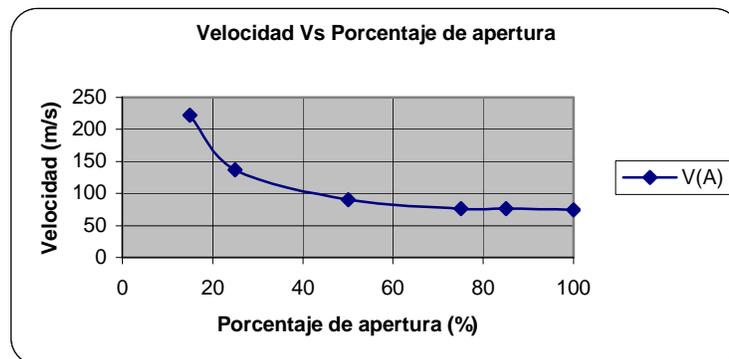


Figura 4.40. Gráfica velocidad Vs Porcentaje de apertura

4.8. ANÁLISIS GRÁFICO DEL COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE FLUJO PARA LOS DIFERENTES PORCENTAJES DE APERTURA DE LOS INYECTORES

El coeficiente de flujo presentó un comportamiento creciente para cada aumento del porcentaje de apertura del inyector, es decir que cada aumento en el porcentaje de apertura, trae como consecuencia el aumento del coeficiente de flujo en los inyectores (con estator de tres y cuatro apoyos). De esta forma se puede decir que el comportamiento del coeficiente de flujo es creciente con el aumento de la apertura, por lo que existe cierta analogía con el comportamiento que presentó éste, y el

presentado por el caudal de salida para cada aumento de la apertura. Este comportamiento se puede apreciar en las Figs. 4.41 y 4.42. (Ver cálculo de C_v en el apéndice A)

Tabla 4.5. Coeficiente de flujo Vs Porcentaje de apertura (con estator de tres apoyos)

Apertura (%)	C_v
15	1,10E-05
25	2,52E-05
50	4,36E-05
75	5,65E-05
85	5,94E-05
100	6,29E-05

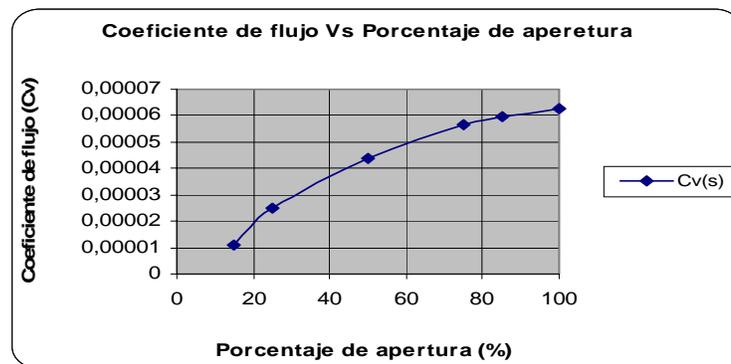


Figura 4.41. Coeficiente de flujo Vs Porcentaje de apertura (con estator de tres apoyos)

Tabla 4.6. Coeficiente de flujo Vs Porcentaje de apertura (con estator de cuatro apoyos)

Apertura (%)	Cv
15	1,50E-05
25	2,41E-05
50	4,40E-05
75	5,60E-05
85	6,01E-05
100	6,23E-05

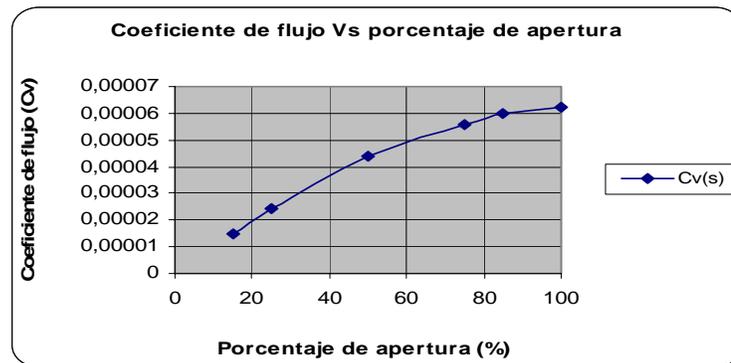


Figura 4.42. Coeficiente de flujo Vs Porcentaje de apertura (con estator de cuatro apoyos)

4.9. ANÁLISIS GRÁFICO DEL COMPORTAMIENTO DE LA RELACIÓN S_n (S/d_0) PARA LOS DIFERENTES PORCENTAJES DE APERTURA DEL INYECTOR

La relación $S_n = S/d_0$, donde “S” es el desplazamiento de la aguja del inyector en el sentido de apertura y “ d_0 ” el diámetro de salida de la boquilla del inyector. Esta relación presentó una tendencia lineal respecto a los diferentes grados de apertura que se estudiaron, lo que tiene como significado físico un comportamiento proporcional de los grados de apertura debido a que el denominador del cociente (d_0) que expresa la relación “ S_n ” es una constante y solamente varía el numerador (S) el cual representa la posición de la aguja del inyector en sentido de apertura en cualquier

instante. Este comportamiento es exactamente el mismo para ambos inyectores debido a que los parámetros de la relación son los mismos en ambos casos (Inyector con estator de tres y cuatro apoyos), lo cual se puede apreciar en la Fig. 4.43.

**Tabla 4.7. Valores de la relación “Sn” Vs Porcentaje de apertura de la aguja
(Ambos inyectores)**

Apertura (%)	Sn=S/d0
15	0,1923
25	0,3206
50	0,6411
75	0,9617
85	1,0899
100	1,2822

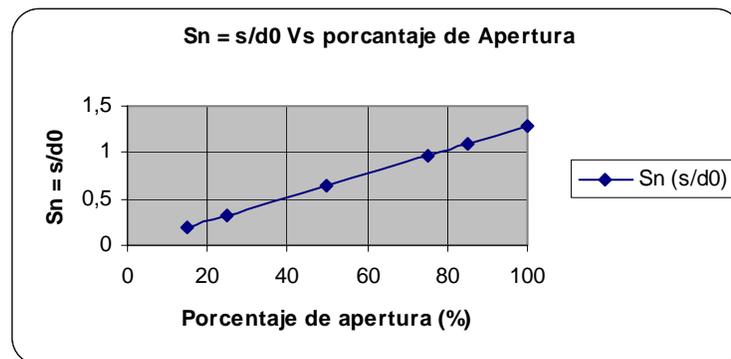


Figura 4.43. Relación” Sn” Vs. Porcentaje de apertura (Ambos inyectores)

4.10. ANÁLISIS GRÁFICO DEL COMPORTAMIENTO DEL CAUDAL Vs. LA RELACIÓN $S_n = S/d_0$

El comportamiento del caudal respecto a la variación del cociente $S_n = S/d_0$, fue similar al presentado por la caudal Vs. el porcentaje de apertura de los inyectores. La similitud de este comportamiento se debe, a que la relación “ S_n ” expresa en proporción la misma variación de la apertura de los inyectores que se expresó anteriormente en forma de porcentaje, debido a que cada desplazamiento “ S ” de la aguja corresponde a unos de los porcentajes (15%, 25%, 50%, 75%, 100%) que se trabajaron en las simulaciones (Ver Fig. 4.44).

Los inyectores con estator de tres y cuatro apoyos respectivamente, se denotaran como: Inyec 3A e Inyec 4A.

Tabla.4.8. Caudal Vs. $S_n = S/d_0$

$S_n = S/d_0$	Caudal(m ³ /s) Inyec 3A	Caudal(m ³ /s) Inyec 4A
0,1923	0,0007321	0,0009245
0,3206	0,000852	0,000906
0,6411	0,00104	0,00105
0,9617	0,00117	0,00114
1,0899	0,00119	0,001209
1,2822	0,00126	0,00125

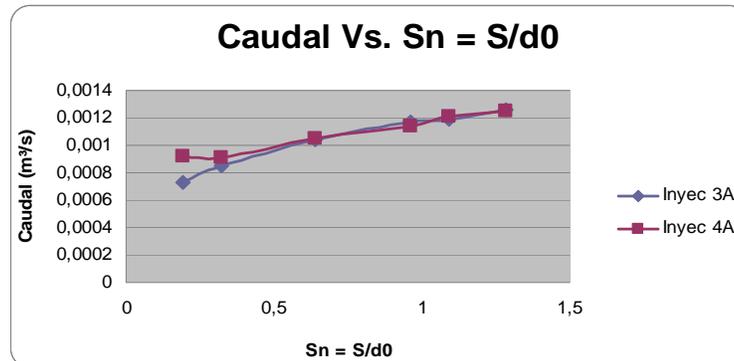


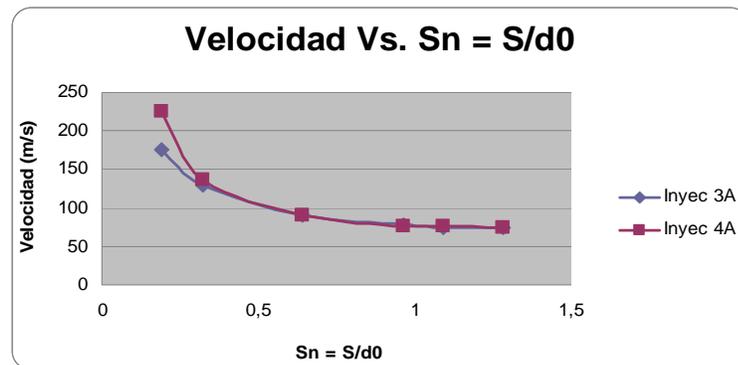
Figura. 4.44. Caudal Vs. $S_n = S/d_0$

4.11. ANÁLISIS GRÁFICO DEL COMPORTAMIENTO DE LA VELOCIDAD Vs. LA RELACIÓN $S_n = S/d_0$

El comportamiento de la velocidad respecto a la variación del cociente $S_n = S/d_0$, presentó la misma tendencia que la variación de esta respecto al porcentaje de apertura de los inyectores, esto se debe a lo explicado en el análisis anterior, donde se explica que la relación “ S_n ” es igual en proporción, a los porcentajes de apertura trabajados en esta tesis. De esta forma el comportamiento es el mismo al presentado por la velocidad a medida que se varían los porcentajes de apertura, debido a que la velocidad también es la misma (Ver Fig.4.45).

Tabla.4.9. Velocidad Vs. $Sn = S/d0$

$Sn=S/d0$	Velocidad(m/s) Inyec 3A	Velocidad(m/s) Inyec 4A
0,1923	176,1	222,4
0,3206	129	137,1
0,6411	90,32	90,59
0,9617	78	76,24
1,0899	75,1	76,07
1,2822	75,05	74,62

Figura. 4.45. Velocidad Vs. $Sn = S/d0$

CONCLUSIONES

1.- Se diseñaron dos inyectores. El primero con un estator de tres apoyos y el segundo con un estator de cuatro apoyos, posteriormente se estudiaron ambas geometrías.

2.- Se generaron los mallados necesarios para el análisis de sensibilidad de las mallas, lo que permitió seleccionar la malla ideal en cada caso.

3.-Se plantearon los modelos matemáticos que permiten el modelado del comportamiento del flujo en el interior del inyector de la turbina Pelton.

4.-Se analizaron los comportamientos de los diferentes parámetros de funcionamiento del inyector y se comparó con otro trabajo realizado por dos universidades Rumanas (La Universidad de Oradea y la Universidad de Timisoara), encontrándose similitud en ambos resultados.

5.- Las variables de la ecuación de cantidad de movimiento y la ecuación de continuidad, presentaron el mismo orden de convergencia en todas las simulaciones correspondientes a ambos inyectores.

6.- Los campos de velocidad, al igual que los de presión se presentaron más intensos en la zona contraída (Boquilla) del inyector, debido al cambio geométrico en esa región.

7.- El comportamiento del caudal es inverso al de la velocidad, es decir; cuando aumenta el caudal, disminuye la velocidad del flujo debido a la influencia del área de paso del flujo.

8.- El coeficiente de flujo de los inyectores se incrementa cuando aumenta el grado de apertura del mismo, debido al mayor flujo que sale del inyector.

9.- La zona crítica en cuanto a la generación de grandes cambios de presión y velocidad, es la zona contraída del inyector (tobera o boquilla), debido a la reducción progresiva del área en esa región.

10.- En los dos inyectores el flujo presento un comportamiento similar excepto para pequeños porcentajes de apertura, en el cual el inyector con estator de cuatro apoyos presento velocidades de salida más altas.

11.- El comportamiento del caudal respecto al porcentaje de apertura del inyector presento un comportamiento similar al expuesto en un trabajo de investigación de la Universidad de Oradea y la Universidad de Timisoara, ambas universidades Rumanas.

RECOMENDACIONES

1.- estudiar el comportamiento fluidodinámico del inyector variando la velocidad y manteniendo el mismo grado de apertura

2.- Realizar el mismo estudio que se efectuó en este trabajo, utilizando otros modelos de turbulencia y verificar si esta nueva condición induce alguna diferencia en los resultados.

3.- Extender la pare contraída del inyector (Boquilla o tobera) haciéndola más larga y realizarle el estudio fluidinámico para estudiar los cambios en esa zona.

4.- Reducir la curvatura de 90 grados del inyector y verificar si se mantiene la presencia de los campos de viscosidad en el mismo, como efecto del desprendimiento de la capa limite.

5.- Realizarle el mismo estudio fluidodinámico al inyector con un software para dinámica de fluido computacional diferente al utilizado en este trabajo.

BIBLIOGRAFÍA

1. Mendoza H, 2007. **Estudio de diferentes condiciones de contorno de salida de flujo en una expansión brusca mediante simulación numérica.** Tesis de grado, departamento de mecánica, Universidad de Oriente.
2. Reyes C, 2007. **Estudio de la conservación de la masa en problemas de flujo de fluidos usando en método Híbrido Analítico – Numérico.** Tesis de grado, departamento de mecánica, Universidad de Oriente.
3. Departamento de Ingeniería de Potencia, 2005. **Simulación numérica de un chorro libre en una turbina Pelton.** Trabajo de investigación. Universidad de Oradea y Universidad de Timisoara, Oradea Rumania.
4. Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC – INTEC), 2006. **Modelación numérica del flujo en el inyector de una turbina hidráulica de flujo transversal.** Trabajo de investigación. Universidad del Litoral, Santa Fe Argentina.
5. Departamento de Mecánica Aplicada de la facultad de ingeniería, 2006. **Efecto de la geometría del inyector en una turbina tipo Banki.** Trabajo de investigación. Universidad Nacional del Comahue, Buenos Aires Argentina.
6. Facultad de Ingeniería Mecánica, 2007. **Modelamiento de los parámetros de funcionamiento de la turbina hidráulica de Flujo Cruzado aplicando el método de los elementos finitos.** Trabajo de investigación. Universidad Nacional de Ingeniería, Lima Perú.

7. Emilio Coballano, 2006. **Turbinas Pelton**. [En línea], disponible en:
[http:// www.caballano.com/pelton.htm](http://www.caballano.com/pelton.htm) - 44k.
8. El diccionario técnico, 2004. **Turbinas Hidroeléctricas**. [En línea], disponible en:
[http:// www.sapiensman.com/ESDictionary/docs/d5.htm](http://www.sapiensman.com/ESDictionary/docs/d5.htm) - 20k.
9. Russell G, 1974. **Hidráulica**, Sexta Edición, Editorial Continental. México DF.
10. Mataix C, 1998. **Mecánica de los Fluidos y maquinas Hidráulicas**, Segunda Edición, Editorial Alfaomega. México DF.
11. El diccionario técnico, 2004. **Mecánica de fluidos**. [En línea], disponible en: [http:// www.sapiensman.com/ESDictionary/docs/d5.htm](http://www.sapiensman.com/ESDictionary/docs/d5.htm) - 20k.
12. González L, 2001. **Integración de las ecuaciones de Navier- Stokes mediante el método de los elementos finitos y el método de las características**. Trabajo de investigación. Departamento de ingeniería mecánica, Universidad de Oviedo, Oviedo España.
13. Rodríguez J, 2009. **Estudio del comportamiento del flujo en un separador vertical gas/liquido, a través de una simulación numérica empleando la técnica CFD**. Tesis de grado, departamento de mecánica, Universidad de Oriente.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

TÍTULO	ESTUDIO FLUIDODINÁMICO EN EL INTERIOR DE UN INYECTOR DE UNA TURBINA PELTON MEDIANTE LA APLICACIÓN DEL SOFTWARE CFD
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
HORTA GUILARTE CARLOS DANIEL	CVLAC: 15.853.874 E MAIL: CHORTA_2007@HOTMAIL.COM
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

_____TURBINA PELTON
 _____INYECTOR_____
 _____SIMULACIÓN_____
 _____DINÁMICA DE FLUIDO COMPUTACIONAL _____
 _____NEGATIVO_____
 _____DISCRETIZACIÓN _____
 _____VOLUMEN FINITO_____

____ENZAMBLE____

____MODELO DE TURBULENCIA____

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
FLUIDOS Y TÉRMICA	

RESUMEN (ABSTRACT):

En el presente trabajo se estudia el comportamiento del flujo de fluido en el interior de un inyector de una turbina pelton, mediante la aplicación de un software para dinámica de fluido computacional (cfd), variando los porcentajes de apertura del inyector y estudiando dichas variaciones del flujo para cada porcentaje de apertura mediante simulaciones numéricas con el software antes mencionado. El software resuelve las ecuaciones de navier stokes y continuidad mediante el método de los volúmenes finitos y de esta forma arroja diferentes capos de velocidad, presión, viscosidad y otras variables que caracterizan el flujo de fluido en el inyector.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
LINO CAMARGO ACESOR	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
SIMIÓN BITTAR JURADO	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
YORDY GONZÁLEZ JURADO	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2009 AÑO	10 MES	14 DÍA
-------------	-----------	-----------

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
WORD	

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L M N O
P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

INGENIERO MECÁNICO

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

PREGRADO

ÁREA DE ESTUDIO:

FLUIDOS Y TÉRMICA

INSTITUCIÓN:

UNIVERSIDAD DE ORIENTE

