



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

INSTITUTO DE INGENIERÍA

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS SUPERIORES-JURIQUILLA

**Análisis de Perfil Hidrodinámico
para la Válvula de Paso de una
Turbina Hidráulica**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero en Energías Renovables

P R E S E N T A

SEBASTIÁN LÓPEZ NORIEGA

TUTOR DE TESIS

DAVID ROBERTO DOMÍNGUEZ LOZOYA

Temixco, Mor., a 06 de Octubre de 2023





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



OF/IER/LIER/007/2024
ASUNTO: Notificación de jurado y
fecha para examen profesional.

LIC. IVONNE RAMÍREZ WENCE
DIRECTORA GENERAL DE ADMINISTRACIÓN ESCOLAR
Presente

Por medio de la presente le informo que el día jueves 8 de febrero de 2024, a las 11:00 h, en el Instituto de Energías Renovables, el **C. SEBASTIÁN LÓPEZ NORIEGA**, con número de cuenta 415031316 de la Licenciatura de Ingeniería en Energías Renovables, llevará a cabo la presentación de su trabajo de titulación y examen profesional titulado:

***“Análisis de Perfil Hidrodinámico para la Válvula de Paso
de una Turbina Hidráulica”***

Debido a que el alumno ha cumplido con los requisitos que establece el Reglamento General de Exámenes, el Comité Académico de la Licenciatura de Ingeniería en Energías Renovables, le asigna el Jurado de Examen Profesional integrado por los siguientes académicos.

PRESIDENTE: DR. SERGIO CUEVAS GARCÍA
VOCAL: MTRA. ANA ALICIA PALACIOS FONSECA
SECRETARIO: DR. DAVID ROBERTO DOMÍNGUEZ LOZOYA
SUPLENTE: DRA. YURI SARA HERNÁNDEZ DEMESA
SUPLENTE: DR. OSCAR ALFREDO JARAMILLO SALGADO

Sin otro particular, le envío un cordial saludo.

Atentamente,
“Por mi raza hablará el espíritu”
Temixco, Mor., a 31 de enero de 2024

Dr. Jorge Alejandro Wong Loya
Coordinador de la LIER
IER-UNAM

JAWL´mfp.



Priv. Xochicalco s/n,
Col. Centro,
62580 Temixco, Morelos, Mexico
T. 01 (777) 362 00 90
(52) 55 56 22 97 00

ier.unam.mx

RESUMEN

En este trabajo de tesis se llevó a cabo una serie de simulaciones numéricas como parte de un estudio de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), con el objetivo de analizar el perfil hidrodinámico del álabe regulador en el inyector de la turbina de flujo transversal (Cross-Flow) de diseño T15-300. Se replicaron las geometrías y condiciones publicadas en el artículo científico seleccionado como referencia, haciendo uso de la plataforma de dibujo asistido por computadora AutoCAD y el programa de mallado SALOME para generar múltiples modelos del inyector de la turbina Cross-Flow. Para ejecutar las simulaciones se empleó el software gratuito y de código abierto OpenFOAM, en contraste con el programa de licencia de pago ANSYS Workbench utilizado por el artículo. Se aplicaron las condiciones similares a través de todas las simulaciones, variando únicamente la velocidad del flujo de entrada y el ángulo de apertura del álabe, y repitiendo el proceso para dos geometrías con modificaciones a la forma del perfil original. Se reprodujeron los resultados del artículo de referencia, se evaluó el desempeño de cada modelo, y se realizaron comparaciones cuantitativas y cualitativas entre los mismos a través de las plataformas ParaView y Gnuplot. Se ha demostrado el efecto del álabe regulador sobre el desempeño de la turbina, y la viabilidad de software de licencia libre como herramienta en la elaboración de trabajos de CFD.

DEDICATORIA

Extiendo esta dedicatoria a mi familia, particularmente a mis padres **MPNA** y **JMLS**, y a mi hermano **ELN**, por su apoyo a través de todos estos años de trabajo y esfuerzo. No solo en el periodo de elaboración de este trabajo, durante el cual no dudaron en brindarme la motivación y el ambiente necesarios cuando hicieron falta, sino también en toda la década desde el inicio de mi educación superior y formación profesional, y más allá a lo largo de toda mi vida. Ustedes inculcaron en mí los valores y las virtudes que hoy en día utilizo para abrirme camino en el mundo. También agradezco a mis abuelos **BSG**, **JJMN** y **MMAB**, algunos de los que ya no están con nosotros, por todas las veces que me abrieron las puertas de sus casas y cuidaron de mí cuando surgió la necesidad, así como al resto de mi familia por todo el apoyo moral que me han otorgado.

Un agradecimiento a todos mis compañeros de la LIER, quienes sufrieron a mi lado durante 8 semestres repletos de desafíos y enseñanzas. A **HSRS** y **EVRS** por compartir casa conmigo y ser muy buenos roommates y amigos. A **EDRG**, **GSLs**, **JARB**, **CMN**, **GOG**, **FIA**, **ARM**, **SVV**, **JCGB**, y todos aquellos junto a los que estudié para exámenes y trabajé en proyectos y tareas, por ser grandes camaradas y mostrarme la importancia del trabajo en equipo, y cómo debe comportarse uno en una dinámica de grupo. Ya quisiera que algunos de mis compañeros de trabajo tuvieran su habilidad, puntualidad e integridad. Gracias a toda la 4G por su amistad y compañía, y les deseo gran éxito en todos sus empeños y aventuras en el mundo profesional y la vida.

Quiero expresar mi gratitud a todos mis profesores: **LMA**, **HZH**, **AFM**, **AKCG**, **NYLM**, **CAAB**, **MLDH**, **GKGA**, **FLMP**, **MRP**, **MLYC**, **MVG**, **ERSG**, **JAWL**, **UOS**, **ERM**, **MERG**, **RRB**, **HIVV**, **FWRG**, **AMLH**, **PK**, **SPJ**, **GHL**, **JAAP**, **KGCV**, **RBYB**, **OAJJS**, **JRGB**, y particularmente a **SCG**, **ORH**, **GHC**, y **FFFYR** por instruirme a lo largo de la Licenciatura y ayudarme a encontrar mi vocación. Muchas gracias por su atención y paciencia con cada una de mis dudas, y por siempre tener sus puertas abiertas. Este trabajo es, de cierta forma, la culminación de todas las lecciones que me dieron. También quiero agradecer a mis sinodales APF

Le extiendo mis más sinceros agradecimientos a **HECG** y **DRDL** por todos sus consejos y asistencia en la elaboración de mi tesis. Ustedes me introdujeron al campo de la Dinámica de Fluidos Computacional y me enseñaron las bases de la materia para que pudiera elaborar este trabajo. Fueron, respectivamente, mi referencia principal y mi tutor de tesis, y no me imagino poder haber terminado esta etapa final de mi Licenciatura sin su apoyo. Ya fuese contestar mis preguntas, o permitirme el acceso remoto al equipo de laboratorio para poder ejecutar las simulaciones, ustedes nunca dudaron en ayudarme sin pedir nada a cambio, ni en acomodar mis necesidades cuando la pandemia me llevó de vuelta al puerto de Veracruz. Desde el fondo de mi corazón, muchísimas gracias.

Finalmente, quiero agradecer a mis sinodales que no he mencionado todavía: **APF**, **YSHD**, y **OJS** por su apoyo y retroalimentación. Espero que este trabajo cumpla con sus expectativas.

ÍNDICE GENERAL

1.0 Introducción	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Objetivo General.....	2
1.3 Objetivos Específicos.....	2
2.0 Conceptos Básicos	4
2.1 Mecánica de Fluidos.....	4
2.1.1 Introducción.....	4
2.1.2 Métodos Básicos para Análisis de Flujo.....	4
2.1.3 Ecuaciones Fundamentales.....	6
2.1.3.1 Ecuación de Continuidad.....	6
2.1.3.2 Ecuación del Momento Lineal.....	7
2.1.3.3 Ecuación de la Conservación de la Energía.....	9
2.1.4 Viscosidad y Capa Límite.....	12
2.2 Dinámica de Fluidos Computacional.....	12
2.2.1 Discretización Espacial y el Método de Volúmenes Finitos.....	13
2.2.2 Turbulencia y el Número de Reynolds.....	14
2.2.2.1 Modelos de Turbulencia.....	15
2.2.2.2 Y+.....	17
2.2.3 Estructura del Código CFD.....	18
2.2.3.1 Módulo de Pre-Procesamiento (Preproceso).....	19
2.2.3.2 Módulo de Solución (Solver).....	19
2.2.3.3 Módulo de Post-Procesamiento (Postproceso).....	20
2.2.4 OpenFOAM.....	20
2.2.4.1 Estructura de un Caso OpenFOAM.....	21
2.3 Turbinas Hidráulicas.....	22
2.3.1 Turbina de Flujo Transversal.....	23
2.3.1.1 Válvula de Paso.....	28
3.0 Desarrollo	29
3.1 Metodología.....	29
3.2 Información Recopilada.....	30
3.2.1 Variables del Modelo Numérico.....	34
3.3 Diseño del Modelo.....	36
3.4 Construcción de Mallas.....	38

3.4.1	Capa Límite.....	40
3.4.2	Calidad de la Malla.....	41
3.5	Proceso de Mallado.....	44
3.5.1	Velocidad del Fluido.....	46
3.5.2	Simulaciones de Ensayo.....	48
3.5.3	Generación de las Capas Límite.....	51
3.6	Configuración del Solver.....	53
3.6.1	Configuración de System.....	53
3.6.2	Configuración de Constant.....	62
3.6.3	Configuración de la Carpeta 0.....	66
3.7	Ejecución de la Simulación.....	72
3.8	Componentes de la Velocidad de Salida.....	73
4.0	Resultados	81
4.1	Parámetros de Calidad de las Mallas.....	81
4.2	Primer Ensayo.....	82
4.2.1	Criterios de Convergencia.....	82
4.2.2	Coefficiente y Fuerza de Arrastre.....	86
4.3	Segundo Ensayo.....	89
4.3.1	Criterios de Convergencia.....	89
4.3.2	Componentes de la Velocidad de Salida del Inyector.....	92
4.3.2.1	Desfase en el Componente Y.....	103
4.4	Simulaciones Finales del Perfil Real.....	106
4.4.1	Criterios de Convergencia.....	106
4.4.2	Coefficiente y Fuerza de Arrastre.....	109
4.4.3	Componentes de la Velocidad de Salida del Inyector.....	111
4.5	Modelos MO-MMAO y GA.....	123
4.5.1	Comportamiento del Flujo.....	124
4.5.2	Criterios de Convergencia.....	135
4.5.3	Coefficiente y Fuerza de Arrastre.....	140
4.5.4	Componentes de la Velocidad de Salida del Inyector.....	145
5.0	Conclusión	164
5.1	Conclusiones Finales del Trabajo.....	164
	Bibliografía	165

INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En la República Mexicana existe un déficit en el abasto de energía eléctrica. Miles de comunidades rurales carecen de acceso a la red de distribución, la mayoría de escasos recursos con una población menor a 1,000 personas [1]. Debido a los costos de infraestructura involucrados, no se considera viable extender la red hasta estas localidades. En este sentido, la energía hidráulica ofrece una alternativa más económica y sustentable para el abastecimiento eléctrico en estas localidades; particularmente la generación hidroeléctrica a micro escala. Se trata de una de las fuentes renovables más antiguas y de menor costo de instalación y operación, pero a su vez, de las menos desarrolladas; al punto que más de la mitad del potencial mundial no ha sido aprovechado [2,3].

En comparación con otras fuentes renovables, la generación hidroeléctrica a micro escala presenta menos intermitencia y mayor viabilidad en terrenos accidentados. Son sistemas con capacidad de hasta 100 kW que proporcionan la energía necesaria para abastecer los servicios domésticos esenciales, como luz y refrigeración [4]. Y debido a que el potencial hídrico depende de la topografía del lugar, en México contamos con un número importante de localidades con características idóneas para su instalación [5].

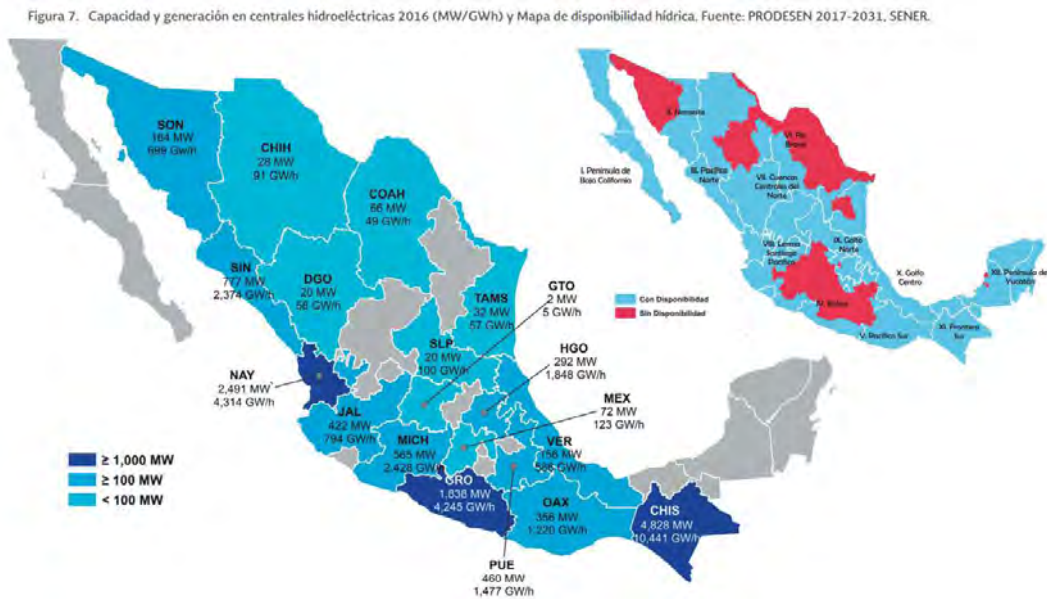


Figura 1.1: Mapa de la Capacidad de Generación Hidroeléctrica en México, y Mapa de la Disponibilidad Hídrica. Fuente: Bases para un Centro Mexicano de Tecnología del Agua, IMTA, p.7, fig.7 [5].

A pesar de las ventajas, en México existen algunas dificultades para la implementación frecuente de esta tecnología. Existen dos barreras principales: la inversión

CAPÍTULO 1.0 - INTRODUCCIÓN

inicial de los proyectos y el nivel de innovación en comparación con otras fuentes renovables. Con relación a la primera, si bien el costo de instalación de un sistema a micro escala es relativamente bajo, previamente se requiere de trabajo de campo para estudiar el terreno y medir el potencial hídrico de la zona. Esta tarea requiere de tiempo, de transporte y de personal especializado; siendo que en la mayoría de las ocasiones se puede dificultar por falta de infraestructura por tratarse de localidades aisladas o de bajos recursos (camino, hospedaje, transporte, entre otros) circunstancia que por lo general incrementa los costos.

En cuanto a la segunda barrera, ésta se puede explicar con relación a la turbina de flujo transversal que se requiere en estos sistemas, conocida como la turbina “Cross-Flow”, turbina Ossberger o turbina Banki-Michell. Es uno de los equipos más utilizados alrededor del mundo para la generación hidroeléctrica a pequeña y micro escala, pero según E. T. Woldemariam, H. G. Lemu y G. G. Wang [6], el desempeño de la turbina todavía no está bien optimizado y ha sido poca la investigación y el desarrollo del sistema, lo que representa un riesgo de éxito en los proyectos.

En este contexto, la Dinámica de Fluidos Computacional (“Computational Fluid Dynamics” o CFD) presenta una solución para ambas problemáticas. Esta herramienta es capaz de estimar la viabilidad de un proyecto al simular el potencial y comportamiento del recurso hídrico sin la necesidad de llevar a cabo un estudio extensivo de campo. También permite modelar y experimentar con el diseño de las turbinas para generar sistemas más eficientes. Sin embargo, la CFD tiene sus propias desventajas para aquellos que buscan adoptarla, entre ellas, los precios elevados de licencias y equipos computacionales, así como la complejidad de uso del software [7].

Por lo anterior, en este trabajo se propone como alternativa una metodología accesible para la ejecución de un experimento hidráulico a través de software libre. De esta forma no solo se evitan los costos elevados de licencias, también se facilita la capacitación de un público interesado en la CFD y sirve como guía para la elaboración de proyectos similares, lo cual puede contribuir al incremento en el desarrollo de la tecnología hidroeléctrica.

1.2 Objetivo General

Realizar el análisis del perfil hidrodinámico perteneciente a la válvula de paso de una turbina hidráulica de flujo transversal por medio de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para evaluar su desempeño a diversos puntos de apertura.

1.3 Objetivos Específicos

- Utilizar software de licencia libre para la simulación numérica de problemas de ingeniería aplicada en el área de la energía hidráulica.
- Utilizar software de dibujo asistido por computadora (CAD) para reproducir diferentes geometrías y posiciones para el perfil de la válvula de paso.
- Organizar y comparar los datos del desempeño de distintos perfiles en múltiples posiciones de operación.

CAPÍTULO 1.0 - INTRODUCCIÓN

- Reproducir los resultados entregados por software comercial y publicados en un artículo científico citado por este trabajo a través de software de licencia libre para demostrar la viabilidad de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) como alternativa económica.
- Documentar el uso de software de licencia libre y la configuración del *so/ver* de las simulaciones como referencia para la resolución de problemas de dinámica de fluidos en OpenFOAM por usuarios nuevos de la plataforma.

CONCEPTOS BÁSICOS

2.1 Mecánica de Fluidos

2.1.1 Introducción

Como su nombre lo indica, la Mecánica de Fluidos es una subcategoría de la Mecánica que se enfoca en el comportamiento de sustancias en estado líquido o gaseoso. Y. A. Çengel y J. M. Cimbala [8] definen a la Mecánica como la ciencia física más antigua que trata con cuerpos tanto estacionarios como en movimiento. Sus principales ramas son la Estática, que estudia los objetos en reposo y el equilibrio de sus fuerzas, y la Dinámica, que trata con el movimiento de éstos y las fuerzas causantes.

Desde el punto de vista de la Mecánica de Fluidos, la materia se puede clasificar en dos categorías: sólidos y fluidos [9]. La distinción técnica entre ambos estados radica en su comportamiento bajo las tensiones tangenciales o cortantes (aquellas paralelas al plano). Un sólido será capaz de resistir la aplicación de fuerzas a través de una deformación que se mantendrá estática mientras no se altere su estado tensional. Por su parte, un fluido experimentará una deformación continua todo el tiempo que esté sometido a tensiones cortantes, por más pequeñas que sean. Dicha deformación continua es lo que se conoce como “flujo”.

Asimismo, los fluidos se clasifican en líquidos o gases. En este caso, la distinción técnica se encuentra en las fuerzas cohesivas de las sustancias. Un líquido está compuesto por moléculas relativamente cercanas y con cohesividad fuerte, por lo que tiene un volumen definido. También formará una superficie libre en ausencia de tensiones cortantes y confinamiento de la parte de arriba. Por otra parte, los gases no tienen un volumen definido debido a que sus moléculas poseen un espaciamiento significativo entre ellas, así como fuerzas cohesivas débiles. Tampoco son capaces de formar una superficie libre por sí mismos, por lo que a los flujos de gas raras veces les afectan las fuerzas gravitacionales fuera de la flotabilidad.

2.1.2 Métodos Básicos para Análisis de Flujo

En los problemas de movimiento de fluidos existen tres técnicas principales para realizar el análisis del flujo [8,9]:

1. Análisis Integral (o Volumen de Control). Este método implica trabajar con una región finita y arbitrariamente designada, realizando un balance de los flujos de entrada y salida, y determinando los efectos del flujo bruto como la fuerza sobre un cuerpo o el intercambio total de energía. Este análisis es notablemente rápido y sencillo, y generalmente proporciona estimaciones suficientemente precisas para la mayoría de los propósitos de ingeniería.

CAPÍTULO 2.0 - CONCEPTOS BÁSICOS

2. Análisis Diferencial (o Sistema Infinitesimal). Este análisis involucra la aplicación de ecuaciones diferenciales del movimiento de los fluidos en cada punto del dominio de flujo (el campo de flujo sobre una región). Se puede pensar en esta técnica como el análisis de millones de pequeños volúmenes de control apilados uno tras otro y encima de cada uno a lo largo de todo el campo de flujo. En el límite, cuando el número de volúmenes de control tiende al infinito y el tamaño de cada uno se reduce a un punto, las ecuaciones de conservación se simplifican a un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales que, cuando se resuelven, brindan detalles sobre la velocidad, densidad, presión, etc., en cada punto del dominio de flujo. Estas ecuaciones son complejas y difíciles de resolver, generalmente requieren de métodos numéricos con códigos computacionales extensivos. Sin embargo, pueden ser modelados a través de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y utilizados para proporcionar buenas estimaciones para casi cualquier geometría.
3. Análisis Dimensional (o Estudio Experimental). Es un método para reducir el número y la complejidad de las variables experimentales mediante su agrupación en números adimensionales como el Número de Reynolds. La mayoría de los problemas prácticos de mecánica de fluidos son demasiado complejos, tanto geométrica como físicamente, para ser resueltos de forma analítica. Los problemas deben ser tratados experimentalmente o estimados mediante la CFD. Los resultados se representan como puntos de datos y curvas alisadas. Estos datos tienen una mayor utilidad si se expresan de forma compacta y económica, y proporcionan información sobre el efecto de ciertos fenómenos físicos en el problema. Ésta es la principal motivación para la aplicación del análisis dimensional, además de ser útil para reducir el costo de la experimentación.

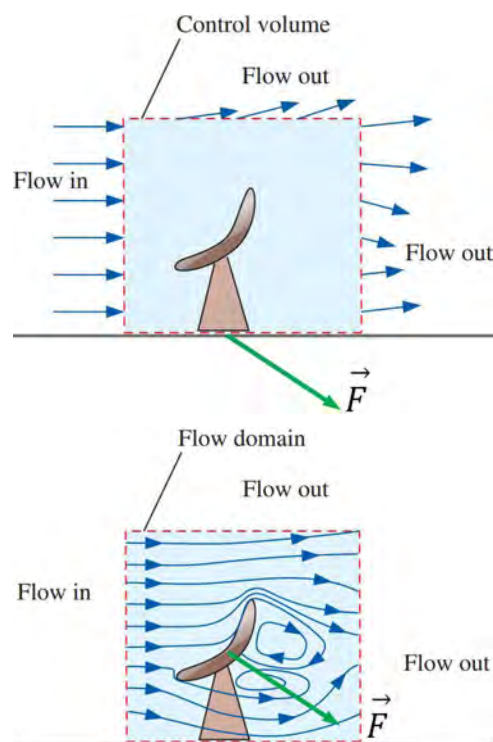


Figura 2.1: Diferencia entre el Análisis Integral (superior) y el Análisis Diferencial (inferior). Fuente: Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, McGraw-Hill, p.438, fig.9-1 [8].

CAPÍTULO 2.0 - CONCEPTOS BÁSICOS

El análisis integral será el método utilizado en este trabajo para representar las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos.

2.1.3 Ecuaciones Fundamentales

Hay tres leyes básicas que son de particular importancia para la mecánica de fluidos, conocidas comúnmente como la conservación de la masa, de la energía (1° Ley de la Termodinámica), y del momento (2° Ley de Newton) [10]. Se enuncian de la siguiente manera:

1. Masa: la masa de un sistema permanece constante.
2. Energía: La tasa de transferencia de calor hacia un sistema, menos la tasa de trabajo realizado por un sistema, es igual a la tasa de cambio de la energía del sistema.
3. Momentum: La fuerza resultante que actúa sobre un sistema es igual a la tasa de cambio de momento del sistema.

A partir de estas leyes se derivan las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos, aplicándolas a un volumen de control. Estas ecuaciones constituyen la base para el análisis de diversos fenómenos en la mecánica de fluidos, como el flujo compresible o incompresible, la transferencia de calor en fluidos, y la dinámica de los fluidos viscosos, entre otros.

Aunque las ecuaciones fundamentales se pueden simplificar para la mayoría de los problemas de mecánica de fluidos, se debe tener en cuenta que en situaciones más complejas o específicas, suelen requerirse formatos y modelos más detallados para resolver los aspectos adicionales.

2.1.3.1 Ecuación de Continuidad

Esta ecuación se basa en el principio de conservación de masa. Si se asume un flujo estacionario en el volumen de control, donde las condiciones del flujo no cambian a través del tiempo en referencia al sistema, la conservación de la masa se puede escribir como:

$$(2.1) \quad 0 = \int_{cs} \rho(\hat{n} \cdot \vec{U})dA$$

Donde ρ es la densidad del fluido, \hat{n} es el vector unitario, \vec{U} es el vector de la velocidad del fluido, y A es el área en la superficie de control cs . Esta ecuación (2.1) se debe aplicar a todas las secciones del volumen de control por donde el flujo esté entrando o saliendo. Si se asume una sola entrada y salida, como es el caso en este trabajo, y que los vectores de la velocidad son perpendiculares a sus respectivas áreas, obtenemos:

$$(2.2) \quad \int_{cs1(entrada)} \rho_1 U_1 dA_1 = \int_{cs2(salida)} \rho_2 U_2 dA_2$$

En la mayoría de los casos conviene asumir que tanto la presión como la velocidad no varían en las secciones transversales de la entrada y salida del sistema, tomando los valores promedio de las áreas para simplificar la ecuación (2.2):

$$(2.3) \quad \rho_1 U_1 A_1 = \rho_2 U_2 A_2 = \dot{m}$$

Donde \dot{m} es el flujo másico (kg/s). Si además asumimos un flujo incompresible (la densidad ρ es constante a lo largo del volumen de control), entonces obtenemos el flujo volumétrico o caudal (m^3/s):

$$(2.4) \quad U_1 A_1 = U_2 A_2 = Q$$

A las ecuaciones anteriores se les suele referir como la ecuación de continuidad, la cual establece que la cantidad de masa que entra en una región de flujo es igual a la cantidad de masa que sale de esa región. En otras palabras, asumiendo que el volumen de control está lleno de líquido, el flujo volumétrico neto es cero.

En su forma diferencial, la ecuación de continuidad se expresa como:

$$(2.5) \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0$$

Donde $\nabla \cdot$ es el operador de divergencia.

2.1.3.2 Ecuación del Momento Lineal

Como recordatorio, el momentum (también llamado momento lineal o cantidad de movimiento) es el producto de la masa por la velocidad.

$$(2.6) \quad \vec{M} = m \cdot \vec{U}$$

V. L. Streeter, E. B. Wylie y K. W. Bedford [11] nos indican que la 2° Ley de Newton establece que la suma vectorial de las fuerzas que actúan sobre el volumen de control es igual a la tasa temporal de incremento del momento lineal dentro del mismo, más la tasa neta a la cual el momento lineal está dejando la superficie de control. Expresado matemáticamente para un volumen de control fijo:

$$(2.7) \quad \sum \vec{F} = \frac{d\vec{M}}{dt} = \frac{d(m\vec{U})}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{cv} \rho \vec{U} dV + \int_{cs} \vec{U} \rho (\hat{n} \cdot \vec{U}) dA$$

Donde V es el volumen del sistema, cv el volumen de control, y cs la superficie de control.

Si asumimos un flujo en estado estacionario, y que el volumen de control tiene una sola entrada y salida, podemos simplificar la ecuación de la siguiente manera:

$$(2.8) \quad \sum \vec{F} dt = d\vec{M} = d(m\vec{U}) = \rho A_2 ds_2 \vec{U}_2 - \rho A_1 ds_1 \vec{U}_1$$

$$= \rho A_2 (U dt)_2 \vec{U}_2 - \rho A_1 (U dt)_1 \vec{U}_1$$

$$(2.9) \quad \sum \vec{F} = \rho A_2 U_2 \vec{U}_2 - \rho A_1 U_1 \vec{U}_1$$

$$= \rho Q (\vec{U}_2 - \vec{U}_1) = \dot{m} (\vec{U}_2 - \vec{U}_1)$$

Donde ds se refiere a la distancia recorrida por el fluido a la entrada (1) y salida (2) del volumen de control durante un periodo de tiempo infinitesimal dt , y $U = |\vec{U}|$.

En su forma diferencial, escribimos la conservación del momento lineal como:

$$(2.10) \quad \rho \frac{d\vec{U}}{dt} = -\vec{\nabla} P + \rho \vec{g} + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}$$

Donde P es la presión, \vec{g} es la aceleración de la gravedad, y $\bar{\bar{\tau}}$ es el tensor de esfuerzos viscosos. F. M. White [9] lo resume como "densidad x aceleración = fuerza de presión por unidad de volumen + fuerza gravitacional por unidad de volumen + fuerza viscosa por unidad de volumen".

Cabe mencionar que la ecuación (2.10) está escrita de forma compacta. Como ecuación vectorial, se puede desglosar de la siguiente manera:

$$(2.11) \quad \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}$$

Para un fluido newtoniano (fluido cuya viscosidad se considera constante, como el agua y el aire) e incompresible, las ecuaciones parciales se escriben:

$$(2.12) \quad \begin{aligned} \rho \frac{du}{dt} &= - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{dv}{dt} &= - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{dw}{dt} &= - \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{aligned}$$

Donde μ es el coeficiente de viscosidad dinámica. Estos componentes se pueden combinar en una sola ecuación vectorial la cual llamamos la Ecuación de Navier-Stokes (para flujo incompresible y de viscosidad constante).

$$(2.13) \quad \rho \frac{d\vec{U}}{dt} = - \vec{\nabla} P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{U}$$

Donde ∇^2 representa el operador Laplaciano. Adicionalmente, si se supone un fluido ideal cuya viscosidad es despreciable, podemos simplificar la ecuación (2.13) y obtener la Ecuación de Euler:

$$(2.14) \quad \rho \frac{d\vec{U}}{dt} = - \vec{\nabla} P + \rho \vec{g}$$

2.1.3.3 Ecuación de la Conservación de la Energía

La 1° Ley de la Termodinámica establece el principio de conservación de energía, el cual indica que la energía no se puede crear o destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma [8]. Para un volumen de control fijo, esto se puede expresar de la siguiente forma:

$$(2.15) \quad \begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W} &= \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{dE}{dt} \\ &= \frac{d}{dt} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} e \rho (\hat{n} \cdot \vec{U}) dA \end{aligned}$$

Donde E es la energía del sistema, y e la energía específica (energía por unidad de masa). Para un flujo uniforme en estado estacionario, y en un volumen de control con una entrada (1) y salida (2), la ecuación (2.15) se puede simplificar de la siguiente manera:

$$(2.16) \quad \dot{Q} - \dot{W} = e_2 \rho_2 U_2 A_2 - e_1 \rho_1 U_1 A_1 = \dot{m}(e_2 - e_1)$$

La energía específica e se puede desglosar en cuatro categorías: la energía interna, la energía cinética, la energía potencial y “otros” tipos de energía. Este último grupo abarca cosas como reacciones químicas o radioactivas, los efectos de un campo magnético, etc. Se descarta esta categoría y se expresan las restantes de la siguiente forma:

$$(2.17) \quad e = e_{int} + e_{cin} + e_{pot} = \hat{u} + \frac{U^2}{2} + gz$$

Donde \hat{u} es la energía interna específica, y z la altura por encima de un punto de referencia.

La tasa de trabajo \dot{W} también se puede dividir en cuatro partes. La primera involucra cualquier máquina (bomba, turbina, compresor, etc.) en el interior del sistema que posea un eje que salga a través de la superficie de control; toda transferencia de trabajo a través del torque de un eje en rotación se llama trabajo de “*Shaft*”. La segunda parte es el trabajo debido a las fuerzas de presión en la frontera. Tercero es el trabajo resultante de las fuerzas viscosas en la superficie de control, el cual suele descartarse. Y por último está el trabajo realizado por otras fuerzas como la eléctrica o la magnética. Como en el caso anterior, no se considera este componente, resultando en la ecuación (2.18):

$$(2.18) \quad \dot{W} = \dot{W}_{shaft} + \dot{W}_{press} = \dot{W}_s + \int_{cs} P(\hat{n} \cdot \vec{U})dA$$

Aplicando las mismas condiciones de estado estacionario, flujo uniforme, y una sola entrada y salida, obtenemos:

$$(2.19) \quad \dot{W} = \dot{W}_s + P_2 A_2 U_2 - P_1 A_1 U_1$$

Y sustituyendo las ecuaciones (2.17) y (2.19) en la ecuación (2.16):

$$(2.20) \quad \dot{Q} - \dot{W}_s = \dot{m} \left[\left(\hat{h}_2 + \frac{U_2^2}{2} + gz_2 \right) - \left(\hat{h}_1 + \frac{U_1^2}{2} + gz_1 \right) \right]$$

Donde \hat{h} es la entalpía específica ($\hat{h} = \hat{u} + P/\rho$).

Se puede escribir la ecuación (2.20) como el balance de la energía mecánica del sistema al dividirla por el flujo másico \dot{m} :

$$(2.21) \quad q + \hat{h}_1 + \frac{U_1^2}{2} + gz_1 = \hat{h}_2 + \frac{U_2^2}{2} + gz_2 + w_s$$

Donde q es el calor añadido por unidad de masa de flujo ($q = \dot{Q}/\dot{m}$), y w_s es el trabajo de eje por unidad de masa ($w_s = \dot{W}_s/\dot{m}$).

La ecuación (2.21) es la forma más utilizada en la ingeniería mecánica, pero también podemos expresarla en términos de energía por unidad de peso al dividirla por la aceleración de la gravedad g . Esta es la ecuación preferida por los ingenieros civiles [9].

$$(2.22) \quad h_q + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\hat{u}_1}{g} + \frac{U_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\hat{u}_2}{g} + \frac{U_2^2}{2g} + z_2 + h_s$$

La dimensión total de los términos de la ecuación (2.22) es una longitud la cual se conoce como "cabeza" de símbolo h y no se debe confundir con la entalpía específica. h_q es la cabeza del calor añadido y h_s la cabeza del trabajo de eje. Adicionalmente, γ es el peso específico considerando un flujo incompresible ($\gamma = \rho g$).

A partir de la ecuación (2.21) podemos derivar la Ecuación de Bernoulli para un fluido incompresible e ideal en estado estacionario. Esta se basa en el Principio de Bernoulli, el cual establece que en un flujo laminar o a lo largo de una línea de corriente, la suma de las energías cinética, potencial y de flujo permanece constante a lo largo de su trayectoria por el sistema. Los términos se describen por unidad de masa, y matemáticamente se expresan en la siguiente ecuación:

$$(2.23) \quad \frac{P}{\rho} + \frac{U^2}{2} + gz = \text{Constante}$$

Si consideramos puntos en la entrada y salida del volumen de control:

$$(2.24) \quad \frac{P_1}{\rho} + \frac{U_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{U_2^2}{2} + gz_2$$

Finalmente, escribimos la forma diferencial de la conservación de energía como:

$$(2.25) \quad \rho \frac{d\hat{u}}{dt} + P(\nabla \cdot \vec{U}) = \nabla \cdot (k\nabla T) + \Phi$$

Donde k es la conductividad térmica, T es la temperatura, y Φ es la función de disipación viscosa; esta indica la velocidad a la que la energía mecánica del flujo se convierte en calor.

2.1.4 Viscosidad y Capa Límite

En la sección 2.1.3.2 se hizo mención de fluidos ideales, los cuales son aquellos en los que los efectos de la viscosidad son despreciables. Aunque muchos tienen una idea clara de a qué nos referimos cuando se habla de la viscosidad, no sobra el conocer la definición técnica: es la medida de la adhesividad interna de un fluido y es directamente proporcional a su resistencia a fluir [8]. La miel, por ejemplo, es de mayor viscosidad que el agua y por lo tanto tiene una mayor dificultad para fluir.

Ningún fluido posee una viscosidad nula, pero hay aquellos en donde las fuerzas viscosas se limitan a una región diminuta del fluido en contacto con la superficie sólida sobre la que fluye. Esta región existe gracias a la condición de no deslizamiento o *no-slip*, la cual establece que en el punto de contacto entre un fluido y un sólido el fluido tendrá una velocidad nula con respecto al sólido [12]. Al alejarse uno de este punto de contacto aumenta rápidamente la velocidad del flujo, hasta llegar a un estado "ideal" donde ya no se experimentan perturbaciones originadas por la fricción.

La región donde el perfil de velocidad del fluido varía desde 0 hasta la velocidad de la corriente en ausencia de los efectos de la viscosidad se conoce como la capa límite. Por consiguiente, se puede entender a un fluido ideal o no-viscoso como aquel en el que se puede descartar el impacto de la viscosidad sin afectar de forma significativa los cálculos involucrados [10,12]. Por el contrario, cuando los efectos de la viscosidad son demasiado grandes para ser descartados, estamos en presencia de un fluido viscoso.

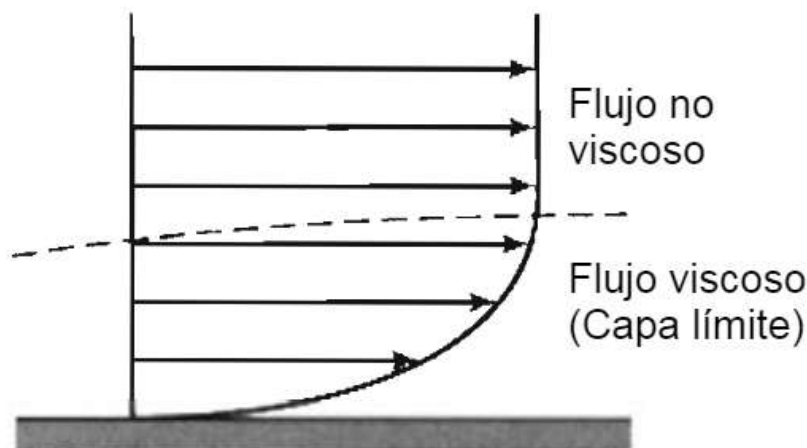


Figura 2.2: Diagrama de la Capa Límite. Se ilustra el Perfil de Velocidad del Flujo desde la Región de Flujo Viscoso hasta la Región de Flujo Ideal o no Viscoso. Fuente: Introduction to Fluid Mechanics, John Wiley & Sons, p.37, fig.2.13 [12].

2.2 Dinámica de Fluidos Computacional

La rama de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) se dedica al análisis de sistemas de flujo a través de técnicas numéricas y computadores. Involucra la simulación y predicción del comportamiento de fluidos como su movimiento, la transferencia de calor, o fenómenos como reacciones químicas, incluso para problemas de alta complejidad [7,13].

CAPÍTULO 2.0 - CONCEPTOS BÁSICOS

La CFD tiene aplicación en un gran número de áreas, incluyendo la aerodinámica, hidrodinámica, turbomaquinaria, meteorología, ingeniería ambiental, entre otras. También posee varias ventajas en comparación con la experimentación tradicional:

1. La reducción sustancial de los tiempos y costos de nuevos diseños.
2. La habilidad de estudiar sistemas cuya experimentación práctica es difícil o incluso imposible de llevar a cabo.
3. La habilidad de estudiar sistemas bajo condiciones que serían consideradas como peligrosas en un experimento físico; ejemplo: simulaciones de accidentes.
4. Resultados con un extensivo nivel de detalle sin ningún costo adicional.

A su vez, las técnicas CFD tienen sus desventajas, como precios elevados en licencias y equipos; la necesidad de contar con personal calificado o tener que capacitarlo; el que a veces no sea posible obtener resultados suficientemente precisos; incluso, limitaciones de los modelos existentes para diferentes condiciones de turbulencia, flujos multifásicos, combustión, etc.

2.2.1 Discretización Espacial y el Método de Volúmenes Finitos

Un aspecto importante de la CFD es la discretización de los dominios. Ésto significa el segmentar un volumen en elementos discretos, usualmente a través de una malla. Se sustituye un dominio continuo, también conocido como hipótesis del continuo, por un dominio discreto.

En un dominio continuo cada variable del flujo se encuentra definida en cada punto del espacio, mientras que en el dominio discreto las variables se definen únicamente en puntos designados del espacio conocidos como “nodos”. A este proceso se le conoce como discretización espacial, ya que se “discretiza” el espacio en un número finito de puntos [7]. En una simulación solo se resuelven las ecuaciones de conservación en los nodos de la malla, obteniendo los valores en otras posiciones a través de la interpolación entre resultados.

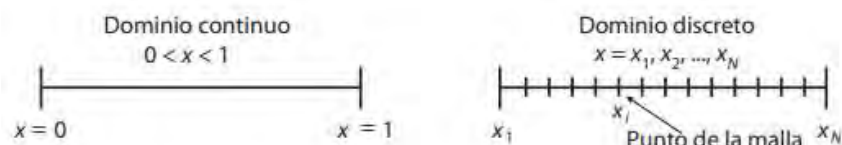


Figura 2.3: Discretización de un Dominio Unidimensional. Fuente: Técnicas Numéricas en Ingeniería de Fluidos, Reverté, p.29, fig.2.1 [7].

Existen varios métodos de discretización espacial, pero el más utilizado en los códigos de CFD es el Método de Volúmenes Finitos (MVF), o Método de Volumen de Control, debido a su simplicidad conceptual y facilidad de implementación. Consiste en dividir un dominio en un número finito de volúmenes de control o “celdas” sin sobreponer unas sobre otras y sin dejar espacios vacíos. Las mallas resultantes se pueden clasificar en dos categorías básicas: estructuradas y no-estructuradas.

CAPÍTULO 2.0 - CONCEPTOS BÁSICOS

Una malla estructurada se define como aquella en la cual cada nodo tiene el mismo número de elementos a su alrededor. Es el tipo ideal para geometrías simples, con un gran número de *solvers* eficientes para su resolución y tiempos de procesamiento relativamente cortos. En contraste, las mallas no estructuradas son preferibles para geometrías complejas y se pueden generar automáticamente a través de algoritmos. Sus desventajas, comparadas con un dominio estructurado, son de menor precisión de resultados y mayor tiempo de operación. Aún así, son el estándar para la CFD y el Método de Volúmenes Finitos.

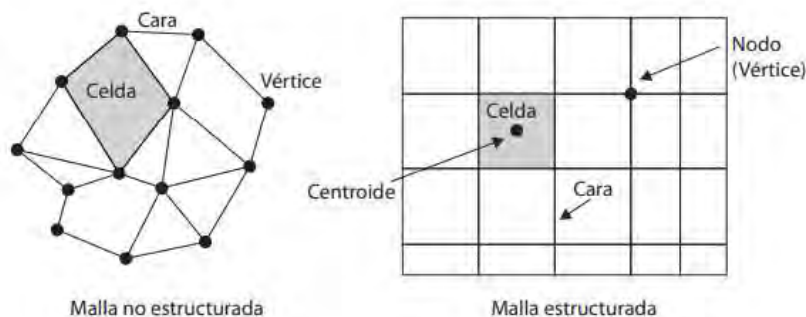


Figura 2.4: Tipos de Malla y Terminología Empleada en el MVF. Fuente: Técnicas Numéricas en Ingeniería de Fluidos, Reverté, p.79, fig.4.1 [7].

Una vez generada la malla se integran las ecuaciones fundamentales de mecánica de fluidos en cada uno de sus volúmenes de control, promediando los valores por celda. Posteriormente se discretizan para formar un sistema de ecuaciones algebraicas, las cuales son resueltas a través de un método iterativo. A lo largo de este proceso el MVF garantiza la conservación global de las variables básicas del flujo (masa, momento y energía), lo que significa que los flujos entrantes son iguales a los flujos salientes en cada celda sin importar el tamaño de la misma. Sin embargo, todavía es posible que se obtengan resultados imprecisos si se trabaja a partir de un número bajo de volúmenes de control.

2.2.2 Turbulencia y el Número de Reynolds

Los flujos viscosos se pueden clasificar como laminares o turbulentos. Según R. W. Fox, A. T. McDonald y P. J. Pritchard [12], un flujo laminar es aquel en el que las partículas transitan de forma altamente ordenada en capas adyacentes o "láminas". Este tipo de flujo tiene una apariencia suave y parecida al vidrio, como cuando se abre la llave del agua a baja intensidad. En contraste, un flujo turbulento se caracteriza por experimentar fluctuaciones drásticas de velocidad en su interior. Aunque éste mantiene una dirección neta, las partículas individuales se mueven de forma irregular, mezclados entre sí a través de recirculaciones y otorgando al flujo una apariencia agitada y caótica. A un flujo que alterna entre ser laminar y turbulento se le llama "transicional" o "transitorio".

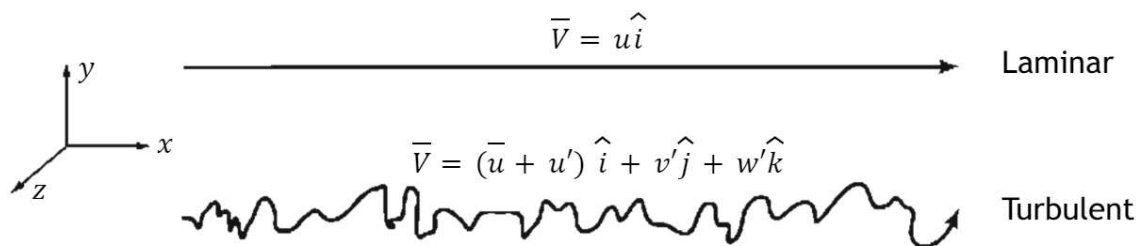


Figura 2.5: Movimiento Unidimensional de una Partícula en Flujo Laminar (*Laminar*) y Turbulento (*Turbulent*). Fuente: Introduction to Fluid Mechanics, John Wiley & Sons, p.39, fig.2.15 [12].

Y. A. Çengel y J. M. Cimbala [8] nos cuentan que tras varios experimentos exhaustivos en la década de 1880, el ingeniero británico Osborne Reynolds (1842-1912) descubrió que la transición de un flujo hacia la turbulencia depende de la relación entre las fuerzas inerciales y viscosas. A esta relación la llamamos el Número de Reynolds.

$$(2.26) \quad Re = \frac{\text{Fuerzas Inerciales}}{\text{Fuerzas Viscosas}} = \frac{UD}{\nu} = \frac{\rho UD}{\mu}$$

En la ecuación (2.26) U es la velocidad promedio del flujo, D es la longitud característica dependiente de la geometría, ν es la viscosidad cinemática del fluido, ρ es su densidad y μ el coeficiente de viscosidad dinámica ($\nu = \mu/\rho$).

La turbulencia ocurre cuando las fuerzas inerciales sobrepasan a las viscosas y elevan el número de Reynolds por encima de un valor crítico, el cual depende de las condiciones de flujo y la geometría del entorno. Un fluido altamente viscoso moviéndose a baja velocidad, como miel deslizándose sobre un plato, lo hará de forma laminar. Y un fluido de baja viscosidad, como el aire moviéndose a altas velocidades, lo hará de forma turbulenta.

En el interior del flujo turbulento siempre ocurre la formación aleatoria de recirculaciones de tamaños variables; en otras palabras, todo flujo turbulento presenta vorticidad [7]. Además de causar el movimiento irregular de las partículas, estos vórtices disipan la energía del flujo, específicamente a través de su conversión en calor. Aunque hay contextos en los que la turbulencia es beneficiosa, como con el flujo de la sangre dentro del cuerpo, en la mayoría de los problemas de ingeniería la pérdida de energía disminuye la eficiencia de los sistemas. Debido a esto, es imprescindible tomar en cuenta los efectos de la turbulencia al ejecutar simulaciones en CFD.

2.2.2.1 Modelos de Turbulencia

Dentro de la dinámica de fluidos computacional, el análisis y simulación de la turbulencia es una de las tareas de mayor dificultad e importancia. Existen varios métodos para llevar esto a cabo, siendo el menos complejo la Simulación Numérica Directa (DNS). Este consiste en simular un flujo turbulento en su totalidad mediante una malla lo suficientemente fina como para representar incluso sus recirculaciones más pequeñas [14]. En teoría, esto es posible ya que todo flujo incompresible se puede describir matemáticamente a través de las ecuaciones de Navier-Stokes. Pero en la práctica, esta

CAPÍTULO 2.0 - CONCEPTOS BÁSICOS

opción no es viable en la mayoría de los casos debido a los costos computacionales involucrados, los cuales están más allá de los que los equipos modernos pueden manejar. Como ejemplo, la simulación más grande de este tipo ejecutada hasta la fecha utilizó una malla compuesta de 4096^3 ($<10^{11}$) nodos, realizada en el año 2002 por la supercomputadora japonesa "Earth Simulator" [15]. Un problema de ingeniería aplicado promedio, por otro lado, requeriría alrededor de 10^{13} nodos, razón por la cual la DNS se restringe a casos con números de Reynolds bajos o donde se pueden ignorar los efectos de los vórtices [14,15].

Las aplicaciones industriales de dinámica de fluidos casi nunca requieren desarrollar cada pequeño detalle de la turbulencia. Por lo general, lo que es de interés son los valores promedios del flujo a escala macroscópica, razón por la cual la alternativa más popular para la simulación de los efectos de la turbulencia son los modelos para ecuaciones RANS, o ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds [7,13]. En estos modelos las variables se separan en dos partes: los valores medios que describen al flujo y las fluctuaciones aleatorias debido a la turbulencia.

Como su nombre lo indica, en las simulaciones RANS se promedian las ecuaciones de Navier-Stokes a través del tiempo, lo que da como resultado un conjunto de ecuaciones para los valores medios de las variables. Aunado a esto, se utiliza un modelo de turbulencia para estimar las fluctuaciones por separado, resultando en una aproximación de los efectos turbulentos en el flujo. Comparado con el método de la DNS, los resultados son menos precisos pero requieren menos recursos computacionales.

En el campo de la CFD se utiliza una variedad de modelos de turbulencia para diferentes geometrías y condiciones de flujo. Comúnmente, éstos consisten en introducir ecuaciones de transporte adicionales para resolver diferentes cantidades de turbulencia; cuales cantidades en específico es dependiente del modelo. Para que un modelo se considere útil este debe tener una amplia aplicabilidad, ser preciso, simple y económico de ejecutar [13].

Los modelos se clasifican con base al número de ecuaciones de transporte adicionales que se deben resolver junto con las ecuaciones RANS:

1. Modelos Algebraicos. También conocidos como modelos de 0 ecuaciones. Calculan las cantidades de turbulencia directamente de las variables promedio del flujo a través de funciones algebraicas, sin la necesidad de añadir ecuaciones adicionales. Un ejemplo es el modelo de longitud de mezcla, el cual se puede considerar como el primer modelo de turbulencia [7]. Estos modelos son relativamente sencillos y se suelen utilizar para geometrías simples o en la fase inicial de simulaciones.
2. Modelos de 1 Ecuación. Como su nombre indica, añaden solo una ecuación de transporte para el cálculo de una variable de turbulencia. El modelo original de este tipo es el modelo de Prandtl [16], y otro de uso frecuente es el modelo Spalart-Allmaras.
3. Modelos de 2 Ecuaciones. Son de los tipos más comunes en uso en la industria. Modelos como el k-epsilon ($k-\epsilon$) y k-omega ($k-\omega$) se han vuelto el estándar en la industria y han inspirado múltiples variaciones.

4. Modelos de Transporte para las Tensiones de Reynolds (RSM). La categoría más compleja de entre los modelos de turbulencia clásicos. Involucra siete ecuaciones de transporte adicionales para las tensiones turbulentas de Reynolds (6) y la tasa de disipación de la turbulencia (1). Esta familia de modelos presenta una mayor precisión en resultados a los de las categorías anteriores, pero a costo de requisitos computacionales más elevados.

Las simulaciones realizadas por [6,17-20] implementaron el modelo $k-\varepsilon$; [20] también utilizó el modelo SST $k-\omega$ (basado en k -omega estándar) junto con [21], y [22] manejo ambos modelos además de RNG $k-\varepsilon$ (basado en k -épsilon estándar). Todos estos casos involucran el diseño y análisis de turbinas Cross-Flow. Para el desarrollo de este trabajo se seleccionó el modelo $k-\varepsilon$, cuyas ecuaciones de transporte son para la energía cinética turbulenta k y su tasa de disipación ε :

$$(2.27) \quad k = \frac{3}{2}(UI)^2$$

$$(2.28) \quad \varepsilon = C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l}$$

Donde U es la velocidad promedio del flujo, I la intensidad de la turbulencia, l la escala de longitud de turbulencia, y C_{μ} la constante del modelo de turbulencia con un valor de 0.09 [23].

2.2.2.2 Y+

En el campo de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), "Y+" es un término utilizado para describir la capa límite sobre una superficie sólida en un flujo. Se define como la distancia adimensional entre la pared y el primer punto de la región de la capa límite, y es importante porque está relacionado con la selección del modelo de turbulencia y la precisión de la simulación [24]. En términos generales, Y+ puede tener un valor dentro de dos rangos posibles:

1. Y+ Pequeño: Rango de 1 a 5. Significa que el primer punto de la región está muy cerca de la pared. Se suele utilizar con flujos viscosos o laminares. En estos casos, la turbulencia tiene un efecto descartable por lo que no se le coloca mucho énfasis a su modelación. La malla de la capa límite debe ser lo suficientemente fina como para capturar los detalles del flujo en esa región.
2. Y+ Grande: Rango de 30 a 300. Indica que el primer punto de la malla está más alejado de la pared. Se suele utilizar con flujos turbulentos donde los modelos de turbulencia son relevantes. La malla en la región debe ser lo suficientemente gruesa como para no capturar detalles microscópicos, pero al mismo tiempo lo suficientemente fina como para modelar adecuadamente los efectos de la capa límite sobre el flujo.

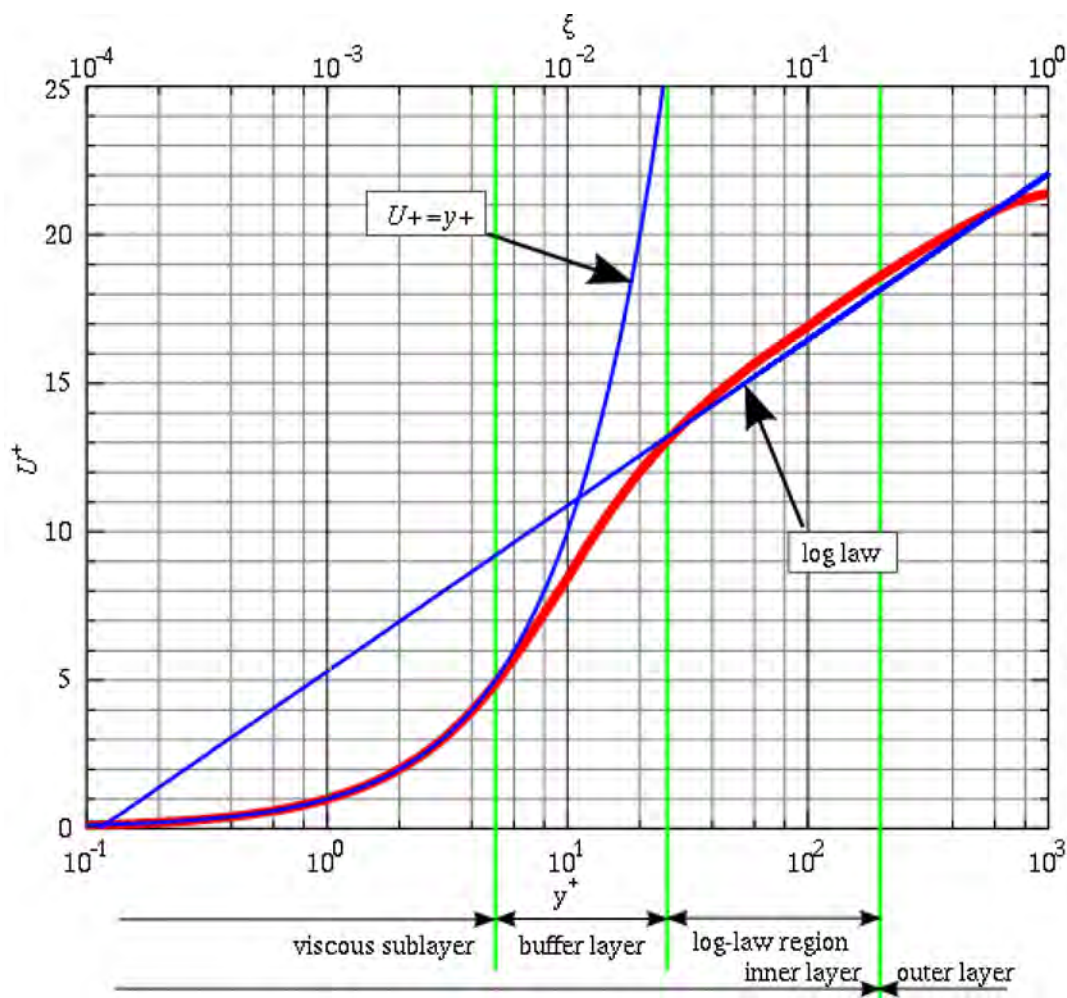


Figura 2.6: La Ley de la Pared. Relación entre la Velocidad Media de un Flujo Turbulento y el Valor de Y^+ . La Región de $y^+ < 5$ (*viscous sublayer*) es Referente a un Flujo Viscoso, la de $y^+ > 30$ (*log-law region*) a un Flujo Turbulento, y la Región entre las dos Anteriores ($5 < y^+ < 30$; *buffer layer*) a un Flujo Transitorio. Fuente: What is y^+ (yplus)?, SimScale CAE Forum, fig. 5 [24].

La relación entre Y^+ y el tamaño de las celdas de la capa límite es que el espaciado entre celdas en la dirección normal a la superficie sólida (es decir, perpendicular a la pared) afectará directamente el valor de Y^+ . Para mantener un Y^+ específico se ajusta el tamaño de las celdas de manera que el primer punto de la región caiga dentro del rango deseado para el mallado. Este proceso es esencial para obtener resultados precisos y confiables en las simulaciones de CFD, especialmente cuando se utilizan modelos de turbulencia.

2.2.3 Estructura del Código CFD

Toda aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional involucra el desarrollo de un código computacional capaz de resolver las ecuaciones del flujo de manera satisfactoria y bajo las condiciones establecidas por el problema particular en el que se trabaja.

Aunque los códigos CFD tienden a presentar un alto grado de complejidad, cada uno se puede segmentar en 3 partes principales para facilitar el proceso de programación: el módulo de *Preproceso*, el módulo de *Solver*, y el módulo de *Postproceso* [7,13].

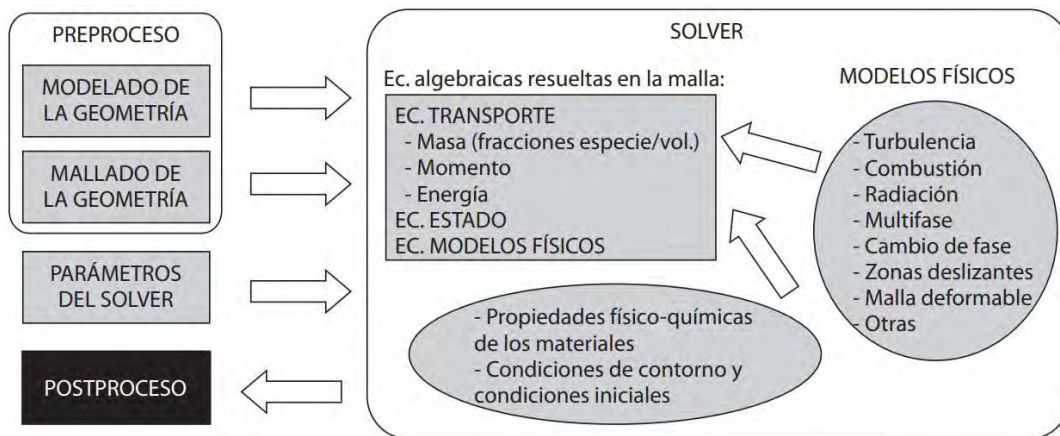


Figura 2.7: Estructura de un Código CFD Comercial. Fuente: Técnicas Numéricas en Ingeniería de Fluidos, Reverté, p.20, fig.1.9 [7].

2.2.3.1 Módulo de Pre-Procesamiento (*Preproceso*)

El *Preproceso* consiste en introducir los datos del problema de flujo en el programa de simulación a través de una interfaz, posteriormente convirtiéndolos a un formato compatible con el *Solver*.

Las actividades relacionadas con este módulo son las siguientes:

1. Diseño de la geometría del volumen de control, también conocido como el dominio computacional. Se suele utilizar software de dibujo asistido por computadora (CAD).
2. Generación de la malla por medio de la discretización del dominio en celdas.
3. Selección de los fenómenos físicos y químicos que se pretenden modelar.
4. Definición de las propiedades del fluido (o fluidos).
5. Especificación de las condiciones de frontera.

Según H. K. Versteeg y W. Malalasekera [13], más del 50% del tiempo invertido en un proyecto de CFD se le dedica a la determinación del dominio y la generación de la malla. Esto se debe a que entre más fina sea está, más precisos serán los resultados de la simulación, y mayor será el tiempo de cálculo. Por lo cual, es importante llegar a un diseño eficiente que tenga un balance entre la calidad de la malla y los recursos computacionales requeridos; además asegurándose de que las zonas donde se presente la mayor variabilidad de las propiedades del fluido tenga un número apropiado de celdas.

2.2.3.2 Módulo de Solución (*Solver*)

El *Solver* es la parte central del programa, encargado de resolver de forma iterativa las ecuaciones generadas a partir de la información proporcionada durante el *Preproceso*. Este es el procedimiento mencionado en el apartado 2.2.1.

CAPÍTULO 2.0 - CONCEPTOS BÁSICOS

A pesar de la importancia del módulo, éste requiere poca atención del usuario. Las únicas actividades involucradas son la configuración de la simulación (seleccionar el número máximo de iteraciones, establecer los criterios de convergencia, definir el esquema de discretización, etc.) y la puesta en marcha de la misma. De ahí en adelante el usuario solo debe esperar la resolución del problema. Dependiendo de las características de la malla y los parámetros de la simulación, la ejecución de ésta puede durar desde minutos hasta semanas o meses [7].

2.2.3.3 Módulo de Post-Procesamiento (*Postproceso*)

El *Postproceso* es la última parte de un problema de CFD, en el cual se analizan los resultados a través de herramientas gráficas que permiten visualizar la información generada por el código.

Las opciones que ofrecen estos software incluyen lo siguiente:

1. Representación gráfica de la geometría del dominio y la malla.
2. Ploteado de vectores y líneas de corriente.
3. Seguimiento de partículas.
4. Mapas de contorno de las variables (sombreados y de líneas).
5. Gráficos de superficies (bidimensionales y tridimensionales).
6. Manipulación de la vista (rotación, escalado, etc.).
7. Creación de animaciones.
8. Exportación de resultados a otros formatos.

2.2.4 OpenFOAM

Con el paso del tiempo, los códigos CFD han experimentado una evolución y aumento de complejidad en la búsqueda de sacarle provecho a los avances en equipos computacionales y obtener resultados más precisos. Ésto ha estado marcado por una intensa competitividad y concentración de los paquetes comerciales, iniciando en el año 2003 por ANSYS con la adquisición de compañías como CFX y FLUENT [7]. Desde entonces, ha dado lugar un incremento progresivo en los precios de las licencias de software, aunque ésto puede verse contrarrestado a través de la aparición de códigos de distribución libre.

OpenFOAM es un software libre y de código abierto, líder en su tipo para CFD, con *Solvers* y utilidades para una amplia variedad de problemas. Es distribuido desde el año 2004 bajo la Licencia Pública General de GNU, la cual otorga a los usuarios finales la libertad de modificar y redistribuir el programa y garantiza su uso continuo y gratuito. Su nombre es un acrónimo de “operación y manipulación de campos de código abierto” (**O**pen-source **F**ield **O**peration **A**nd **M**anipulation), y cuenta con una numerosa base de usuarios a lo largo de múltiples áreas de ciencias e ingeniería que contribuyen periódicamente a su desarrollo [25].

A diferencia de un código comercial, OpenFOAM carece de una interfaz gráfica de usuario (GUI) tradicional. La interacción con el software se lleva a cabo a través de ficheros de texto y la línea de comandos, también llamada consola o terminal [26]. Esto significa que no es posible visualizar el dominio computacional a la par con el ingreso de datos, la configuración del *Solver*, o la ejecución de la simulación, lo que resulta en una experiencia poco intuitiva y la necesidad de capacitarse en el uso de esta herramienta.

2.2.4.1 Estructura de un Caso OpenFOAM

La estructura básica para un caso OpenFOAM, la cual contiene los ficheros mínimos necesarios para correr una simulación, se muestra en la siguiente figura:

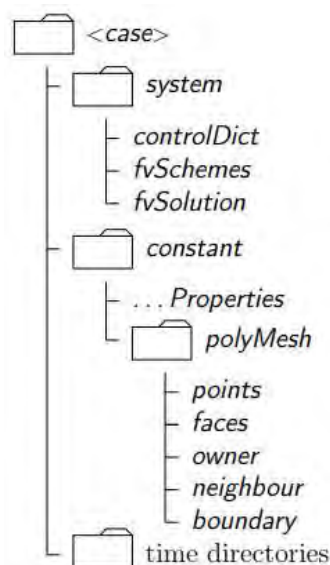


Figura 2.8: Estructura del Directorio de un Caso OF. Fuente: OpenFOAM User Guide, OpenFOAM Foundation Ltd, p.U-104, fig.4.1 [26].

El usuario puede nombrar el directorio principal <Case> como elija. Éste está compuesto por ficheros secundarios donde se alberga la información del caso, de los cuales *System*, *Constant*, y *0*, también llamado directorio de tiempo, son los más importantes [26]. Aunque es posible generar carpetas adicionales tras el comienzo de la simulación, solo las tres mencionadas requieren de configuración por el usuario. La configuración utilizada en este trabajo se describe en el apartado 3.6.

En el directorio *System* se seleccionan los parámetros asociados con el procedimiento de resolución. Debe contener por lo menos los siguientes archivos: *controlDict*, *fvSchemes* y *fvSolution*. Se pueden incluir funciones adicionales para la extracción de datos.

El directorio *Constant* contiene los archivos *transportProperties* y *turbulenceProperties* que establecen, respectivamente, las propiedades físicas del fluido y el modelo de turbulencia. Adicionalmente, la subcarpeta *polyMesh* contiene una descripción completa de la mall

Los archivos de la carpeta *0* (Directorios de Tiempo) especifican las condiciones iniciales de la simulación para campos particulares (presión, viscosidad, etc.). Se le indica al programa que cree nuevos ficheros, llamados directorios de tiempo, cada cierto número de iteraciones, conteniendo información de los campos en ese punto de la simulación. El usuario selecciona el número de iteraciones desde *controlDict*, y las carpetas generadas tendrán como nombre el tiempo de simulación cuando fueron escritas. Por ejemplo, si se le instruye a OpenFOAM crear directorios de tiempo cada 1000 iteraciones, estos se llamarán *1000*, *2000*, *3000*, etc. Esta es la razón por la cual la carpeta donde se listan las condiciones iniciales se llama *0*.

2.3 Turbinas Hidráulicas

Una máquina es un transformador de energía. Ésta absorbe energía para luego restituirla como otra clase de energía o de la misma clase pero transformada. Las máquinas se clasifican en varios grupos, pero el único pertinente a este trabajo es el de las máquinas de fluido, las cuales son dispositivos en los que ocurre un intercambio de energía entre un fluido en movimiento y un sistema mecánico. A su vez, las máquinas de fluido se pueden dividir entre hidráulicas¹ y térmicas [27,28].

En las máquinas hidráulicas el fluido que intercambia energía sufre modificaciones despreciables en su densidad como consecuencia de la operación, por lo que la densidad se considera constante. En las máquinas térmicas se tiene el caso opuesto, donde el fluido varía sensiblemente de densidad y volumen específico. El estudio de las máquinas térmicas pertenece a la termodinámica.

Las máquinas hidráulicas se clasifican principalmente con base en su principio fundamental de funcionamiento. Se les llama máquinas de desplazamiento positivo, o máquinas volumétricas, a aquellas en las que el intercambio de energía ocurre en forma de presión debido a la variación de volumen. Por otro lado se tienen las turbomáquinas, donde el intercambio de energía ocurre gracias a las fuerzas dinámicas entre el flujo y el elemento móvil de la máquina dependientes de los cambios en la dirección y velocidad del fluido. Esta segunda categoría es la que nos interesa en este trabajo.

Las turbomáquinas se subdividen en motoras y generadoras. Las primeras absorben la energía del fluido y la convierten en energía mecánica, mientras que las segundas absorben energía mecánica y restituyen energía al fluido, y es donde encontramos a las turbinas hidráulicas, las cuales funcionan a partir del agua como fluido de trabajo. Todo esto se resume en la siguiente figura:

¹A pesar de su etimología, las máquinas hidráulicas no trabajan exclusivamente con agua, como es el caso con los ventiladores de aire. A su vez, no todas las máquinas de fluido que funcionan con agua se clasifican como hidráulicas, como en el caso de la turbina de vapor, la cuál es una máquina térmica.

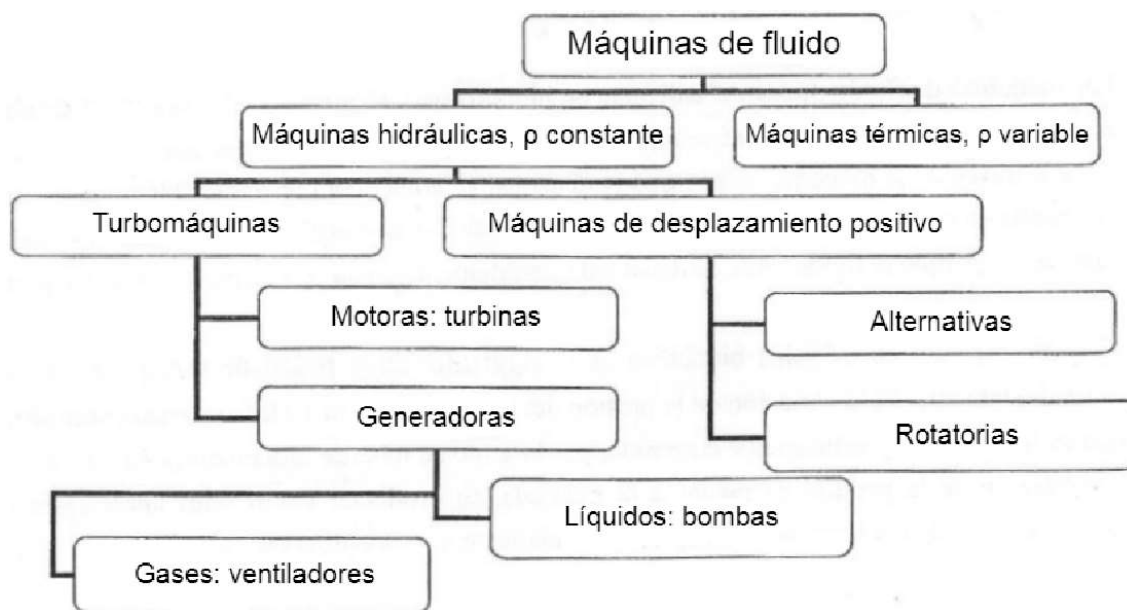


Figura 2.9: Clasificación de las Máquinas de Fluido. Fuente: Sistemas de Bombeo, Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería, p.42, fig.2.1 [27].

Existen varios tipos de turbinas hidráulicas para diferentes condiciones de operación. La selección del equipo se determina a partir de la capacidad por instalar en el aprovechamiento hidroeléctrico, el número de unidades, la potencia por turbina requerida, el caudal (o gasto) del sitio, y el cabezal hidráulico (o carga) con el que se vá a trabajar [29].

ρ

Se puede clasificar a las turbinas hidráulicas desde diferentes puntos de vista, y según H. G. Villegas [30], todos son importantes en describir las características principales de los equipos. Dos clasificaciones en particular son del interés de este trabajo.

La primera se refiere a la forma de transmisión de la energía del agua al rodete. Una turbina es “de impulso” si aprovecha principalmente la velocidad del chorro para operar, manteniendo una presión constante y equivalente a la atmosférica; un ejemplo siendo la turbina Pelton. Mientras tanto, en una turbina “de reacción” hay una pérdida de presión en el flujo a medida que pasa por el rodete de la turbina, lo que ocasiona el movimiento del mismo. De ejemplo se tienen las turbinas Francis y Kaplan.

La segunda clasificación es con base a la dirección con la que el flujo de agua impacta con el rodete. Los tipos más comunes son de flujo axial, donde el fluido circula en paralelo al eje de rotación de la turbina; de flujo radial, en el cual el agua circula perpendicular al eje según el radio del rodete; y de flujo tangencial, donde la entrada del chorro es tangencial al rodete.

2.3.1 Turbina de Flujo Transversal

Definidas las varias categorías de la sección anterior, podemos describir a la turbina Cross-Flow como una turbina hidráulica de impulso y flujo transversal, donde el agua atraviesa los álabes del rotor y transita por su interior de forma diagonal, saliendo por el lado opuesto y pasando una segunda vez por los álabes. También conocida como la turbina

CAPÍTULO 2.0 - CONCEPTOS BÁSICOS

Banki-Michell, es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Es de fácil construcción con un diseño sencillo, lo que la hace una alternativa económica en proyectos de hidroenergía. No obstante, es capaz de operar en instalaciones más grandes, y existen actualmente equipos de este tipo de hasta los 6 MW de potencia de diseño [31].

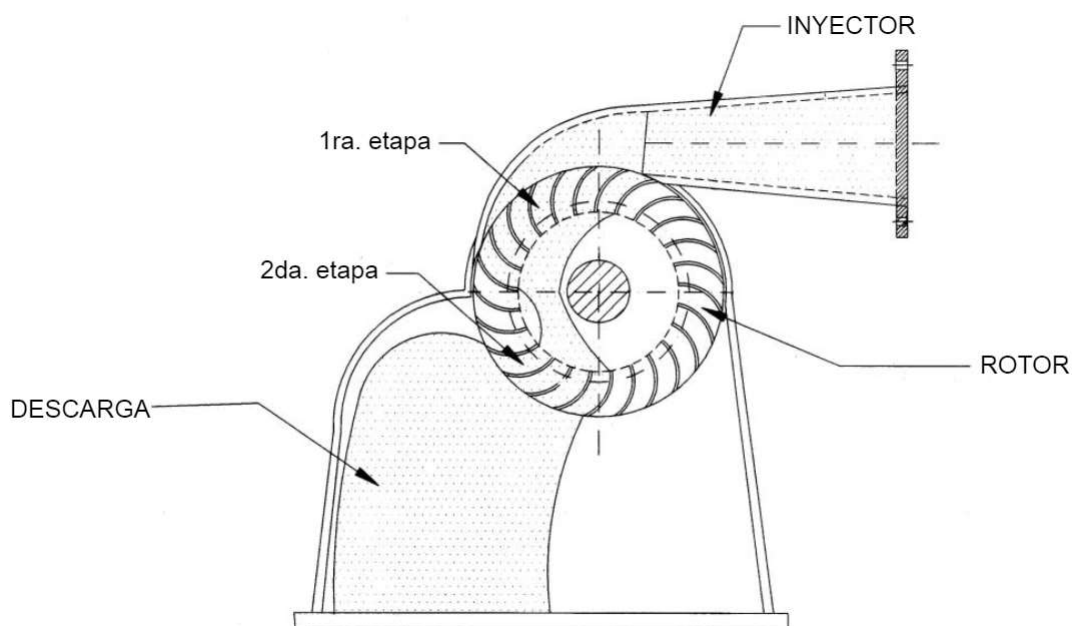


Figura 2.10: Funcionamiento de una Turbina de Flujo Transversal. Fuente: Turbina Michell-Bankie: Ficha Técnica, CC-BY Practical Action, p.1, fig.1 [31].

La energía del fluido es transferida al rotor en dos etapas, como se muestra en la figura 2.10. Hablando de forma muy general, el primer contacto del agua con los álabes transfiere el 70% de la energía total al rotor, con el 30% restante siendo transferida en el segundo contacto [32].

El inyector es el encargado de dirigir el agua hacia el rotor de tal manera que lo impacte en el ángulo que brinde el mayor aprovechamiento de energía. Puede tener distintas geometrías para cumplir con este objetivo, diferenciadas entre sí en base al ángulo de admisión y el órgano regulador del flujo, si es que se incluye este último. No obstante, existen generalidades en el diseño: el inyector tiene una sección transversal de forma rectangular con dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor, y que va unida a la tubería dispensadora de agua por una transición rectangular - circular. Su cara inferior es recta y con un ángulo no mayor a 5° . Su cara superior posee una curva envolvente con la cual se guía al fluido para que entre al rotor con el ángulo de aprovechamiento óptimo. Éste se define de acuerdo al número y espesor de los álabes del rotor, y normalmente va desde 30° hasta 120° [31-33].

El rotor está compuesto por dos discos paralelos, unidos a través de los álabes en sus bordes y el eje rotacional en el centro, dejando a la pieza suficientemente hueca como para permitir el tránsito del agua.

CAPÍTULO 2.0 - CONCEPTOS BÁSICOS

Se suele dividir al rotor en tres partes iguales para permitir a la máquina operar con admisión parcial. Esto hace a la turbina de flujo transversal apropiada para caudales pequeños que pueden llegar a crecer durante épocas de abundancia de agua. También resulta en una curva de rendimiento aplanada como se muestra en la siguiente figura, llegando a la eficiencia máxima incluso con cargas parciales [31,32].

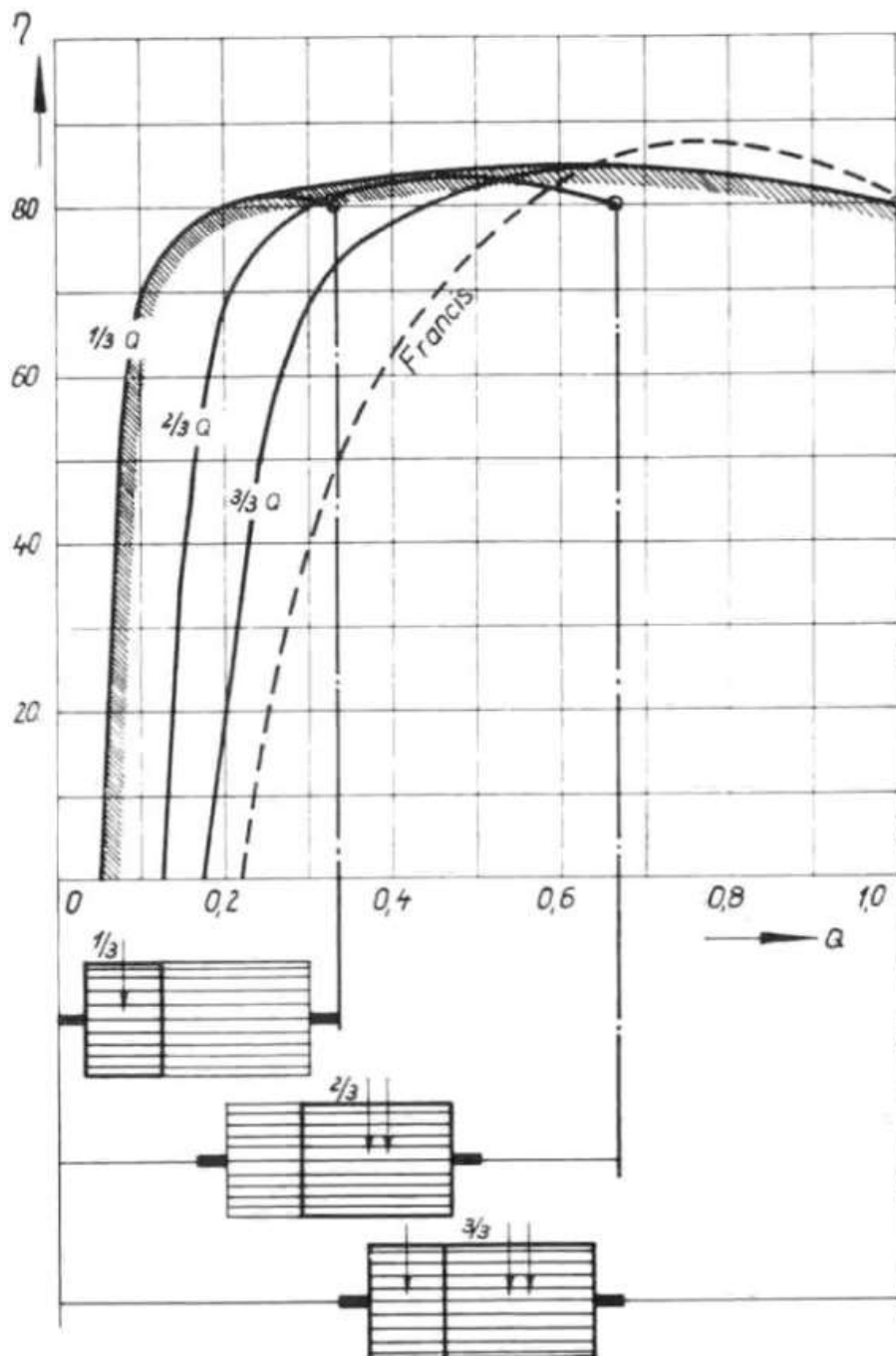


Figura 2.11: Eficiencia de la Turbina de Flujo Transversal a Diversos Porcentajes de la Carga Total, Ilustrando la Operación en Admisión Parcial con 1/3 y 2/3 del Rodete, y en Admisión Completa con el Rodete Entero, en Contraste con la Línea de Rendimiento de la Turbina Francis. Fuente: TURBINA DE FLUJO TRANSVERSAL O MICHELL -BANKI, Universidad Nacional del Comahue, Facultad de Ingeniería, Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (LA.M.HI.), p.4, fig.3 [32].

CAPÍTULO 2.0 - CONCEPTOS BÁSICOS

Debido a las características descritas anteriormente, el diámetro del rotor de la turbina Cross-Flow es independiente del caudal con el que se va a trabajar [31-33]. Esto, junto con el hecho de que la máquina puede trabajar dentro de un amplio rango de velocidades de rotación, resulta en la selección de las dimensiones del rotor siendo el primer paso en el diseño de una turbina.

La metodología del artículo [6], y por extensión la de este trabajo, utiliza como base el modelo T15-300 de compartimiento único de las turbinas Cross-Flow suministradas por la compañía ENTEC AG Consulting & Engineering, basada en Suecia e Indonesia.

La serie T15 de turbinas Cross-Flow está segmentada en dos celdas: una que abarca 1/3 de la longitud del rotor, y una que abarca 2/3 del mismo. Cada celda posee un órgano regulador del flujo, siendo este una válvula de paso en forma de álabe que también está segmentada para que cada parte pueda operar de forma independiente. Cuando la máquina está trabajando con caudales por debajo del valor nominal, lo cual es el caso la mayoría del tiempo, es posible reducir costos al operar con un único compartimiento. Incluso con sólo 20% del caudal, la eficiencia de la turbina se mantiene por arriba del 50%. Dependiendo de las condiciones hidráulicas de operación, sobre todo la potencia de salida y el ancho del rodete, es posible alcanzar una eficiencia de 80% o incluso mayor [34].

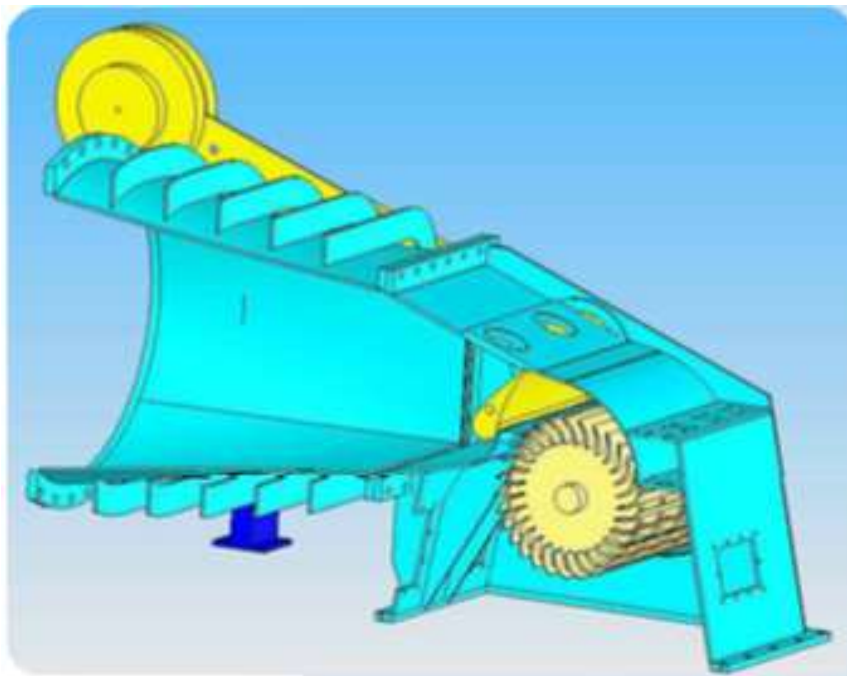
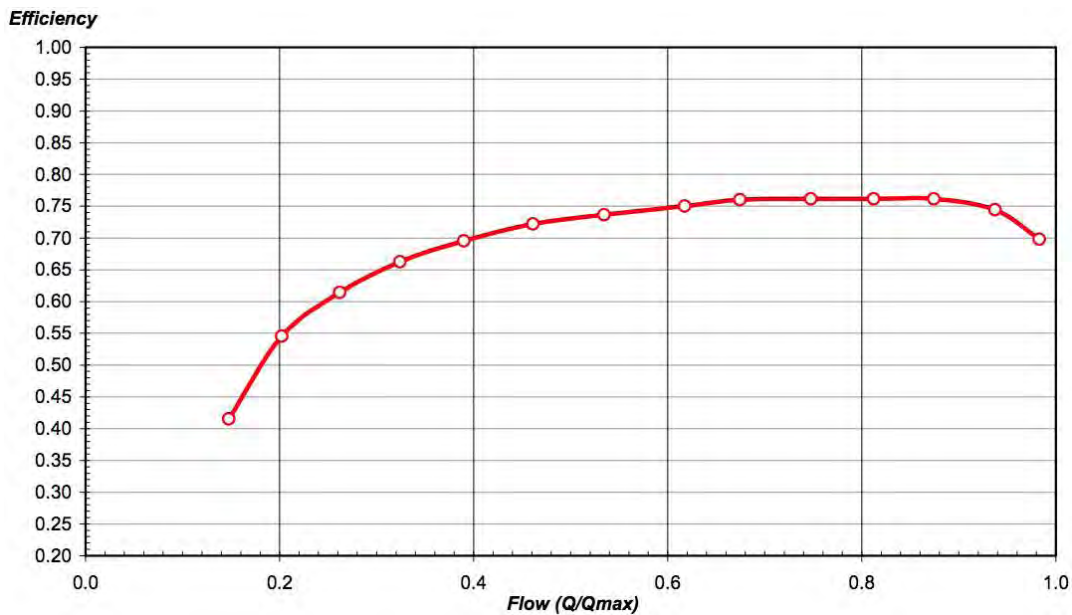
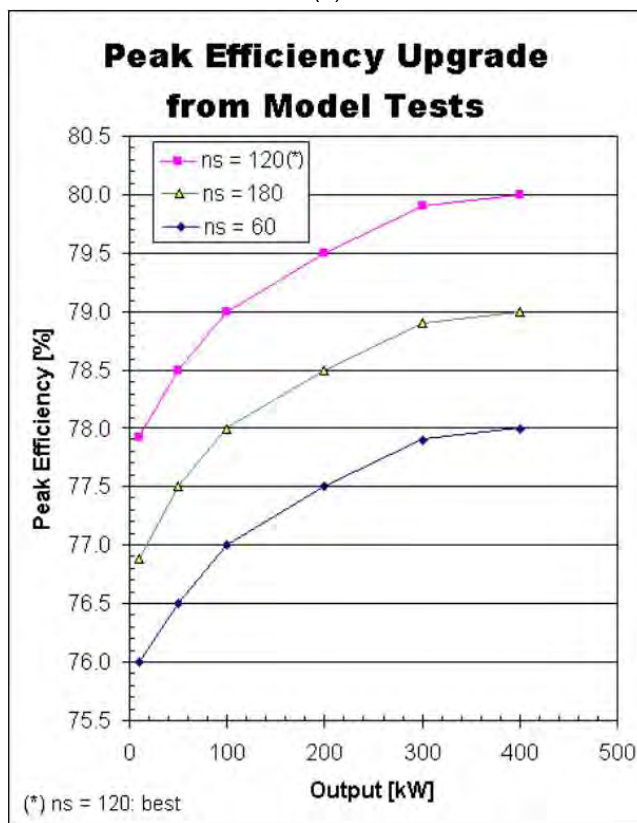


Figura 2.12: Modelo 3D de las Turbinas Cross-Flow T15. Fuente: Entec - T-15 - High-Efficiency Cross-Flow Turbines, Energy XPRT, p.2 [34].



(a)



(b)

Figura 2.13: Eficiencia de las Turbinas T15: (a) Línea de Eficiencia del Modelo de 29kW para 15kW de potencia nominal. (b) Eficiencia Máxima del Mismo Modelo en Función de la Velocidad Específica a Diferentes Potencias de Salida. Fuente: Entec - T-15 - High-Efficiency Cross-Flow Turbines, Energy XPRT, p.4 [34].

2.3.1.1 Válvula de Paso

El último concepto básico al que se le debe hacer hincapié es la válvula de paso del inyector empleada en algunos modelos de la turbina Cross-Flow, incluyendo la turbina T15-300 de ENTEC.

Como se mencionó anteriormente, la válvula de paso es un órgano regulador de flujo que se utiliza para controlar el ángulo de admisión y la distribución de presiones con el que el agua entrará al rodete. También sirve para cerrar el paso hacia el rotor en casos de emergencia para evitar daños en la máquina. Aunque su perfil varía entre modelos, la válvula usualmente tiene forma de álabe, como se puede ver en las figuras 2.12 y 2.14.

Dentro de la historia de las turbinas Cross-Flow, la inclusión de una válvula de paso es un desarrollo relativamente reciente, no siendo parte del diseño original [6]. Por lo mismo, este elemento no está completamente optimizado para maximizar el rendimiento de la turbina y minimizar las pérdidas de energía debido al roce del agua con su superficie.

Se han hecho y se siguen haciendo varios estudios y análisis para medir las características de la válvula de paso y generar diseños más eficientes. Incluso en experimentos donde no se hace enfoque en este elemento es común incluirlo en el modelo para poder controlar el flujo y mejorar el rendimiento de la máquina [35,36]. N. H. Costa Pereira y J. E. Borges [37] probaron dos tipos de inyectores, uno con álabe regulador de flujo y uno sin, tanto en presencia del rodete como en su ausencia. Sus pruebas revelaron que la existencia de una válvula de paso en el inyector resulta en mayor eficiencia en comparación con modelos donde no se incluye. Adicionalmente, I. A. Legonda [38], Z. M. Chen y Y. D. Choi [39] llevaron a cabo simulaciones de turbinas Cross-Flow donde se varió el ángulo de apertura de la válvula de paso en el inyector entre corridas. En ambos estudios se concluyó que la posición del álabe influye en el rendimiento de la turbina.

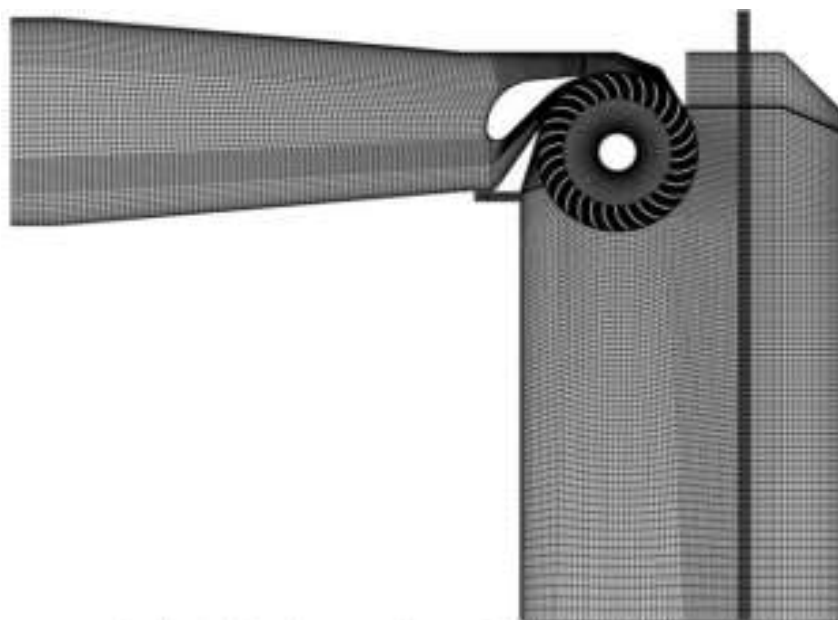


Figura 2.14: Malla de la Geometría de una Turbina Cross-Flow. Fuente: Performance improvement of a cross-flow hydro turbine by air layer effect, IOP Publishing, p.4 fig. 3 [36].

DESARROLLO

3.1 Metodología

Como se describe en la sección 1.3, uno de los objetivos de este trabajo involucra reproducir los resultados publicados en un artículo científico con el software de licencia libre OpenFOAM. Se decidió utilizar el trabajo de E. T. Woldemariam, H. G. Lemu y G. G. Wang [6], quienes utilizaron la herramienta ANSYS Workbench [40] para realizar sus simulaciones, y cuyo artículo se trata del diseño de perfiles alternativos para la válvula de paso de una turbina Cross-Flow T15-300 a través de algoritmos de optimización con el objetivo de mejorar su rendimiento. En el texto se describe el proceso de simulación de los modelos para los tres distintos perfiles (1 original y 2 optimizados), y se cuantifica su impacto en el desempeño de la turbina con los valores de la fuerza de arrastre en la superficie de la válvula y el componente X de la velocidad a la salida del inyector. Entre menor sean estas dos cifras, y entre mayor sea la magnitud de la velocidad de salida, mayor será la potencia entregada por la turbina.

Para cumplir con los objetivos establecidos se llevaron a cabo múltiples simulaciones CFD del inyector de la turbina T15-300 en ausencia del rodete, variando el perfil y la posición de la válvula de paso y las condiciones iniciales del flujo para observar su comportamiento antes y después de llegar a un estado estacionario.

Primeramente, se recopiló la información del artículo pertinente a las simulaciones, distinguiendo entre los parámetros presentados como constantes y aquellos que no fueron especificados. Para estos últimos, se estimó un rango de valores posibles en base al modelo de turbina y a los parámetros conocidos.

Más adelante, se replicó la geometría del perfil del inyector y la válvula de paso de la turbina hidráulica dentro de un software de dibujo CAD con base en el modelo original. Los volúmenes resultantes fueron mallados en un programa de libre acceso, verificando que los parámetros de calidad se mantuvieran a un nivel aceptable.

Previo a la incorporación de las mallas, se establecieron los datos de las simulaciones definiendo las condiciones de inicio, los esquemas de discretización y los criterios de convergencia. Se tomó cuidado de no cambiar valores entre *Solvers* más de lo necesario para delimitar aquellos que pudieran impactar los resultados de forma significativa.

Posteriormente, se ejecutaron las simulaciones y se recopilaron los resultados para contrastarlos con aquellos comunicados en el artículo de referencia [6]. En cada ocasión en que se presentaron discrepancias se llevó a cabo un análisis de la información para identificar los puntos de optimización. Con base a esto, se realizaron modificaciones al *Solver* y a la geometría antes de volver a ejecutar la simulación.

Una vez obtenidos resultados suficientemente exactos, se replicaron las geometrías para los perfiles de válvula optimizados por algoritmos, tomando en cuenta todas las modificaciones implementadas hasta aquel punto.

Se dejaron correr las simulaciones finales con los parámetros seleccionados, variando únicamente el perfil de la válvula de paso, y se analizaron los resultados obtenidos.

3.2 Información Recopilada

Primeramente, se buscaron las dimensiones del inyector de la turbina en su modelo de un solo compartimiento. En la revisión del texto se descubrió que existen discrepancias en la geometría presentada por el artículo en comparación al modelo T15-300 real. Esto se debe a modificaciones realizadas por parte de los investigadores para generar una malla de mayor calidad.

En este caso, la zona del inyector de la turbina se define como el volumen previo a las aspas del rotor. Obviamente, el modelo real evita que estas mismas rocen con las paredes del armazón, por lo que existe una ligera distancia entre estos dos puntos en el área de salida del inyector. Esto presenta un obstáculo a la hora de mallar la geometría debido a la existencia de extremos altamente agudos, generando celdas de alta oblicuidad. Para evitar este problema, E. T. Woldemariam, H. G. Lemu y G. G. Wang [6] removieron estas secciones resultando en mejores parámetros de calidad, decisión que se incorporó en este trabajo como se ilustra en las figuras 3.3a y 3.3b. Se justificó esta modificación con el argumento que, debido a la posición de las partes removidas, éstas no son transitadas de forma significativa por el flujo durante la operación normal de la turbina, por lo que no es necesario su inclusión en las simulaciones.

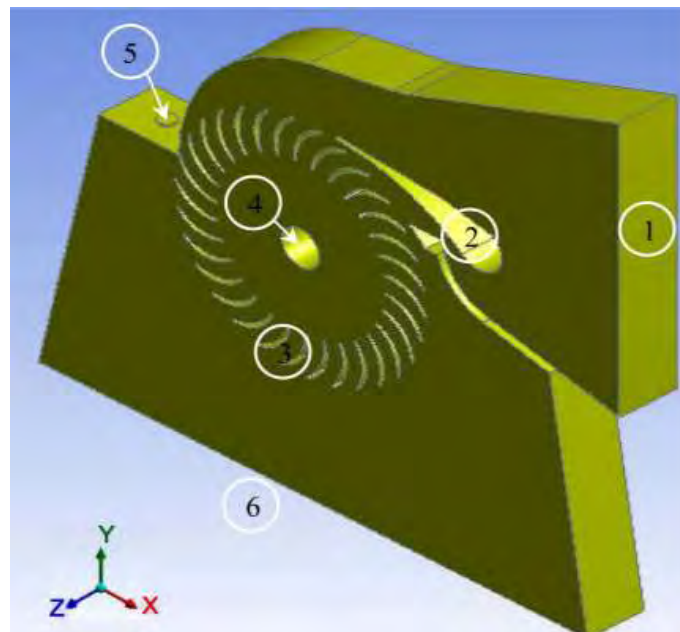


Figura 3.1: Geometría del Modelo Completo: 1. Entrada; 2. Válvula de Paso; 3. Aspas; 4. Eje del Rotor; 5. Rejilla de Ventilación; 6. Salida. Fuente: An Investigation on the Flow Characteristics in the Cross-Flow Turbine-T15 300, Journal of Power and Energy Engineering, p.53, fig.1 [38].

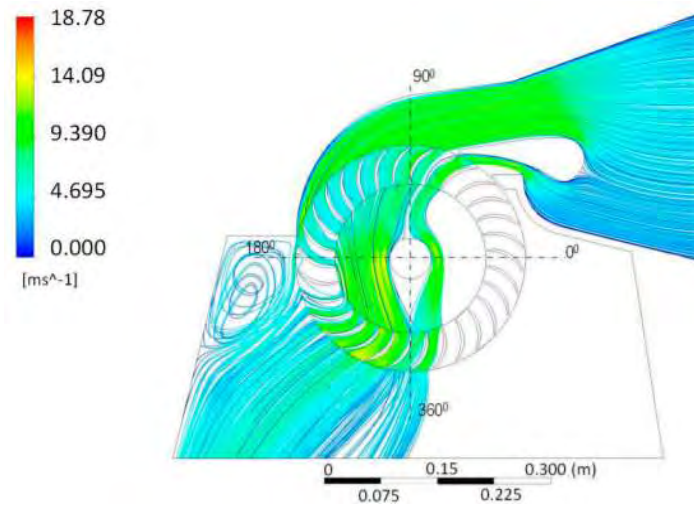


Figura 3.2: Comportamiento Normal del Modelo y Líneas de Velocidad del Flujo en Estado Estacionario. Fuente: CFD-Driven Valve Shape Optimization for Performance Improvement of a Micro Cross-Flow Turbine, Energies, p.16, fig.17a [6].

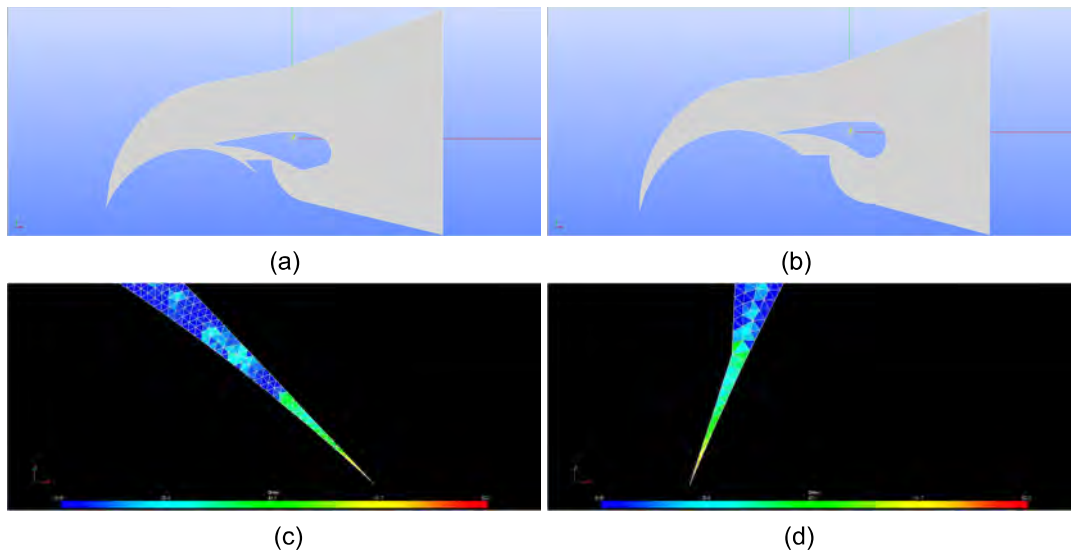


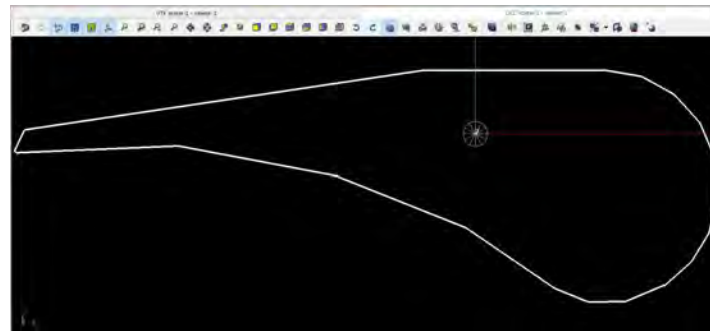
Figura 3.3: (a) Geometría Real del Modelo. (b) Geometría Modificada del Modelo. (c) Oblicuidad del Extremo Derecho a la Salida del Inyector. (d) Oblicuidad del Extremo Izquierdo a la Salida del Inyector.

Como fué el caso con la forma del inyector, dentro de la referencia [6] se ilustra a la válvula de paso con una variedad de perfiles. Esto se refiere tanto a la forma original perteneciente al modelo T15-300 como a las geometrías modificadas a través de los métodos de optimización explorados en el artículo: MO-MMAO (Método de Optimización Asistido por Metamodelo Multiobjetivo) y GA (Algoritmo Genético).

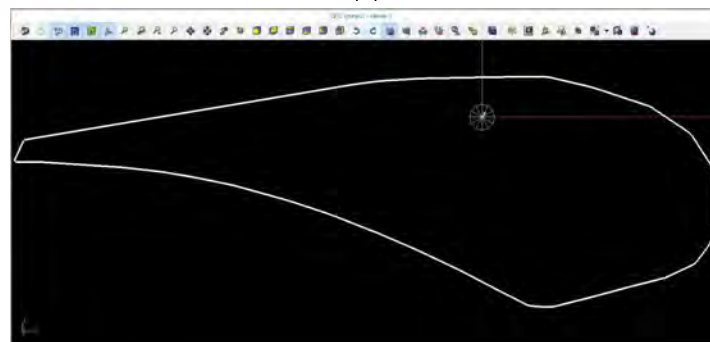
A primera vista, se tuvo problema reconociendo cuál de los perfiles era referente al modelo T15-300 real ya que aparentemente se presentaban dos diferentes formas como la original. Tras una revisión de la bibliografía del artículo y consulta de ilustraciones de turbinas T15, se determinó que el primer perfil presentado es el 'Real' (figura 3.4a), mientras que el segundo es utilizado como base por los algoritmos MO-MMAO y GA para el diseño

CAPÍTULO 3.0 - DESARROLLO

de los perfiles optimizados, denominado 'Original' (figura 3.4b). En la figura 3.4c se muestra el modelo físico en miniatura de una turbina T15. A pesar del cambio de escala, la forma de la válvula de paso se mantiene constante para la serie T15, ilustrando la comparación de los perfiles.



(a)



(b)



(c)

Figura 3.4: (a) Perfil Real de la Válvula de Paso. (b) Perfil Original de la Válvula de Paso. (c) Modelo en Miniatura de una Turbina T15. Fuente: Entec - T-15 - High-Efficiency Cross-Flow Turbines, Energy XPRT, p.4 [34].

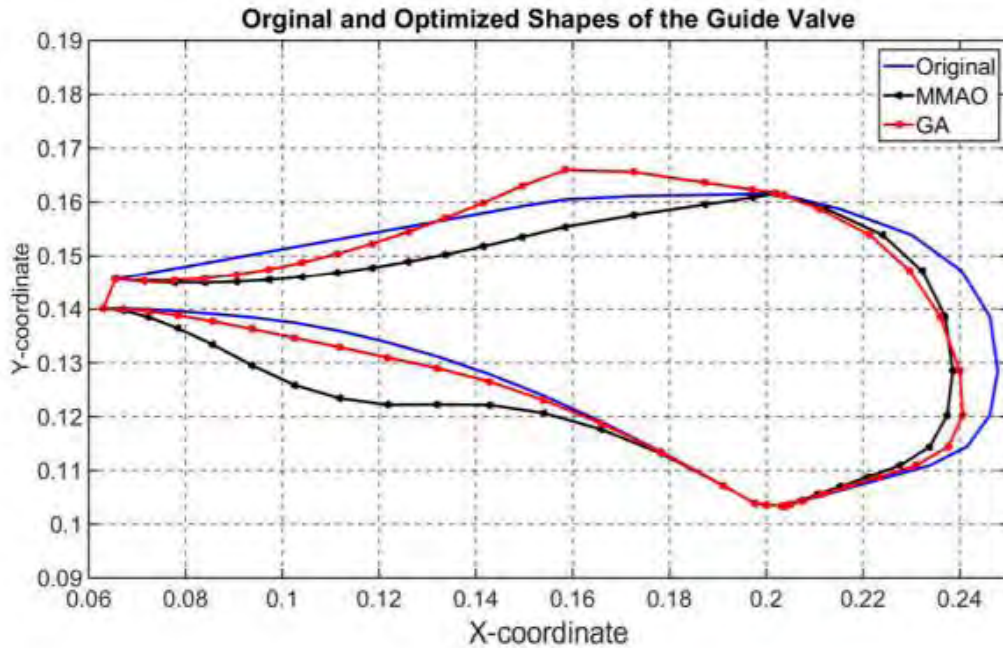


Figura 3.5: Perfil Original, Perfil Optimizado por MO-MMAO, y Perfil Optimizado por GA de la Válvula de Paso. Fuente: CFD-Driven Valve Shape Optimization for Performance Improvement of a Micro Cross-Flow Turbine, Energies, p.14, fig.14 [6].

Después de la lectura de la bibliografía pertinente, se escogió la geometría real de la válvula de paso para su inclusión en las simulaciones CFD a ejecutar, prosiguiendo con la recopilación de variables en el artículo.

Constantes del Modelo Numérico	Valores
Área de Entrada del Inyector, A (m^2)	0.0226
Densidad de Flujo, ρ (kg/m^3)	998.2
Viscosidad Dinámica, μ (kg/ms)	0.001003
Longitud de Referencia, χ (m)	0.165
Cabezal Hidráulico, h (m)	12.5
Número de Prandtl Turbulento para la Energía Cinética de Turbulencia, σ_k (-)	1
Número de Prandtl Turbulento para la Tasa de Disipación de Turbulencia, σ_ϵ (-)	1.3
Constante del Modelo de Turbulencia, C_μ (-)	0.09

Tabla 3.1: Variables Independientes del Modelo Numérico.

CAPÍTULO 3.0 - DESARROLLO

Como se puede observar en la Tabla 3.1, ciertas variables del modelo numérico se establecen como constantes con el propósito de llevar a cabo la simulación. Usando estas de base, se determinaron las variables restantes: el flujo volumétrico en la entrada del inyector (Q), la velocidad del flujo a la entrada (U), la energía cinética de turbulencia (k), y la tasa de disipación de turbulencia (ε).

Para las dos primeras variables, es importante señalar que las simulaciones no se limitaron a un solo valor, por lo que se tuvo que determinar un rango aceptable para las características de la turbina. Y en cuanto a las dos últimas, fueron necesarias para implementar el modelo de turbulencia k-epsilon.

3.2.1 Variables del Modelo Numérico

Antes de obtener la velocidad de entrada del fluido fue necesario conocer el flujo volumétrico con el que la turbina debía operar. En el artículo de referencia [6] no se especificó ninguna de estas dos variables, por lo cual se consultó una fuente oficial por parte de la empresa ENTEC AG Consulting & Engineering [34] en cuestión a las características de las turbinas de modelo T15-300. En la siguiente figura se ilustra su rango de operación:

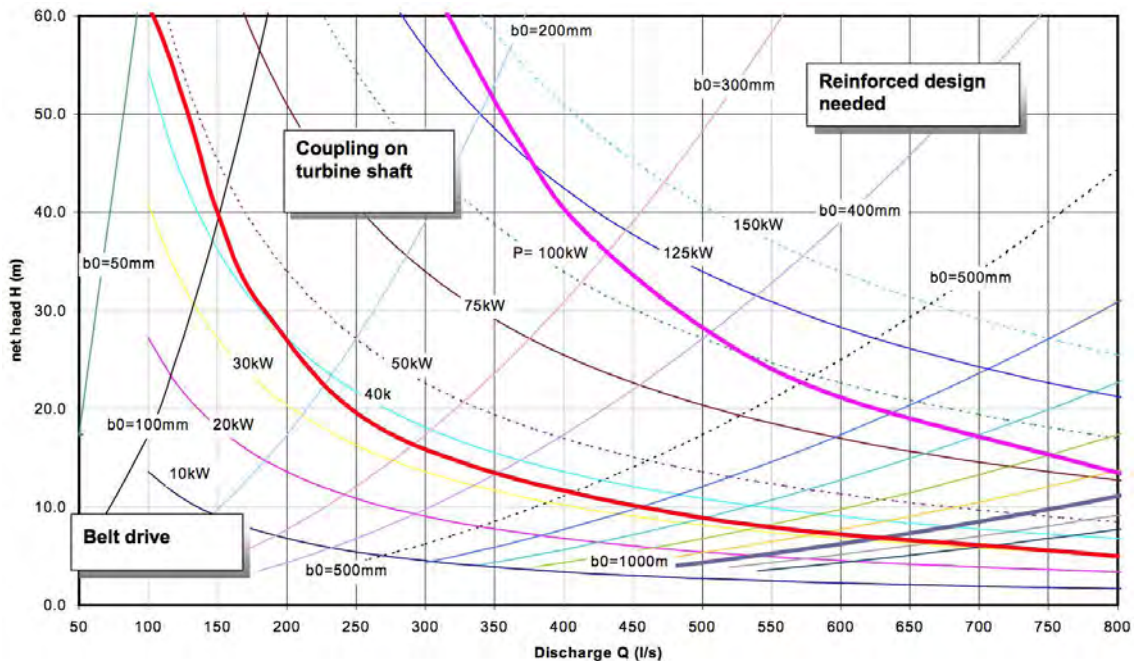


Figura 3.6: Rango de Operación de la Turbina Cross Flow T15-300. Fuente: Entec - T-15 - High-Efficiency Cross-Flow Turbines, Energy XPRT, p.6 [34].

Para una aplicación hidroeléctrica a pequeña escala, y con un cabezal hidráulico de 12.5 metros, el flujo volumétrico tiene un rango aproximado de 100 a 400 litros por segundo. Llevando a cabo la conversión de litros a metros cúbicos, se pudo determinar la velocidad de flujo utilizando la ecuación del caudal (2.4) y el área de entrada al inyector incluida en la tabla 3.1.

$$(3.1) \quad Q = UA \rightarrow U = \frac{Q}{A}$$

Prosiguiendo con las últimas dos variables dependientes, fue necesario utilizar las ecuaciones de estimación (2.27) y (2.28) para asignarles valores ya que no hubo forma de saber con exactitud la magnitud de la turbulencia a la entrada; algo común en el campo de las CFD [23]. Conociendo ya el valor de U y C_{μ} , se calcularon las dos variables restantes con base a las dimensiones de la geometría del inyector.

$$(3.2) \quad I = 0.16 Re_{d_h}^{-\frac{1}{8}}$$

$$(3.3) \quad l = 0.07 d_h$$

$$(3.4) \quad d_h = 2 \frac{a \cdot b}{a+b}$$

Donde I es la intensidad de la turbulencia, l la escala de longitud de turbulencia, d_h el diámetro hidráulico de la entrada del inyector, a y b son el ancho y alto, respectivamente, de un tubo rectangular, y Re_{d_h} el número de Reynolds con el diámetro hidráulico como longitud característica. Este último valor se resuelve utilizando la ecuación (2.26).

Debido a que las dimensiones de los ejes de la malla no varían entre simulaciones, a diferencia de la geometría de la válvula de paso, tanto el diámetro hidráulico como la escala de longitud de turbulencia se establecieron como constantes del modelo numérico. Mientras tanto, el número de Reynolds y la intensidad de turbulencia, y por consiguiente k y ε , derivaron sus magnitudes individuales con base a las condiciones de cada simulación por separado. Más adelante, en el apartado 3.6.3 se muestran los valores respectivos a cada simulación. La siguiente tabla muestra un resumen de los mismos.

Variables del Modelo Numérico	Valores
Flujo Volumétrico a la Entrada del Inyector, Q (m ³ /s)	0.1 a 0.4
Velocidad del Flujo a la Entrada del Inyector, U (m/s)	4.425 a 17.700
Diámetro Hidráulico, d_h (m)	0.113
Escala de Longitud de Turbulencia, l (m)	0.008
Número de Reynolds, Re_{dh} (-)	497103.6 a 1988414.4
Intensidad de Turbulencia, I (-)	0.026 a 0.031
Energía Cinética de Turbulencia, k (m ² /s ²)	0.028 a 0.320
Tasa de Disipación de Turbulencia, ε (m ² /s ³)	0.099 a 3.771

Tabla 3.2: Variables Dependientes del Modelo Numérico.

3.3 Diseño del Modelo

A partir de la información recopilada, se elaboró un modelo 3D del inyector de la turbina T15-300 en la plataforma AutoCAD, excluyendo las aspas y el rotor. Para adaptarlo correctamente a un código CFD fue necesario generar un sólido para representar el volumen por el cual el flujo simulado circulará, dejando a los sólidos internos como huecos en el modelo. También fue importante delimitar los muros del inyector así como los bordes de los puntos de entrada y salida del fluido.

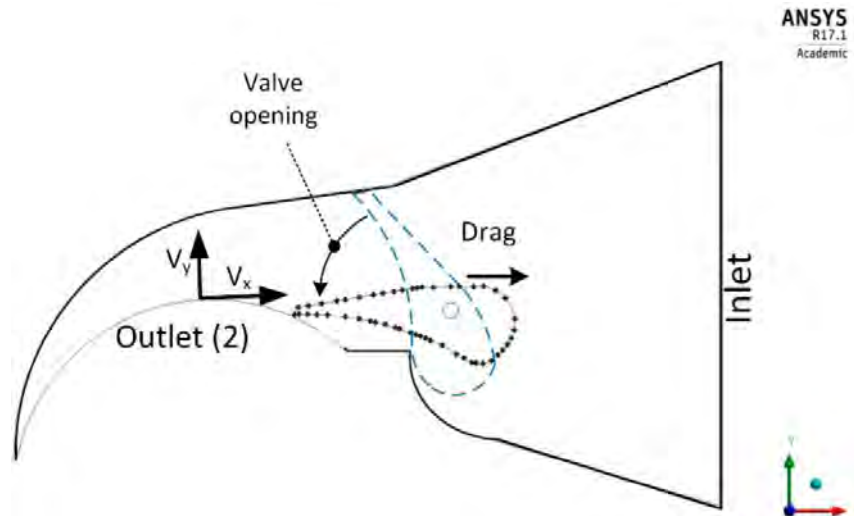
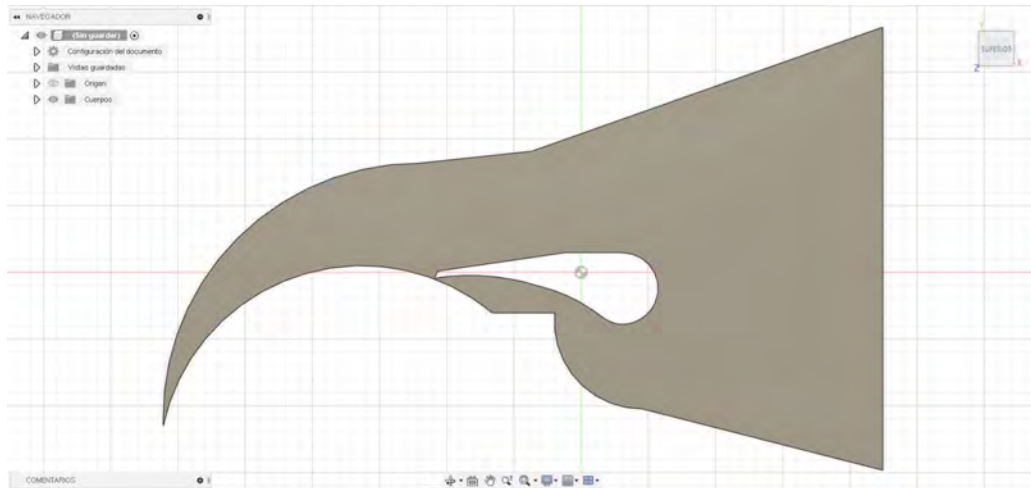
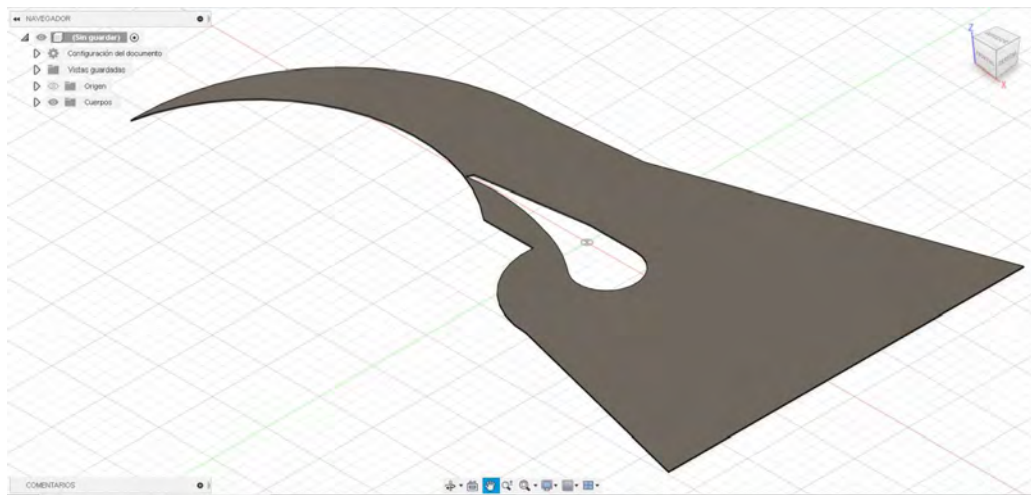


Figura 3.7: Región y Bordes del Inyector con Puntos de Entrada (*Inlet*) y Salida (*Outlet*) del Modelo de Turbina Cross Flow T15-300. Fuente: CFD-Driven Valve Shape Optimization for Performance Improvement of a Micro Cross-Flow Turbine, Energies, p.8, fig.8b [6].



(a)



(b)

Figura 3.8: Modelo 3D de la Región del Inyector de la Turbina Cross Flow T15-300, Diseñado con el Software de Dibujo AutoCAD.

Para obtener un rango de datos amplio en relación al desempeño de la turbina dentro del código CFD se cambió la posición de la válvula de paso a varios porcentajes de apertura, ejecutando múltiples simulaciones para cada orientación.

La posición de la válvula de paso en el ejemplo “base”, ilustrado en las figuras 3.7 y 3.8, se denomina como la apertura completa del inyector. Dicho grado de apertura se determina a partir de la distancia entre la punta de la válvula y la cubierta superior del equipo. Una apertura completa, o el 100% de apertura, se refiere a la posición de la válvula que menos obstruye el tránsito del fluido a través del inyector. Un porcentaje de apertura menor indica una reducción proporcional de la distancia “base” entre muro y válvula. Por ejemplo, un 50% de apertura significa la mitad de dicha distancia.

Durante este trabajo se utilizaron ocho diferentes porcentajes de apertura, obedeciendo el procedimiento establecido en el artículo de referencia [6]: 100%, 91%, 84%, 78%, 72%, 66%, 59% y 50%. Cada posición está separada de la anterior por un giro de la válvula de 3° grados en el sentido de las manecillas del reloj.



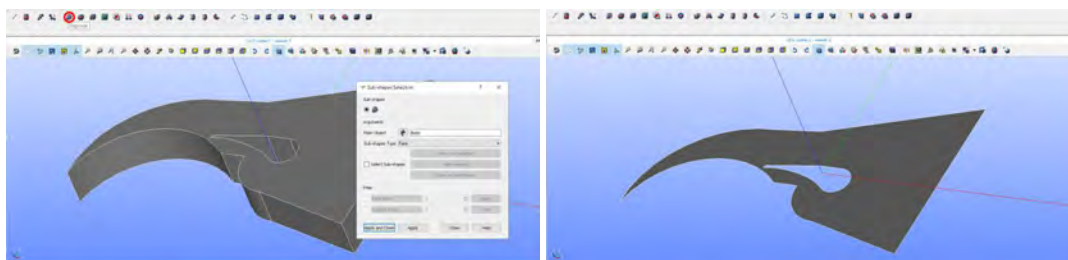
Figura 3.9: Posiciones de la Válvula de Paso en la Región del Inyector con Base a los Porcentajes de Apertura.

Para cada uno de los porcentajes de apertura se diseñó un modelo tridimensional en la plataforma de dibujo AutoCAD.

3.4 Construcción de Mallas

Una vez generados los modelos para los ocho diferentes ángulos de apertura de la válvula, estos mismos fueron exportados como archivos tipo STEP (“Standard for the Exchange of Product Data”, o Norma para el Intercambio de Datos de Productos), extensión que permite la transferencia de datos en tres dimensiones a una variedad de plataformas. Un ejemplo es la plataforma SALOME, la cual fue utilizada en este trabajo para el mallado de los modelos.

Primeramente, tras la importación del modelo, se explotaron las superficies del mismo para retener únicamente la cara base. Se establecieron grupos para distinguir las aristas de la válvula, la entrada, la salida y los muros del inyector, y se escogieron celdas de forma triangular para generar la malla. Misma que se prosiguió a extruir en el eje Z a una extensión de 0.2 milímetros, transformando la superficie bidimensional a un volumen tridimensional.



(a)

(b)

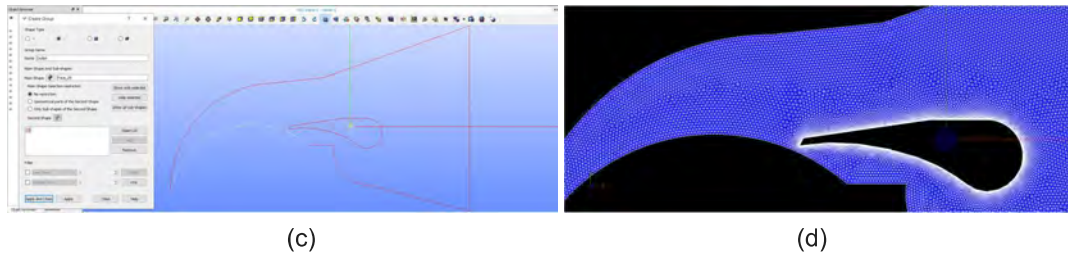


Figura 3.10: Proceso de Mallado del Modelo 3D: (a) Explosión del Volumen en Superficies Planares. (b) Selección del Plano de la Cara Base. (c) Formación de Grupos de Aristas. (d) Mallado de la Superficie con Celdas Triangulares.

Este método de mallado fue elegido a la alternativa de generar las celdas a partir del modelo tridimensional original. Aunque éste hubiese ahorrado el proceso de explotar las caras para luego extruir la superficie base, el resultado hubiese sido celdas de forma tetraédrica en lugar de prismas triangulares. El área transversal del interior del inyector es de forma rectangular, y el único elemento notable previo a las aspas, la válvula de paso, no presenta variaciones en su perfil a lo largo del eje Z. Por lo tanto fue preferible utilizar celdas en forma de prismas a tetraedros, los cuales tienen dimensiones irregulares en cada uno de sus ejes.

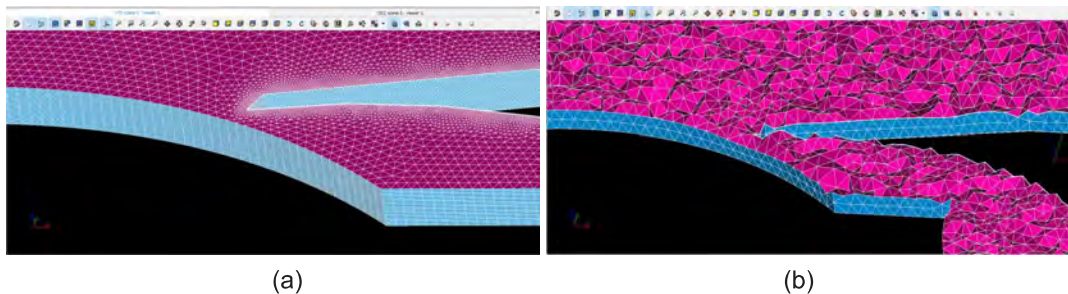


Figura 3.11: Celdas Tridimensionales en el Interior de la Malla: (a) Forma Prismática de Base Triangular. (b) Forma Tetraédrica.

En cuanto a la extrusión de 0.2mm, originalmente esta tenía una extensión igual a la del modelo T15-300 real: 68 milímetros. La malla generada con estas dimensiones resultó ser demasiado pesada al tomar en cuenta el número de simulaciones a ejecutar para cada ángulo de apertura de la válvula.

Con la intención de correr las simulaciones de una manera más rápida y eficiente, se llevaron a cabo un par de simulaciones utilizando las dos mallas con diferentes extrusiones. Comparando sus resultados, se concluyó que estaban suficientemente cerca como para que el modelo de 0.2mm de altura fuera un sustituto aceptable del modelo de 68mm. Esto fue siempre y cuando las caras perpendiculares al eje Z se establecieran como *empty* en lugar de *wall*, permitiendo al fluido comportarse como si estas superficies no existieran y evitando fricción debido a los efectos de la capa límite en muros; factor que en el modelo de 68mm fue despreciable debido a su mayor extensión, pero el cual habría tenido un efecto significativo en el modelo de 0.2mm.

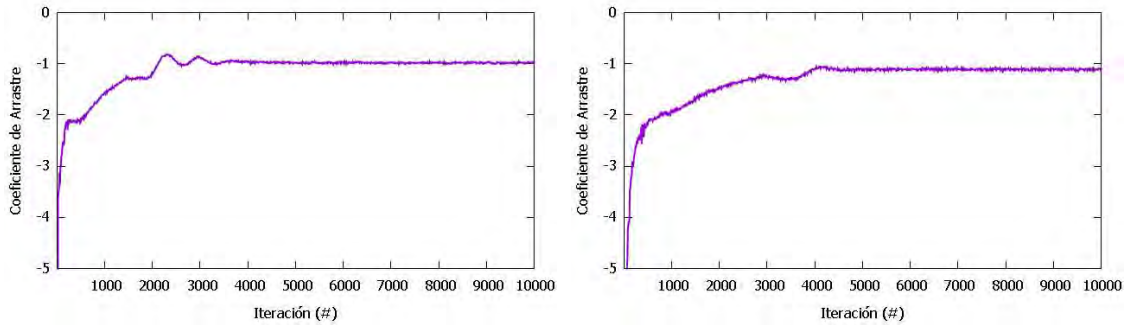


Figura 3.12: Apertura al 100%. Comparativa de los Coeficientes de Arrastre en el Perfil de la Válvula de Paso entre el Modelo de 68mm de Espesor (izquierda) y el Modelo de 0.2mm de Espesor (derecha).

3.4.1 Capa Límite

La medición de la eficiencia de la forma del perfil de la válvula de paso se hizo a través de la fuerza de arrastre resultante del roce del agua con la válvula al fluir. Este valor está relacionado de forma directamente proporcional a la pérdida de energía del fluido antes del punto en que impacta con las aspas de la turbina. Por consiguiente fue necesario obtener las lecturas de este parámetro en las simulaciones, y a partir de ellas determinar el rendimiento de los diferentes perfiles.

Para tomar en cuenta los efectos de la capa límite alrededor de la válvula de paso y obtener valores confiables de la fuerza de arrastre se generó una región de mallado particularmente fina a lo largo del perímetro del perfil. Para poder conocer la extensión de las celdas de esta región se utilizó una calculadora virtual de espaciado de malla para un valor dado de Y^+ [41]. Se eligió un valor de Y^+ de 40 para generar un área menos densa y limitar los recursos computacionales requeridos. Aunque un Y^+ de 30 o más se suele utilizar para un flujo turbulento, debido a la complejidad de la geometría del inyector y su efecto sobre incluso un flujo laminar, una capa límite demasiado fina hubiera conllevado un aumento significativo en la duración de las simulaciones.

La calculadora entregó el tamaño de la primera celda requerido para mantener un Y^+ de 40, así como un número de Reynolds para el fluido. Con estos dos valores se pudo determinar las características de mallado de la región. Para empezar, el número de Reynolds se ingresó a las ecuaciones (3.5), (3.6) y (3.7) para calcular el grosor de la capa límite para un flujo laminar o turbulento. En el caso de las ecuaciones (3.6) y (3.7), éstas generaron un rango de valores aceptables.

$$(3.5) \quad \delta_{Laminar} = \frac{4.91}{\sqrt{Re_x}} \cdot X$$

$$(3.6) \quad \delta_{TurbulentoA} = \frac{0.16}{(Re_x)^{1/7}} \cdot X$$

$$(3.7) \delta_{TurbulentoB} = \frac{0.38}{(Re_x)^{1/5}} \cdot X$$

Donde X es la longitud de referencia del perfil de la válvula. Es importante notar que el valor de Y^+ seleccionado solo afecta el cálculo del tamaño de la primera celda, y no el del número de Reynolds o del espesor total de la capa límite.

Para generar la malla de una capa límite se organizan las celdas en forma de estratos o niveles, con cada uno siendo más grande que el anterior por un determinado factor de estiramiento (ejemplo: 1.05, 1.1, etc.), y siendo el primer nivel de celdas el que está en contacto con la superficie sólida. A ensayo y error se calculó el número de niveles y el factor de estiramiento necesarios para cumplir tanto con el grosor total de la capa límite como con la extensión del primer nivel de las celdas. Esto nos permitió mantener a Y^+ en su valor deseado de 40.

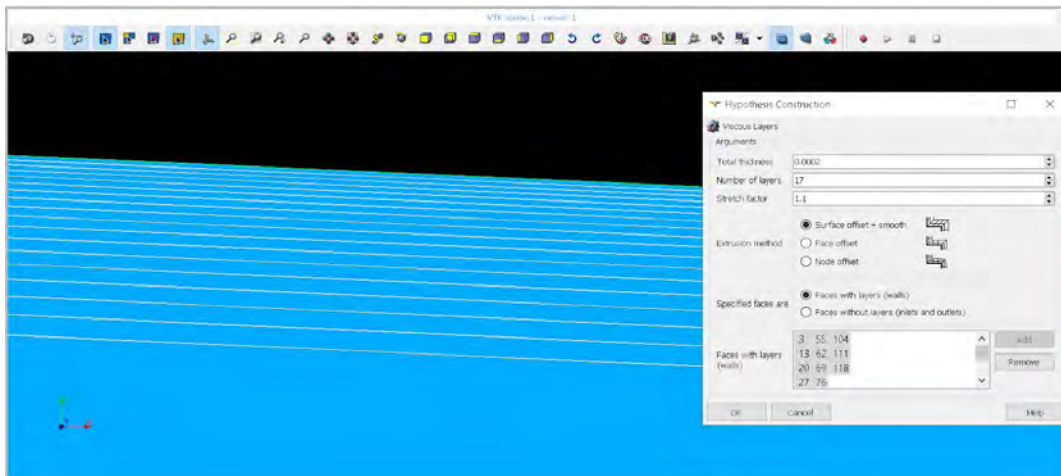


Figura 3.13: Ejemplo de una Generación de la Capa Límite en el Perfil de la Válvula.

Finalmente, se incorporó la función *forceCoeffsIncompressible* a la carpeta *system* del *Solver* para recibir valores del coeficiente de arrastre (C_D) en la superficie de la válvula. Este mismo nos proporcionó la fuerza de arrastre (F_D) al despejar en la ecuación (3.8).

$$(3.8) F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A_{Impact} U^2$$

Donde U es la velocidad del flujo, ρ la densidad del fluido, y A_{Impact} el área de la válvula de paso impactada por el agua al fluir alrededor de ella.

3.4.2 Calidad de la Malla

Con el propósito de ejecutar simulaciones de forma correcta, se tomó el esfuerzo de cumplir con los parámetros de calidad de las mallas generadas. Específicamente la oblicuidad, la relación de aspecto y la no-ortogonalidad. En la teoría, una relación de aspecto de 1 es la ideal, así como una oblicuidad de 0, mientras que la no-ortogonalidad

debe ser la menor posible [42]. Por obvias razones los parámetros de un caso real no pueden igualar estos valores, por lo que se acordó generar mallas dentro de un rango aceptable con base a la función *checkMesh* de OpenFOAM. Se buscó una oblicuidad no mayor a 0.85, una no-ortogonalidad no mayor a 70, y una relación de aspecto no mayor a 10.

Las primeras mallas generadas con el procedimiento descrito en las secciones 3.3 y 3.4 resultaron en parámetros de calidad pobres como resultado de detalles particulares de la geometría del inyector. Específicamente, dos áreas fueron identificadas como fallas importantes a corregir: la geometría del perfil de la válvula, y la esquina inferior izquierda en la salida del inyector.

En lo que refiere a la válvula, la forma de su perfil fue recreada a partir de las ilustraciones proporcionadas por los autores del artículo. Debido a la calidad subóptima de la imagen y a las herramientas de dibujo utilizadas en la plataforma AutoCAD, porciones del perfil de la válvula estuvieron compuestas de esquinas agudas. Esto resultó en celdas altamente oblicuas en el borde de la figura.

Para la esquina izquierda en la salida del inyector se encontró un caso similar al descrito en la sección 3.2, donde el volumen entre las aspas del rotor y las paredes del inyector dió como consecuencia celdas altamente afiladas.

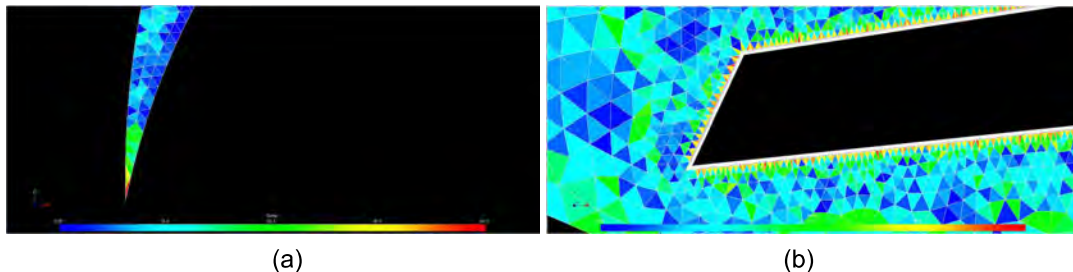


Figura 3.14: Puntos de Impedimento en la Geometría con Filtro de Oblicuidad: (a) Extremo Inferior Izquierdo de la Salida del Inyector. (b) Punta de Perfil de la Válvula de Paso.

Tomando estos puntos en cuenta, se buscó modificar el proceso de mallado de manera que se pudiesen evitar las celdas de alta oblicuidad con mínimas alteraciones a la geometría.

Respecto al perfil de la válvula, se utilizó la herramienta *Fillet* en el modelo CAD para empalmar las esquinas rectas con arcos. Esto resultó en uniones redondeadas lo cual conlleva un arreglo de celdas más uniformes. Adicional a lo anterior, al ser las esquinas de la punta del perfil las más pronunciadas, se creó un nuevo grupo dentro de SALOME para aplicar parámetros de mallado a los arcos independientes del resto del contorno.

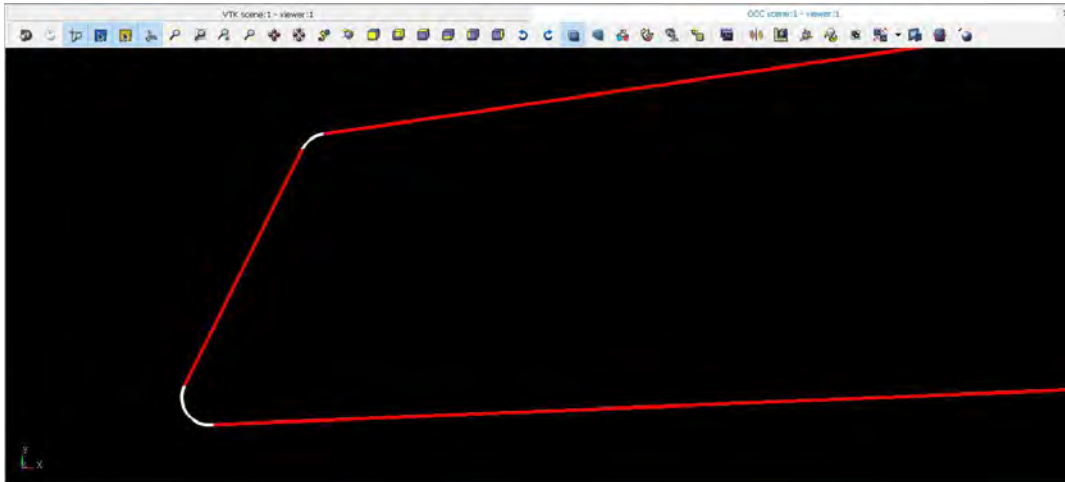


Figura 3.15: Arcos en la Punta del Perfil Empalmado.

En cuanto al extremo izquierdo de la salida, se realizó un corte en la punta de 0.1mm de longitud para formar un ángulo de aproximadamente 60° grados con el borde de la figura. Esto con el objetivo de generar una celda de forma triangular equilátera y evitar una deformación drástica de la misma. Adicionalmente, se particionó una pequeña área en el extremo sin separarla del resto del volumen. Dicha división ocurrió 30mm a la izquierda y 10.9mm debajo del punto de origen del modelo (ubicado dentro de la válvula). De forma similar al caso anterior, esto fue con el objetivo de crear un nuevo grupo para el mallado.

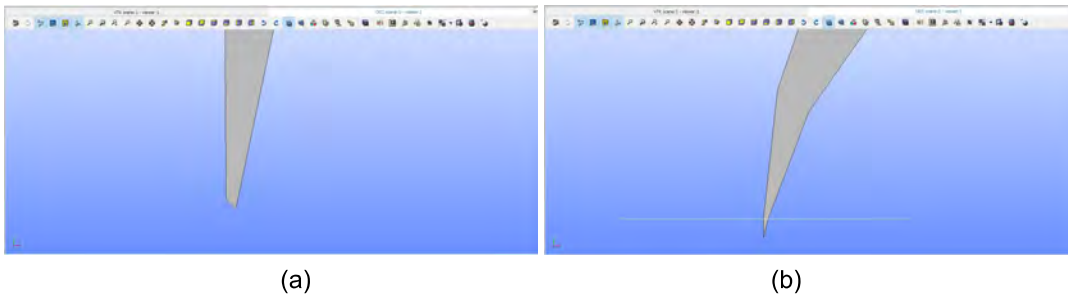


Figura 3.16: Modificaciones al Extremo Izquierdo de la Salida del Inyector: (a) Corte a la Punta. (b) Partición de la Esquina.

Tras llevar a cabo los cambios anteriores se malló una vez más la superficie del modelo, implementando una sub-malla en específico para el extremo izquierdo de la salida. Debido a esto se obtuvieron parámetros de calidad dentro del rango aceptable en ambos puntos de impedimento, ilustrado en las siguientes figuras. Cabe mencionar que SALOME no colorea las celdas en base a valores fijos, sino al valor máximo presente dentro de la malla. Como se puede observar, las celdas de color rojo (aquellas con la mayor oblicuidad) se redujeron tanto en número como en su nivel de deformación.

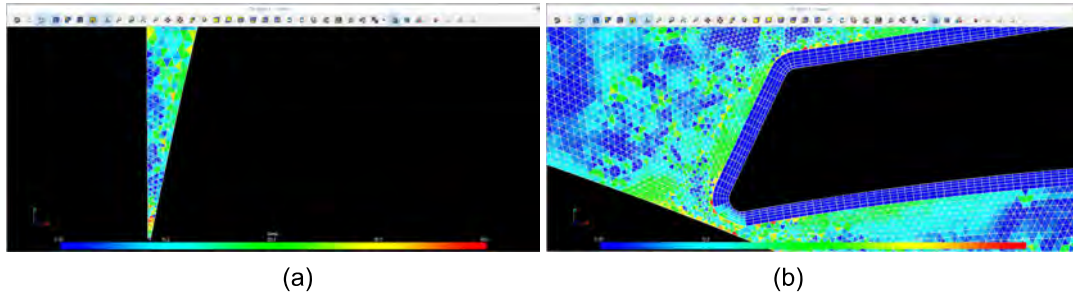


Figura 3.17: Puntos de Impedimento Modificados en la Geometría con Filtro de Oblicuidad: (a) Extremo Inferior Izquierdo de la Salida del Inyector. (b) Punta de Perfil de la Válvula de Paso.

3.5 Proceso de Mallado

Una vez concluidas todas las revisiones y ediciones de los modelos para la optimización de calidad, se llegó a una serie de características que se aplicaron (en su mayoría) a todas las mallas a utilizar en las simulaciones.

Primeramente se reprodujeron los perfiles presentados en los resultados del artículo [6], siendo estos el perfil real ilustrado en la Figura 3.4.a y los perfiles modificados por los algoritmos de optimización, ilustrados a continuación:

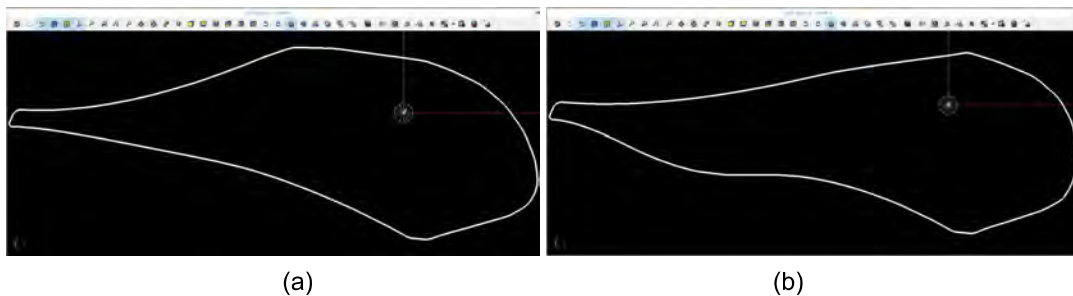


Figura 3.18: Perfiles de la Válvula de Paso Generados por Algoritmos de Optimización: (a) Perfil Generado por Algoritmo GA. (b) Perfil Generado por Algoritmo MO-MMAO.

En los tres casos se empalmaron las uniones entre rectas para que la división de celdas siguiera una trayectoria en arco, en lugar de virar de forma drástica en varios puntos y potencialmente provocar oblicuidad. Se evitó utilizar radios menores a 0.5mm en el empalme para prevenir vueltas demasiado cerradas en el perfil.

Como se describió previamente, la válvula de paso se simuló a diferentes porcentajes de apertura. El rango se extiende de 100% a 50% de apertura, dividido en ocho intervalos con 3° grados de rotación en sentido de las manecillas del reloj entre ellos. Esto es constante para los tres perfiles, resultando en 24 diferentes geometrías a mallar.

Adicionalmente se crearon siete grupos a partir del plano base. Seis para aristas y uno para caras. Los grupos de aristas son: entrada del inyector (*Inlet*), salida del inyector (*Outlet*), perfil de la válvula (*Foil*), esquinas empalmadas en la punta de la válvula (*Foil2*), lado derecho del área particionada en la punta (*End*), y los bordes referentes a los muros del inyector (*Walls*). El grupo de caras se nombró *Base* y agrupa la superficie total de la

geometría. Las aristas pertenecientes al grupo *Foil2* son ilustradas en la figura 3.15. Los otros cinco grupos de aristas se muestran a continuación:

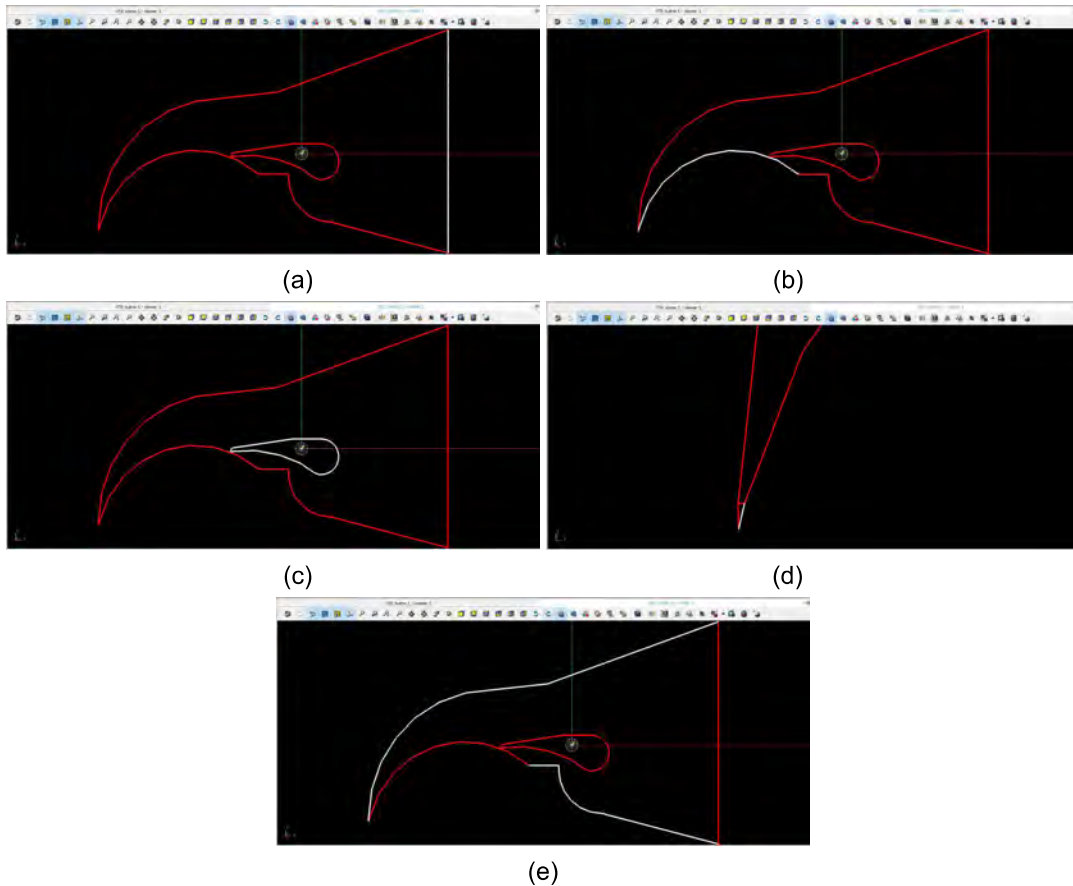


Figura 3.19: Grupos de Aristas del Modelo, con Excepción del Grupo Foil2: (a) Inlet. (b) Outlet. (c) Foil. (d) End. (e) Walls.

Una vez listas las superficies, se prosiguió a elegir los algoritmos e hipótesis a aplicar en la malla. Como se mencionó en la sección D.4.2, se implementó una sub-malla al grupo *End* con la intención de asegurar la calidad del diseño. Los detalles se encuentran listados en las siguientes tablas:

Malla				
Dimensión	Algoritmo	Hipótesis	Argumentos	
3D	N/A	N/A	N/A	N/A
2D	NETGEN 1D-2D	NETGEN 2D Parameters	Tamaño Max. de Celda	0,0006
			Tamaño Min. de Celda	0,00001
			Fineza	Custom
1D			Tasa de Crecimiento	0,01
			Núm. de Segmentos por Arista	3
			Núm. de Segmentos por Radio	5

Tabla 3.3: Características de Mallado para la Geometría en General.

Sub-malla (<i>End</i>)				
Dimensión	Algoritmo	Hipótesis	Argumentos	
3D	N/A	N/A	N/A	N/A
2D				
1D	<i>Wire Discretisation</i>	<i>Number of Segments</i>	Núm. de Segmentos	30
			Tipo de Distribución	<i>Scale Distribution</i>
			Factor de Escala	4
			Aristas Invertidas	<i>End</i>

Tabla 3.4: Características de Mallado para el Grupo de Aristas *End*.

Más adelante se establecieron otras dos sub-mallas a los grupos *Foil* y *Foil2* tras determinar las características de la capa límite.

3.5.1 Velocidad del Fluido

Siendo importante la capa límite alrededor de la válvula para la recolección de resultados exactos, se tuvo que determinar la velocidad de entrada del fluido al inyector. Como se explica en la sección 3.2.1, el artículo [6] no presenta valores para esta variable. Adicionalmente, el texto contiene evidencia de que se utilizó un rango de velocidades en lugar de una sola velocidad constante.

Se llevaron a cabo varias simulaciones en la realización del artículo para estudiar la correlación entre los dos modelos trabajados: el modelo completo de la turbina T15-300, y el modelo del inyector aislado. En la figura 10b del artículo se grafica la fuerza de arrastre en la válvula de paso y los componentes de la velocidad a la salida contra el porcentaje de apertura en el modelo del inyector aislado. Estos resultados corresponden a un estado estacionario en las simulaciones, y de acuerdo a las ecuaciones de continuidad, esto indica que la masa que entra al sistema en un cierto lapso de tiempo es igual a la masa que sale de dicho sistema en el mismo lapso de tiempo, sin cambios significativos a lo largo del tiempo. En resumen, el flujo volumétrico se conserva en el modelo del inyector aislado.

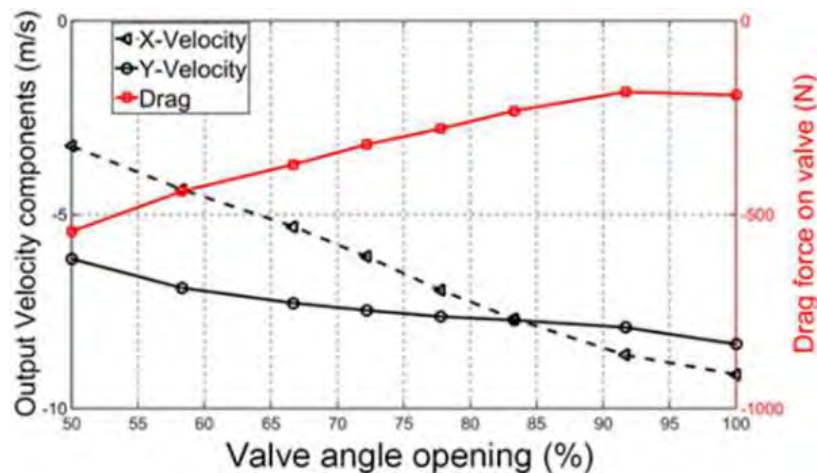


Figura 3.20: Fuerza de Arrastre y Componentes de la Velocidad de Salida Graficados contra el Porcentaje de Apertura en el Modelo de Inyector Aislado. Fuente: CFD-Driven Valve Shape Optimization for Performance Improvement of a Micro Cross-Flow Turbine, *Energies*, p.11, fig.10b [6].

El área transversal de la entrada es de forma y tamaño diferente al área transversal de la salida, pero como la geometría del modelo no varía a través del tiempo, estas permanecen constantes y permite representar las velocidades a la entrada y salida por medio de una relación lineal. Con base a las ecuaciones (2.3) y (2.4):

$$(3.9) \quad \dot{m}_{Entrada} = \dot{m}_{Salida}$$

$$(3.10) \quad \rho_{Entrada} = \rho_{Salida}$$

$$(3.11) \quad U_{Entrada} = \frac{A_{Salida}}{A_{Entrada}} \cdot (U_{Salida})$$

$$(3.12) \quad U_{Entrada} = T \cdot U_{Salida}$$

Donde T es la relación entre áreas transversales.

Por lo tanto se pudo concluir que un cambio en la velocidad de salida representa un cambio proporcional en la de la entrada. Y como ambos componentes de la velocidad a la salida del inyector disminuyen con la reducción del porcentaje de apertura, esto indica que la velocidad de flujo experimentó variación entre simulaciones. En otras palabras, en lugar de tener una velocidad de inicio constante y una velocidad de salida variable sujeta únicamente al cambio del ángulo de la válvula, se utilizaron diferentes valores de velocidad a través de las simulaciones.

Se midió un valor de $66.4 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ para el área de entrada al inyector y un valor de $62.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ para el área de salida. Se pudo obtener la magnitud total de la velocidad de salida a partir de los componentes, y despejando las constantes en la ecuación (3.11) se consiguieron las aproximaciones para las velocidades de entrada.

$$(3.13) \quad T = \frac{62.3 \times 10^{-6}}{66.4 \times 10^{-6}} = 0.9385$$

$$(3.14) \quad U_{Salida} = \sqrt{(U_X)^2 + (U_Y)^2} = \frac{U_{Entrada}}{T}$$

Apertura	Componentes de la Velocidad		Velocidad a la Salida (m/s)	Velocidad a la Entrada (m/s)
	Eje X	Eje Y		
100%	-9,14	-8,36	12,39	11,62
91%	-8,67	-7,89	11,72	11,00
84%	-7,73	-7,73	10,93	10,26
78%	-6,95	-7,66	10,34	9,71
72%	-6,09	-7,5	9,66	9,07
66%	-5,31	-7,34	9,06	8,50
59%	-4,37	-6,87	8,14	7,64
50%	-3,28	-6,17	6,99	6,56

Tabla 3.5: Velocidades de Entrada al Inyector Estimadas por Porcentajes de Apertura.

Aunque este cálculo se llevó a cabo tomando en cuenta un grosor de 0.2mm del inyector, sustituyendo el grosor por uno de 68mm (área de entrada de $22.6 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ y área de salida de $21.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$) no altera la variable T y, por extensión, las velocidades de entrada no cambian.

3.5.2 Simulaciones de Ensayo

Habiendo obtenido un rango de velocidades para usar como referencia, se prosiguió a ejecutar múltiples simulaciones de ensayo con el objetivo de estudiar el impacto de las diferentes variables y condiciones seleccionadas. De igual manera, se buscó demostrar la fiabilidad de la metodología de este trabajo al replicar los resultados ilustrados en la figura 3.20.

Primeramente se buscó reproducir únicamente las lecturas de fuerza de arrastre. Se eligió una velocidad de entrada de 10m/s para todos los porcentajes de apertura de la válvula, con la intención de entender el impacto del cambio de ángulo por sí solo al mantener la velocidad del flujo y los parámetros de turbulencia k y ε constantes. Dicho impacto resultó ser de gran importancia, ya que aunque la simulación en apertura completa regresó resultados favorables, todas las siguientes se comportaron de forma progresivamente errónea. En lugar de converger en un solo valor de coeficiente de arrastre, las corridas empezaron a oscilar, divergir de forma exponencial e incluso ser incapaces de concluir la simulación en su totalidad, deteniéndose a causa de errores fatales.

Esto se remonta a la función *forceCoeffsIncompressible*, la cual calcula los coeficientes de arrastre, sustentación y momento en condiciones incompresibles para las caras especificadas. En nuestro caso de trabajo esta función se aplicó a la superficie del grosor de la válvula de paso, cosa que necesitó determinar la velocidad relativa entre el perfil y el fluido. En un inicio esta se estableció con un valor igual al de la velocidad de entrada (10m/s), pero después de varios ensayos, se descubrió que esta fue la causa detrás de las perturbaciones en los resultados.

Como se puede observar en las múltiples figuras que ilustran la geometría del inyector, hay una disminución en el volumen disponible para el circulamiento del agua entre la entrada y la válvula de paso. Al tratarse de un fluido incompresible y tener que respetar la

conservación de caudal, esto implica que la aceleración del flujo de trabajo es inversamente proporcional al área transversal a lo largo de la geometría, así como al porcentaje de apertura de la válvula. Hecho que debe ser reflejado no solo en la función *forceCoeffsIncompressible*, sino también en la capa límite para permitir un comportamiento convergente. En otras palabras, se tuvo que generar la capa límite de la válvula en base al valor introducido en la función *forceCoeffsIncompressible*, y no a partir de la velocidad de entrada.

```

forceCoeffsIncompressible
F:\OpenFOAM\Backup\Results\Complete\True\100_10VelLam_10Foil\system\forceCoeffsIncompressible
1  /*-----* C++ -*/
2  =====
3  \ \ / F i e l d      | openFOAM: The Open Source CFD Toolbox
4  | \ \ / O p e r a t i o n | Version: v1806
5  |  \ \ / A n d         | Web: www.openFOAM.com
6  |   \ \ / M a n i p u l a t i o n |
7  -----
8  Description
9  | Calculates lift, drag and moment coefficients by summing forces on
10 | specified patches for a case where the solver is incompressible (pressure
11 | is kinematic, e.g. m^2/s^2).
12 |
13 \*-----*/
14
15 1 patches      (Foil);
16
17 2 magUInf      10;
18 3 lRef         0.165;
19 4 Aref         0.000076;
20
21 5 liftDir      (0 1 0);
22 6 dragDir      (1 0 0);
23
24 7 CoFR         (0 0 0);
25 8 pitchAxis    (0 0 1);
26
27 #includeEtc "caseDicts/postProcessing/forces/forceCoeffsIncompressible.cfg"
28
29 // ***** //
30 |

```

Figura 3.21: Contenido de la Función *forceCoeffsIncompressible*. Elementos: (1) Subgrupos, (2) Magnitud de la Velocidad del Flujo Relativa a los Subgrupos, (3) Longitud de Referencia, (4) Área de Referencia, (5) Dirección de la Fuerza de Sustentación, (6) Dirección de la Fuerza de Arrastre, (7) Centro de Rotación, (8) Eje de Paso.

Debido a la forma del subgrupo *Foil* este abarca todo el contorno del perfil; el perímetro extruido sobre el eje Z. Esto significa que la velocidad relativa del flujo de trabajo no es en base a un punto único, sino un promedio del gradiente de velocidades al que está sometida toda la figura. Por lo tanto se eligió determinar los valores adecuados para cada posición de la válvula a través de más intentos, tomando como punto de partida una velocidad de 10m/s para la apertura completa.

Apertura	Velocidad a la Entrada (m/s)	Velocidad en el Perfil (m/s)
	10,00	
100%	Intensidad de Turbulencia (-)	10,00
91%	0,0280	11,00
84%	Energía Cinética de Turbulencia (m ² /s ²)	12,00
78%		12,00
72%	0,1179	14,00
66%	Tasa de Disipación de Turbulencia (m ² /s ³)	16,00
59%		18,00
50%	10,00	20,00

Tabla 3.6: Velocidad en el Perfil de la Válvula según el Porcentaje de Apertura (Primer Ensayo).

La segunda mitad de los ensayos se enfocaron en replicar únicamente las lecturas de los componentes de la velocidad a la salida del inyector. De esta manera se pudieron estudiar los efectos de la variación de la velocidad de entrada en el comportamiento de las simulaciones.

Tras varios intentos se descubrió que entre menor sea el porcentaje de apertura de la válvula, mayor será la facilidad con la que una simulación genera errores a menos de que se disminuya la velocidad del flujo. Esto fue observable incluso durante la primera mitad de los ensayos, donde fue necesario generar la capa límite para flujo turbulento en lugar de laminar para el 59% y 50% de apertura. Debido a que solo se buscaba replicar los cálculos de la fuerza de arrastre esto no afectó en gran medida aquellas corridas. Pero con velocidades y parámetros de turbulencia variando en la segunda mitad de los ensayos, una menor área transversal para el paso del agua a porcentajes de apertura parciales, y por consiguiente una mayor aceleración en ciertos puntos del perfil de la válvula, conllevó una tendencia hacia el comportamiento errático.

Esto es respaldado por el funcionamiento real de las turbinas Cross Flow. La válvula de paso solo se gira fuera de su posición de apertura completa para operar a cargas parciales. Hacer lo mismo con una carga completa no solo reduce la eficiencia de la turbina, también corre el riesgo de dañar el equipo [32,33]. A continuación se ilustran las velocidades y parámetros de turbulencia utilizados en los ensayos finales:

Apertura	Velocidad a la Entrada (m/s)	Energía de Turbulencia (m ² /s ²)	Tasa de Disipación (m ² /s ³)	Velocidad en el Perfil (m/s)
100%	11,62	0,1529	1,2437	11,62
91%	11,00	0,1394	1,0819	12,10
84%	10,26	0,1242	0,9104	12,31
78%	9,71	0,1118	0,7777	12,62
72%	9,07	0,1000	0,6577	13,15
66%	8,50	0,0888	0,5498	13,60
59%	7,64	0,0730	0,4099	13,75
50%	6,56	0,0570	0,2830	13,12

Tabla 3.7: Velocidad en el Perfil y Parámetros de Turbulencia según el Porcentaje de Apertura (Segundo Ensayo).

Las velocidades de entrada utilizadas fueron las mismas listadas en la tabla 3.5. Con respecto a la relación con las velocidades en el perfil se siguió la tendencia de los primeros ensayos. A 100% de apertura se le asignó el mismo valor que la velocidad de entrada a la del perfil, aumentando la relación con cada giro de la válvula hasta llegar al doble de la velocidad de entrada a 50% de apertura, como se puede observar en la tabla. Con esto se confirmaron las conclusiones hechas en los primeros ensayos incluso a velocidad variable.

3.5.3 Generación de las Capas Límite

Habiendo concluido las simulaciones de ensayo se regresó al proceso de mallado con el objetivo de asignar las velocidades apropiadas para replicar los valores ilustrados en la figura 3.20: la fuerza de arrastre en el perfil de la válvula y los componentes de la velocidad a la salida del inyector.

Como se presenta en la tabla 3.2, el modelo de turbina Cross Flow T15-300 opera aproximadamente entre un caudal de 0.1m³/s y 0.4m³/s, para un cabezal hidráulico de 12.5 metros. Tomando en cuenta las dimensiones de la entrada del inyector, esto se traduce a una velocidad de fluido de 4.425m/s a 17.7m/s. Durante los ensayos anteriores se emplearon velocidades con valores desde 6.56m/s hasta 11.62m/s, los cuales caen dentro del rango de operación. Dicho rango se extendió hasta 4.5m/s para la etapa final de simulaciones con el perfil real de la válvula. Esto debido a que los ensayos demostraron que una velocidad más elevada conlleva un mayor riesgo de generar errores. Además, la prolongación del rango no añadió suficientes valores al proceso de mallado como para extender el tiempo de trabajo de forma notable.

Se establecieron 14 diferentes velocidades de entrada con las que se buscó replicar los resultados de la figura 3.20. Estas, a su vez, determinaron los parámetros de turbulencia de la simulación y la velocidad en el perfil de la válvula según la posición. Estimando que la velocidad máxima de 11.6m/s no sería utilizada más allá del 84% de apertura, se generaron capas límite para valores entre 14m/s y 4.5m/s.

Velocidad a la Entrada (m/s)	Número de Reynolds	Intensidad de Turbulencia (-)	Energía Cinética de Turbulencia (m ² /s ²)	Tasa de Disipación de Turbulencia (m ² /s ³)
4.5	505529,0847	0,0310	0,0292	0,1036
5,0	562296,1117	0,0306	0,0351	0,1365
6,0	674038,7797	0,0299	0,0482	0,2204
6,6	741442,6576	0,0295	0,0570	0,2830
7,5	842548,4746	0,0291	0,0713	0,3959
7,6	853782,4542	0,0290	0,0730	0,4099
8,0	898718,3729	0,0288	0,0798	0,4689
8,5	954888,2712	0,0286	0,0888	0,5498
9,1	1022292,1492	0,0284	0,1000	0,6577
9,7	1089696,0271	0,0281	0,1118	0,7777
10,0	1123397,9661	0,0280	0,1179	0,8424
10,3	1157099,9051	0,0279	0,1242	0,9104
11,0	1235737,7627	0,0277	0,1394	1,0819
11,6	1303141,6407	0,0275	0,1529	1,2437

Tabla 3.8: Parámetros de Turbulencia según la Velocidad a la Entrada del Inyector.

Velocidad en el Perfil (m/s)	Extensión de la Primera Capa (m)	Flujo Laminar			Flujo Turbulento		
		Espesor de la Capa Límite (m)	Número de Láminas	Factor de Estiramiento	Espesor de la Capa Límite (m)	Número de Láminas	Factor de Estiramiento
14,0	7,17E-05	0,000533	5	1,2	0,003269	18	1,10
13,0	7,68E-05	0,000555	5	1,185	0,003354	14	1,16
12,0	8,27E-05	0,000580	5	1,17	0,003354	17	1,10
11,0	8,97E-05	0,000605	5	1,15	0,003515	16	1,11
10,5	9,36E-05	0,000619	5	1,14	0,003519	14	1,14
10,0	9,80E-05	0,000634	6	1,03	0,003522	16	1,10
9,5	1,03E-04	0,000653	5	1,12	0,003535	15	1,11
9,0	1,08E-04	0,000660	5	1,10	0,003500	14	1,12
8,5	1,14E-04	0,000682	5	1,09	0,003620	15	1,10
8,0	1,21E-04	0,000707	5	1,08	0,003655	16	1,08
7,5	1,28E-04	0,000736	5	1,07	0,003669	16	1,07
7,0	1,36E-04	0,000754	5	1,05	0,003839	18	1,05
6,5	1,46E-04	0,000792	5	1,04	0,003749	18	1,04
6,0	1,57E-04	0,000819	5	1,02	0,003826	20	1,02
5,5	1,71E-04	0,000852	4	1,15	0,003877	12	1,11
5,0	1,86E-04	0,000891	4	1,12	0,003852	11	1,12
4,5	2,06E-04	0,000941	4	1,09	0,004142	12	1,09

Tabla 3.9: Características de la Capa Límite según la Velocidad en el Perfil de la Válvula de Paso.

Adicionalmente, se generaron dos sub-mallas para los grupos *Foil* y *Foil2* como se mencionó en la sección 3.5. Siendo el perfil de la válvula el punto de referencia para la obtención de valores de arrastre, la malla a su alrededor se tuvo que refinar a un mayor grado relativo al resto de la malla. Y sabiendo que grosor tendrían las capas límite para cada valor de velocidad con el que se trabajaría, se encontraron argumentos generales que conservarán la calidad de las sub-mallas. El único elemento notable es la “Longitud” de las celdas en la sub-malla del grupo *Foil2*, la cual se corta a la mitad para un flujo turbulento, debido al mayor grosor de la capa límite.

Sub-malla (<i>Foil</i>)			
Dimensión	Algoritmo	Hipótesis	Argumentos
3D 2D	N/A	N/A	N/A
1D	<i>Wire Discretisation</i>	<i>Local Length</i>	Longitud 0,0004 Precisión 1E-07

Tabla 3.10: Características de Mallado para el Grupo de Aristas *Foil*.

Sub-malla (<i>Foil2</i>)			
Dimensión	Algoritmo	Hipótesis	Argumentos
3D 2D	N/A	N/A	N/A
1D	<i>Wire Discretisation</i>	<i>Local Length</i>	Longitud 0,0002 // 0,0001 Precisión 1E-07

Tabla 3.11: Características de Mallado para el Grupo de Aristas *Foil2*. La Longitud se Corta a la Mitad para un Flujo Turbulento.

Las mallas generadas tras este procedimiento cumplieron con los requisitos de calidad en cada caso, exportándose como archivos de extensión “.UNV”. Se pueden revisar los valores de la relación de aspecto, oblicuidad y no-ortogonalidad para cada caso en el apartado 4.1 de la sección de Resultados.

3.6 Configuración del *Solver*

Tan importante como fabricar mallas de buena calidad fue el configurar los directorios del *Solver* de manera adecuada para la lectura y recolección de los resultados. A continuación se explica a detalle la configuración de estos ficheros en base a la estructura descrita en el apartado 2.2.4.1.

3.6.1 Configuración de *System*

Este directorio estuvo compuesto de los siguientes archivos:

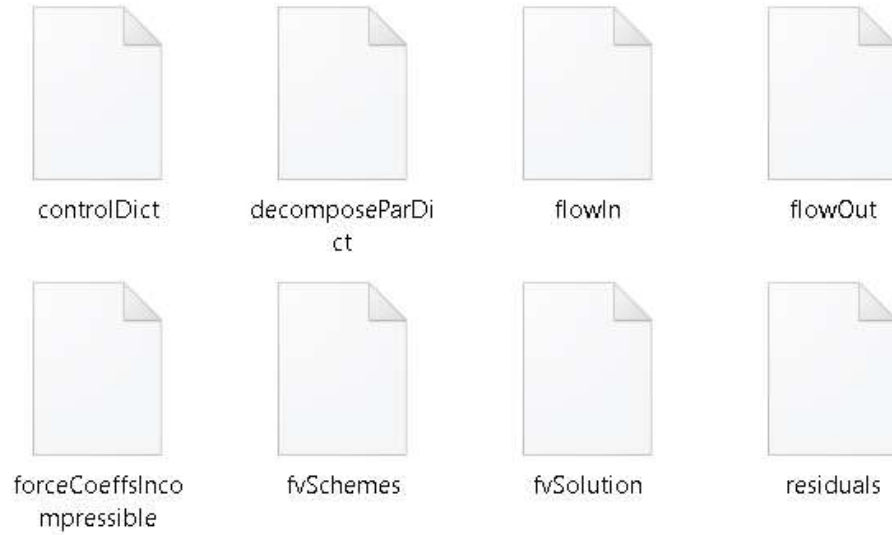


Figura 3.22: Contenido del Directorio *System*.

En *controlDict* se establecen los parámetros del control de tiempo, la lectura y escritura de datos, y la inclusión de otras funciones en la simulación.

```

1  /*-----* C++ *-----*/
2  =====
3  \ \ \ \ \ Field      OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
4  \ \ \ \ \ Operation  Version:  v1805
5  \ \ \ \ \ And        Web:      www.OpenFOAM.com
6  \ \ \ \ \ Manipulation
7  /*-----*/
8  FoamFile
9  {
10     version      2.0;
11     format       ascii;
12     class        dictionary;
13     object       controlDict;
14 }
15 // * * * * *
16
17 application     simpleFoam;
18
19 startFrom       startTime;
20
21 startTime       0;
22
23 stopAt          endTime;
24
25 endTime         40000;
26
27 deltaT          1;
28
29 writeControl    timeStep;
30
31 writeInterval   2000;
32
33 purgeWrite      0;
34
35 writeFormat     ascii;
36
37 writePrecision  6;
38
39 writeCompression off;
40
41 timeFormat      general;
42
43 timePrecision   6;
44
45 runtimeModifiable true;
46
47 functions
48 {
49     #includeFunc flowIn;
50     #includeFunc flowOut;
51     #includeFunc forceCoeffsIncompressible;
52     #includeFunc residuals;
53 }

```

(a)

```

1  /*-----*-- C++ -*-----*/
2  |
3  |          / F ield          | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
4  |         / O peration     | Version: v1805
5  |        / A nd             | Web:      www.OpenFOAM.com
6  |       / M anipulation    |
7  |-----*--*/
8  FoamFile
9  {
10     version      2.0;
11     format        ascii;
12     class         dictionary;
13     object        controlDict;
14 }
15 // ***** //
16
17 application      simpleFoam;
18
19 startFrom        startTime;
20
21 startTime        0;
22
23 stopAt           endTime;
24
25 endTime          60000;
26
27 deltaT           1;
28
29 writeControl     timeStep;
30
31 writeInterval    3000;
32
33 purgeWrite       0;
34
35 writeFormat      ascii;
36
37 writePrecision   6;
38
39 writeCompression off;
40
41 timeFormat       general;
42
43 timePrecision    6;
44
45 runtimeModifiable true;
46
47 functions
48 {
49     #includeFunc flowIn;
50     #includeFunc flowOut;
51     #includeFunc forceCoeffsIncompressible;
52     #includeFunc residuals;
53 }

```

(b)

Figura 3.23: Configuración de *controlDict*: (a) Aperturas del 100% al 66%. (b) Aperturas de 59% y 50%.

Como se muestra en la figura 3.23, en este trabajo se realizaron 40,000 iteraciones para las aperturas del 100% al 66%, y 60,000 iteraciones para las aperturas de 59% y 50%. Estas cantidades fueron necesarias para permitir a las simulaciones llegar a un estado estacionario y poder recolectar datos adecuados. De igual forma, se dió la indicación de escribir directorios de tiempo cada 2,000 o 3,000 iteraciones, otra vez en base a la apertura de la válvula.

Dentro de la carpeta *System* se añadieron cuatro funciones de extracción de datos en forma de archivos de texto que fueron llamados en *controlDict*. Éstas generaron un directorio secundario adicional llamado *postProcessing* donde se escribieron las lecturas de datos en cada iteración.

Las funciones adicionales fueron:

- *flowIn* y *flowOut*. Estas funciones entregaron valores de flujo volumétrico a través de superficies tipo *patch*. En nuestro caso las superficies especificadas fueron las de entrada y salida del inyector; *Inlet* y *Outlet* respectivamente.
- *forceCoeffsIncompressible*. Esta función devuelve los coeficientes de arrastre, sustentación y momento en condiciones incomprensibles para una superficie especificada al sumar las fuerzas en dicha superficie. En este trabajo se aplicó esta función a la superficie *Foil* referente a la válvula de paso. Se especificó además la velocidad relativa entre superficie y flujo, la longitud y el área de referencia, y la dirección de las fuerzas.
- *residuals*. Esta función extrae los residuos en cada iteración de los campos especificados. La configuración utilizada incluyó campos de velocidad, presión y turbulencia.

El fichero *fvSchemes* asigna esquemas de discretización a las ecuaciones de gobierno a resolver en la simulación, representándolas con la sintaxis correcta en el lenguaje de OpenFOAM. Los términos a los que se les tienen que asignar esquemas numéricos se subdividen en las siguientes categorías [26]:

- *ddtSchemes* (*Time schemes*). Referente a cómo se integra una propiedad en función del tiempo, representado por derivadas de primer y segundo orden ($\partial/\partial t, \partial^2/\partial^2 t$).
- *gradSchemes* (*Gradient schemes*). Referente al gradiente (∇).
- *divSchemes* (*Divergence schemes*). Referente a la divergencia, representada por el producto escalar del gradiente ($\nabla \cdot$).
- *laplacianSchemes* (*Laplacian schemes*). Referente al operador laplaciano (∇^2).
- *interpolationSchemes* (*Interpolation schemes*). Referente a la interpolación de valores de una celda a una superficie.
- *snGradSchemes* (*Surface-normal gradient schemes*). Referente al componente de un gradiente que es normal a la cara de una celda.
- *wallDist* (*Wall distance calculation methods*). Referente al cálculo de la distancia a la pared, en los casos donde es requerido.

Debido a que E. T. Woldemariam, H. G. Lemu y G. G. Wang [6] no incluyeron información acerca de la configuración utilizada para *fvSchemes*, se seleccionaron las opciones que se observaron funcionaban mejor durante las simulaciones de ensayo. Los

esquemas utilizados se muestran en la figura 3.24, siendo iguales para todas las simulaciones.

```
1  |*-----* C++ -*-----*
2  |
3  | // Field | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
4  | // Operation | Version: plus
5  | // And | Web: www.OpenFOAM.com
6  | // Manipulation |
7  |*-----*
8  FoamFile
9  {
10 |   version      2.0;
11 |   format       ascii;
12 |   class        dictionary;
13 |   location     "system";
14 |   object       fvSchemes;
15 | }
16 // *****
17
18 ddtSchemes
19 {
20 |   default      steadyState;
21 | }
22
23 gradSchemes
24 {
25 |   default facelimited leastSquares 1.0;
26 |   grad(U) facelimited leastSquares 1.0;
27 | }
28
29 divSchemes
30 {
31 |   div(phi,U)      Gauss linearUpwind grad(U);
32 |   div(phi,k)      Gauss upwind;
33 |   div(phi,epsilon) Gauss upwind;
34 |   div((nuEff*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
35 | }
36
37 laplacianSchemes
38 {
39 |   default      Gauss linear limited 0.333;
40 | }
41
42 interpolationSchemes
43 {
44 |   default      linear;
45 | }
46
47 snGradSchemes
48 {
49 |   default      limited 0.333;
50 | }
51
52 wallDist
53 {
54 |   method meshWave;
55 | }
```

Figura 3.24: Configuración de *fvSchemes*.

El fichero *fvSolution* contiene los *Solvers* de las ecuaciones, las tolerancias y otros controles del algoritmo de solución. Estos están distribuidos en tres categorías: *solvers*, *relaxationFactors*, y un último que lleva el nombre del algoritmo implementado (PISO,

SIMPLE, etc.). Una vez más hizo falta información de referencia sobre la configuración, por lo que se decidió usar opciones adecuadas para mantener la estabilidad de la simulación.

En *solvers* se le asignaron funciones lineales y tolerancias a las ecuaciones de presión (p), velocidad (U), energía cinética de turbulencia (k) y tasa de disipación de turbulencia (ϵ). En *relaxationFactors* se establecieron los factores de relajación para estas mismas variables. Dichos factores controlaron el grado de cambio de las variables entre iteraciones. Al limitarlos a valores entre 0 y 1 se utilizó una técnica llamada sub-relajación (*Under-relaxation*) que ralentiza la convergencia de la simulación a cambio de aumentar su estabilidad. En nuestro caso, se implementaron los factores de relajación usuales para simulaciones de este tipo [42], los cuales se pueden observar en la figura 3.25.b.

El algoritmo implementado en este trabajo fue el Método Semi-Implícito para Ecuaciones Vinculadas a la Presión (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*), de acrónimo SIMPLE. En el fichero se especificó la cantidad de correctores no-ortogonales, otra vez eligiendo la opción conductiva a mayor estabilidad.

La configuración de *fvSolution* fue constante para todas las simulaciones.


```

1  /*-----* C++ *-----*/
2
3  //      / Field      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
4  //     / Operation  | Version: plus
5  //    /  And       | Web:      www.OpenFOAM.com
6  //   // Manipulation
7  /*-----*
8  FoamFile
9  {
10     version      2.0;
11     format       ascii;
12     class        dictionary;
13     location     "system";
14     object       fvSolution;
15 }
16 // *****
17
18 solvers
19 {
20     p
21     {
22         solver      GAMG;
23         tolerance   1e-7;
24         relTol     0.01;
25         smoother    GaussSeidel;
26         nPreSweeps  0;
27         nPostSweeps 2;
28         cacheAgglomeration on;
29         agglomerator faceAreaPair;
30         nCellsInCoarsestLevel 10;
31         mergeLevels 1;
32     }
33
34     U
35     {
36         solver      smoothSolver;
37         smoother    GaussSeidel;
38         tolerance   1e-9;
39         relTol     0.01;
40         nSweeps     1;
41     }

```

(a)

```

42
43     k
44     {
45         solver          smoothSolver;
46         smoother        GaussSeidel;
47         tolerance        1e-9;
48         relTol          0.01;
49         nSweeps          1;
50     }
51
52     epsilon
53     {
54         solver          smoothSolver;
55         smoother        GaussSeidel;
56         tolerance        1e-9;
57         relTol          0.01;
58         nSweeps          1;
59     }
60 }
61
62 SIMPLE
63 {
64     nNonOrthogonalCorrectors 3;
65     consistent yes;
66 }
67
68
69 relaxationFactors
70 {
71     equations
72     {
73         p          0.3;
74         U          0.7;
75         k          0.7;
76         epsilon    0.7;
77     }
78 }
79
80 cache
81 {
82     grad(U);
83 }

```

(b)

Figura 3.25: Configuración de *fvSolution*: (a) *Solvers* para la Presión y Velocidad. (b) *Solvers* para la Energía y Disipación Turbulenta, Factores de Relajación y Parámetros del Algoritmo SIMPLE.

Aparte de los ficheros indispensables y las funciones adicionales llamadas en *controlDict*, también se incluyó el archivo *decomposeParDict* en el directorio *System*. Esto nos permitió particionar la malla en diferentes segmentos para ejecutar simulaciones en paralelo, recortando el tiempo de convergencia al implementar múltiples procesadores en lugar de uno solo. En todos los casos se particionó la malla en cuatro segmentos.

```

1  /*-----* C++ *-----*\
2  | ===== |
3  | \\ / F i e l d | foam-extend: Open Source CFD
4  | \\ / O p e r a t i o n | Version: 3.1
5  | \\ / A n d | Web: http://www.extend-project.de
6  | \\ / M a n i p u l a t i o n |
7  \*-----*\
8  FoamFile
9  {
10 | version 2.0;
11 | format  ascii;
12 | class   dictionary;
13 | object  decomposeParDict;
14 | }
15 // ***** //
16
17 numberOfSubdomains 4;
18
19 method      hierarchical;
20 //method    metis;
21 //method    parMetis;
22
23 simpleCoeffs
24 {
25 | n          (4 2 1);
26 | delta      0.001;
27 | }
28
29 hierarchicalCoeffs
30 {
31 | n          (2 2 1);
32 | delta      0.001;
33 | order      xyz;
34 | }
35
36 manualCoeffs
37 {
38 | dataFile   "cellDecomposition";
39 | }
40
41 metisCoeffs
42 {
43 | //n        (5 1 1);
44 | //cellWeightsFile "constant/cellWeightsFile";
45 | }

```

Figura 3.26: Configuración de *decomposeParDict*.

3.6.2 Configuración de *Constant*

Este directorio está compuesto por la subcarpeta *polyMesh*, la cual incluye información detallada de la malla, y los ficheros *transportProperties* y *turbulenceProperties*.



Figura 3.27: Contenido de *Constant*.

Primeramente, se ingresaron los valores de la densidad y la viscosidad dinámica en *transportProperties* en base a las cifras listadas en la tabla 3.1.

```

1  /*-----*- C++ -*-----*/
2
3  //=====  

4  // \ / Field      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox  

5  //  / \ Operation | Version: v1806  

6  // /   \  And     | Web:      www.OpenFOAM.com  

7  // \___/ Manipulation  

8  //-----*- C++ -*-----*/
9  FoamFile
10 {
11     version      2.0;
12     format       ascii;
13     class        dictionary;
14     location     "constant";
15     object       transportProperties;
16 }
17 // *****  

18 transportModel Newtonian;
19
20 rho            998.2;
21
22 nu             1.003e-03;
23
24 // *****

```

Figura 3.28: Configuración de *transportProperties*.

Se configuró *turbulenceProperties* en base al modelo k-epsilon ($k-\epsilon$), el cual fue utilizado por E. T. Woldemariam, H. G. Lemu y G. G. Wang [6] en todas las simulaciones de su artículo.

```

1  |*-----* C++ *-----*
2  |
3  |   \   / Field      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
4  |   \ /  Operation  | Version: v1806
5  |   \ /  And        | Web:      www.OpenFOAM.com
6  |   \ /  Manipulation|
7  |*-----*
8  | FoamFile
9  | {
10 |   version      2.0;
11 |   format       ascii;
12 |   class        dictionary;
13 |   location     "constant";
14 |   object       turbulenceProperties;
15 | }
16 | // *****
17 |
18 | simulationType RAS;
19 |
20 | RAS
21 | {
22 |   RASModel     kEpsilon;
23 |
24 |   turbulence   on;
25 |
26 |   printCoeffs  on;
27 | }
28 |
29 | // *****

```

Figura 3.29: Configuración de *turbulenceProperties*.

Finalmente, dentro de la subcarpeta *polyMesh* solo se tuvo que trabajar con el archivo *boundary* ya que los otros cuatro (*faces*, *neighbour*, *owner* y *points*) solo listan los componentes de la malla (puntos, caras y celdas).

En *boundary* se enlistaron las fronteras del volumen de control, siendo estos los grupos de aristas generados y extruidos en el proceso de mallado en SALOME. OpenFOAM no solo fué capaz de reconocer estas superficies por su nombre, sino que también permitió definir el tipo de plano según las necesidades en la simulación:

- *Front* y *Back*. Las caras laterales del inyector se denominaron como *empty*, indicando a OpenFOAM que no es necesario resolver las ecuaciones para el eje Z, y permitiendo la resolución del caso como si fuera bidimensional.
- *Inlet* y *Outlet*. La entrada y salida al inyector se denominaron como *patch*, permitiendo al fluido transitar a través de estas superficies.
- *Foil* y *Walls*. La válvula de paso y los muros del inyector se denominaron como *wall*, previniendo al fluido pasar a través de estas superficies.

Se utilizó la misma configuración de *Constant* para todas las simulaciones.



Figura 3.30: Contenido de la Subcarpeta *polyMesh*.

```

1  /*----- C++ -----*/
2  =====
3  \ \ / Field      OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
4  \ \ / Operation  Version: dev
5  \ \ / And        Web:      www.OpenFOAM.org
6  \ \ / Manipulation
7  *-----*
8  * OpenFOAM for Windows 18.10 (v1)
9  * Built by CFD Support, www.cfdsupport.com (based on Symstape).
10 *-----*
11 FoamFile
12 {
13     version      2.0;
14     format        ascii;
15     class         polyBoundaryMesh;
16     location      "constant/polyMesh";
17     object        boundary;
18 }
19 // *****
20
21 6
22 (
23     Back
24     {
25         type            empty;
26         nFaces          530837;
27         startFace       797451;
28     }
29     Front
30     {
31         type            empty;
32         nFaces          530837;
33         startFace       1328288;
34     }
35     Inlet
36     {
37         type            patch;
38         nFaces          553;
39         startFace       1859125;
40     }
41     Outlet
42     {
43         type            patch;
44         nFaces          572;
45         startFace       1859678;
46     }
47     Foil
48     {
49         type            wall;
50         nFaces          1308;
51         startFace       1860250;
52     }
53     Walls
54     {
55         type            wall;
56         nFaces          1716;
57         startFace       1861558;
58     }
59 )

```

Figura 3.31: Configuración de *boundary*.

3.6.3 Configuración de la Carpeta 0

La carpeta 0 es la última de las carpetas esenciales del *Solver*, e indica las condiciones de frontera iniciales para los campos de presión (p), velocidad (U), energía cinética de turbulencia (k), tasa de disipación de turbulencia ($epsilon$) y viscosidad de turbulencia (nut).



Figura 3.32: Contenido del Directorio 0.

Como se explica en el apartado 3.6.1, se generan directorios de tiempo adicionales cada cierto número de iteraciones establecido en *controlDict*, y se nombran en base al tiempo de la simulación desde el cual se empieza a escribir la información. Comúnmente, como en el caso de este trabajo, se inicia desde el tiempo $t = 0$, por lo cual la carpeta inicial es 0.

De igual forma a como ocurrió con el archivo *boundary*, OpenFOAM reconoció a los grupos generados durante el proceso de mallado como partes de la geometría para asignarles condiciones de frontera. De no haber generado dichos elementos el *Solver* no reconocería los valores iniciales establecidos, y no hubiera sido posible ejecutar la simulación de forma correcta.

En la figura 3.33 se muestra la forma en que se asignan las condiciones de frontera usando de ejemplo el archivo de velocidad (U). El listado completo de las condiciones empleadas en los ensayos y las simulaciones finales se detallan desde la tabla 3.12 hasta la tabla 3.15.


```

1  /*----- C++ -----*/
2  =====
3  //      / F ield      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
4  //      / O peration  | Version: v1806
5  //      / A nd        | Web:      www.OpenFOAM.com
6  //      \ \ Manipulation \
7  /*-----*/
8  FoamFile
9  {
10     version      2.0;
11     format       ascii;
12     class        volVectorField;
13     object       U;
14 }
15 // *****
16
17 Uinlet          (-10 0 0);
18
19 dimensions     [0 1 -1 0 0 0 0];
20
21 internalField  uniform (0 0 0);
22
23 boundaryField
24 {
25     Inlet
26     {
27         type      fixedValue;
28         value     uniform $Uinlet;
29     }
30
31     Outlet
32     {
33         type      zeroGradient;
34     }
35
36     Foil
37     {
38         type      noSlip;
39     }
40
41     Walls
42     {
43         type      noSlip;
44     }
45
46     Front
47     {
48         type      empty;
49     }
50
51     Back
52     {
53         type      empty;
54     }
55 }
56

```

Figura 3.33: Configuración de *U* del Directorio 0.

Apertura	Superficie	U (m/s)		k (m ² /s ²)	
		1° Ensayo	2° Ensayo	1° Ensayo	2° Ensayo
100%	Inlet	fixedValue uniform \$Uinlet (-10 0 0)	fixedValue uniform \$Uinlet (-11 0 0)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1529)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1179)
	Outlet		zeroGradient	zeroGradient	
	Foil & Walls		noSlip	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1529)	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1179)
	Front & Back		empty	empty	empty
91%	Inlet	fixedValue uniform \$Uinlet (-10 0 0)	fixedValue uniform \$Uinlet (-11.6 0 0)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1394)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1179)
	Outlet		zeroGradient	zeroGradient	
	Foil & Walls		noSlip	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1394)	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1179)
	Front & Back		empty	empty	empty
84%	Inlet	fixedValue uniform \$Uinlet (-10 0 0)	fixedValue uniform \$Uinlet (-10.3 0 0)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1242)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1179)
	Outlet		zeroGradient	zeroGradient	
	Foil & Walls		noSlip	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1242)	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1179)
	Front & Back		empty	empty	empty
78%	Inlet	fixedValue uniform \$Uinlet (-10 0 0)	fixedValue uniform \$Uinlet (-9.1 0 0)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1118)	fixedValue uniform \$kinlet (0.0798)
	Outlet		zeroGradient	zeroGradient	
	Foil & Walls		noSlip	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1118)	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.0798)
	Front & Back		empty	empty	empty

Tabla 3.12: Condiciones de Frontera de la Velocidad (U) y la Energía Cinética de Turbulencia (k) para el 100%, 91%, 84% y 78% de Apertura.

Apertura	Superficie	1° Ensayo	epsilon (m ² /s ³) 2° Ensayo		Finales	p (m ² /s ²)	nut (m ² /s)
100%	Inlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	zeroGradient	calculated
	Outlet	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (1.2437)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	fixedValue uniform 0	uniform 0
	Foil & Walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	zeroGradient	nutkWallFunction
	Front & Back	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (1.2437)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	empty	uniform 0
91%	Inlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	zeroGradient	calculated
	Outlet	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (1.0819)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	fixedValue uniform 0	uniform 0
	Foil & Walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	zeroGradient	nutkWallFunction
	Front & Back	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (1.0819)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	empty	uniform 0
84%	Inlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	zeroGradient	calculated
	Outlet	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.9104)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	fixedValue uniform 0	uniform 0
	Foil & Walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	zeroGradient	nutkWallFunction
	Front & Back	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.9104)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	empty	uniform 0
78%	Inlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	zeroGradient	calculated
	Outlet	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.7777)	uniform \$epsilonInlet (0.4689)	uniform \$epsilonInlet (0.4689)	fixedValue uniform 0	uniform 0
	Foil & Walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	zeroGradient	nutkWallFunction
	Front & Back	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.7777)	uniform \$epsilonInlet (0.4689)	uniform \$epsilonInlet (0.4689)	empty	uniform 0

Tabla 3.13: Condiciones de Frontera de la Presión (p), la Tasa de Disipación de Turbulencia (epsilon) y la Viscosidad de Turbulencia (nut) para el 100%, 91%, 84% y 78% de Apertura.

Apertura	Superficie	U (m/s)		k (m ² /s ²)	
		1° Ensayo	2° Ensayo	1° Ensayo	2° Ensayo
72%	Inlet	fixedValue uniform \$Uinlet (-10 0 0)	fixedValue uniform \$Uinlet (-9.1 0 0)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1179)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1000)
	Outlet		zeroGradient		zeroGradient
	Foil & Walls		noSlip	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1179)	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1000)
	Front & Back		empty		empty
66%	Inlet	fixedValue uniform \$Uinlet (-10 0 0)	fixedValue uniform \$Uinlet (-8.5 0 0)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1179)	fixedValue uniform \$kinlet (0.0888)
	Outlet		zeroGradient		zeroGradient
	Foil & Walls		noSlip	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1179)	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.0888)
	Front & Back		empty		empty
59%	Inlet	fixedValue uniform \$Uinlet (-10 0 0)	fixedValue uniform \$Uinlet (-7.6 0 0)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1179)	fixedValue uniform \$kinlet (0.073)
	Outlet		zeroGradient		zeroGradient
	Foil & Walls		noSlip	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1179)	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.073)
	Front & Back		empty		empty
50%	Inlet	fixedValue uniform \$Uinlet (-10 0 0)	fixedValue uniform \$Uinlet (-6.6 0 0)	fixedValue uniform \$kinlet (0.1179)	fixedValue uniform \$kinlet (0.057)
	Outlet		zeroGradient		zeroGradient
	Foil & Walls		noSlip	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.1179)	kqRWallFunction uniform \$kinlet (0.057)
	Front & Back		empty		empty

Tabla 3.14: Condiciones de Frontera de la Velocidad (U) y la Energía Cinética de Turbulencia (k) para el 72%, 66%, 59% y 50% de Apertura.

Apertura	Superficie	1° Ensayo	2° Ensayo		Finales	p (m ² /s ²)	nut (m ² /s)
72%	Inlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	zeroGradient	calculated
	Outlet	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.6577)	uniform \$epsilonInlet (0.3959)	uniform \$epsilonInlet (0.3959)	fixedValue uniform 0	uniform 0
	Foil & Walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	zeroGradient	nutkWallFunction
	Front & Back	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.6577)	uniform \$epsilonInlet (0.3959)	uniform \$epsilonInlet (0.3959)	empty	uniform 0
66%	Inlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	zeroGradient	calculated
	Outlet	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.5498)	uniform \$epsilonInlet (0.2204)	uniform \$epsilonInlet (0.2204)	fixedValue uniform 0	uniform 0
	Foil & Walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	zeroGradient	nutkWallFunction
	Front & Back	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.5498)	uniform \$epsilonInlet (0.2204)	uniform \$epsilonInlet (0.2204)	empty	uniform 0
59%	Inlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	zeroGradient	calculated
	Outlet	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.4099)	uniform \$epsilonInlet (0.1365)	uniform \$epsilonInlet (0.1365)	fixedValue uniform 0	uniform 0
	Foil & Walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	zeroGradient	nutkWallFunction
	Front & Back	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.4099)	uniform \$epsilonInlet (0.1365)	uniform \$epsilonInlet (0.1365)	empty	uniform 0
50%	Inlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	zeroGradient	calculated
	Outlet	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.283)	uniform \$epsilonInlet (0.1036)	uniform \$epsilonInlet (0.1036)	fixedValue uniform 0	uniform 0
	Foil & Walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	zeroGradient	nutkWallFunction
	Front & Back	uniform \$epsilonInlet (0.8424)	uniform \$epsilonInlet (0.283)	uniform \$epsilonInlet (0.1036)	uniform \$epsilonInlet (0.1036)	empty	uniform 0

Tabla 3.15: Condiciones de Frontera de la Presión (p), la Tasa de Disipación de Turbulencia ($epsilon$) y la Viscosidad de Turbulencia (nut) para el 72%, 66%, 59% y 50% de Apertura.

3.7 Ejecución de la Simulación

Una vez configurados los directorios del *Solver* se prosiguió a ejecutar las simulaciones propias para replicar resultados. Primero se utilizó el comando *Change Directory (cd)* para transportarse a la carpeta del caso de cada simulación, seguido del comando *ideasUnvToFoam.exe* para convertir el archivo de la malla de un formato “.UNV” a un formato “.FOAM”. Antes de proseguir se hizo uso también de la función *checkMesh* para llevar a cabo una rápida revisión de la calidad de la malla, cuyos resultados se encuentran ilustrados en el apartado 4.1.

Tras confirmar la validez de una malla el siguiente paso fue particionarla en 4 subdominios a través del comando *decomposePar.exe*. Para correr el *Solver* con SimpleFoam en paralelo se prosiguió con la siguiente nomenclatura: ***mpiexec.exe -np 4 simpleFoam.exe -parallel***. Finalmente, al término de cada simulación, se reconstruyó y visualizó el modelo en ParaView usando las funciones *reconstructPar* y *paraFoam* respectivamente.

Adicional al procedimiento anterior, se le indicó a OpenFoam escribir la información de las iteraciones de la simulación como un archivo de extensión “.TXT” añadiendo “>[NOMBRE].txt” junto al comando de ejecución en paralelo.

```

10vel_Y40_Lam: Bloc de notas
Archivo Edición Formato Ver Ayuda

Time = 1
smoothSolver: Solving for Ux, Initial residual = 1, Final residual = 0.00675858, No Iterations 4
smoothSolver: Solving for Uy, Initial residual = 0, Final residual = 0, No Iterations 0
GAMG: Solving for p, Initial residual = 1, Final residual = 0.00787057, No Iterations 26
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.00566396, Final residual = 5.30525e-005, No Iterations 4
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.000606351, Final residual = 3.01664e-006, No Iterations 6
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.000208539, Final residual = 1.83901e-006, No Iterations 5
time step continuity errors : sum local = 0.596313, global = -0.000425909, cumulative = -0.000425909
smoothSolver: Solving for epsilon, Initial residual = 0.0402178, Final residual = 0.000217088, No Iterations 5
smoothSolver: Solving for k, Initial residual = 1, Final residual = 0.00924622, No Iterations 8
ExecutionTime = 10.797 s  ClockTime = 11 s

Time = 2
smoothSolver: Solving for Ux, Initial residual = 0.394659, Final residual = 0.00359358, No Iterations 6
smoothSolver: Solving for Uy, Initial residual = 0.297421, Final residual = 0.00246038, No Iterations 6
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.0069222, Final residual = 4.29932e-005, No Iterations 12
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.00581875, Final residual = 3.69932e-005, No Iterations 6
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.000523912, Final residual = 3.81073e-006, No Iterations 8
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.000126848, Final residual = 1.02594e-006, No Iterations 7
time step continuity errors : sum local = 0.105234, global = 0.00192886, cumulative = 0.00150295
smoothSolver: Solving for epsilon, Initial residual = 0.0564507, Final residual = 0.000473998, No Iterations 6
smoothSolver: Solving for k, Initial residual = 0.569141, Final residual = 0.0036707, No Iterations 7
ExecutionTime = 14.463 s  ClockTime = 15 s

Time = 3
smoothSolver: Solving for Ux, Initial residual = 0.166339, Final residual = 0.000932385, No Iterations 6
smoothSolver: Solving for Uy, Initial residual = 0.180989, Final residual = 0.00138518, No Iterations 5
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.00566266, Final residual = 4.85148e-005, No Iterations 9
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.00261622, Final residual = 1.74444e-005, No Iterations 6
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.00030276, Final residual = 1.84933e-006, No Iterations 8
GAMG: Solving for p, Initial residual = 7.76437e-005, Final residual = 3.35372e-007, No Iterations 7
time step continuity errors : sum local = 0.0159744, global = 0.000383149, cumulative = 0.0018861
smoothSolver: Solving for epsilon, Initial residual = 0.190928, Final residual = 0.00132154, No Iterations 6
smoothSolver: Solving for k, Initial residual = 0.300914, Final residual = 0.00174918, No Iterations 7
ExecutionTime = 17.819 s  ClockTime = 18 s

```

Figura 3.34: Escritura de la Información Iterativa de la Simulación en el Caso Final de Apertura al 100%.

Como criterios de convergencia se decidió determinar la fiabilidad de los resultados a partir del valor de los residuos y del mantenimiento de la continuidad del flujo en el modelo, como es habitual [42]. Además, se buscó replicar los valores del artículo base ilustrados en la figura 3.20 para los casos del perfil real del álabe regulatorio.

Se dejó correr las simulaciones un número específico de iteraciones antes de verificar el estado de los residuos y coeficientes a través de la herramienta Gnuplot. Se consideró haber llegado a un estado estacionario del sistema una vez se detuvo la variación de estos valores, manteniéndose constantes a través de un lapso de tiempo adecuado. De igual forma se observó la conservación del flujo volumétrico a través de las funciones *flowIn* y *flowOut* a la entrada y salida del inyector respectivamente. En caso de no cumplir con estas condiciones, se resumió la simulación con iteraciones adicionales y se repitió la verificación una segunda vez a su término.

De no lograr la convergencia tras este segundo intento, se denominó a la simulación como fallida y reinicio con nuevas condiciones hasta encontrar la configuración correcta.

3.8 Componentes de la Velocidad de Salida

En esta sección se describe el proceso utilizado para la interpretación de los resultados y recolección de los valores de los componentes de la velocidad a la salida del inyector. El método para obtener la otra métrica de importancia en este trabajo, la fuerza de arrastre de la válvula de paso sobre el flujo de agua, se describe en la sección 3.4.1, involucrando únicamente el despeje de la ecuación (3.8) con las constantes de la simulación y el coeficiente de arrastre proporcionado por la función *forceCoeffsIncompressible*.

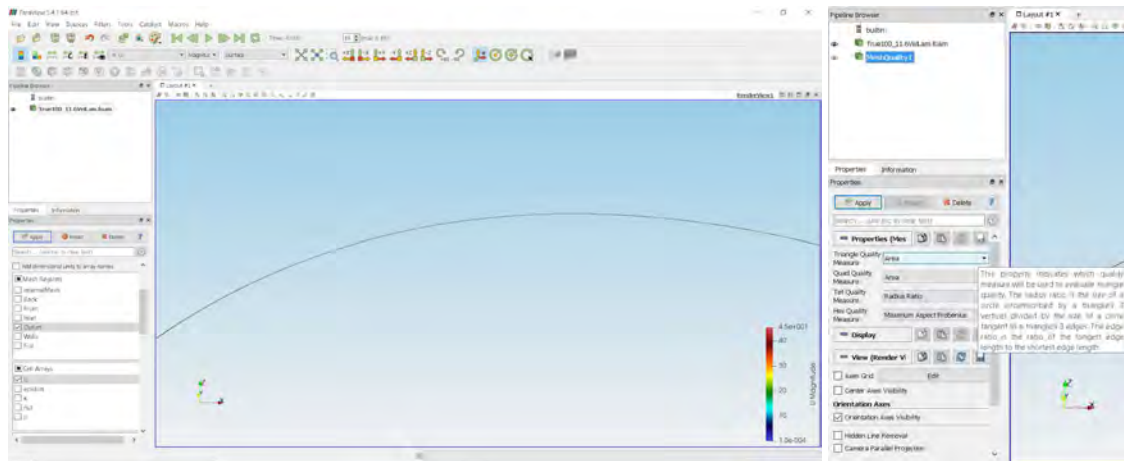
A falta de una función equivalente para los componentes de la velocidad, se utilizó la aplicación ParaView, un software de código abierto para el análisis y visualización de información, para obtener los valores a la salida del inyector. A la conclusión de cada simulación se llamó al programa con el comando *paraFoam* desde la misma interfaz de OpenFOAM. Esto ejecuta un *script* que automáticamente exporta el archivo como tipo “.FOAM” y lo abre en ParaView en una nueva ventana.

Una vez abierto el archivo fue posible visualizar las condiciones de la simulación (velocidad, presión, turbulencia, etc.) como un gradiente de colores en la región de la malla correspondiente. Los grupos de aristas previamente establecidos determinaron la división de las superficies, siendo el mallado interno el único grupo generado automáticamente por el programa. Al buscar únicamente los componentes de la velocidad a la salida del inyector, solo fue necesario visualizar el grupo *Outlet* con su gradiente de velocidad.

Al preparar los archivos de una simulación por OpenFOAM se establece que tanto debe correr y cada cuanto tiempo entrega valores de salida, los cuales son determinados por funciones como *forceCoeffsIncompressible*. En nuestro caso se le dio la instrucción al programa de compilar la información cada cierto número de iteraciones en la simulación; 2,000 en la mayoría de los casos. ParaView traduce estos intervalos en fotogramas que permiten observar las condiciones del sistema en varios puntos del transcurso de la simulación. Esta función se utilizó para obtener los valores de velocidad en la superficie *Outlet* al final de la simulación, cuando se había llegado a un estado estacionario.

CAPÍTULO 3.0 - DESARROLLO

El siguiente paso fue aplicar un filtro de calidad de la malla (*Mesh Quality*) lo cual nos permitió medir la calidad de las celdas que componen nuestra superficie a través de su área. Esto generó hojas de cálculo donde se listan los valores de velocidad en los ejes X, Y y Z en cada punto (donde se interseccionan las aristas) y celda de la malla, así como la calidad (área) de las celdas. Se exportaron estas hojas de cálculo como archivos de Excel.



(a)

(b)

BlockNumber	PointID	Points	U	V	W		
0	2	0	-0.309578	-0.10891137793	0	-17.4223	3.49565e-25
1	2	1	-0.310999	-0.1150606001114	-0.000104547	2.43626e-28	
2	2	2	-0.0660421	-0.02041060932	0	8.27292	6.02226e-24
3	2	3	-0.309972	-0.10925167386	-1.64109	-1.39935e-25	
4	2	4	-0.309761	-0.10965970597	-15.2171	-3.24936e-25	
5	2	5	-0.309846	-0.10995174698	14.0812	3.57375e-26	
6	2	6	-0.309925	-0.1103183548	0	-12.9188	1.12555e-25
7	2	7	-0.31	-0.110627	2.18507	-11.8653	-1.48311e-25
8	2	8	-0.310071	-0.11092207908	0	-10.1924	-2.2313e-25
9	2	9	-0.310138	-0.11121683271	-8.63122	1.52952e-25	
10	2	10	-0.310202	-0.11147488121	0	-7.25673	3.56078e-26
11	2	11	-0.310262	-0.11173186573	-5.91529	-2.86912e-25	
12	2	12	-0.310319	-0.1119785042	0	-4.56498	-4.10053e-25
13	2	13	-0.310373	-0.11221125752	-3.46242	1.60569e-25	
14	2	14	-0.310424	-0.11245310459	0	-2.5772	1.12287e-25
15	2	15	-0.310472	-0.112640742841	-1.79702	7.15709e-26	
16	2	16	-0.310518	-0.1128485948070	1.27381	1.92854e-25	
17	2	17	-0.310561	-0.11304040533	-0.86402	7.3001e-26	
18	2	18	-0.310602	-0.1132292229520	-0.550585	-2.89056e-26	
19	2	19	-0.310641	-0.11340015551	-0.359271	-1.83887e-26	

Block Number	Cell ID	Cell Type	Quality	U	V	W
0	2	0	7.73207e-8	1.51533	-16.992	2.04033e-25
1	2	1	7.3779e-8	1.8324	-15.8298	-4.83904e-25
2	2	2	7.02877e-8	1.57953	-14.6045	-1.65967e-25
3	2	3	6.6892e-8	1.91443	-13.558	2.37442e-25
4	2	4	6.39841e-8	1.99516	-12.2796	-1.2331e-25
5	2	5	6.08781e-8	2.37497	-11.0509	-2.86292e-25
6	2	6	5.79592e-8	1.77719	-9.33391	-1.59895e-25
7	2	7	5.53031e-8	1.88823	-7.92853	4.65873e-25
8	2	8	5.27819e-8	1.8742	-6.58493	2.46282e-25
9	2	9	5.03087e-8	1.85726	-5.24564	-8.20105e-25
10	2	10	4.80301e-8	1.15115	-3.88432	0
11	2	11	4.55572e-8	1.9639	3.04053	3.21139e-25
12	2	12	4.36683e-8	0.845282	-2.11387	-9.65642e-26
13	2	13	4.16284e-8	0.6404	-1.48017	2.39706e-25
14	2	14	3.95466e-8	0.549214	1.06745	1.46602e-25
15	2	15	3.77028e-8	0.261446	-0.665253	0
16	2	16	3.6054e-8	0.184459	-0.436019	-5.78133e-26
17	2	17	3.421e-8	0.126761	0.282523	2.10358e-26
18	2	18	3.27564e-8	0.0837412	-0.181572	6.04482e-27
19	2	19	3.11089e-8	0.0543215	-0.116596	3.07769e-27

(c)

(d)

Figura 3.35: Visualización y Exportación de los Componentes de la Velocidad a través de la Interfaz de ParaView: (a) Visualización de la Superficie *Outlet* y el Gradiente de la Magnitud de Velocidad. (b) Aplicación del Filtro *Mesh Quality*. (c) Hoja de Cálculo de los Puntos de la Superficie. (d) Hoja de Cálculo de las Celdas de la Superficie.

Debido a que el modelo se generó extruyendo la cara lateral del inyector en dirección del eje Z, la superficie *Outlet* está compuesta por una única hilera de celdas. El número de celdas fue el mismo para todos los porcentajes de apertura, con excepción del 100% y 91%. En estos casos la capa límite afectó la superficie *Outlet* debido a la proximidad de la punta de la válvula de paso.

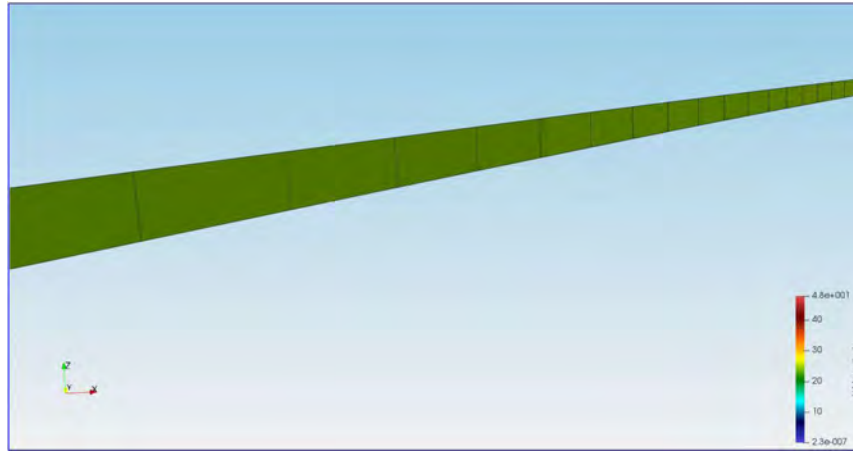


Figura 3.36: Visualización de las Celdas en la Superficie *Outlet*.

Apertura	Número de Celdas (<i>Outlet</i>)	Número de Puntos (<i>Outlet</i>)
100%	604	1210
91%	556	1114
84%		
78%		
72%	550	1102
66%		
59%		
50%		

Tabla 3.16: Número de Celdas de la Superficie *Outlet* según el Porcentaje de Apertura.

Las listas entregadas por ParaView enumeraron los puntos y las celdas de manera semi-errática, por lo que no estaban ordenados en base a su posición en la hilera. Por tal razón el siguiente paso fue corregir esta deficiencia. Afortunadamente, la hoja de datos de los puntos incluía coordenadas en las direcciones X, Y y Z, lo que hizo posible ordenar la información desde el extremo izquierdo del *Outlet* al extremo derecho. No se obtuvieron datos similares en el caso de las celdas, pero fue posible deducir su orden al casar la información con la de los puntos.

Primeramente, se organizaron las columnas de puntos en base a sus coordenadas en el eje X. Se escogió este eje como base para el ordenamiento de las celdas debido a que las coordenadas en Y se pueden expresar como función de las coordenadas X. Posteriormente, se calculó la distancia de cada punto al siguiente a partir de sus componentes, consiguiendo así la longitud de las celdas de la superficie. Su forma rectangular se mantuvo constante a través de su extensión, igual que su altura de 0.2 mm debido a la extrusión que generó al modelo. Con estos datos se calculó el área de cada celda, ordenándose de mayor a menor. Se hizo lo mismo con la hoja de datos de las celdas, donde las áreas ya se nos habían hecho saber gracias al filtro de calidad de ParaView. Se compararon ambos grupos de columnas para verificar que las áreas calculadas pudieran ser emparejadas con las cifras aportadas por el programa. Una vez se obtuvo esta

CAPÍTULO 3.0 - DESARROLLO

confirmación, se organizaron las columnas una última vez en base a las coordenadas en el eje X, por fin acomodando nuestras celdas de izquierda a derecha.

En la figura 3.37 se ilustra este proceso con mayor detalle:

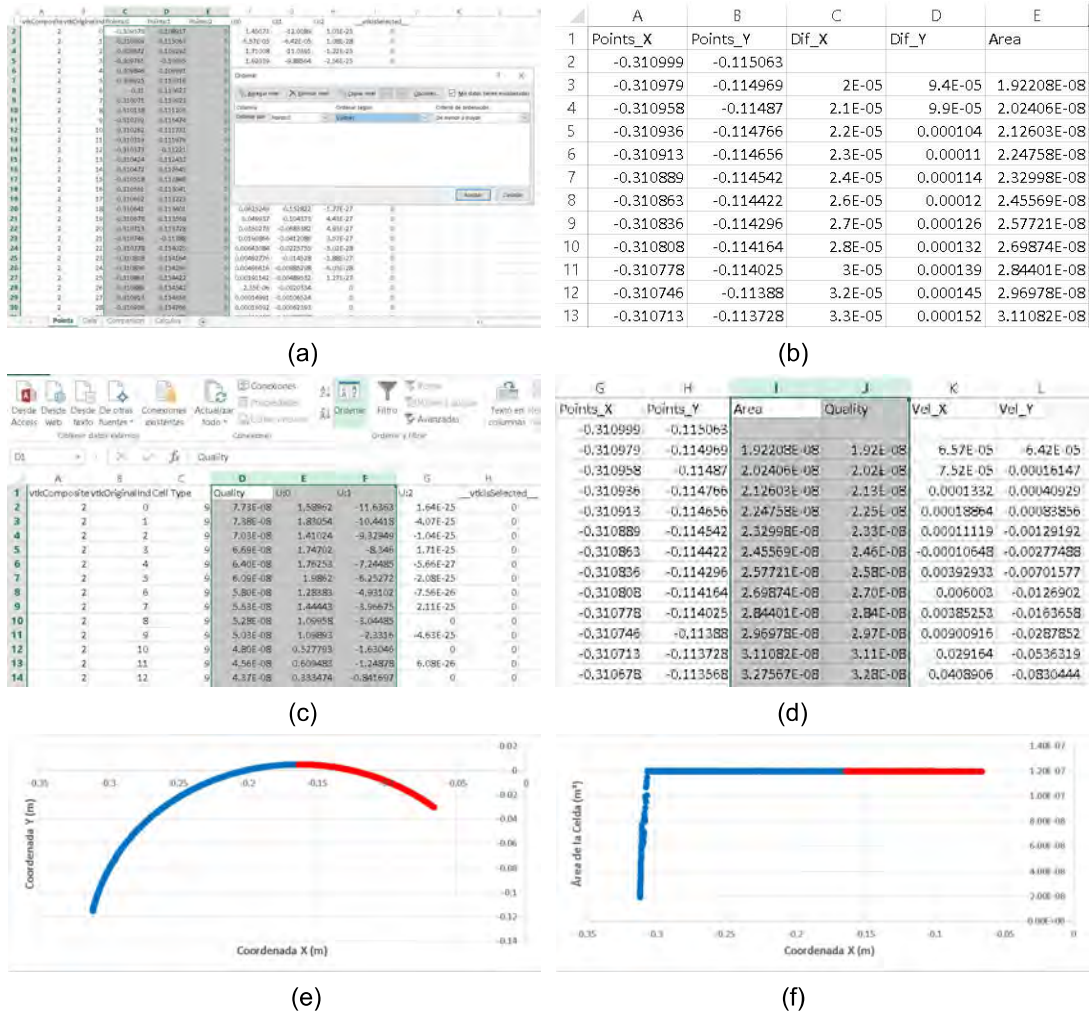


Figura 3.37: Organización de las Celdas de la Superficie Outlet en Excel en Base a su Posición.

Haciendo uso del caso al 78% de apertura como ejemplo, las hojas de datos exportadas por ParaView para los puntos y celdas de la superficie de salida se consolidaron en un solo archivo de Excel.

Como se muestra en la figura 3.37.a, el listado de puntos incluye coordenadas en los ejes X, Y y Z, nombrados *Points:0*, *Points:1* y *Points:2* respectivamente; los componentes de la velocidad siguieron una nomenclatura similar. Lo más notable fue el hecho de que las coordenadas en el eje Z no tuvieron variación fuera de lo previsto por la extrusión. Puesto de otra forma, la mitad de los puntos tuvieron una posición en los ejes X y Y exactamente igual a la otra mitad, separados únicamente por 0.2mm en el eje Z. Esto nos permitió simplificar el proceso de ordenado al trabajar solo con la mitad de los datos. De igual manera, se usó la herramienta "Ordenar" del menú "Datos" de Excel, la cual permite la

CAPÍTULO 3.0 - DESARROLLO

redistribución de datos en base a una fila o columna y a un criterio de nuestra elección. En este caso, se ordenó a partir de *Points:0* en dirección ascendente.

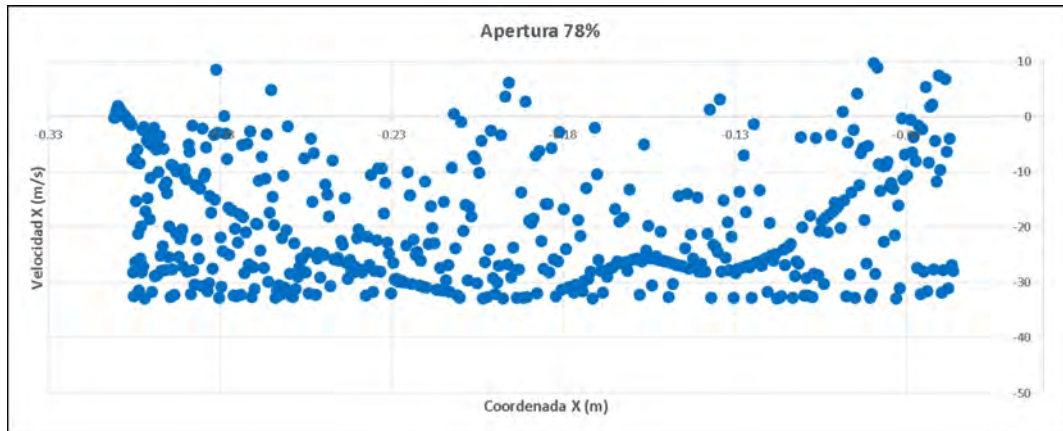
La distribución de los puntos evidenció celdas de forma rectangular, cuyas áreas se calcularon al multiplicar su longitud por la altura constante de 0.2 mm. Dicha longitud fue la hipotenusa de las distancias en X y Y entre puntos vecinos, producto de una simple sustracción. Esto se ilustra en la figura 3.37.b.

Pasando al listado de celdas en la figura 3.37.c se encontraron los valores del área (*Quality*) generados por ParaView y los componentes de la velocidad en los ejes X, Y y Z. De estos, la velocidad en Z fue despreciable y se descartó para simplificar el proceso. Como con el listado de puntos se empleó la herramienta “Ordenar” para las columnas mencionadas, organizando los datos de forma ascendente a partir de las áreas. Lo mismo se llevó a cabo con las columnas de la hoja de datos de puntos, ordenándolos a partir de las áreas calculadas.

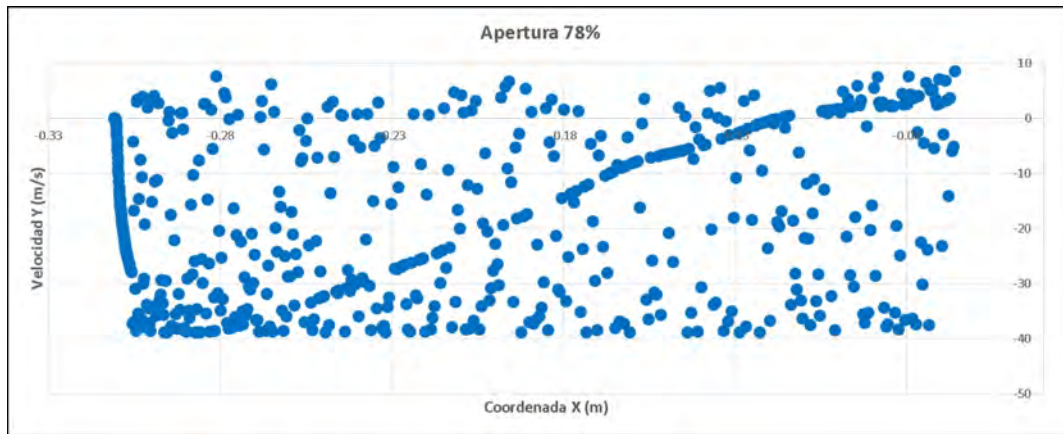
La figura 3.37.d ilustra la correspondencia que se encontró entre ambos grupos. Cada área calculada a base de los puntos de la superficie se casó con una cifra suficientemente cercana en su misma posición en el eje X. En otras palabras, se pudo considerar a ambas columnas de áreas como equivalentes, combinando ambos listados en una única hoja de datos. Gracias a esto fue posible asignar a las celdas las coordenadas de los puntos que las componían, resultando en las figuras 3.37.e y 3.37.f. Específicamente en la figura 3.37.e, la cual muestra una gráfica de la posición en Y contra la posición en X, se replicó el arco de la salida del inyector y se demostró la fiabilidad de este procedimiento.

En el caso de la figura 3.37.f, se graficó el área de las celdas contra su posición en el eje X. Dichas áreas entregaron sus valores menores en el extremo izquierdo de la superficie, aumentando rápidamente hasta llegar a un tamaño constante aproximadamente seis veces mayor al valor original. Dicho aumento abarcó poco más de un décimo de todas las celdas. Esta distribución se debe a que, como se explica en la sección 3.5, una pequeña porción del modelo en la esquina inferior izquierda del inyector se malló de forma más fina en comparación con el resto de la figura para mantener la calidad de la malla. Como producto de esta medida, se predijo que la variación del área de las celdas no afectaría en gran forma los resultados de las simulaciones ya que solo una pequeña parte del flujo llegaría a pasar por esa zona.

Con las celdas en orden se prosiguió a graficar los componentes de la velocidad en los ejes X y Y contra las coordenadas en X. Los resultados inmediatos fueron altamente imprecisos, pero como se puede observar en las figuras 3.38.a y 3.38.b se notó una clara tendencia presente en las lecturas. Prediciendo que los errores afectarían los promedios de manera significativa, se decidió filtrarlos y reemplazarlos por los valores apropiados.



(a)



(b)

Figura 3.38: Apertura de 78%. Gráficas de los Componentes de la Velocidad de Salida en el Inyector: (a) Componente X de la Velocidad contra la Posición en X. (b) Componente Y de la Velocidad contra la Posición en X.

El proceso de corrección de los resultados fue compuesto por tres pasos. Primeramente, se utilizaron los comandos “SI” y “ABS” de Excel para eliminar cualquier valor que varió drásticamente de sus vecinos. Debido a la estructura del comando, este no pudo hacerse cargo de secciones compuestas por errores continuos, por lo que el segundo paso fue quitar estos valores manualmente así como restaurar las velocidades correctas que fueron removidas debido a estar rodeadas por errores.

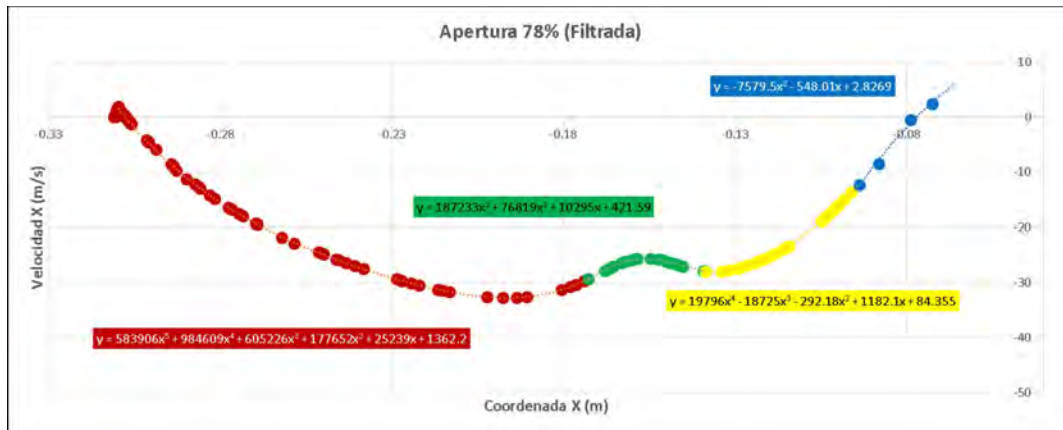
Al llevar a cabo esta revisión se notó un patrón presente entre los resultados: cada componente erróneo en X significa un componente erróneo en Y para la misma celda, y viceversa. Esto es lógico ya que los componentes se refieren a un mismo vector, por lo que si la velocidad total no es correcta tampoco lo serán las proyecciones del vector en los ejes. Ésto sirvió como un último paso en el filtrado, en el que valores erróneos que a su vez no eran lo suficientemente imprecisos como para ser identificados como tal pudieron ser removidos al verificar su componente hermano. Puesto de otra forma, si los componentes de la velocidad en una misma celda no eran ambos correctos, los dos se descartaron.

Los valores restantes se utilizaron como base para generar la línea de tendencia. En Excel esto se llevó a cabo seleccionando la gráfica a trabajar, trasladándose al menú

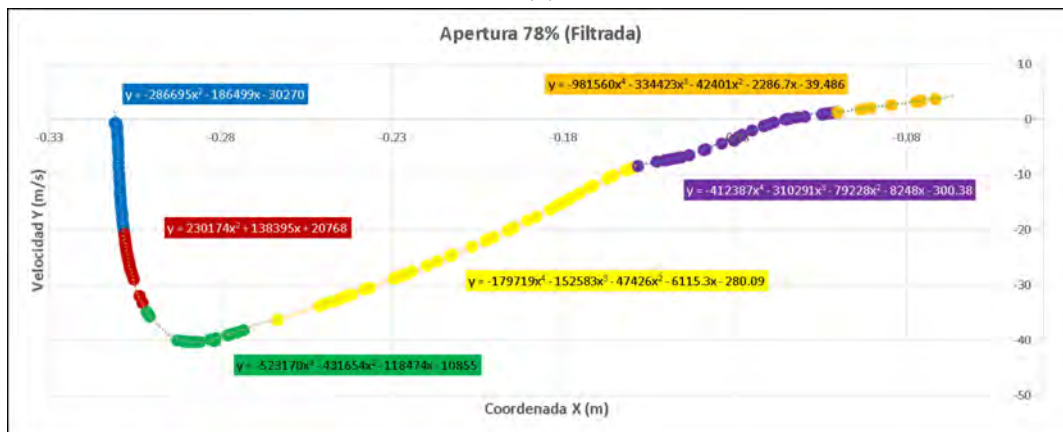
CAPÍTULO 3.0 - DESARROLLO

“Diseño” de las “Herramientas de Gráficos”, y utilizando la herramienta “Agregar Elemento del Gráfico”. A continuación se le indicó al programa generar una línea de tendencia polinómica, pero al solo poder llegar hasta el 6° Orden en Excel esto no bastó para abarcar todos los resultados con una sola línea. Sin mencionar que, tras cierto punto, la función empezó a incluir factores altos e imprecisos; como ejemplo: “1E+08”. Por lo tanto se seccionaron los valores en varias partes para simplificar la forma del gráfico, y así generar tres diferentes líneas de tendencia en lugar de una sola.

En la figura 3.39 se ilustran las gráficas obtenidas como resultado de este proceso.



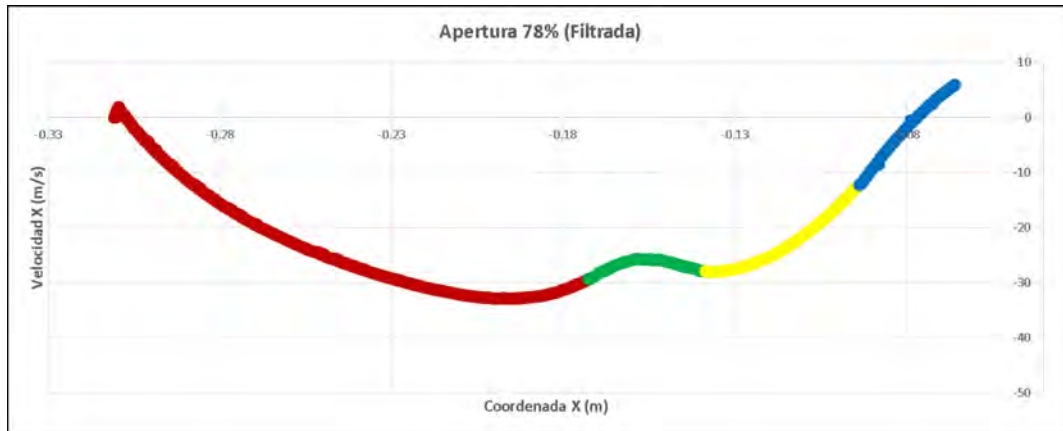
(a)



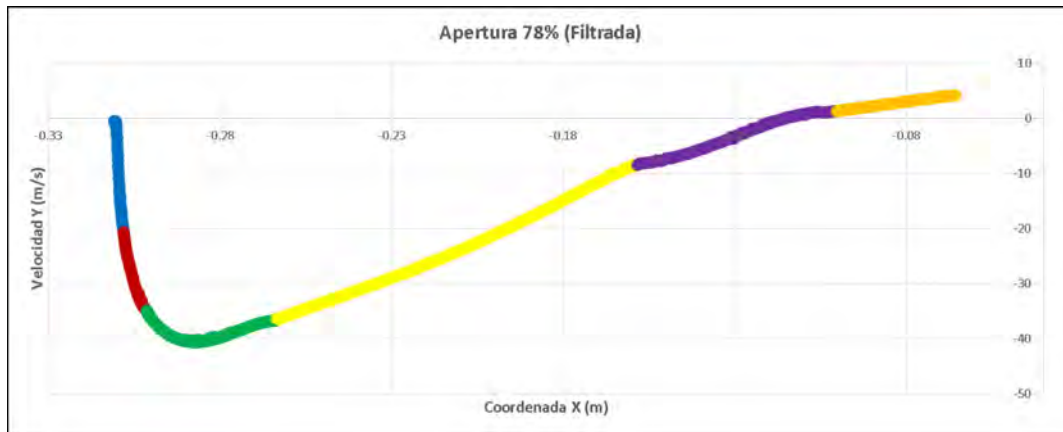
(b)

Figura 3.39: Apertura de 78%. Gráficas Filtradas de los Componentes de la Velocidad de Salida en el Inyector, y Líneas de Tendencia: (a) Componente X de la Velocidad contra la Posición en X. (b) Componente Y de la Velocidad contra la Posición en X.

Posteriormente se utilizaron las funciones para calcular los componentes faltantes, rellenando las gráficas.



(a)



(b)

Figura 3.40: Apertura de 78%. Gráficas Refinadas de los Componentes de la Velocidad de Salida en el Inyector: (a) Componente X de la Velocidad contra la Posición en X. (b) Componente Y de la Velocidad contra la Posición en X.

A partir de las áreas y distancias entre puntos medidas previamente se calcularon las proyecciones de las celdas en los ejes X y Y. Estas se multiplicaron con los componentes de velocidad para obtener los componentes del caudal para cada celda. Esto permitió escalar las velocidades en base a la porción de la superficie *Outlet* cubierta por cada celda, ya que como demuestra la figura 3.37.f no se puede asumir que todas las celdas son equivalentes en cuanto a su área.

Se sumaron todos los componentes del caudal en X por su cuenta y los componentes en Y por la suya, antes de dividir ambas sumas por el área total de la superficie *Outlet*. Esto finalmente entregó los componentes promedio de la velocidad en X y Y a la salida del inyector, permitiendo comparar con la gráfica del artículo ilustrada en la figura 3.20 [6].

RESULTADOS

4.1 Parámetros de Calidad de las Mallas

Como se explicó en los apartados 3.5.3 y 3.7, se hizo uso de la interfaz de OpenFOAM para verificar la calidad de las mallas a través del comando *checkMesh*. En las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 se pueden observar los valores de la relación de aspecto, oblicuidad y no-ortogonalidad de los ensayos y corridas finales. El artículo [6] no reportó parámetros de calidad con los cuales comparar los obtenidos en este trabajo.

ENSAYO (Coeficiente de Arrastre)	No. de Celdas			Máx. Relación de Aspecto	No-ortogonalidad		Máx. Oblicuidad
	Hexahedros	Prismas	Total		Máxima	Promedio	
100%	6540	524297	530837	3,03	33,38	3,05	0,38
91%	6305	521800	527905	3,36	33,38	3,13	0,35
84%	4775	501116	505891	4,82	33,38	3,32	0,34
77%	4775	500956	505731	4,84	33,38	3,24	0,35
72%	4735	503028	507763	5,61	33,38	3,04	0,47
66%	5682	501456	507138	6,31	33,38	3,09	0,45
56%	17388	495587	512975	7,04	33,38	2,95	0,33
50%	19100	495182	514282	7,77	33,38	2,78	0,33

Tabla 4.1: Parámetros de Calidad de Mallas Empleadas en los Ensayos de Coeficientes de Arrastre.

ENSAYO (Componentes de la Velocidad)	No. de Celdas			Máx. Relación de Aspecto	No-ortogonalidad		Máx. Oblicuidad
	Hexahedros	Prismas	Total		Máxima	Promedio	
100%	7566	525724	533290	3,55	33,38	3,09	0,68
91%	5664	502319	507983	4,88	33,38	3,11	0,72
84%	5730	501832	507662	4,94	33,38	3,17	0,33
77%	5730	501434	507164	4,67	33,38	3,36	0,33
72%	5658	504352	510010	5,11	33,38	2,94	0,64
66%	5730	500450	506180	5,42	33,38	3,08	0,33
56%	17622	496298	513920	5,47	33,38	2,91	0,33
50%	16660	495635	512295	5,26	33,38	2,98	0,33

Tabla 4.2: Parámetros de Calidad de Mallas Empleadas en los Ensayos de Componentes de la Velocidad.

SIMULACIONES FINALES	No. de Celdas			Máx. Relación de Aspecto	No-ortogonalidad		Máx. Oblicuidad
	Hexahedros	Prismas	Total		Máxima	Promedio	
100%	6540	524297	530837	4,87	33,38	3,05	0,38
91%	6305	521800	527905	4,87	33,38	3,13	0,35
84%	4775	501116	505891	4,87	33,38	3,32	0,34
77%	4775	503906	508681	4,87	33,38	3,22	0,33
72%	5658	504352	510010	5,11	33,38	2,94	0,64
66%	4775	502062	506837	4,87	33,38	3,07	0,33
56%	3820	502736	506556	4,87	33,38	3,16	0,33
50%	16660	495635	512295	5,66	33,38	2,98	0,33

Tabla 4.3: Parámetros de Calidad de Mallas Empleadas en las Simulaciones Finales.

La malla generada por E. T. Woldemariam, H. G. Lemu y G. G. Wang [6] a partir del modelo del inyector aislado fue compuesta de 60,270 elementos. En comparación, cada una de las mallas empleadas en este trabajo estuvieron compuestas de más de 500,000 elementos. Esto tomando en cuenta que el grosor del modelo utilizado en el artículo se adhiere a los 68mm de la turbina T15 real, mientras que las mallas listadas en las tablas

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

anteriores tienen un grosor de 0.2mm para ahorrar en recursos computacionales, como se explica en la sección 3.4. Por tal se puede concluir que las mallas en este trabajo poseen mayor fineza que la malla de referencia, en particular referente al perfil del inyector. En teoría, esto debió haber arrojado resultados más precisos.

En cuestión a los parámetros de calidad, debido a que todas las mallas fueron permitidas por OpenFOAM, se puede concluir que los valores reportados en las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 todos caen dentro del rango aceptable.

La relación de aspecto máxima tiende a crecer con el cerrado de la válvula durante los ensayos, posiblemente debido a la proximidad de los extremos del perfil con las paredes del modelo. Pero como se puede observar en las corridas finales, la mayoría de las mallas entregaron el mismo valor máximo de relación de aspecto en violación de la tendencia anterior. Al final, no se pudo llegar a una conclusión definitiva sobre el comportamiento de esta variable, pero no se consideró de importancia debido a que los valores en sí fueron suficientemente cercanos a 1.

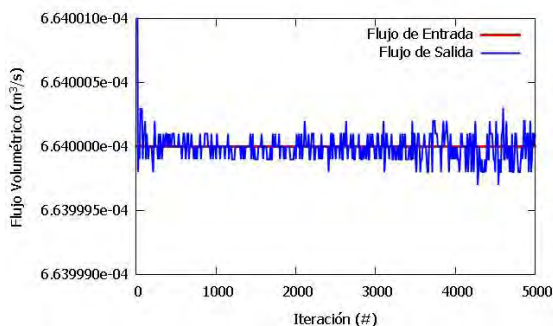
La oblicuidad máxima se mantuvo por debajo de un valor de 0.4 en la mayoría de los casos, variando entre 0.33 (el valor más común) y 0.72, el cual solo se presentó en una ocasión. De todas formas, todas las mallas evitaron rebasar los 0.85 de oblicuidad, el cual es el valor máximo recomendado para celdas hexahédricas y prismas [42].

Finalmente, la no-ortogonalidad máxima se mantuvo constante con un valor de 33.38 para todos los escenarios. Esto se debe a que la sección del modelo responsable por esta cifra, el extremo izquierdo de la salida del inyector, no se vio afectada por la rotación del perfil de la válvula de paso. Fuera de esto, la no-ortogonalidad promedio se mantuvo por debajo de un valor de 4 en todas las mallas, muy lejos del valor máximo de 70 recomendado [42].

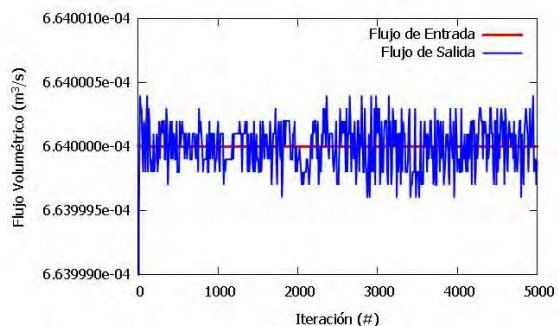
4.2 Primer Ensayo

4.2.1 Criterios de Convergencia

El primer criterio de convergencia aplicado a las simulaciones fue el mantenimiento de la continuidad del flujo en el modelo. En otras palabras, se verificó a lo largo de la operación que el flujo volumétrico entre la salida y la entrada del inyector se mantuviera igual. La continuidad se ilustra a continuación:



(a)



(b)

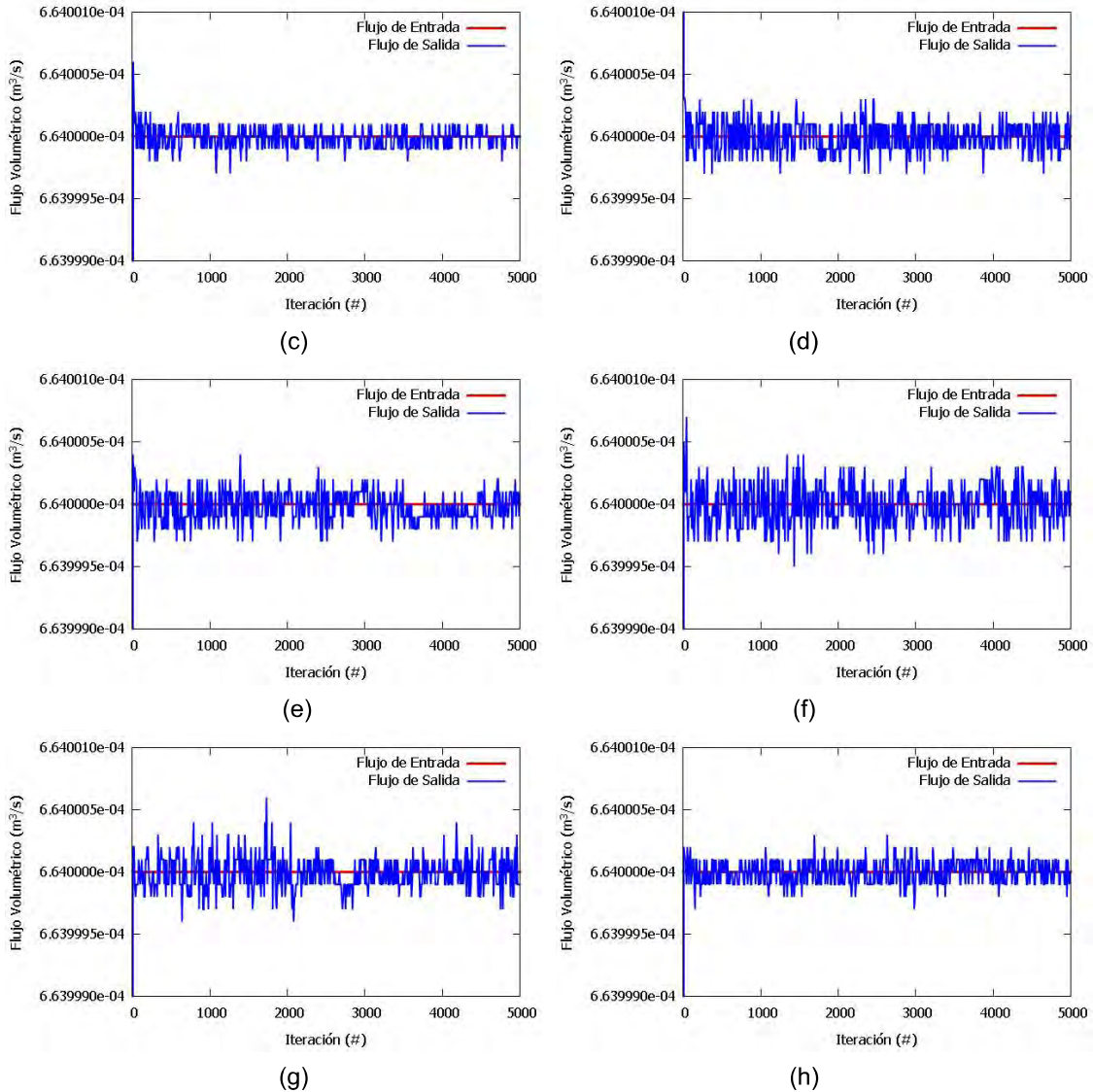


Figura 4.1: Gráficos de Continuidad de Flujo (Flujo Volumétrico contra Número de Iteración). Primer Ensayo: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

Como se puede observar, todas las corridas en el primer ensayo cumplieron con la condición de continuidad. El flujo volumétrico de entrada se mantuvo constante a través de todas las simulaciones, apegándose a las condiciones de frontera. Mientras tanto, el flujo de salida tuvo una oscilación despreciable y un promedio que se alineó con el flujo de entrada en cada caso.

El único elemento notable es el comportamiento del flujo volumétrico de salida al inicio de las simulaciones. Para cada apertura, la variable requirió de alrededor de una docena de iteraciones antes de converger alrededor del valor correcto, como se ejemplifica en la figura 4.2. Esta característica de los datos se atribuyó al lapso de tiempo entre la entrada del agua al inicio de la simulación y su descarga por la salida del inyector fracciones de segundo después (en el tiempo de la simulación).

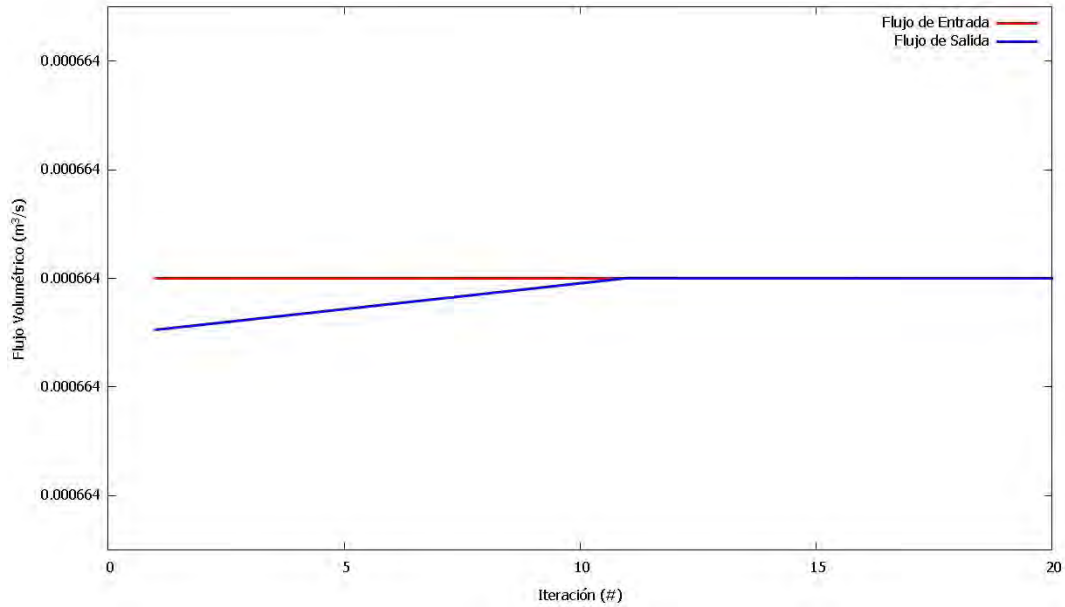
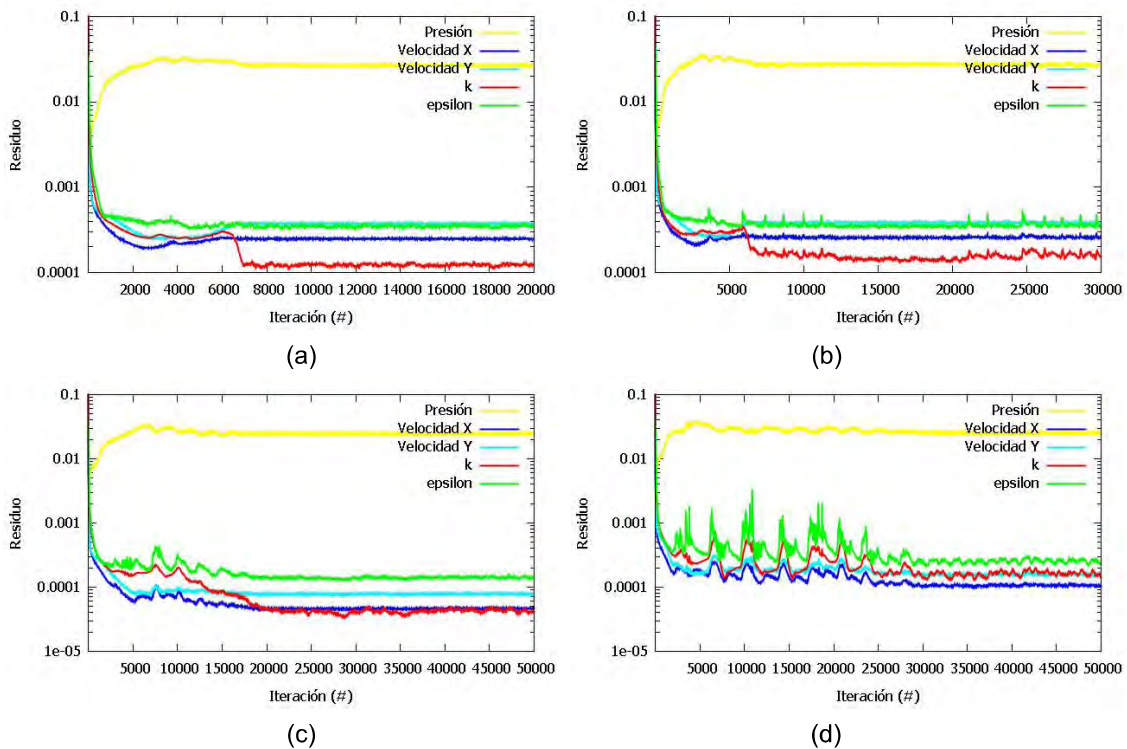


Figura 4.2: Gráfico de Continuidad de Flujo (Flujo Volumétrico contra Número de Iteración) al Inicio de la Simulación. Primer Ensayo. Caso de 72% de Apertura.

El segundo criterio de convergencia establecido fue el comportamiento de los residuos. Fueron cinco los campos de los cuales derivaron los residuos: presión, los componentes X y Y de la velocidad, la energía cinética de turbulencia, y la tasa de disipación de turbulencia. Es habitual que se considere que se ha llegado a la convergencia en una simulación cuando el residuo de cada variable cae por debajo de un valor de 1×10^{-3} [42].



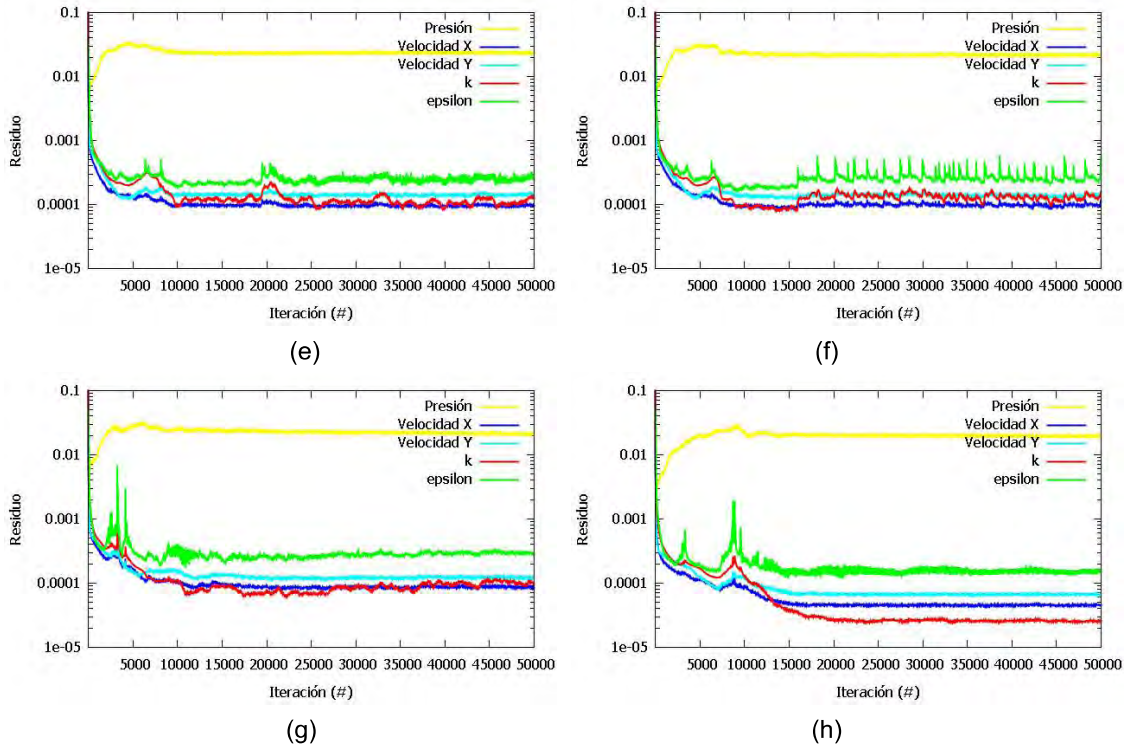


Figura 4.3: Gráficos de Residuos contra Número de Iteración (Escala Logarítmica). Primer Ensayo: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

```

Time = 19999
smoothSolver: Solving for Ux, Initial residual = 0.000250459, Final residual = 2.30147e-006, No Iterations 5
smoothSolver: Solving for Uy, Initial residual = 0.000376858, Final residual = 3.39243e-006, No Iterations 5
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.0266209, Final residual = 0.000170345, No Iterations 5
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.00231352, Final residual = 1.53806e-005, No Iterations 6
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.00053331, Final residual = 5.24502e-006, No Iterations 5
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.000215689, Final residual = 1.47147e-006, No Iterations 6
time step continuity errors : sum local = 0.000433256, global = -4.75302e-007, cumulative = -0.00661046
smoothSolver: Solving for epsilon, Initial residual = 0.000341694, Final residual = 3.32089e-006, No Iterations 5
smoothSolver: Solving for k, Initial residual = 0.000123975, Final residual = 1.23605e-006, No Iterations 6
ExecutionTime = 71092.6 s ClockTime = 71092 s

Time = 20000
smoothSolver: Solving for Ux, Initial residual = 0.000249082, Final residual = 2.25781e-006, No Iterations 5
smoothSolver: Solving for Uy, Initial residual = 0.000375059, Final residual = 3.41787e-006, No Iterations 5
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.026611, Final residual = 0.000185461, No Iterations 5
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.00231345, Final residual = 1.95746e-005, No Iterations 6
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.000542772, Final residual = 5.07742e-006, No Iterations 5
GAMG: Solving for p, Initial residual = 0.000224613, Final residual = 1.17246e-006, No Iterations 6
time step continuity errors : sum local = 0.00034494, global = -5.47097e-007, cumulative = -0.00661101
smoothSolver: Solving for epsilon, Initial residual = 0.000346557, Final residual = 3.35266e-006, No Iterations 5
smoothSolver: Solving for k, Initial residual = 0.000124571, Final residual = 1.20617e-006, No Iterations 6
ExecutionTime = 71101 s ClockTime = 71101 s
    
```

Figura 4.4: Valores Iniciales y Finales de los Residuales en la Última Iteración. Caso del 100% de Apertura del Primer Ensayo.

Después de la resolución de entre 10,000 y 25,000 iteraciones, los residuos llegaron a un estado de oscilación relativamente despreciable alrededor de un valor promedio, el cual mantuvieron desde ese punto en adelante.

A primera vista, solo cuatro de los cinco residuos cayeron por debajo de 10^{-3} , cumpliendo con la condición tradicional de convergencia; mientras que en el caso de la presión, su residuo sólo llegó al rango entre 10^{-1} y 10^{-2} para todas las aperturas. Pero como se puede observar en la figura 4.4, esto solo es el caso para el valor inicial del residual. Su valor final, siendo este el que afecta el desempeño de la simulación, sí cae por debajo de 10^{-3} . Esto también es el caso para las otras variables, siendo aún menores de lo que las gráficas de la figura 4.3 indican. Pero la función *residuals* solo toma los valores iniciales, y se desconoce cómo cambiar su código de forma que seleccione los valores finales en su lugar, por lo que no se pudo graficar los residuos reales. De igual forma, se llegó a un estado estacionario en las cinco variables, indicando que no hubo un impacto considerable en los resultados. Las mismas condiciones en cuanto a la función *residuals* aplican en todas las simulaciones posteriores.

Una última observación importante es el comportamiento de los residuos de la tasa de disipación de turbulencia (ε) en las gráficas; en particular para las aperturas a 72%, 66% y 50%. Como se puede notar en las figuras 4.3 (coloreado en verde), su oscilación es más pronunciada en comparación a los otros residuos. Este comportamiento se replicó a través de todo el primer ensayo, incluso al emplear las condiciones de frontera y parámetros de calidad que se juzgó ser óptimos. Pero tras analizar la información en el post-procesamiento se concluyó que esto no afectó de forma significativa a los resultados. Hay tres razones por las que se llevó a cabo tal conclusión.

En primer lugar, a pesar de su oscilación pronunciada en ciertas aperturas, y para todas las posiciones de la válvula, el residuo epsilon no cambió de magnitud, manteniéndose por debajo de 10^{-3} y por encima de 10^{-4} en sus valores iniciales tras llegar a un estado estacionario. En segundo lugar, a pesar del comportamiento del residuo, su valor promedio se mantuvo constante a partir de cierto punto, por lo que todavía se puede argumentar que este mismo llegó a la convergencia.

Por último, aunque la variación de epsilon es la más notable, esta siguió el mismo patrón que los demás residuos. Esto se puede observar más fácilmente en las gráficas 4.3.b y 4.3.f, donde el residuo k (la energía cinética de turbulencia) dibuja una serie similar de picos y valles, aunque de manera menos pronunciada. Igualmente, el residuo de velocidad en X continua con este patrón de forma aún más disminuida. Al no divergir de este patrón, se determinó que el residuo ε no representa un error en la simulación.

4.2.2 Coeficiente y Fuerza de Arrastre

Como se explica en el apartado 3.5.1, la figura 3.20 ilustra la fuerza de arrastre y los componentes de la velocidad del modelo del inyector aislado descrito en el artículo de referencia [6]. Por esta razón, se usó de base para medir el nivel de exactitud de los resultados entregados por los ensayos, incorporando los valores correspondientes en la tabla 4.4 y la figura 4.6, ilustradas a continuación junto con la figura 4.5.

Cabe recalcar que la única diferencia entre los casos del primer ensayo es el ángulo de apertura de la válvula de paso. Fuera de ese aspecto, todas las demás condiciones y variables iniciales de las simulaciones ilustradas se mantuvieron iguales, como se detalla de la tabla 3.12 a la tabla 3.15 en el apartado 3.6.3. Además, como comentario adicional, se

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

señala que el motivo por el cual los resultados tienen signo negativo es debido a la dirección del flujo del agua, siendo esta de derecha a izquierda en el eje X. Esto aplica tanto en el artículo de referencia cómo en este ensayo.

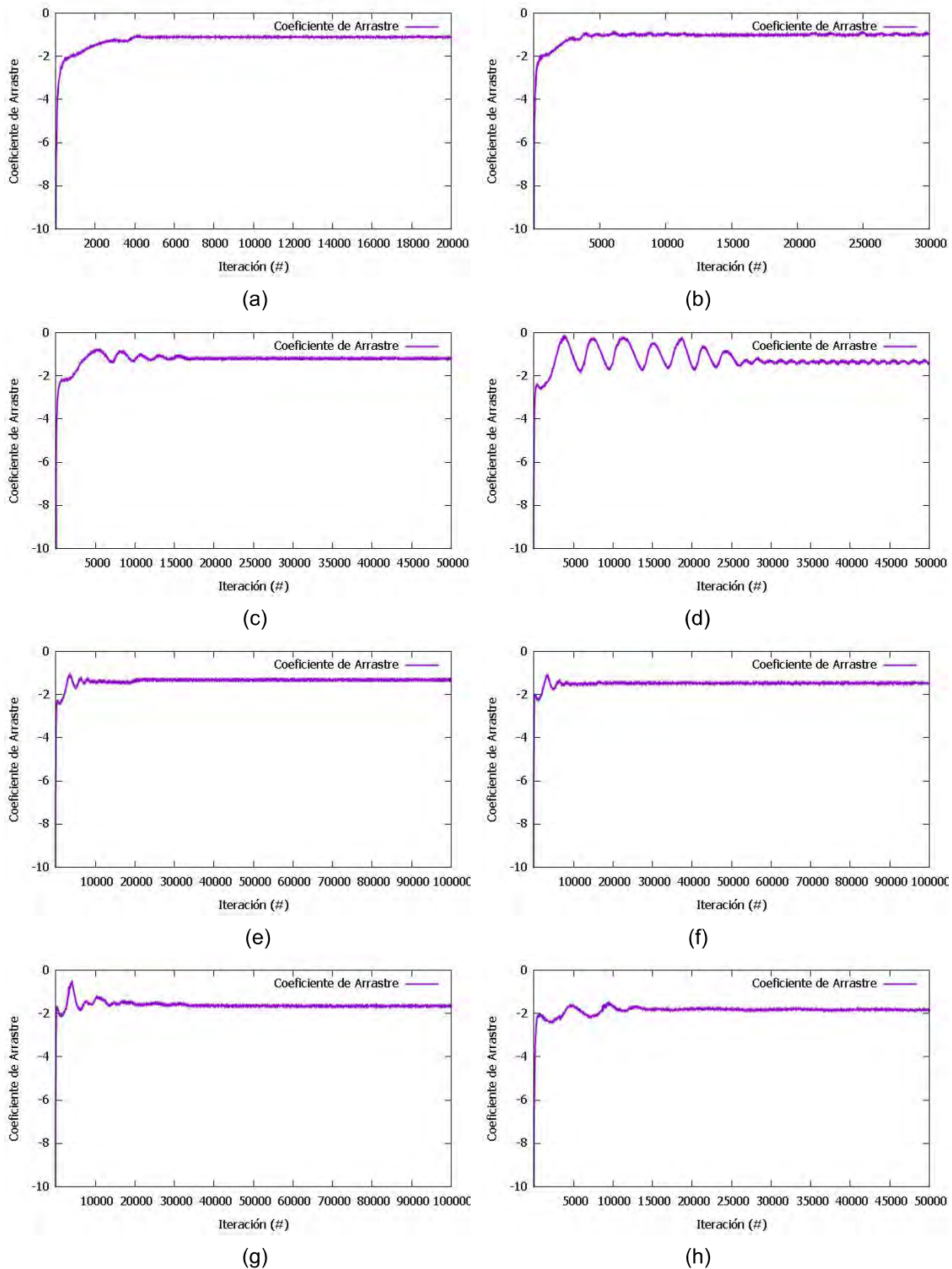


Figura 4.5: Gráficos de Coeficiente de Arrastre contra Número de Iteración. Primer Ensayo: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

Apertura	Área de Referencia (m ²)	ORIGINAL		1° ENSAYO	
		Coefficiente	Fuerza (N)	Coefficiente	Fuerza (N)
100%	0,0037	-1,05	-191,34	-1,11	-202,53
91%	0,0038	-0,97	-183,27	-0,99	-187,61
84%	0,0039	-1,18	-231,87	-1,20	-236,42
78%	0,0042	-1,34	-278,02	-1,36	-282,57
72%	0,0046	-1,38	-318,60	-1,32	-305,17
66%	0,0051	-1,46	-370,79	-1,47	-373,73
59%	0,0055	-1,59	-440,05	-1,66	-459,33
50%	0,0060	-1,81	-542,08	-1,82	-544,06
Densidad del Fluido (kg/m³)		Velocidad de Entrada (m/s)			
998,2		10			

Tabla 4.4: Valores del Coeficiente y la Fuerza de Arrastre Obtenidos en el Primer Ensayo, contra Valores Originales.

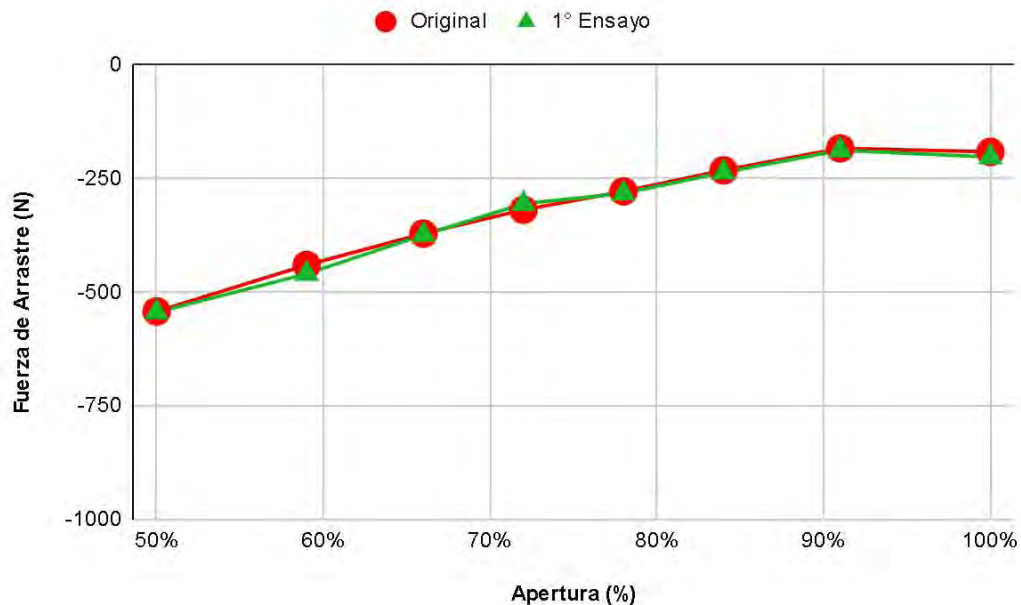


Figura 4.6: Gráfica Comparativa de los Valores de Fuerza de Arrastre Obtenidos en el Primer Ensayo contra Valores Originales.

En los gráficos de la figura 4.5 se puede observar como, de igual forma al comportamiento de los residuales, los coeficientes de arrastre llegaron a un estado de convergencia tras un plazo inicial de oscilación pronunciada; comportamiento completamente esperado. Aunque continuó habiendo cierta variación a través del tiempo, esta se consideró relativamente insignificante. Incluso en el caso de la apertura a 78%, donde el coeficiente de arrastre posee la oscilación más notable, el patrón de la distribución llegó a un estado estacionario poco después de las 25,000 iteraciones. A partir de ese punto el valor promedio del coeficiente se mantuvo prácticamente constante a pesar de la variación, por lo que se consideró como un resultado aceptable.

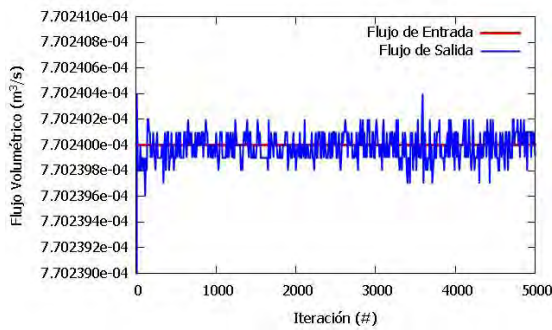
CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

En la tabla 4.4 y la figura 4.6 se puede apreciar como los resultados entregados por nuestras simulaciones tienen gran parentesco con los valores expuestos en el artículo de referencia [6]. No se llegó a una variación mayor a veinte unidades en ninguno de los casos, y se sigue un patrón similar a la distribución original. Por tal razón se concluyó que en el primer ensayo se replicaron los valores de fuerza de arrastre a un grado satisfactorio.

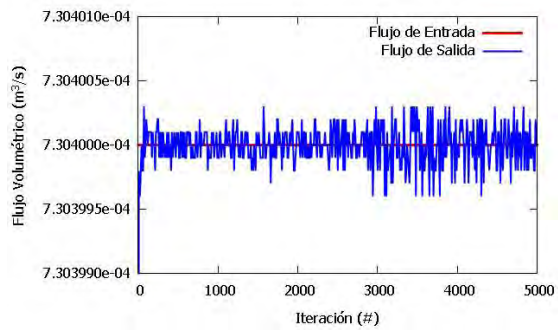
4.3 Segundo Ensayo

4.3.1 Criterios de Convergencia

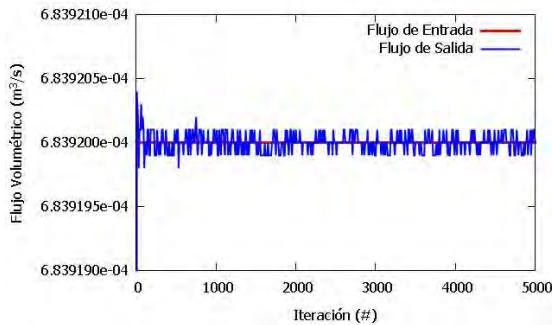
De igual manera a como se estructuraron en el primer ensayo, los criterios de convergencia para el segundo ensayo fueron el mantenimiento de la continuidad y el comportamiento de los valores residuales.



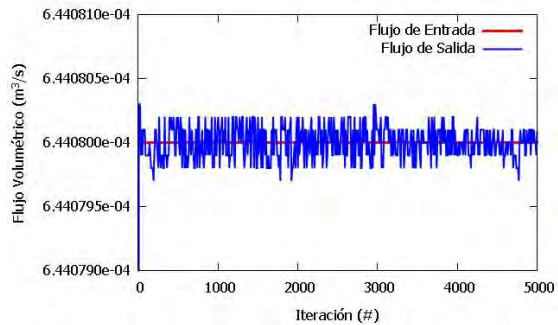
(a)



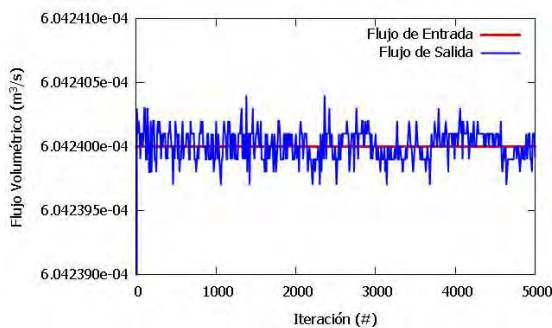
(b)



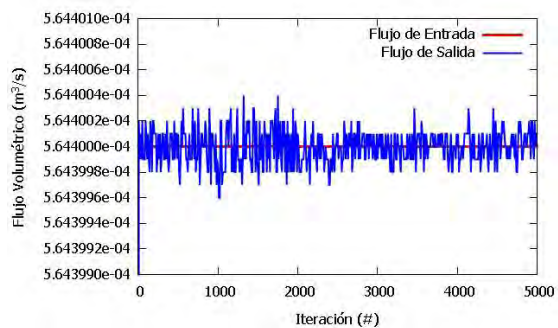
(c)



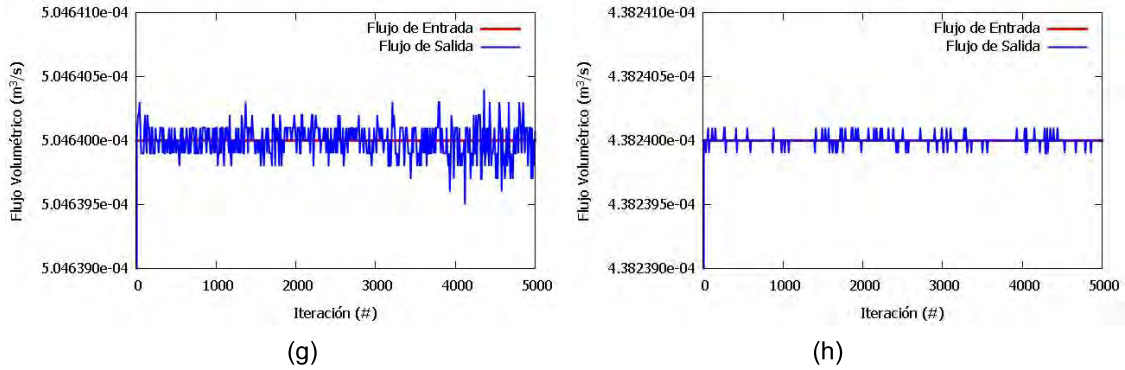
(d)



(e)

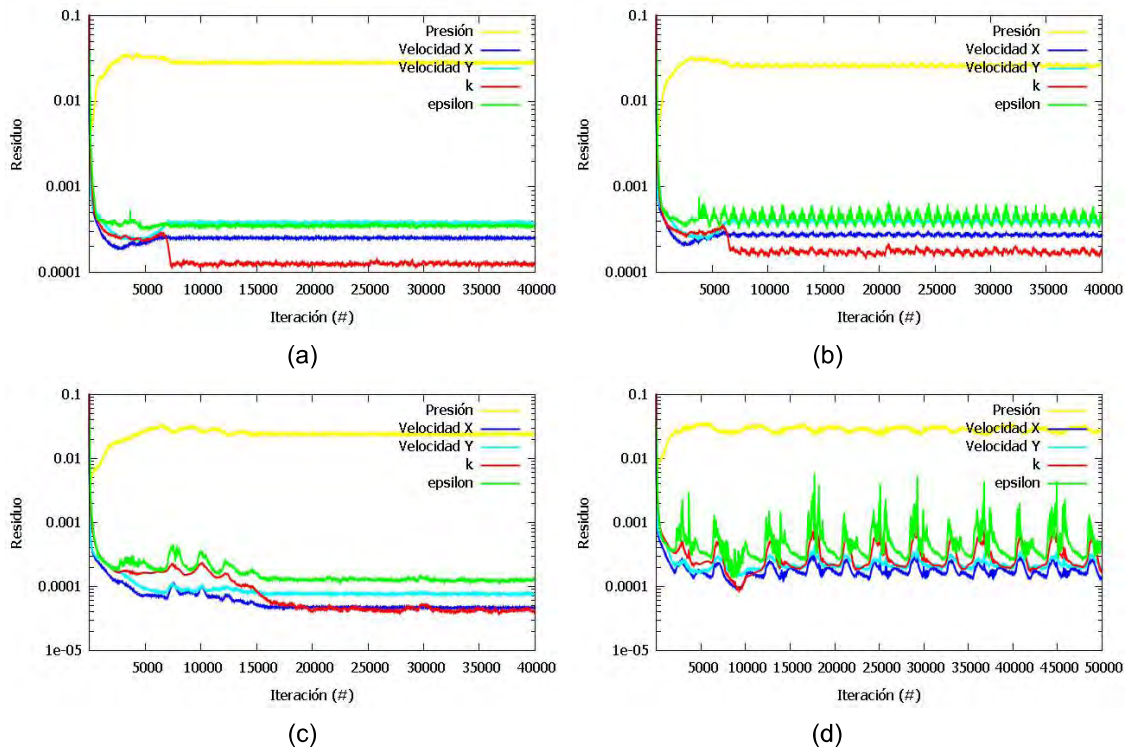


(f)



(g) (h)
 Figura 4.7: Gráficos de Continuidad de Flujo (Flujo Volumétrico contra Número de Iteración).
 Segundo Ensayo: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e)
 Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

Como en el primer ensayo, es evidente que la continuidad del flujo se mantiene a través de las diferentes simulaciones. Su comportamiento es prácticamente idéntico al del caso anterior, con la única diferencia siendo la magnitud del flujo volumétrico. Como se demuestra en la sección 3.5.1 del Desarrollo, las velocidades de entrada y salida del inyector varían junto a los porcentajes de apertura, por lo que el comportamiento del flujo ilustrado en las figuras 4.7 cae dentro de lo esperado. No se presentan errores.



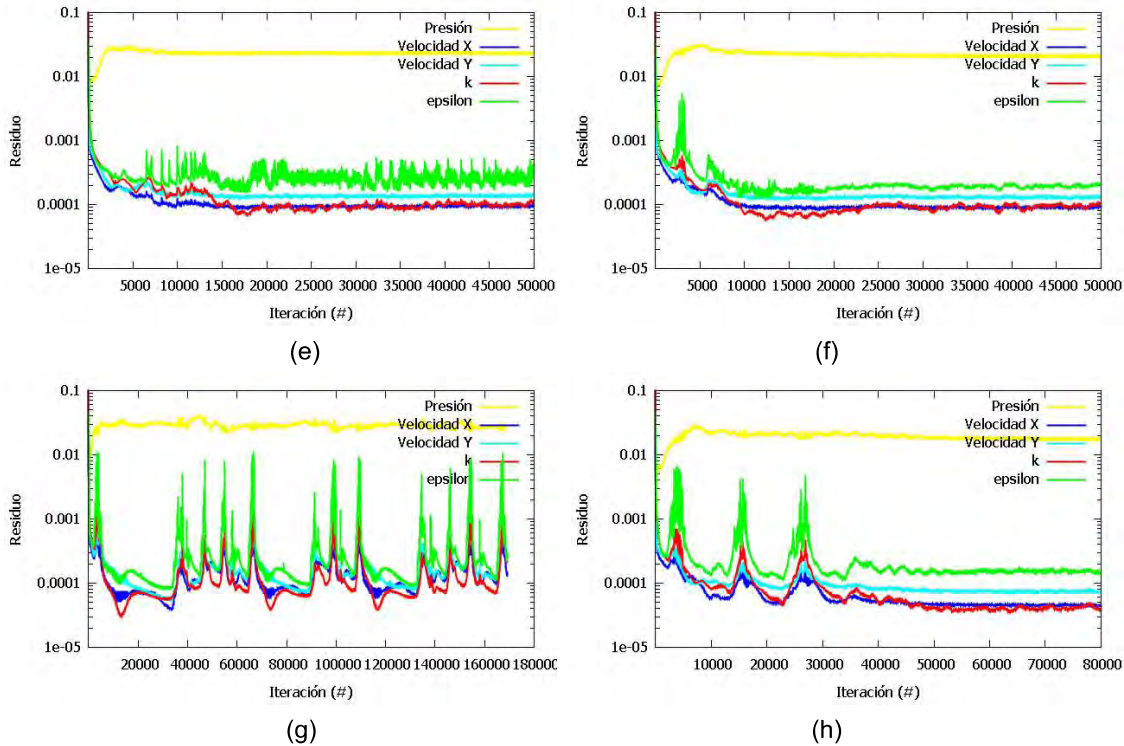
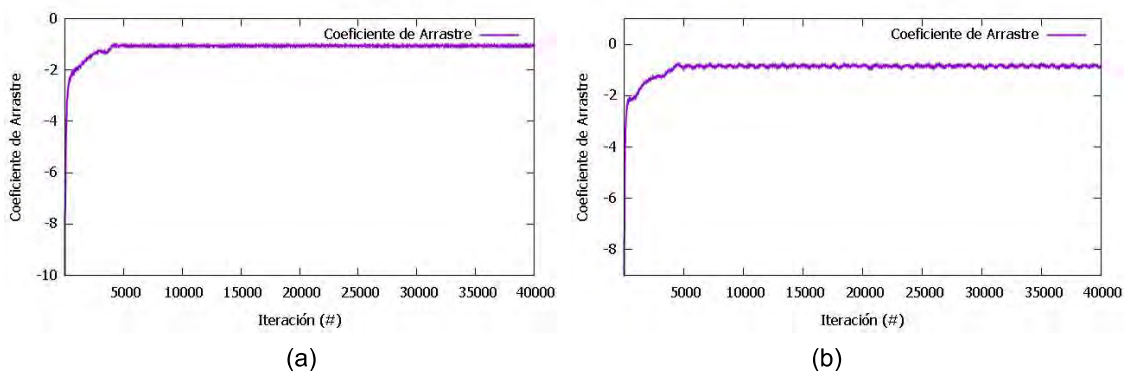


Figura 4.8: Gráficos de Residuos contra Número de Iteración (Escala Logarítmica). Segundo Ensayo: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

Por otro lado, el comportamiento de los residuales dejó mucho que desear. Solo se presentaron cuatro escenarios en los que los residuos convergen de forma satisfactoria. Como se puede apreciar en las figuras 4.8, las aperturas a 91% y 72% mantuvieron una oscilación pronunciada incluso después del punto en el que otras corridas llegaron a un comportamiento estable, mientras que en las aperturas a 78% y 59% ocurrió la separación de la capa límite, y los residuos fallaron por completo en converger.

Asumiendo que esto fue debido a la falta de atención prestada al coeficiente de arrastre, se graficó la variable a través de las diferentes aperturas. Como se demuestra en las figuras 4.9, su comportamiento refleja el de los valores residuales. Esto dejó en claro la importancia de no solo deducir la velocidad del fluido de trabajo, sino también de replicar la fuerza de arrastre de manera estable. Al final se concluyó que en el segundo ensayo no se logró llegar a un estado de convergencia en todas las simulaciones.



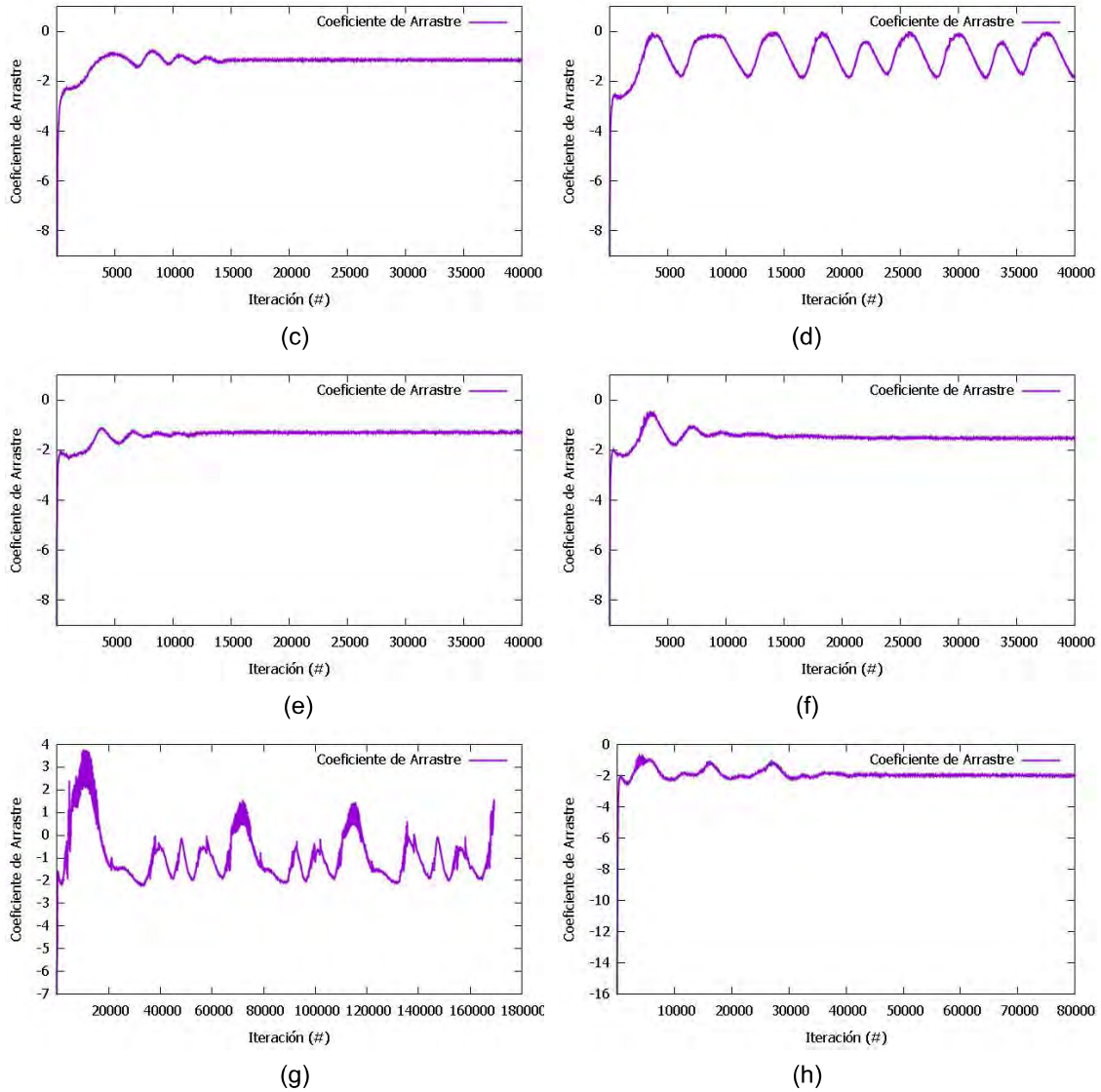


Figura 4.9: Gráficos de Coeficiente de Arrastre contra Número de Iteración. Segundo Ensayo: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

4.3.2 Componentes de la Velocidad de Salida del Inyector

Teniendo en cuenta la falta de convergencia en algunos de los escenarios del ensayo, los componentes en los ejes X y Y de la velocidad presentan resultados mixtos.

El procedimiento para obtener e interpretar los datos ilustrados desde la figura 4.10 hasta la figura 4.17 se describe en el apartado 3.8.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS



Figura 4.10: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 100% de Apertura. Segundo Ensayo: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

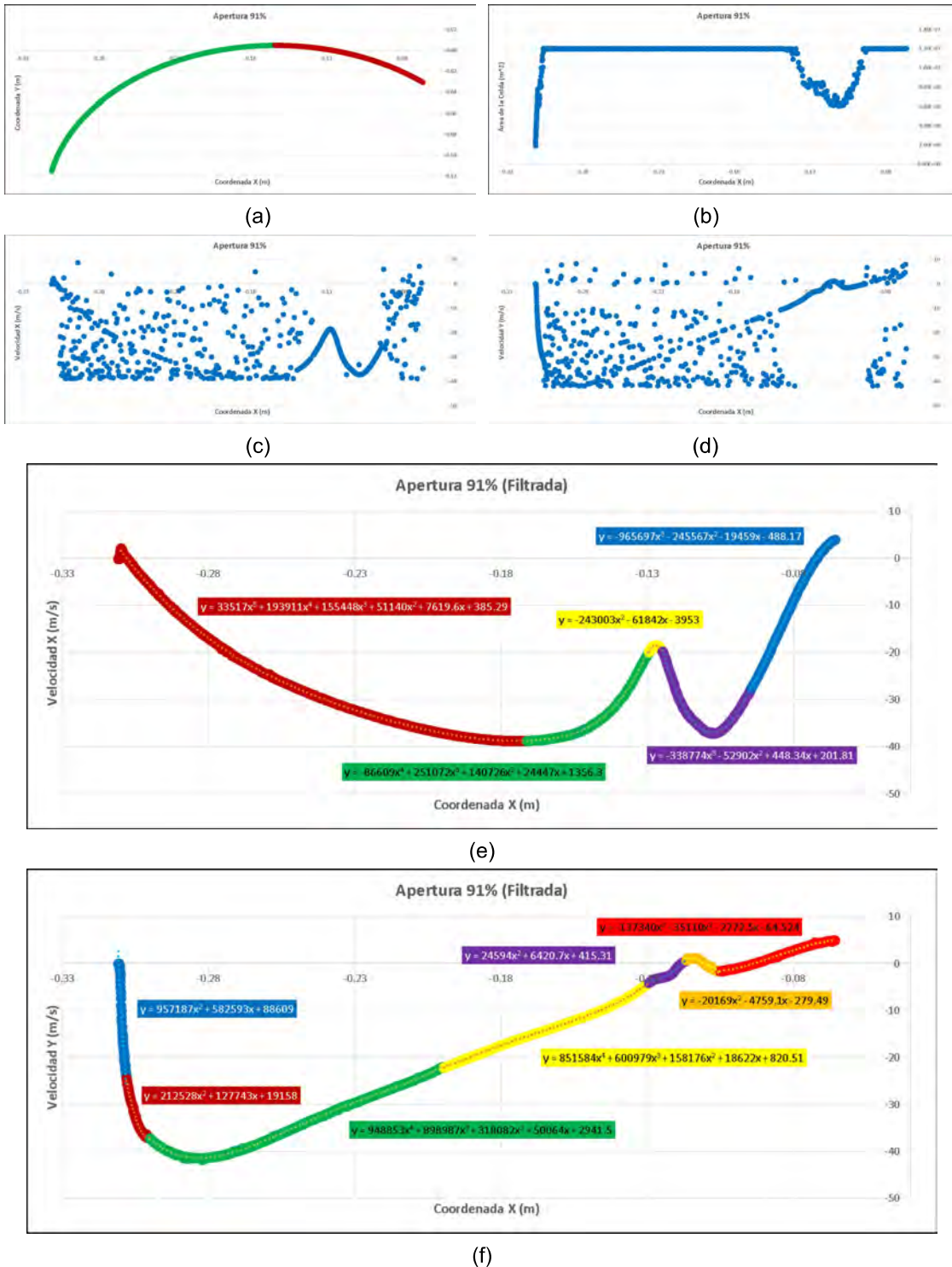


Figura 4.11: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 91% de Apertura. Segundo Ensayo: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

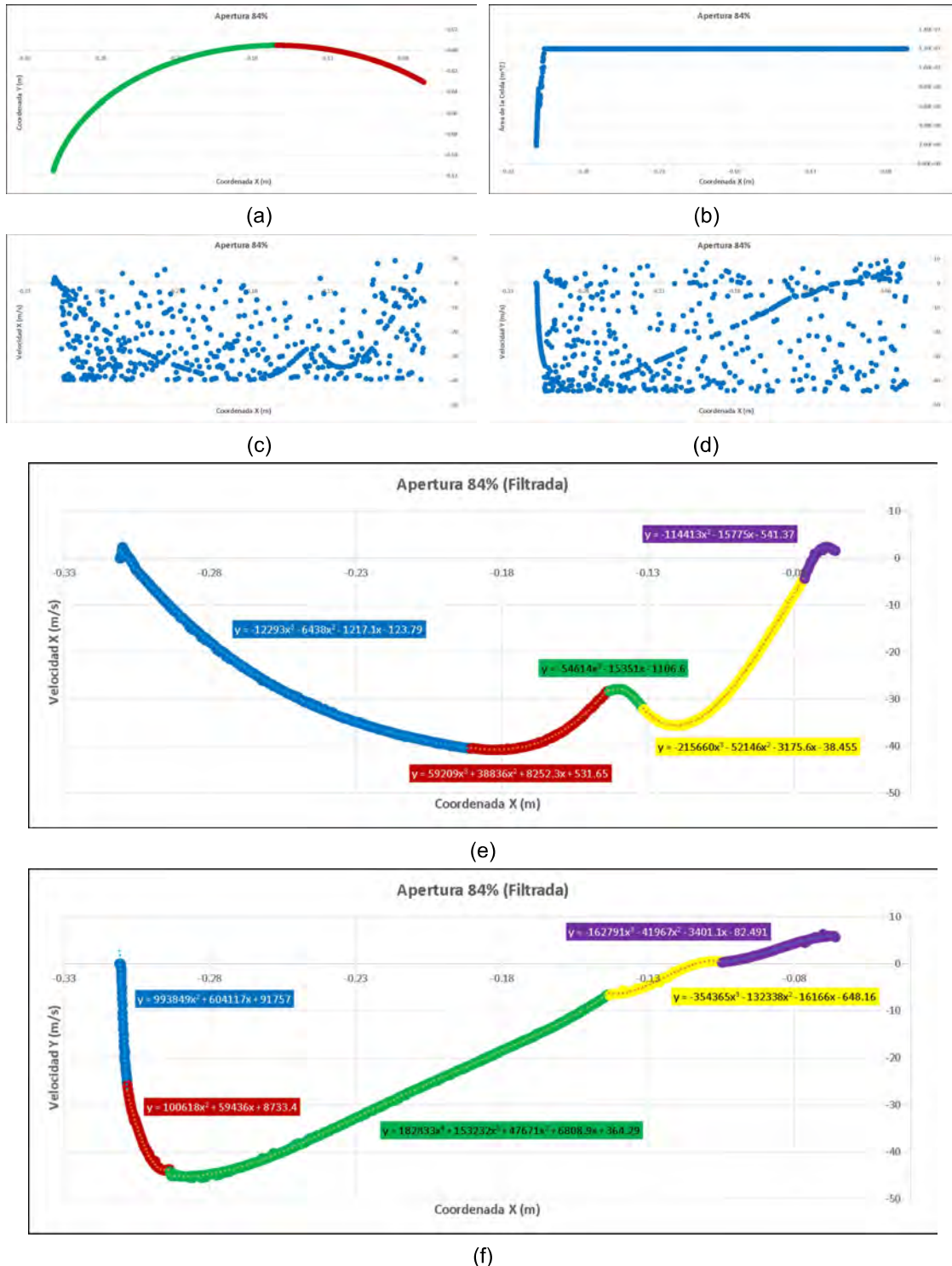


Figura 4.12: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 84% de Apertura. Segundo Ensayo: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

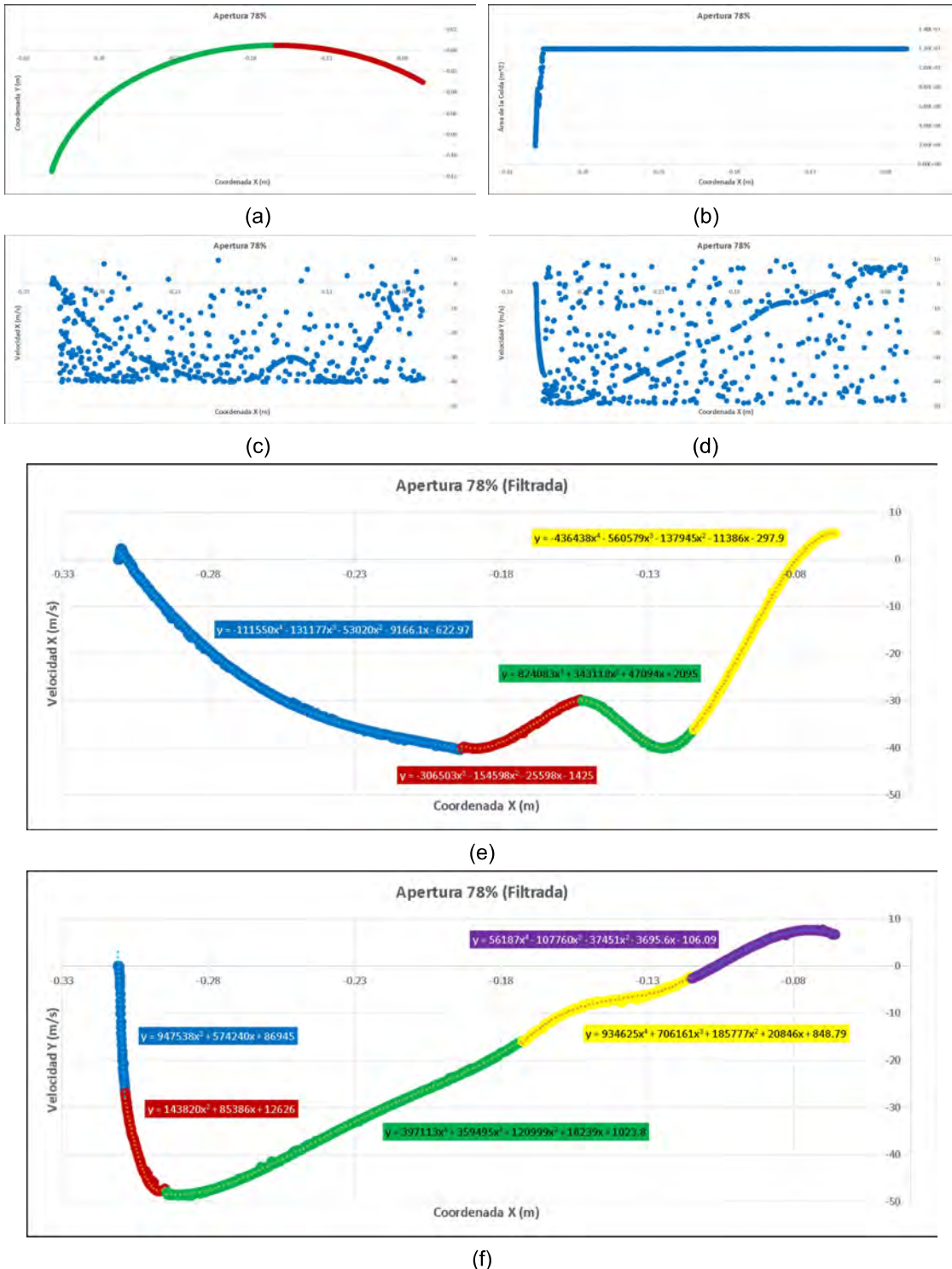


Figura 4.13: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 78% de Apertura. Segundo Ensayo: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

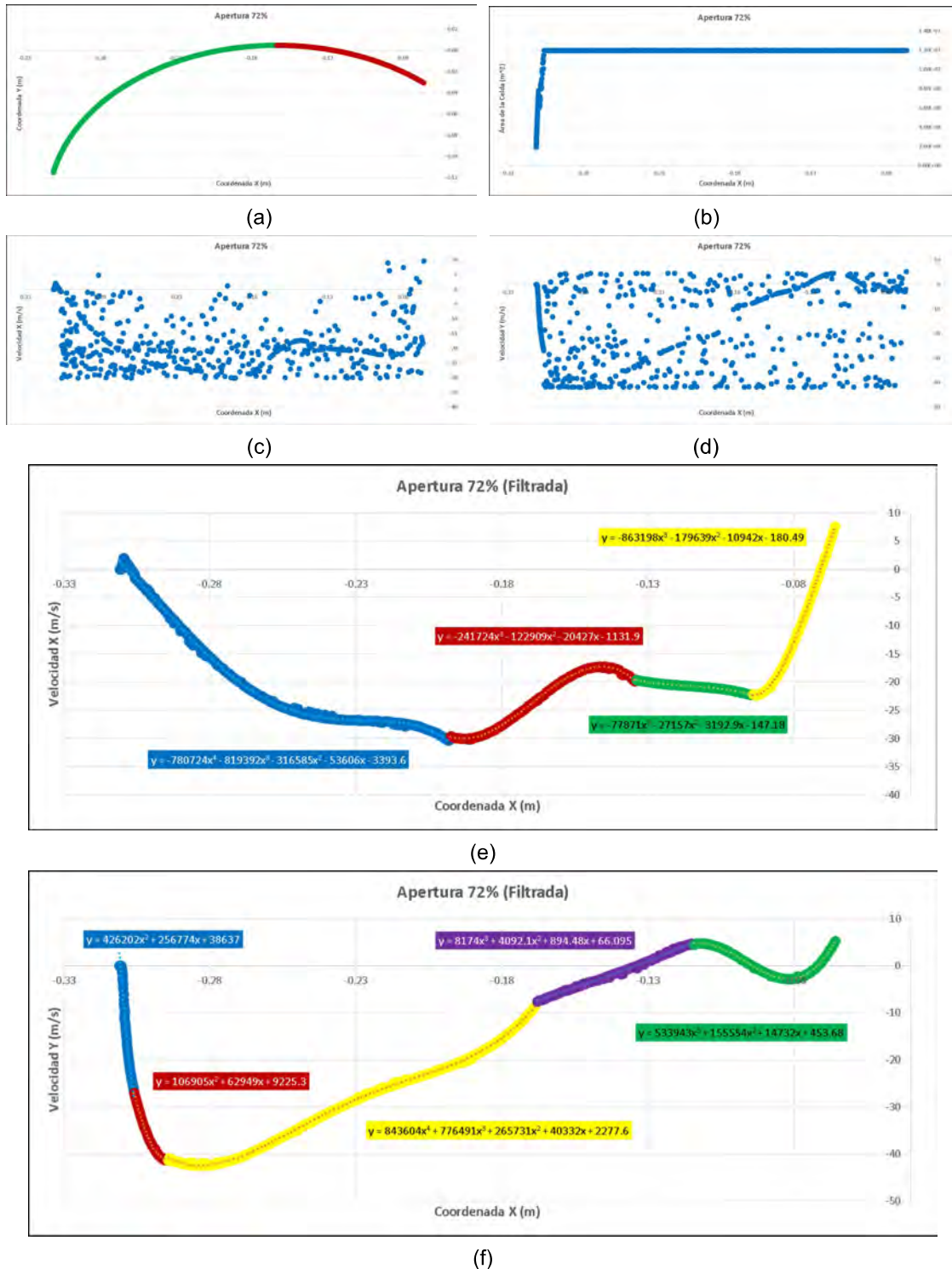


Figura 4.14: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 72% de Apertura. Segundo Ensayo: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS



Figura 4.15: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 66% de Apertura. Segundo Ensayo: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

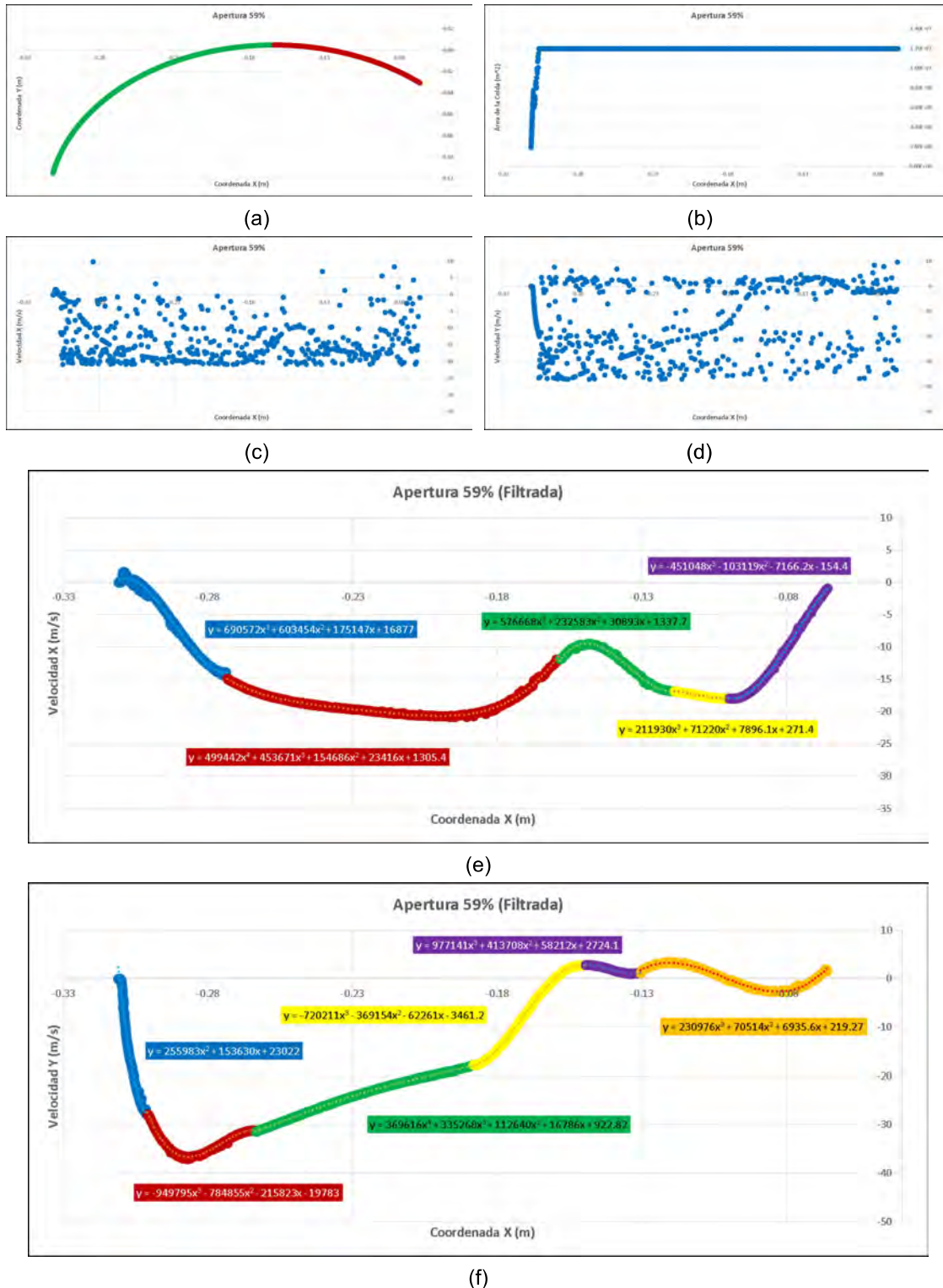


Figura 4.16: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 59% de Apertura. Segundo Ensayo: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

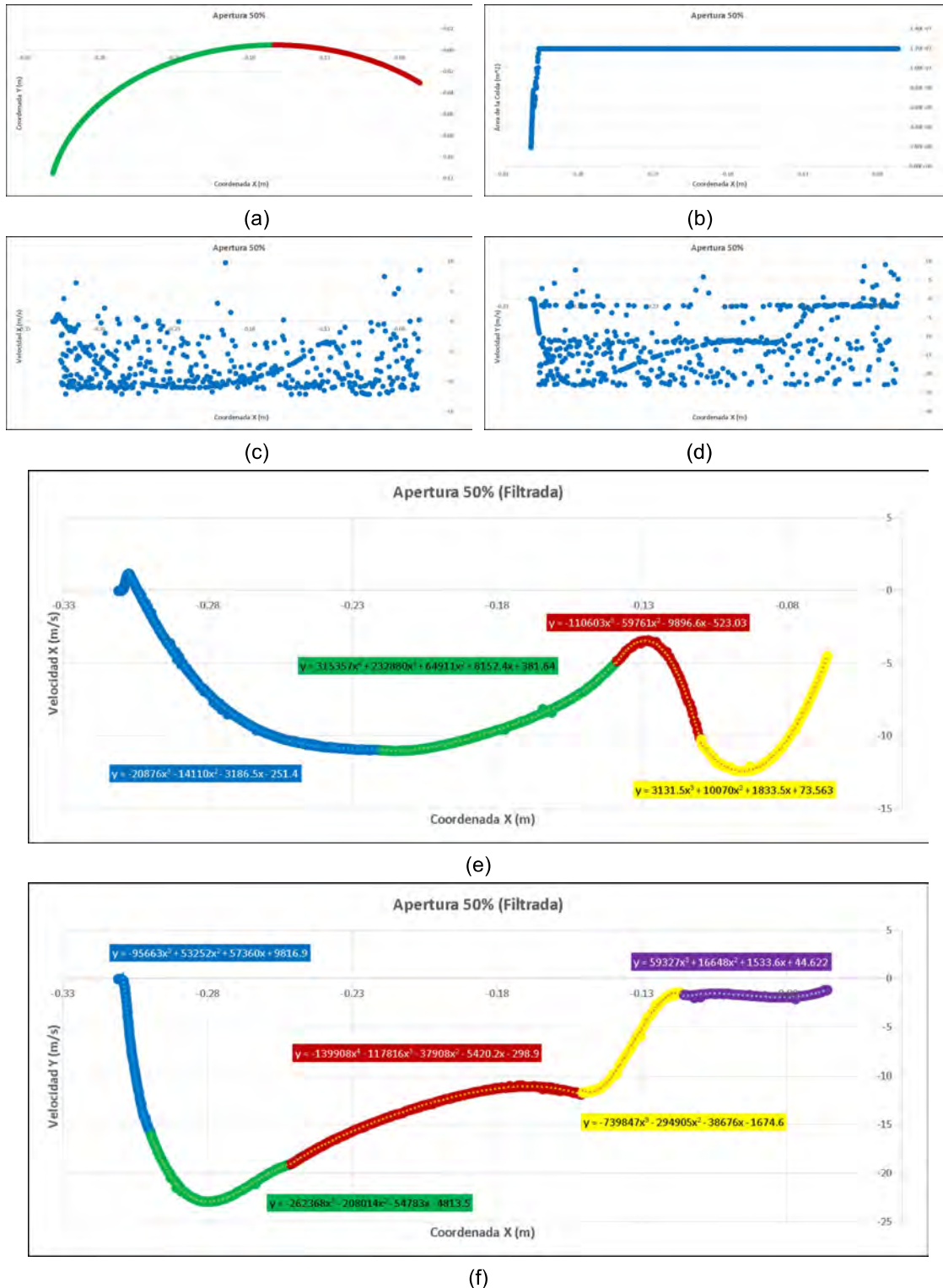


Figura 4.17: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 50% de Apertura. Segundo Ensayo: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

Cada primera gráfica de las figuras anteriores traza la curva de la superficie de salida del inyector a través de las coordenadas X y Y de los puntos de las celdas. Su forma se mantiene constante a través de las simulaciones y es igual al de la figura 3.3.b, demostrando así que los resultados obtenidos corresponden a la superficie indicada.

Las siguientes gráficas ilustran las áreas que componen la curva de la salida a lo largo del Eje X. Su comportamiento cae dentro de lo esperado, como se explica en el apartado 3.4.2 sobre la calidad de las mallas. Debido a la proximidad con la esquina del inyector y, más importante, la capa límite de la válvula, las celdas deben de coincidir en cuanto a tamaño para mantener una relación de aspecto aceptable. Dicho eso, la posición de la válvula de paso solo interfiere en las aperturas al 100% y 91%; desde la apertura al 84% y en adelante, hay suficiente distancia entre la misma y la salida del inyector como para no impactar en el área de las celdas.

En cuanto a las gráficas “c” y “d” de las figuras, estas presentan los promedios de los componentes de las velocidades de salida tal y como fueron entregadas por el software de ParaView. Tras filtrarse el ruido y rellenar los datos en base a las líneas de tendencia se obtuvieron las gráficas “e” y “f”, donde se presentan los resultados de las simulaciones.

Aunque su distribución exacta varía junto al cambio de posición de la válvula, se puede observar claramente un patrón constante para ambos componentes.

Para la velocidad del fluido en X, está aumenta en magnitud hacia el centro de la superficie de salida y disminuye en las esquinas de la misma. Dada la forma del inyector y la dirección del flujo de agua, esto en lo general coincide con lo previsto. Obviamente hay interferencia por parte de la válvula de paso que se manifiesta en la mitad derecha de la curva como una reducción considerable de la velocidad; ó por lo menos para las mayores aperturas. Conforme la posición de la válvula gira en dirección a las manecillas del reloj, menor se vuelve el impacto en los resultados, aunque este nunca llega a ser despreciable incluso a una apertura del 50%. Por tal motivo el lado izquierdo de la salida es por donde se presenta la mayor velocidad de flujo.

En cuanto a la velocidad en Y, se puede apreciar en las figuras una distribución muy diferente a la del otro componente. Empezando desde el lado izquierdo, hay un aumento pronunciado de velocidad cuyo valor máximo sobrepasa al del componente X para todas las simulaciones del ensayo. La diferencia es mínima para los primeros escenarios, pero se vuelve más notable conforme se cierra la apertura de la válvula. Esto es debido a que el componente Y no es afectado por cambios en la posición del perfil al mismo grado que el componente X; hecho que se ilustra en las figuras 3.20 y 4.32.

Trasladándose hacia la derecha de la salida del inyector, hay una disminución gradual de la velocidad hasta acabar por encima de 0 para casi todas las corridas, siendo la apertura al 50% la única excepción. Esto significa que el flujo llega a moverse en la dirección opuesta a la planeada, cosa que también ocurre para las velocidades en X. La diferencia yace en que en su caso esto solo aplica a los extremos de la curva, mientras que para las velocidades en Y hay más puntos en que la distribución se vuelve positiva. Aunque las magnitudes son relativamente menores en ambos casos, esto sigue siendo un aspecto

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

notable, el cual se estima es debido a la vorticidad del flujo y su interacción con la capa límite del perfil de la válvula.

Un último detalle a destacar es el impacto de la posición de la válvula de paso, el cual es similar al presenciado en los resultados del otro componente. En las aperturas mayores se observa un fuerte y repentino decaimiento de la velocidad, y conforme la válvula se cierra su efecto en los resultados pierde intensidad, aunque sin llegar a ser despreciable.

Una vez desglosados los datos, se llevó a cabo el cálculo de los promedios para los componentes de la velocidad, los cuales están organizados en la siguiente tabla:

Apertura	ORIGINAL		2° ENSAYO	
	Velocidad de Salida (m/s)		Velocidad de Salida (m/s)	
	Componente X	Componente Y	Componente X	Componente Y
100%	-9,14	-8,36	-9,35	-16,77
91%	-8,67	-7,89	-9,24	-16,48
84%	-7,73	-7,73	-8,65	-15,78
78%	-6,95	-7,66	-7,57	-14,52
72%	-6,09	-7,5	-7,06	-13,53
66%	-5,31	-7,34	-6,09	-12,82
59%	-4,37	-6,87	-5,28	-11,04
50%	-3,28	-6,17	-3,19	-8,93

Tabla 4.5: Valores de los Componentes de la Velocidad de Salida Obtenidos en el Segundo Ensayo, contra Valores Originales.

Comparando los resultados del ensayo con los del artículo base, se puede apreciar como los componentes X de la velocidad quedaron bastante cerca de los valores deseados, aunque no al mismo grado que los coeficientes de arrastre del primer ensayo. Por otro lado, los componentes Y terminaron aparentemente desfasados de las cifras correspondientes. Siguen el mismo patrón al del artículo, pero pareciera como si los valores fueran el doble de lo que deberían ser. Esto se ilustra en la figura 4.19.

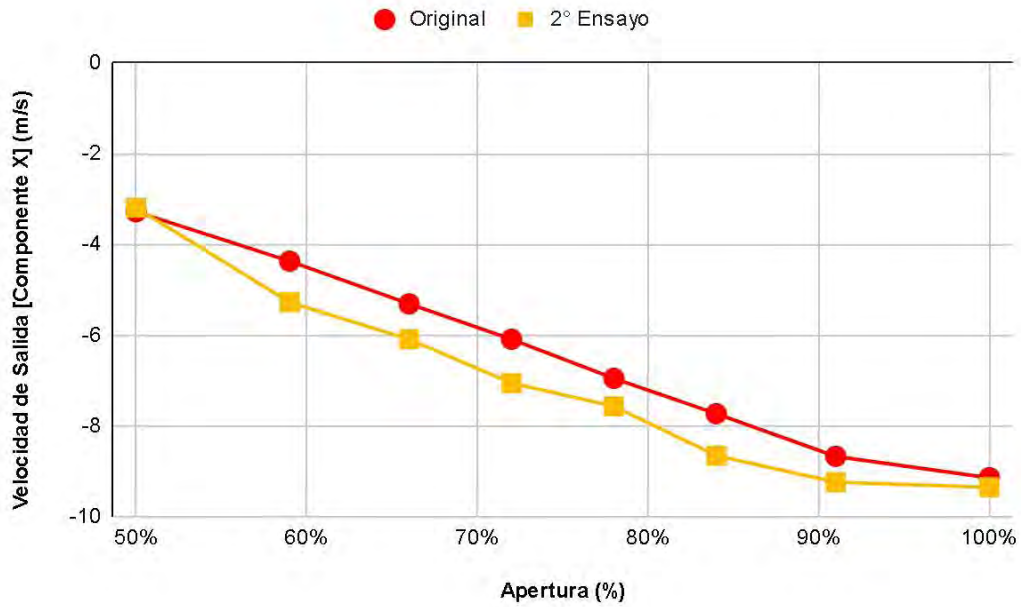


Figura 4.18: Gráfica Comparativa de los Valores del Componente X de la Velocidad de Salida Obtenidos en el Segundo Ensayo contra Valores Originales.

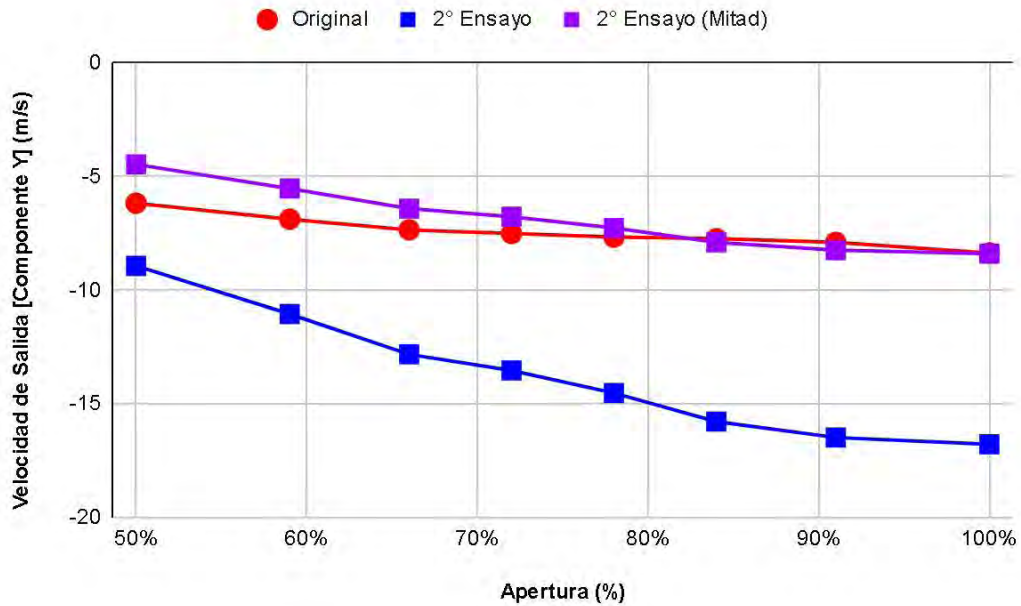


Figura 4.19: Gráfica Comparativa de los Valores del Componente Y de la Velocidad de Salida Obtenidos en el Segundo Ensayo contra Valores Originales.

4.3.2.1 Desfase en el Componente Y

Dividida a la mitad, la velocidad en Y presenta resultados mucho más acertados y con un grado de error igualmente menor al del otro componente. Se desconoce el motivo por el que los datos terminaron de esta forma, o el porque esto solo parece aplicar a uno de los componentes en lugar de los dos. Se consideraron dos posibilidades: la diferencia en los

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

métodos implementados para recopilar los valores de la velocidad entre el artículo y este trabajo, y el cambio de grosor del inyector de 68mm a 0.2mm.

El artículo de referencia [6] no explica la forma en que los datos de velocidad a la salida del inyector fueron interpretados, o como es que se calculó el promedio para cada apertura. Por este motivo es que se desarrolló la metodología detallada en el apartado 3.8. Es posible que la diferencia en los métodos utilizados sea responsable por las discrepancias entre resultados, pero debido a una falta de respuestas por parte de los autores del artículo no es posible confirmar esta teoría.

En cuanto a la explicación alternativa, el artículo de referencia tampoco presenta información sobre los componentes Z de las variables. Este es el motivo por el cual se tomó la decisión de usar un grosor de 0.2mm de malla para las simulaciones de esta tesis, ya que la velocidad en este eje se consideró despreciable. Aún así, existe la posibilidad del componente "Z" impactando los cálculos de la velocidad de entrada y salida desglosados en el apartado 3.5.1 a tal grado que su exclusión de las fórmulas sea el factor responsable del comportamiento del componente Y. Debido a la geometría del inyector, la ausencia de datos en el artículo propio, y la dirección del flujo del agua se especula que este no es el caso, pero debido a la falta de información no se puede decir de forma definitiva.

Una especulación adicional que se llevó a cabo fue en respecto al componente X de la velocidad y la posibilidad de que fuese este elemento el que estaba desfasado, y no el componente Y. En este escenario la velocidad de entrada implementada en las condiciones de frontera es demasiado alta, y de haber operado en el rango correcto el componente Y de la velocidad se hubiese alineado con los datos de la figura 3.20, mientras que el componente X hubiese quedado desfasado hacia arriba. Sin embargo, las velocidades requeridas para esta alternativa caen por fuera del rango de operación establecido en la tabla 3.2, por lo que se determinó que es el componente Y el que se encuentra en desfase.

Un último aspecto a abordar es la manera en que la velocidad en Y no cumple con la conservación de flujo volumétrico en el sistema. Como se explica en el apartado 3.5.1, la velocidad de entrada es igual a la velocidad de salida por la relación entre áreas transversales, la cual se mantiene constante a través del tiempo. Esto se ilustra en las figuras 4.7, donde las velocidades no varían significativamente a través del tiempo. Por tal razón, los valores de los componentes calculados en este ensayo debieron haber sido iguales o cercanos a las cifras de la tabla 3.5, cosa que claramente no ocurrió.

Tomando la simulación al 100% de apertura como ejemplo, un componente X de -9.35m/s y un componente Y de -16.77m/s representan una velocidad de salida de 19.20m/s de magnitud; notablemente mayor a la velocidad de 12.39m/s presentada en el artículo.

Curiosamente, si se calculan los componentes Y requeridos para cumplir con la conservación del flujo a partir de los componentes X obtenidos de las simulaciones, los resultados son bastante similares a los de la velocidad en Y dividida a la mitad ilustrados en la figura 4.19.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

Apertura	ORIGINAL			2° ENSAYO			
	Velocidad de Salida (m/s)			Velocidad de Salida (m/s)			
	Componente X	Componente Y	Total	Componente X	Componente Y	Mitad de Y	Complemento
100%	-9,14	-8,36	12,39	-9,35	-16,77	-8,39	-8,12
91%	-8,67	-7,89	11,72	-9,24	-16,48	-8,24	-7,22
84%	-7,73	-7,73	10,93	-8,65	-15,78	-7,89	-6,68
78%	-6,95	-7,66	10,34	-7,57	-14,52	-7,26	-7,05
72%	-6,09	-7,5	9,66	-7,06	-13,53	-6,76	-6,60
66%	-5,31	-7,34	9,06	-6,09	-12,82	-6,41	-6,71
59%	-4,37	-6,87	8,14	-5,28	-11,04	-5,52	-6,20
50%	-3,28	-6,17	6,99	-3,19	-8,93	-4,46	-6,22

Tabla 4.6: Comparativa de Cálculos de los Componentes de la Velocidad en Eje Y para el Segundo Ensayo, Incluyendo Mitades de los Componentes y Complementos de las Velocidades en Eje X.

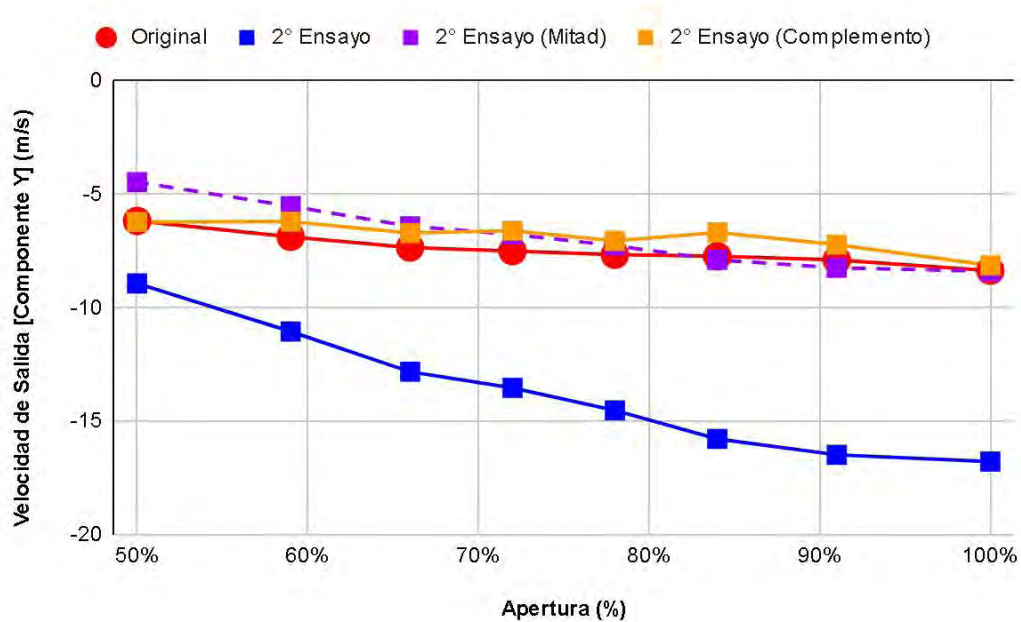


Figura 4.20: Gráfica Comparativa de los Valores del Componente Y de la Velocidad de Salida. Segundo Ensayo. ROJO: Valores Originales. AZUL: Valores Obtenidos en el Segundo Ensayo. PÚRPURA: Valores Obtenidos en el Segundo Ensayo Divididos a la Mitad. NARANJA: Valores de los Componentes Complementarios de la Velocidad en Eje X.

Evidentemente, debido a que los valores del componente X no trazan de manera exacta a los resultados originales, sus valores complementarios en el eje Y tampoco son perfectos. Pero tienen una mayor exactitud que la de las velocidades entregadas por el ensayo. A su vez, las mitades de dichas velocidades también asemejan bastante a los valores del artículo, reforzando la idea de que el componente Y sufre un desfase del doble de su valor real.

En base a todo lo establecido en esta sección se debatió el mérito del método utilizado para obtener los componentes de la velocidad. Debido al desfase del componente Y de la velocidad de salida, y la falta de información sobre el proceso de cálculo involucrado en la elaboración del artículo de referencia [6], no se puede decir con certeza que los resultados de las simulaciones de este trabajo reflejan los parámetros reales de la turbina T15-300.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

Aún así, se razonó que dicha incertidumbre no necesariamente invalida la hipótesis de este trabajo. Todavía es posible replicar los datos presentados en el artículo a través del uso de correcciones para la velocidad en el eje Y. Adicionalmente, aún es posible comparar el desempeño de los diferentes perfiles de la válvula de paso entre ellos. Se puede observar cual de los tres indica ser el más eficiente, y de esa forma corroborar las conclusiones del artículo. Por supuesto que en caso de buscar experimentación o estudio adicional con los perfiles, será necesario llevar a cabo simulaciones adicionales de mayor fiabilidad; probablemente con software o metodología diferente. Pero esto cae por fuera del alcance de este trabajo, y por tal no se explorará esta tangente en lo que resta del texto.

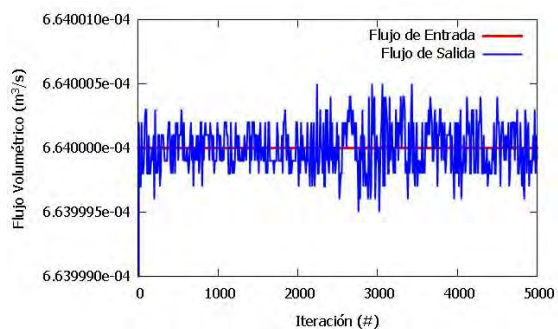
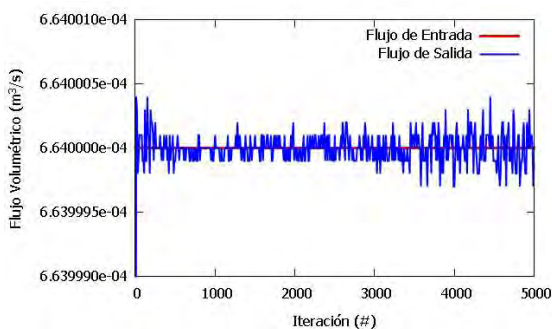
4.4 Simulaciones Finales del Perfil Real

Para las simulaciones definitivas del perfil real de la válvula de paso se hizo uso de lo aprendido en los ensayos anteriores, estructurando el *Solver* de la forma detallada en el apartado 3.6 y con las condiciones de frontera ilustradas desde la tabla 3.12 hasta la tabla 3.15. Esto involucró cambios a las velocidades de entrada para replicar de mejor manera los valores buscados, aunque asegurándose de mantenerse dentro del rango operacional establecido en la tabla 3.2.

Apertura	ORIGINAL Velocidad de Salida (m/s)	SIMULACIONES FINALES Velocidad de Entrada (m/s)
100%	12,39	10,00
91%	11,72	10,00
84%	10,93	10,00
78%	10,34	8,00
72%	9,66	7,50
66%	9,06	6,00
59%	8,14	5,00
50%	6,99	4,50

Tabla 4.7: Velocidades de Entrada al Inyector Utilizadas en las Simulaciones Finales del Perfil Real de la Válvula de Paso.

4.4.1 Criterios de Convergencia



CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

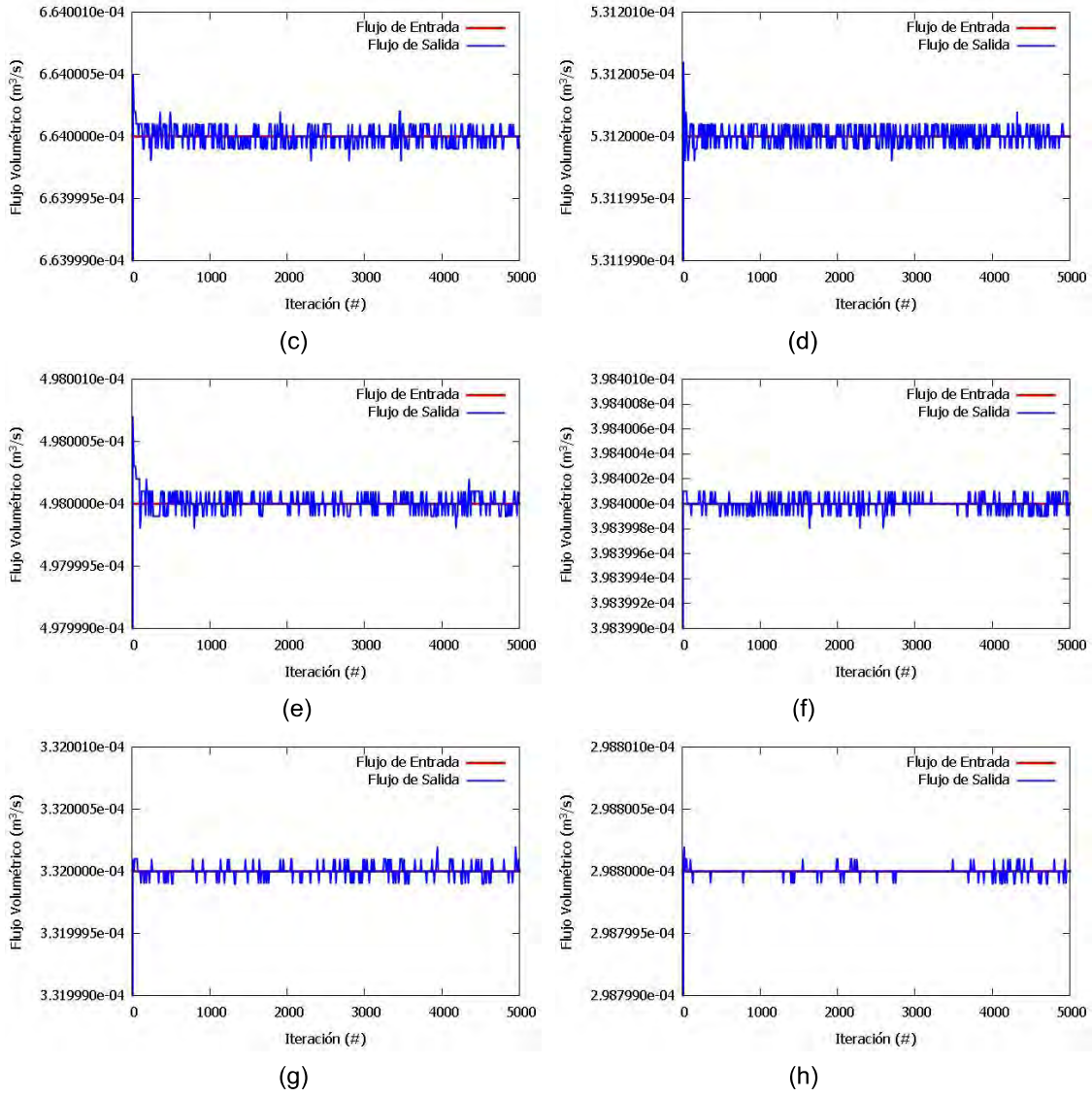
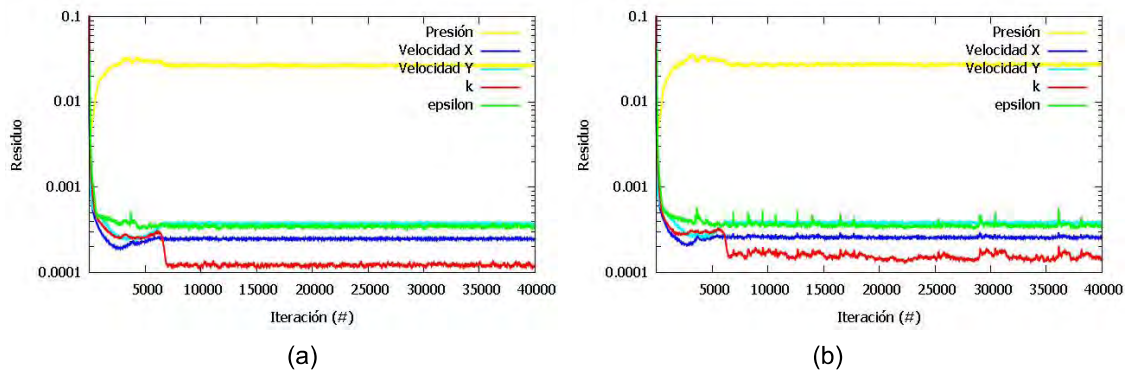


Figura 4.21: Gráficos de Continuidad de Flujo (Flujo Volumétrico contra Número de Iteración). Simulaciones Finales: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.



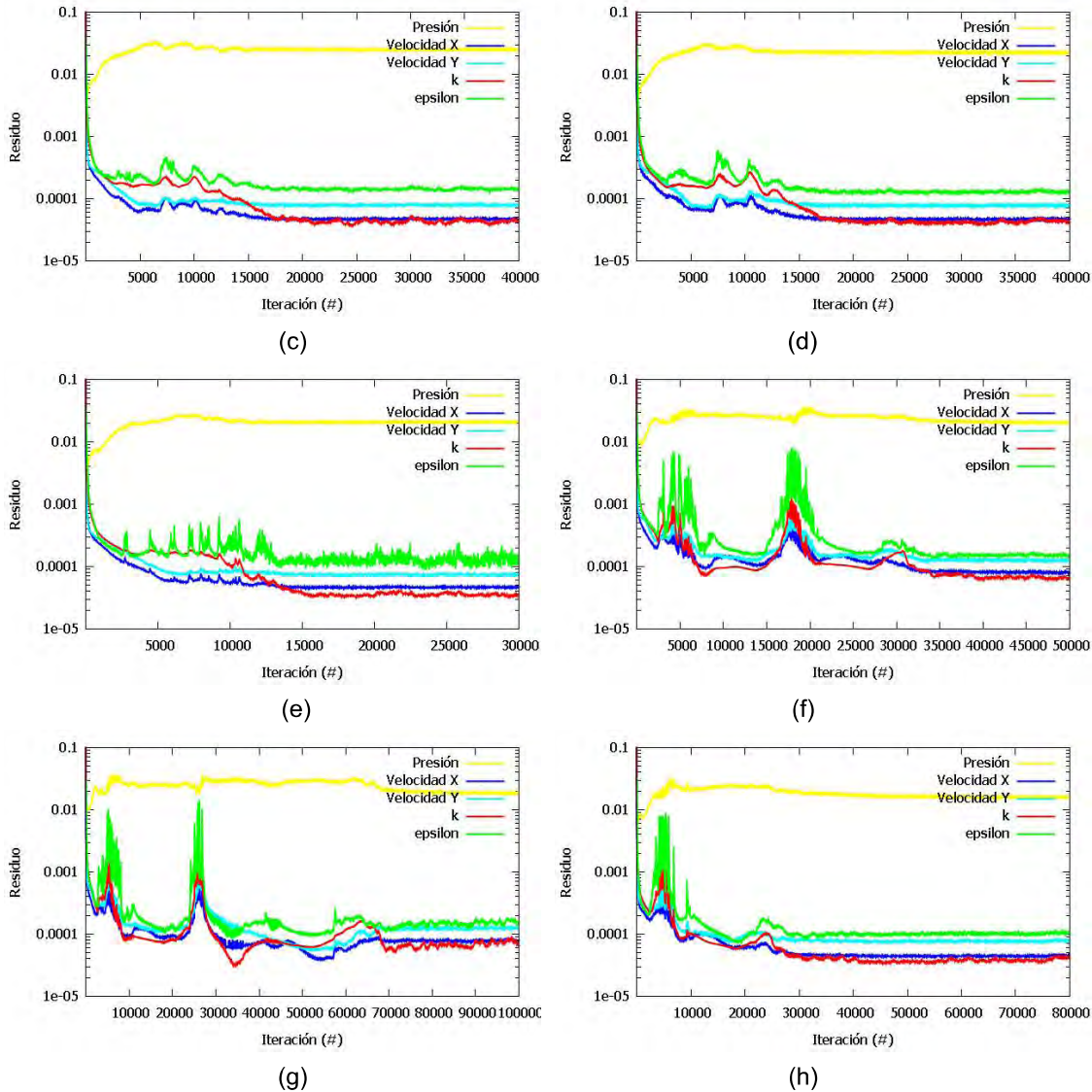


Figura 4.22: Gráficos de Residuos contra Número de Iteración (Escala Logarítmica). Simulaciones Finales: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

Como se ilustra en las figuras 4.21 y 4.22, las simulaciones cumplen con los criterios de convergencia establecidos. La continuidad del flujo volumétrico se mantiene mientras que los residuales se estabilizan por debajo de un valor de 10^{-3} . El residuo inicial de la presión sigue siendo la única excepción, pero su valor final si cumple con la condición.

Una vez más se puede apreciar que el número de iteraciones necesarias para llegar a un estado estacionario varía entre los diferentes escenarios; en particular para las aperturas menores. Las aperturas a 66%, 59% y 50% requirieron de simulaciones extendidas para alcanzar la estabilidad, y la apertura al 72% se mantuvo particularmente oscilante para su residuo de la tasa de disipación de turbulencia. Pero como se demuestra en la figura 4.23, estos detalles no tuvieron gran impacto en la fiabilidad de los resultados, cayendo dentro del comportamiento esperado.

4.4.2 Coeficiente y Fuerza de Arrastre

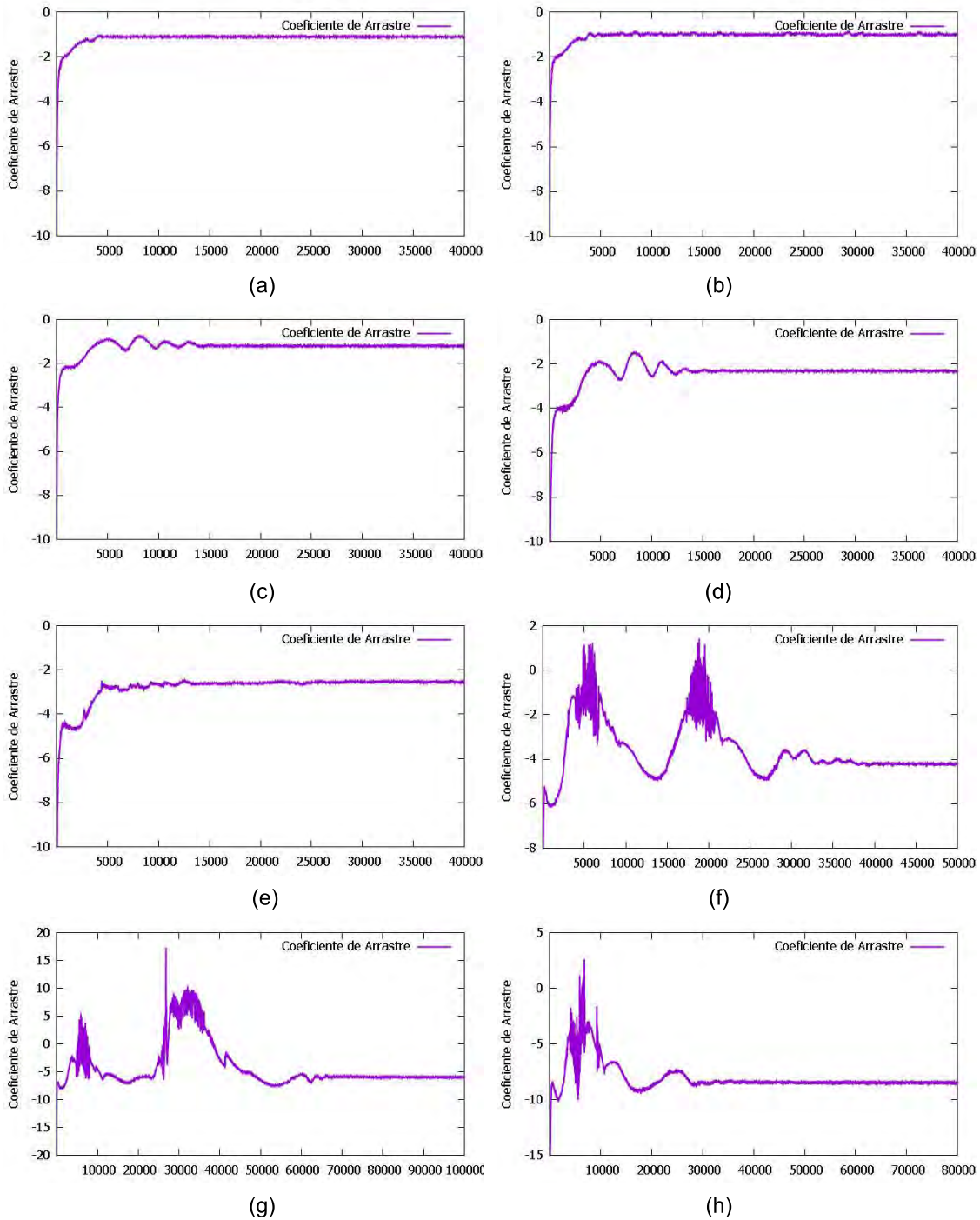


Figura 4.23: Gráficos de Coeficiente de Arrastre contra Número de Iteración. Simulaciones Finales:
 (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f)
 Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

Los valores del coeficiente de arrastre evidentemente mantuvieron la relación entre sí mismos y los residuos de las simulaciones postulada en el apartado 4.3.1. Pero como se mencionó en el párrafo anterior, esto no generó incertidumbre notable en los resultados obtenidos, todos los cuales llegaron a la convergencia.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

Los coeficientes de arrastre también demostraron un decremento gradual en sus valores a lo largo de las simulaciones en comparación al primer ensayo. En lugar de contenerse dentro de un rango general de -1 a -2, los valores ilustrados en la tabla 4.8 descienden hasta casi -8.5. Esto claramente se debió a la reducción de la velocidad de entrada, con los coeficientes adaptándose para conservar sus fuerzas de arrastre.

Apertura	Velocidad de Entrada (m/s)	Área de Referencia (m ²)	Fuerza de Arrastre Original (N)	SIMULACIONES FINALES	
				Coefficiente	Fuerza (N)
100%	10,0	0,0037	-191,34	-1,11	-202,53
91%	10,0	0,0038	-183,27	-0,99	-187,99
84%	10,0	0,0039	-231,87	-1,20	-236,42
78%	8,0	0,0042	-278,02	-2,15	-285,90
72%	7,5	0,0046	-318,60	-2,40	-312,11
66%	6,0	0,0051	-370,79	-4,21	-385,32
59%	5,0	0,0055	-440,05	-6,24	-431,66
50%	4,5	0,0060	-542,08	-8,49	-513,93
Densidad del Fluido (kg/m ³)					
998,2					

Tabla 4.8: Valores del Coeficiente y la Fuerza de Arrastre Obtenidos en las Simulaciones Finales del Perfil Real de la Válvula, contra Valores Originales.

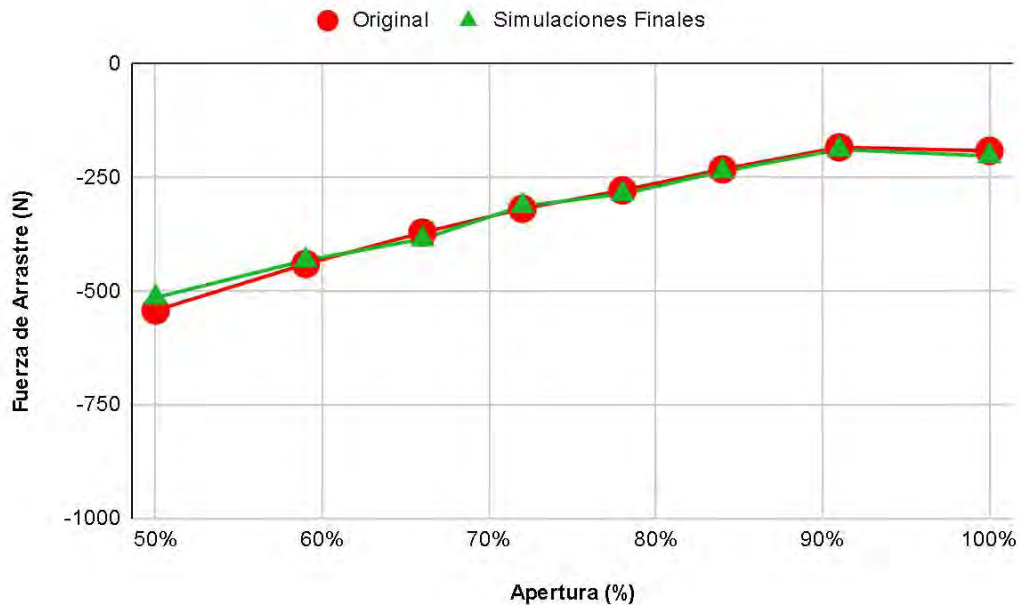


Figura 4.24: Gráfica Comparativa de los Valores de Fuerza de Arrastre Obtenidos en las Simulaciones Finales del Perfil Real de la Válvula, contra Valores Originales.

Similar a los resultados del primer ensayo, se logró replicar los valores originales de la fuerza de arrastre, incluso con la variación de la velocidad de entrada. Aunque no se mantuvo el grado de precisión demostrado en la figura 4.6, particularmente para la apertura al 50%, se evitó producir un desfase que hubiese vuelto los resultados insatisfactorios.

4.4.3 Componentes de la Velocidad de Salida del Inyector

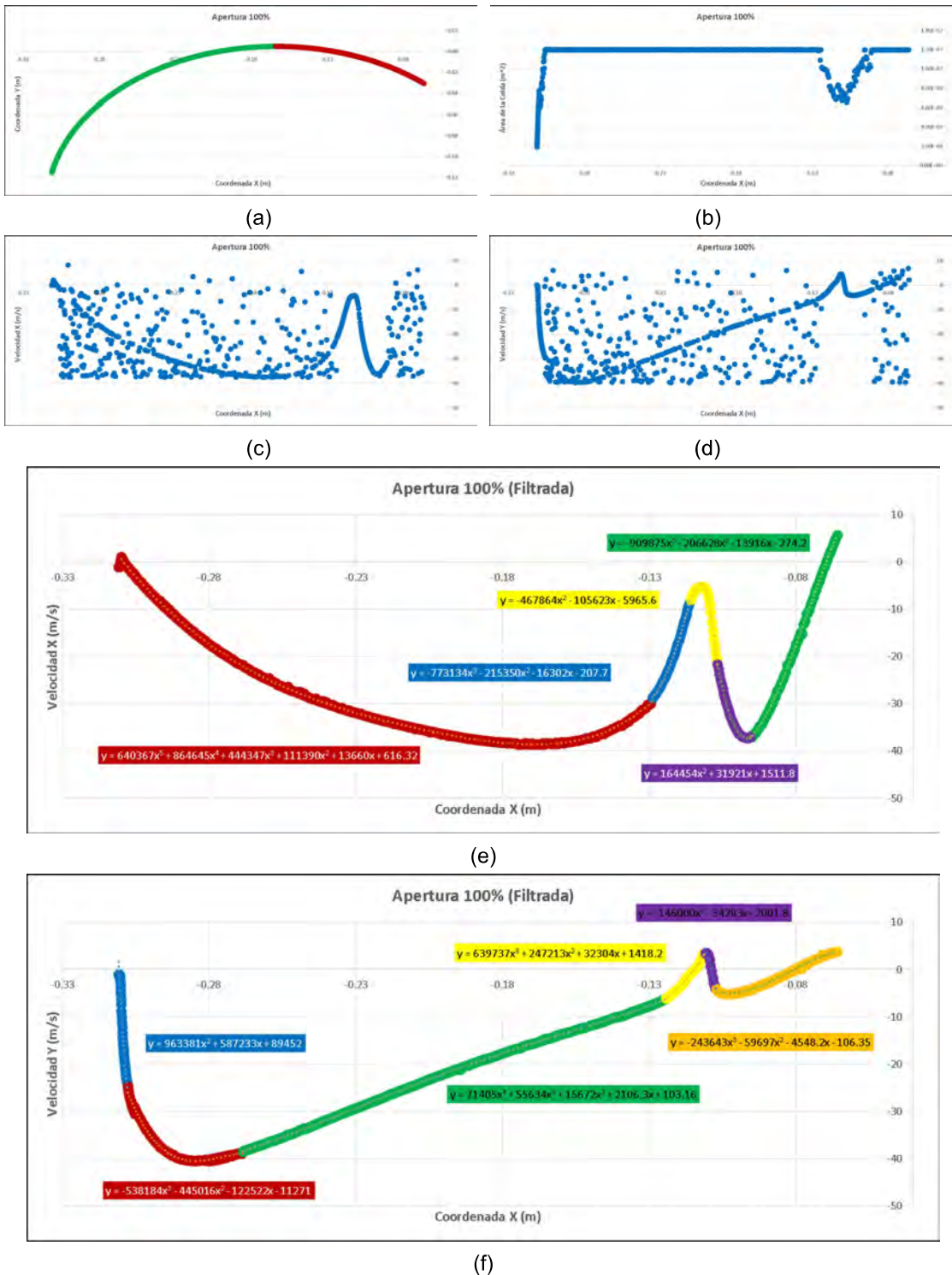


Figura 4.25: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 100% de Apertura. Simulaciones Finales: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

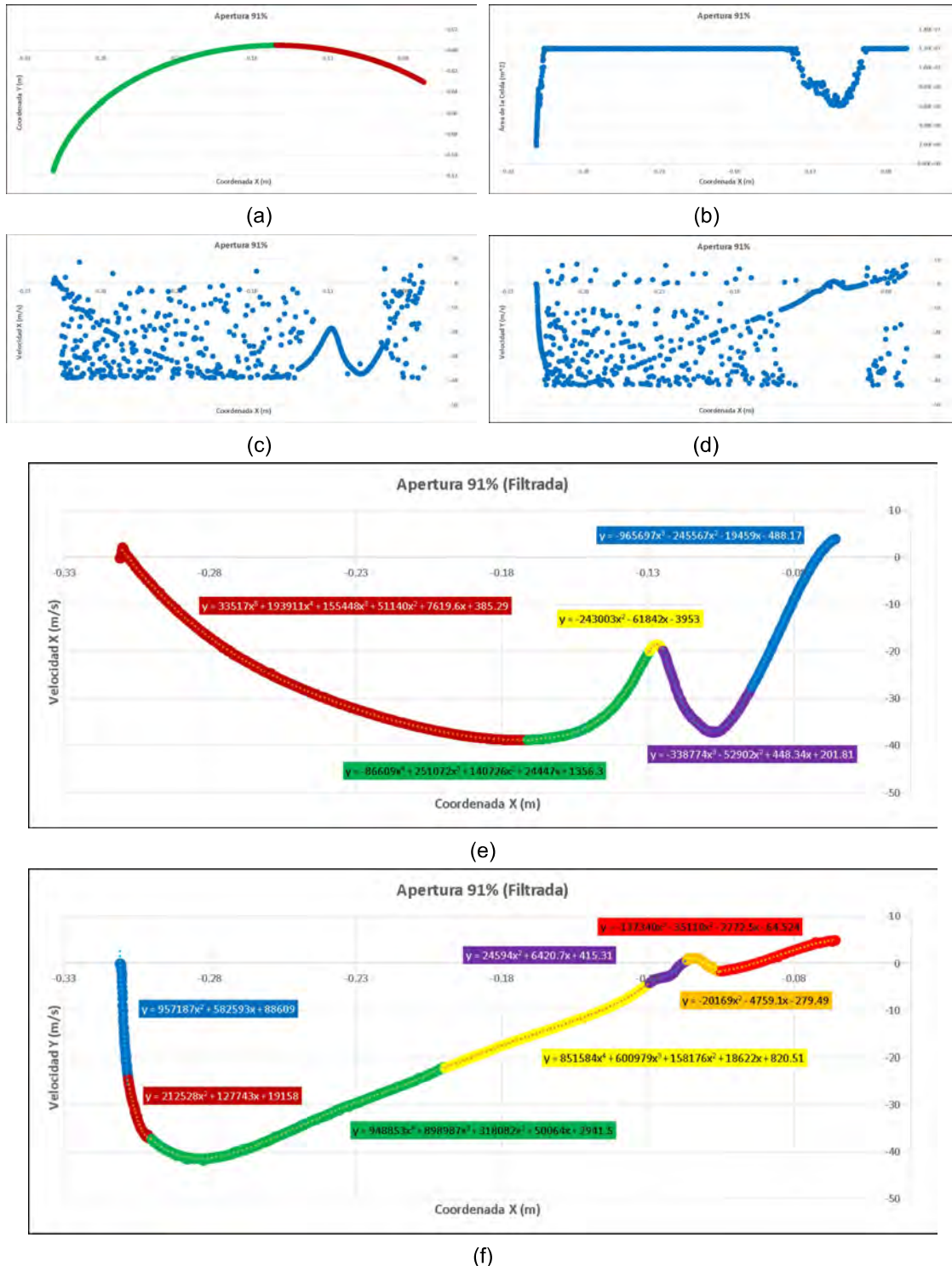


Figura 4.26: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 91% de Apertura. Simulaciones Finales: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

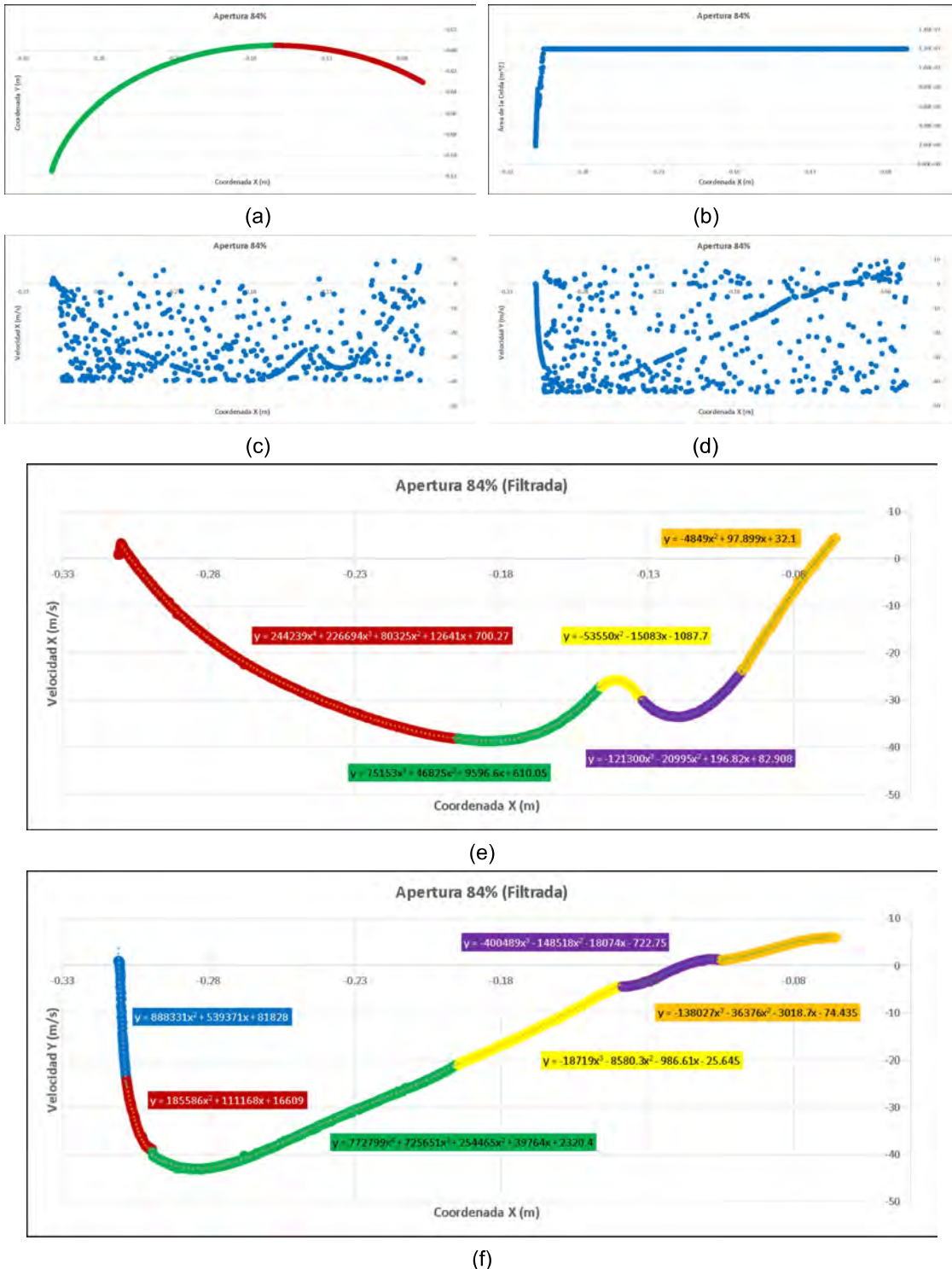


Figura 4.27: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 84% de Apertura. Simulaciones Finales: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

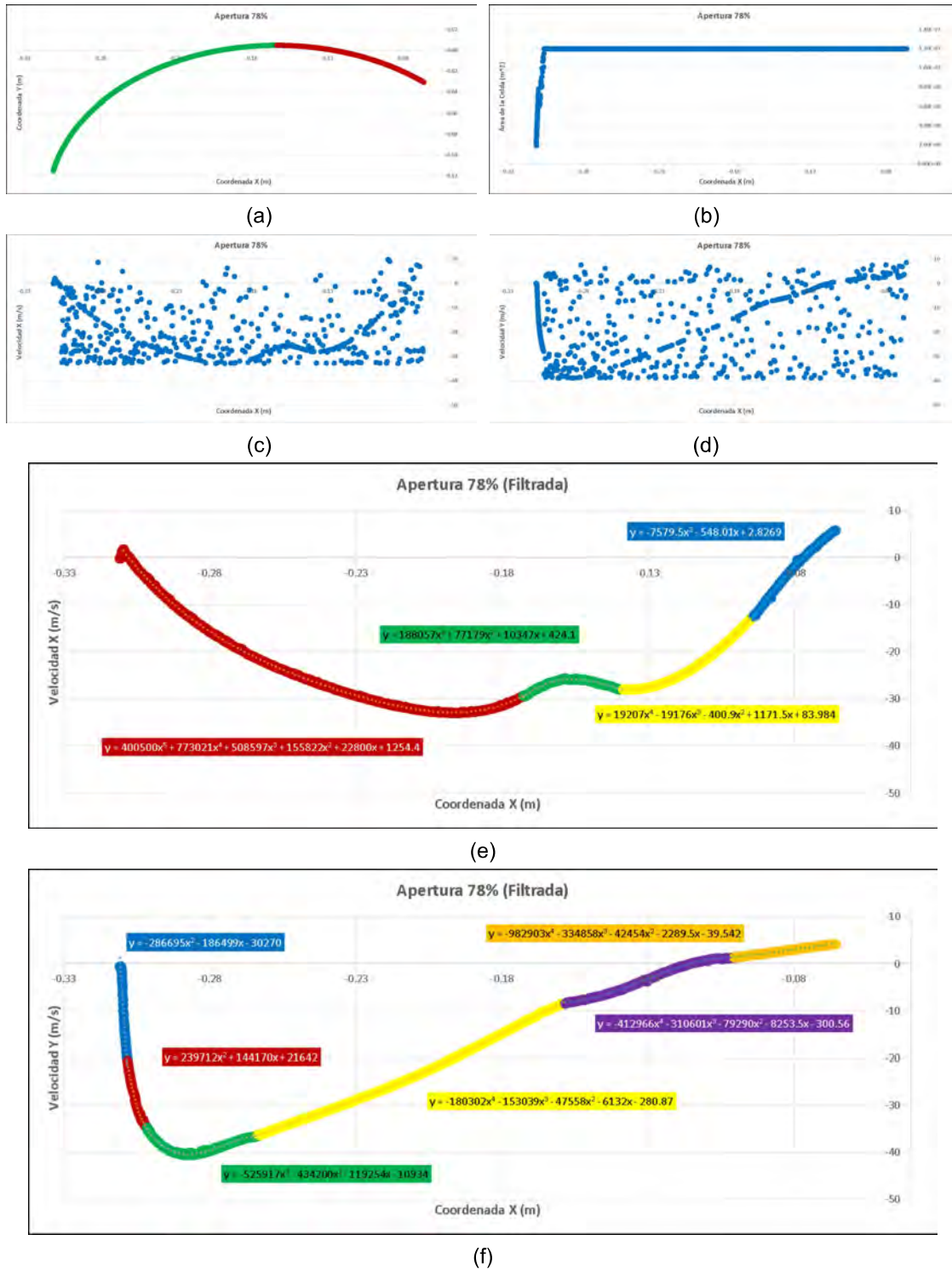


Figura 4.28: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 78% de Apertura. Simulaciones Finales: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

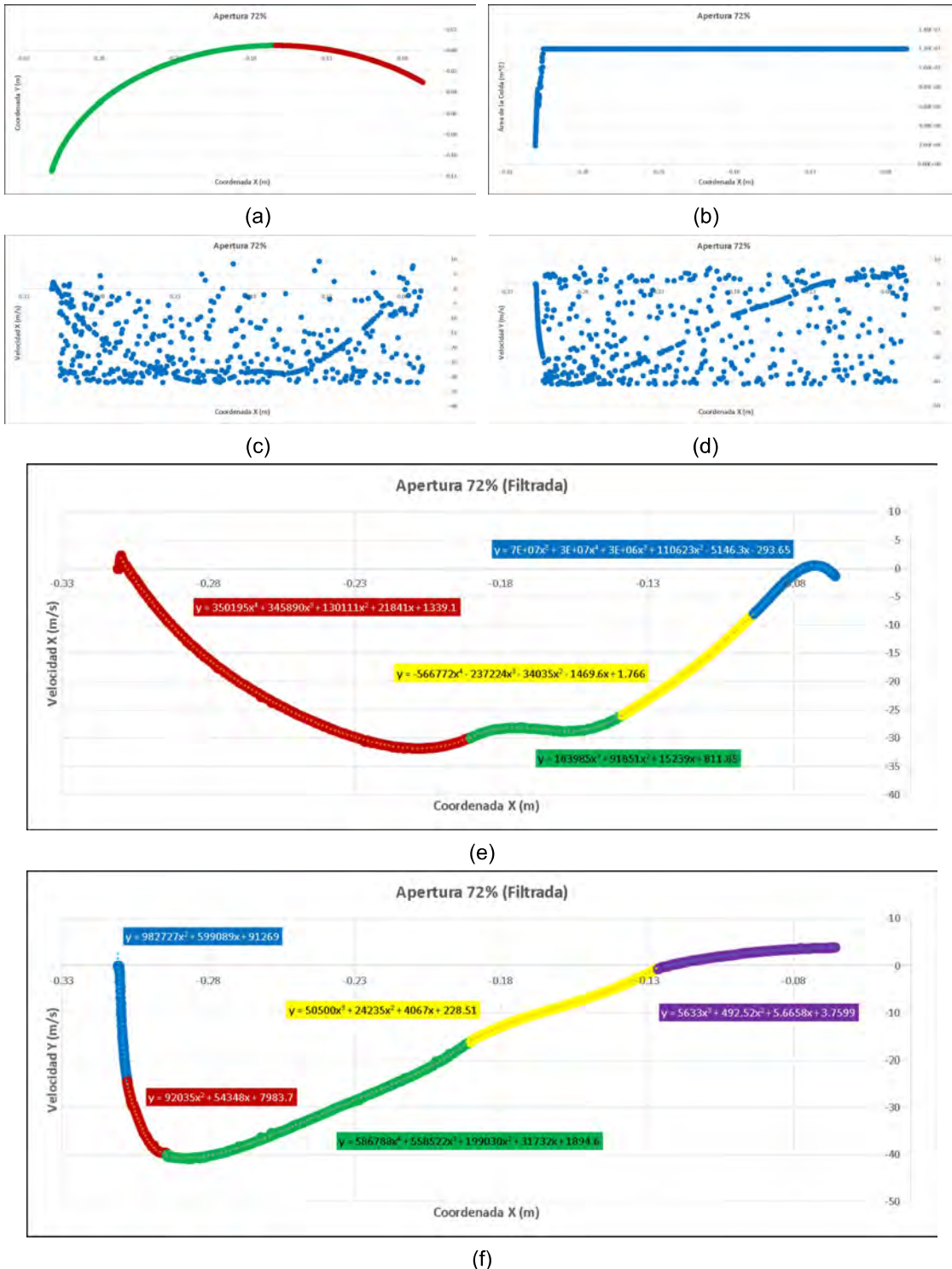


Figura 4.29: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 72% de Apertura. Simulaciones Finales: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

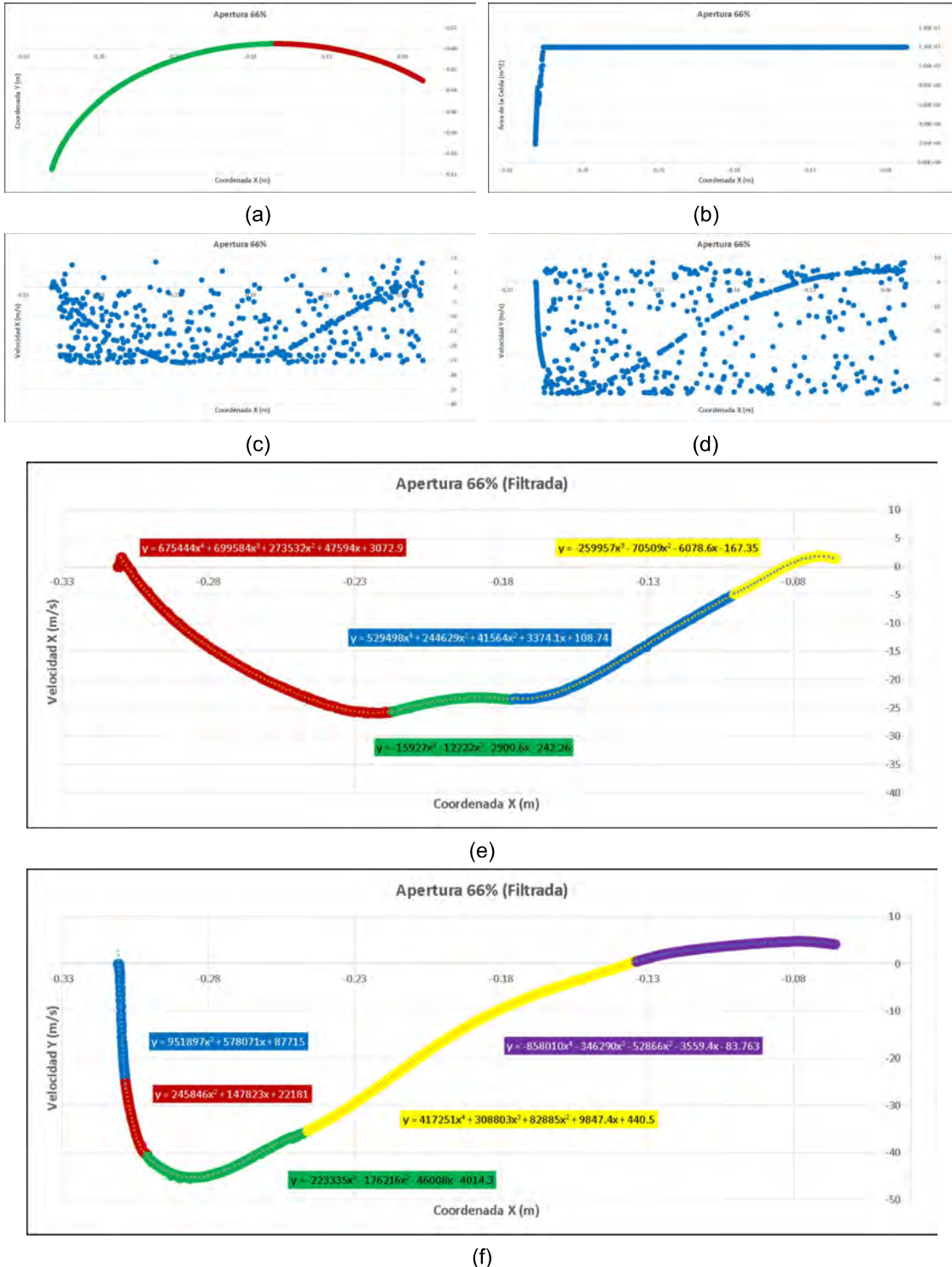


Figura 4.30: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 66% de Apertura. Simulaciones Finales: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

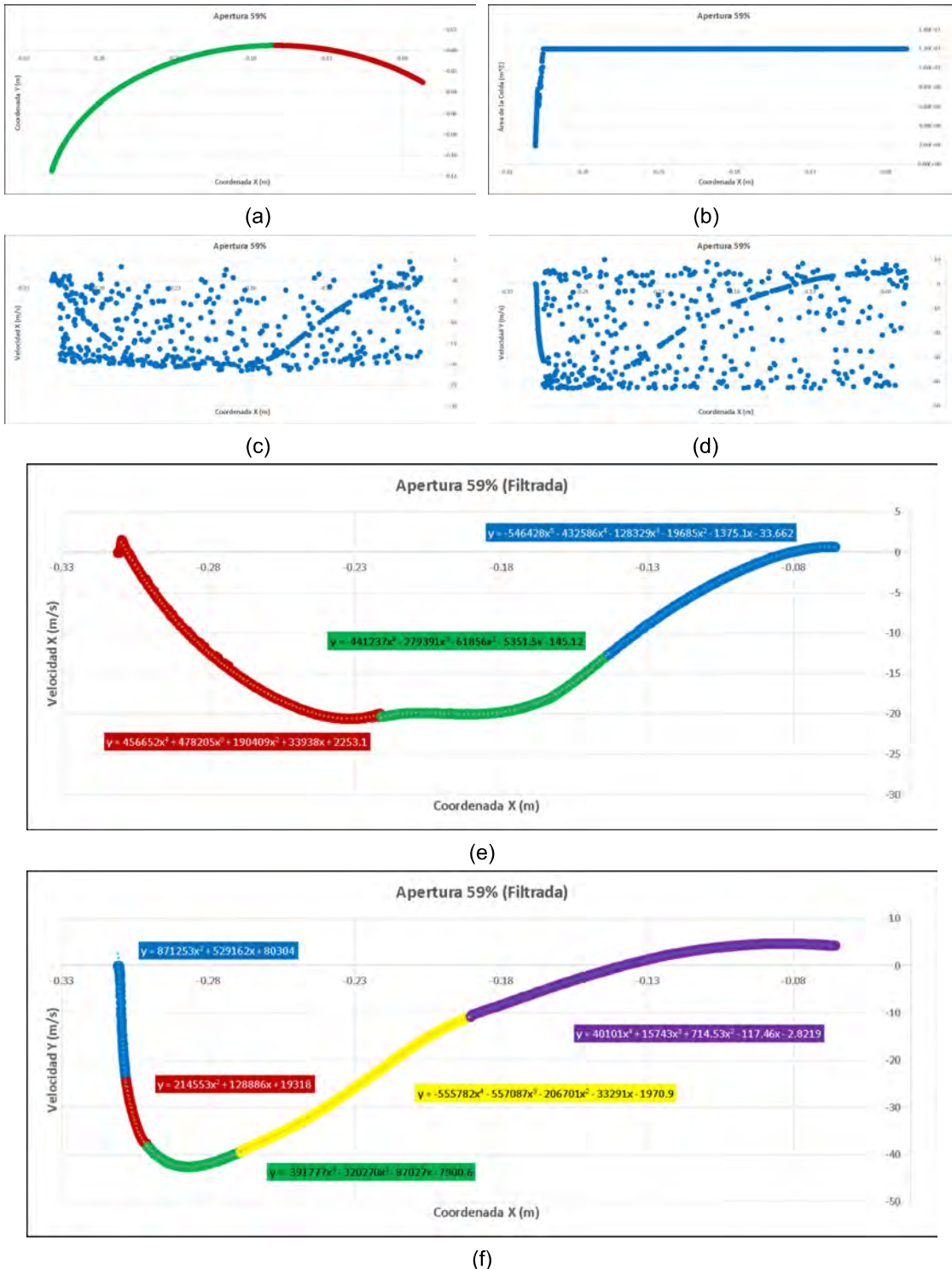


Figura 4.31: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 59% de Apertura. Simulaciones Finales: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS



Figura 4.32: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 50% de Apertura. Simulaciones Finales: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

A diferencia del segundo ensayo, los residuos de todas las simulaciones finales llegaron a un estado estacionario, pero esto no parece haber alterado de forma significativa la distribución de las velocidades, las cuales conservan una tendencia general. De todas formas, cabe mencionar que al comparar los resultados de la segunda mitad de las simulaciones (apertura del 72% al 50%) del segundo ensayo contra los de estas corridas, es el segundo grupo de gráficas el que presenta menos deformidad y una mayor adherencia al patrón observado.

Como se establece en el apartado 4.3.2, el comportamiento de los datos coincide con la forma del inyector. Esto se puede apreciar en la figura 4.33, la cual muestra el gradiente de la magnitud de los componentes de la velocidad tanto en apertura al 100% como en la apertura al 50%. Se eligieron estas dos aperturas para ilustrar el contraste del comportamiento del flujo en ambos extremos del rango de operación de la válvula.

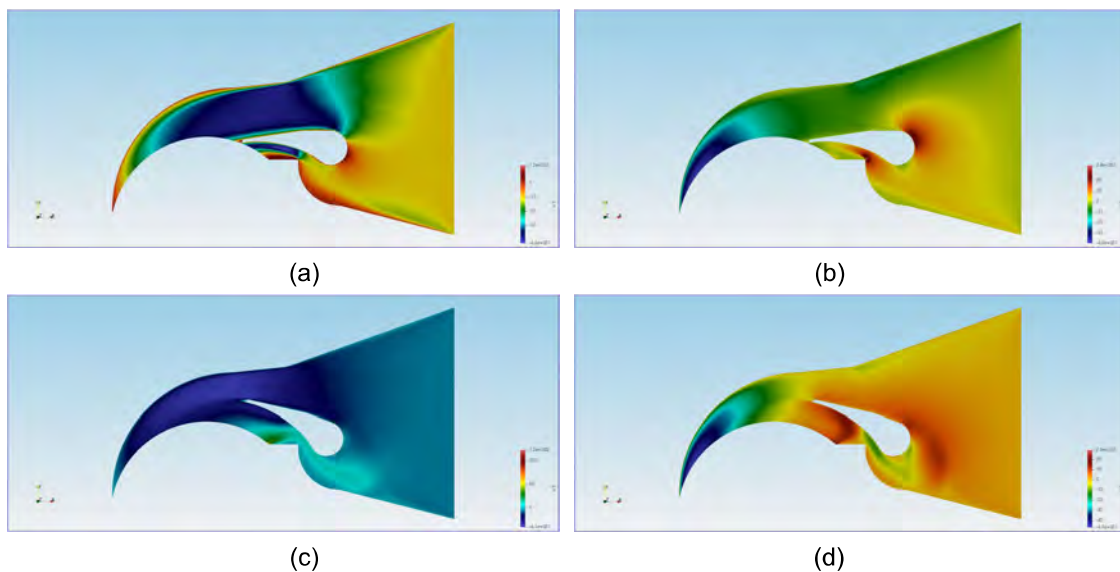
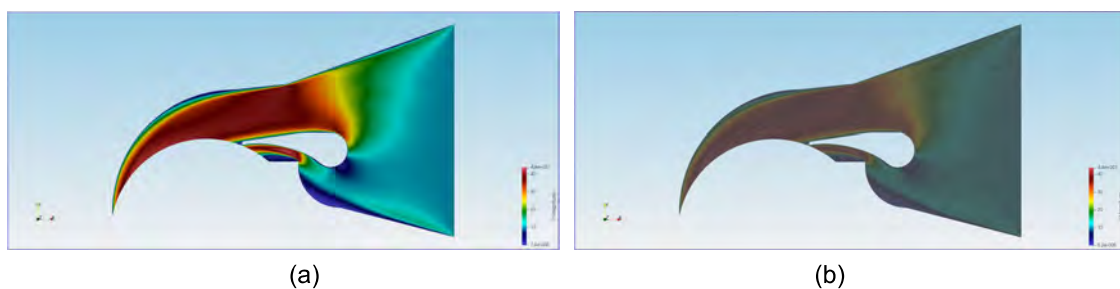
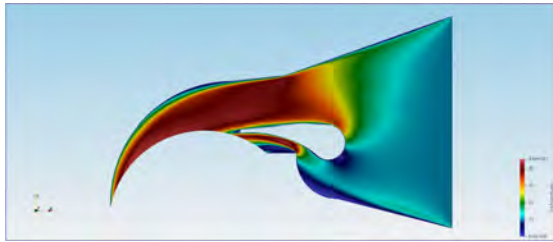


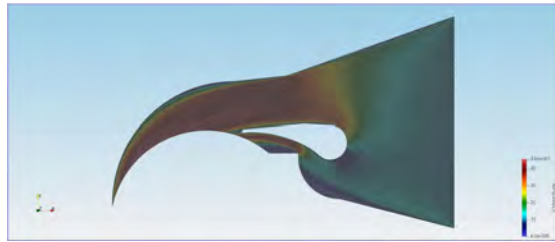
Figura 4.33: Gradiente de los Componentes de la Velocidad en el Inyector: (a) Apertura 100%, Componente X. (b) Apertura 100%, Componente Y. (c) Apertura 50%, Componente X. (d) Apertura 50%, Componente Y.

Con el comportamiento de los componentes verificado, podemos proceder a observar los cambios en la magnitud de la velocidad y los vectores de flujo a través de las simulaciones.

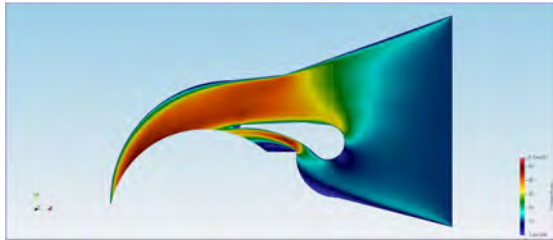




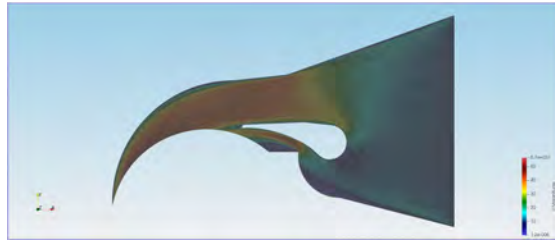
(c)



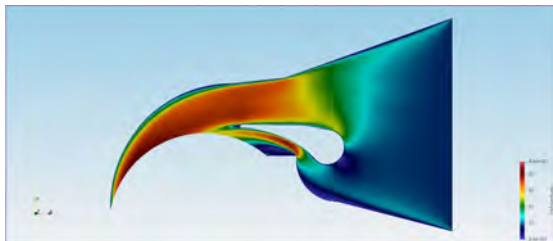
(d)



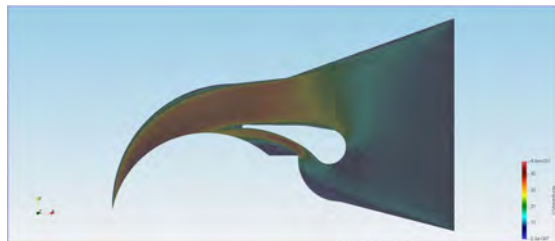
(e)



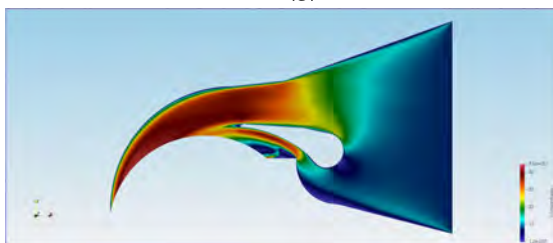
(f)



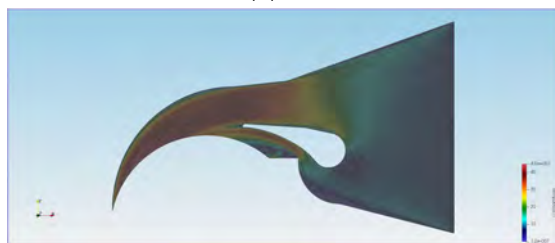
(g)



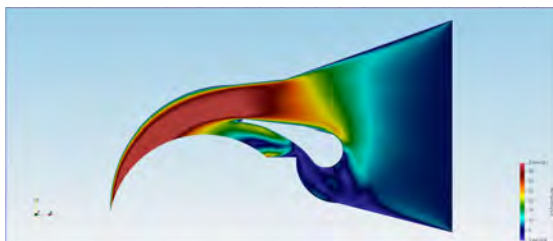
(h)



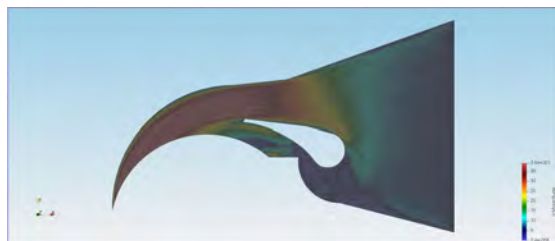
(i)



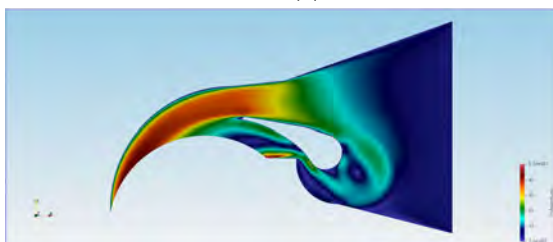
(j)



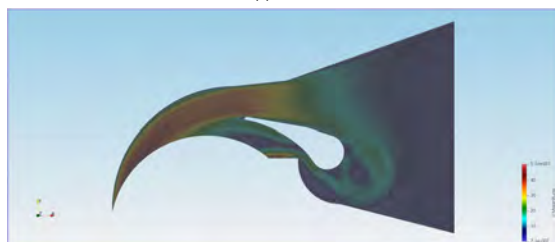
(k)



(l)



(m)



(n)

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

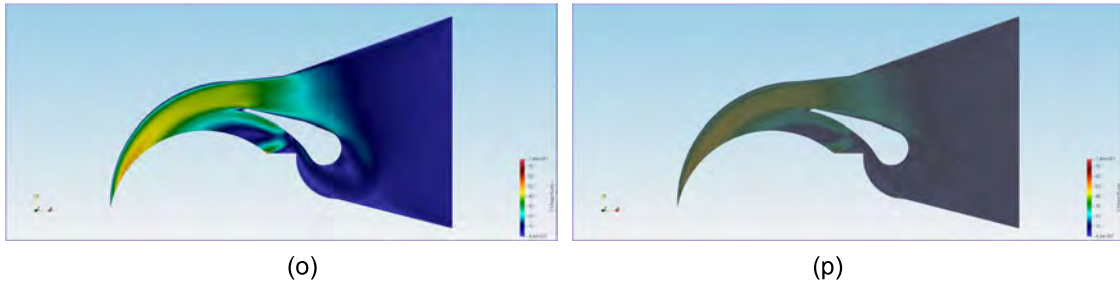


Figura 4.34: Magnitud de la Velocidad (Izquierda) y Vectores de Flujo (Derecha) en el Inyector: (a) y (b) Apertura 100%. (c) y (d) Apertura 91%. (e) y (f) Apertura 84%. (g) y (h) Apertura 78%. (i) y (j) Apertura 72%. (k) y (l) Apertura 66%. (m) y (n) Apertura 59%. (o) y (p) Apertura 50%.

A través de la figura 4.34 se confirman de forma definitiva dos aspectos del comportamiento del fluido que hasta el momento solo habían sido inferidos. El primero es la reducción de la velocidad de flujo, tanto en su valor máximo como en su gradiente. Esto significa que entre más se cierra el ángulo de apertura de la válvula, más disminuye la variación de la velocidad a la salida del inyector, y menor es su magnitud en general.

El segundo aspecto es la vorticidad del flujo, cuya presencia se vuelve más frecuente conforme se cierra el álabe regulador. Tomando esto en cuenta, el comportamiento de la velocidad en las aperturas menores de la válvula es entendible, particularmente en referencia a las porciones de las gráficas donde los valores se vuelven positivos.

En la siguiente tabla se listan los resultados de los componentes de la velocidad:

Apertura	ORIGINAL			SIMULACIONES FINALES			
	Velocidad de Salida (m/s)			Velocidad de Salida (m/s)			
	Componente X	Componente Y	Total	Componente X	Componente Y	Mitad de Y	Complemento
100%	-9,14	-8,36	12,39	-8,62	-15,27	-7,63	-8,90
91%	-8,67	-7,89	11,72	-8,49	-15,09	-7,55	-8,08
84%	-7,73	-7,73	10,93	-8,03	-14,51	-7,25	-7,42
78%	-6,95	-7,66	10,34	-6,91	-13,55	-6,77	-7,70
72%	-6,09	-7,5	9,66	-6,66	-13,41	-6,71	-6,99
66%	-5,31	-7,34	9,06	-5,40	-12,80	-6,40	-7,27
59%	-4,37	-6,87	8,14	-4,48	-12,07	-6,03	-6,80
50%	-3,28	-6,17	6,99	-3,82	-11,96	-5,98	-5,85

Tabla 4.9: Valores de los Componentes de la Velocidad de Salida Obtenidos en las Simulaciones Finales del Perfil Real, contra Valores Originales.

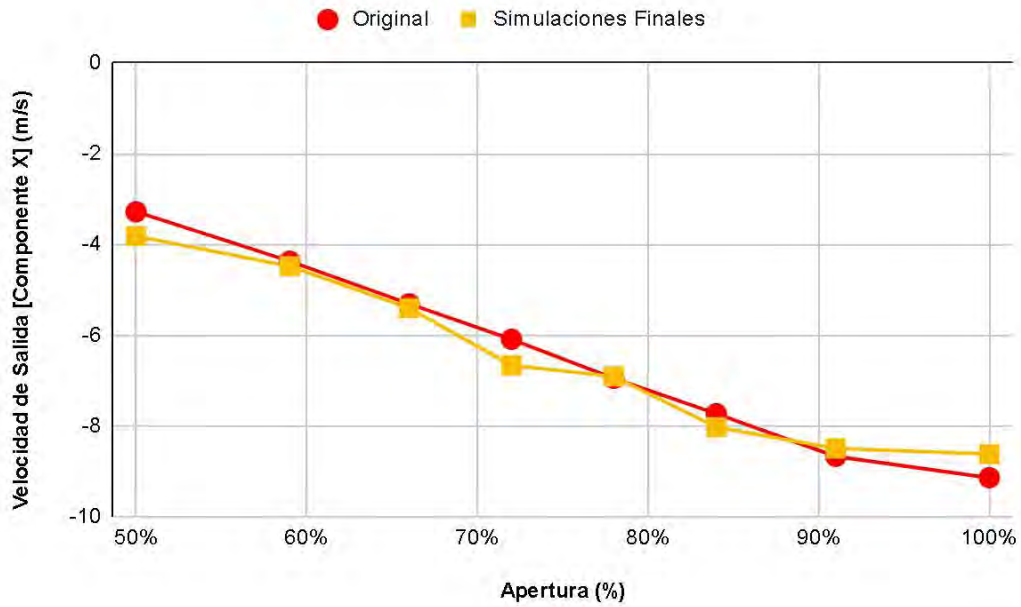


Figura 4.35: Gráfica Comparativa de los Valores del Componente X de la Velocidad de Salida Obtenidos en las Simulaciones Finales contra Valores Originales.

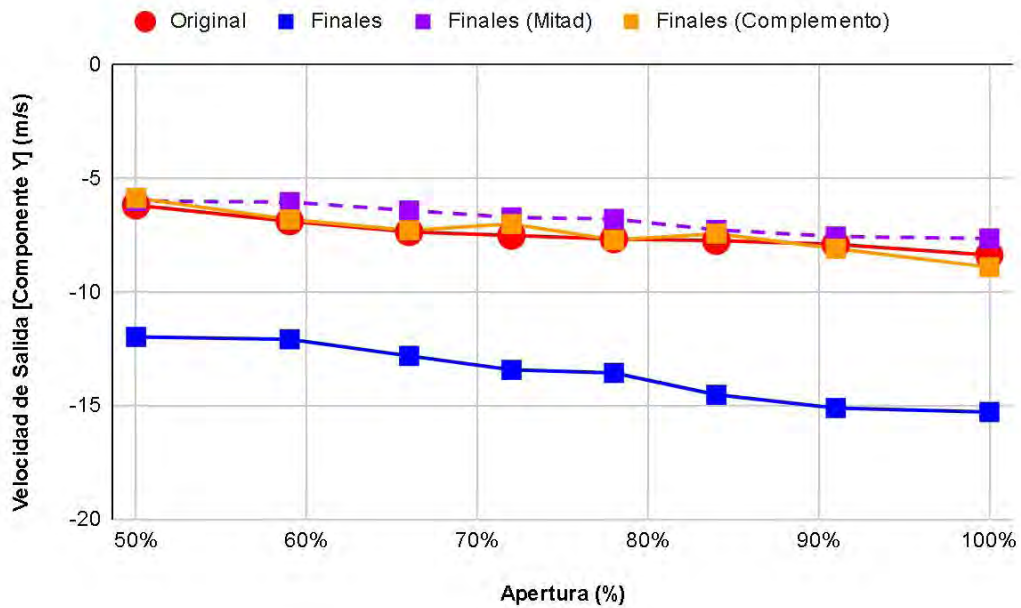


Figura 4.36: Gráfica Comparativa de los Valores del Componente Y de la Velocidad de Salida. Simulaciones Finales. ROJO: Valores Originales. AZUL: Valores Obtenidos en las Simulaciones Finales. PÚRPURA: Valores Obtenidos en las Simulaciones Finales Divididos a la Mitad. NARANJA: Valores de los Componentes Complementarios de la Velocidad en Eje X.

Como se muestra en las figuras 4.35 y 4.36, los resultados obtenidos tuvieron mayor precisión en comparación con el segundo ensayo. Ningún valor se desvió por más de 1

punto de los componentes originales, y a pesar de que la distribución no llegó a ser tan lineal como en la figura 3.20, se mantuvo la tendencia general de las velocidades.

Evidentemente, el desfase de los componentes Y que se encontró durante el segundo ensayo volvió a manifestarse en estas simulaciones, incluso con la convergencia de los coeficientes de arrastre y los residuales. Siguió sin descubrirse la causa del desfase, aunque por lo menos se pudo descartar la inestabilidad de las simulaciones como la causa. Aunado a esto, las velocidades en Y volvieron a entregar valores aproximadamente al doble de lo que deberían haber sido, con las mitades y los complementos una vez más cayendo dentro del rango de resultados deseados. Todo lo cual reforzó la idea de que el desfase es debido a un error sistemático y no uno aleatorio.

Finalmente, a pesar del comportamiento del componente de la velocidad en el eje Y, se concluyó que se replicaron exitosamente los valores presentados en el artículo base [6]. Además, aunque únicamente relativo a otros diseños bajo el mismo procedimiento, también se confirmó la viabilidad de un análisis de eficiencia de los perfiles de la válvula de paso generados por los métodos de optimización MO-MMAO y GA a través de comparaciones cualitativas.

4.5 Modelos MO-MMAO y GA

Con los valores del artículo de referencia replicados de manera satisfactoria, la última etapa del proyecto involucró correr simulaciones con los perfiles generados por los algoritmos MO-MMAO y GA, y con la misma configuración de *Solver* y condiciones de frontera que las simulaciones finales del perfil real.

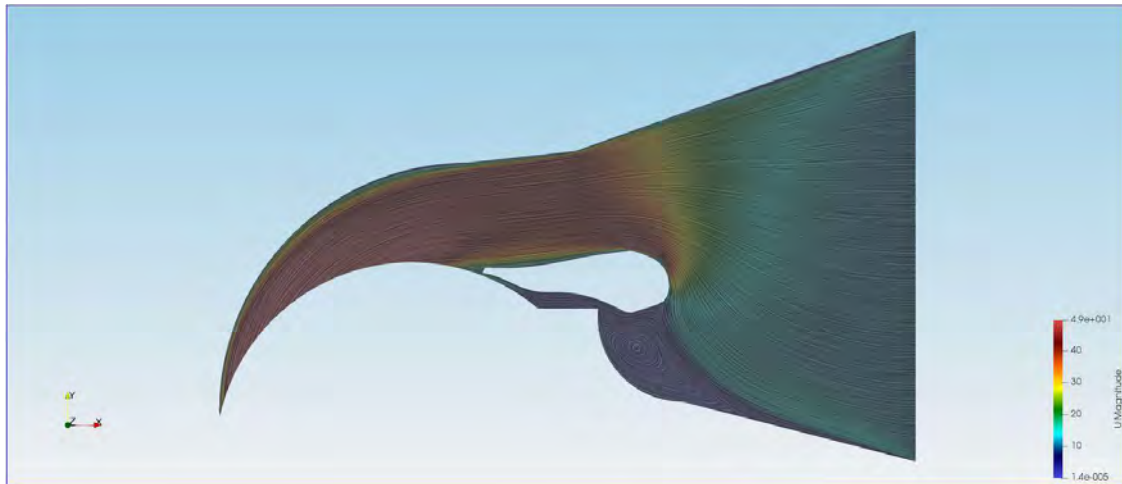
A diferencia de los ensayos previos, no se buscó replicar ningún resultado en particular, sino únicamente observar el comportamiento de los perfiles optimizados en comparación con el real y de esa forma verificar la conclusión del artículo de referencia [6].

Cabe destacar que en el texto no se reportan valores de arrastre ni magnitudes de velocidad en el interior del inyector para los perfiles optimizados. En su lugar, el artículo establece un incremento del 5.33% en la potencia de salida para el modelo MO-MMAO, y un incremento del 4.73% de la misma variable para el modelo GA. Esto en base al modelo completo del inyector y la turbina, elemento que no se abarca en este trabajo. Adicionalmente, se reporta que el modelo generado por el algoritmo MO-MMAO converge en menos iteraciones que los otros dos perfiles, por lo tal probando ser la opción más eficiente tanto en desempeño dentro de la simulación como en los recursos computacionales involucrados.

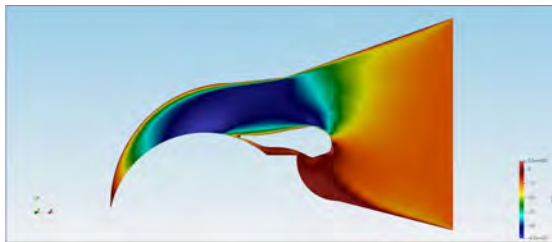
A falta de valores concretos, se decidió hacer una comparación cualitativa en lugar de cuantitativa del desempeño de los perfiles optimizados en referencia al real, con base en la fuerza de arrastre y los componentes de la velocidad. Específicamente, se buscó la minimización del arrastre en el perfil de la válvula de paso y del componente X de la velocidad, así como la maximización de la magnitud de la velocidad de salida. Además, se prestó atención al tiempo de iteración transcurrido en cada simulación previo a llegar a la convergencia, para así determinar qué opción requiere los menores recursos computacionales, y a partir de ambos criterios encontrar el perfil de válvula más eficiente.

4.5.1 Comportamiento del Flujo

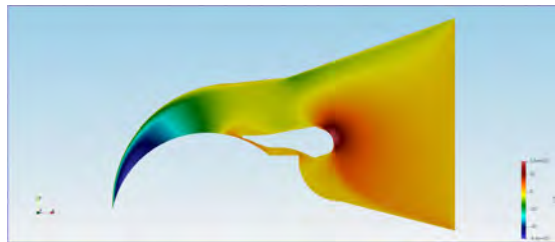
A continuación se presenta una serie de figuras donde se pueden observar los vectores de flujo a través del inyector, así como el gradiente de los componentes X y Y de la velocidad del fluido, para ambos perfiles optimizados.



(a)

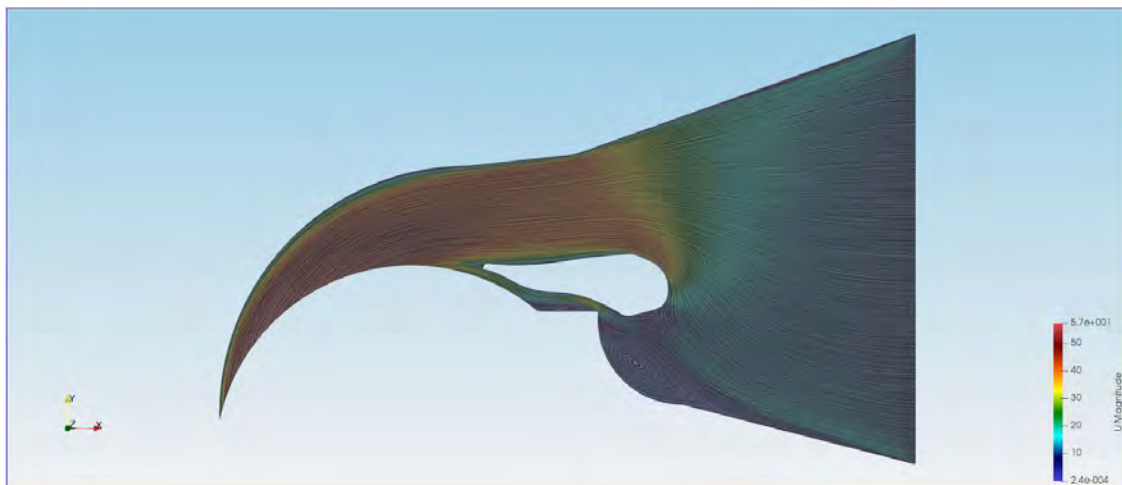


(b)



(c)

Figura 4.37: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil MO-MMAO a 100% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.



(a)

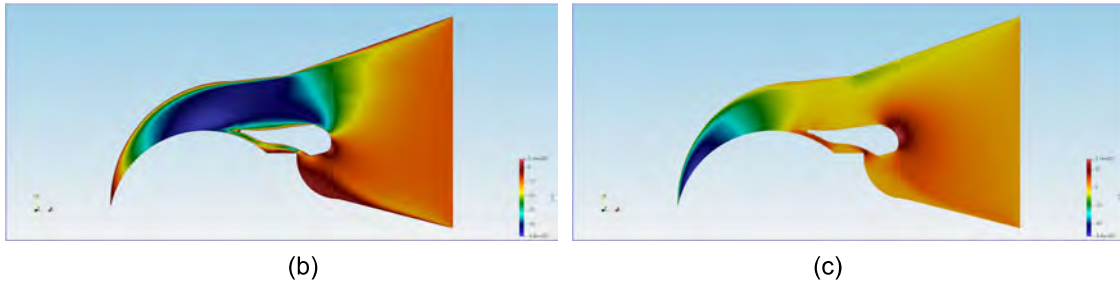


Figura 4.38: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil MO-MMAO a 91% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.

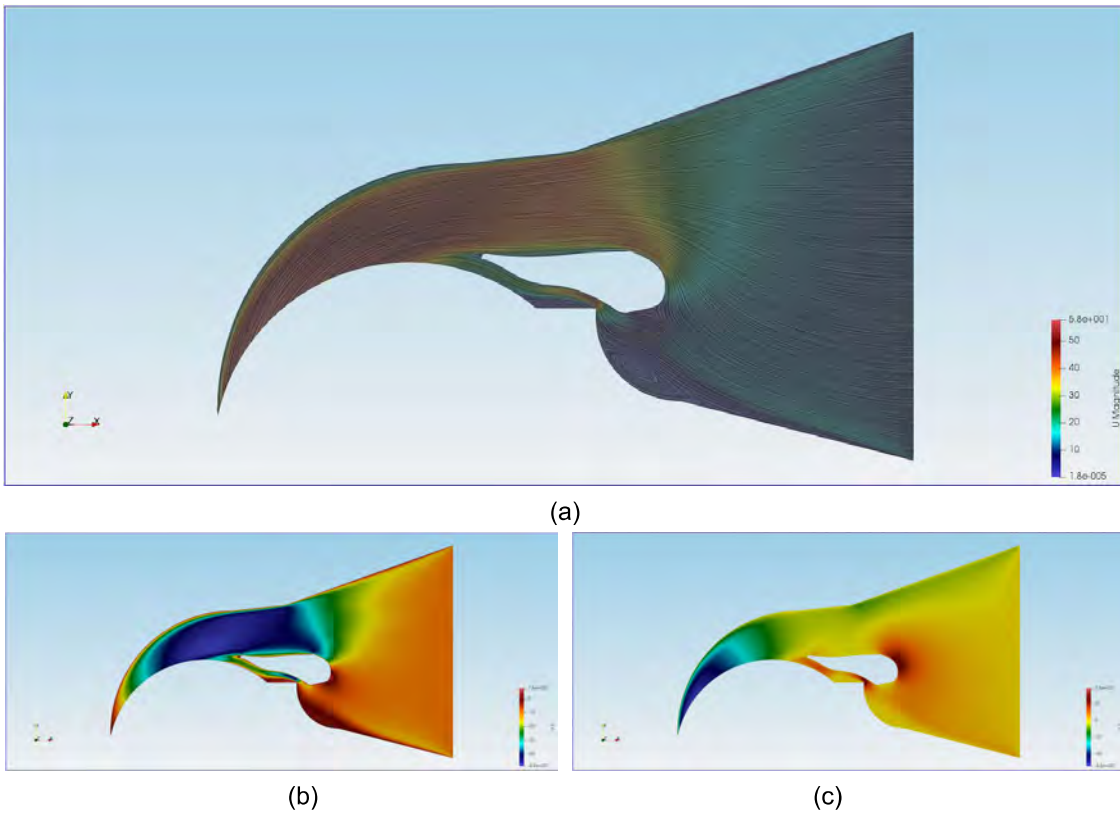
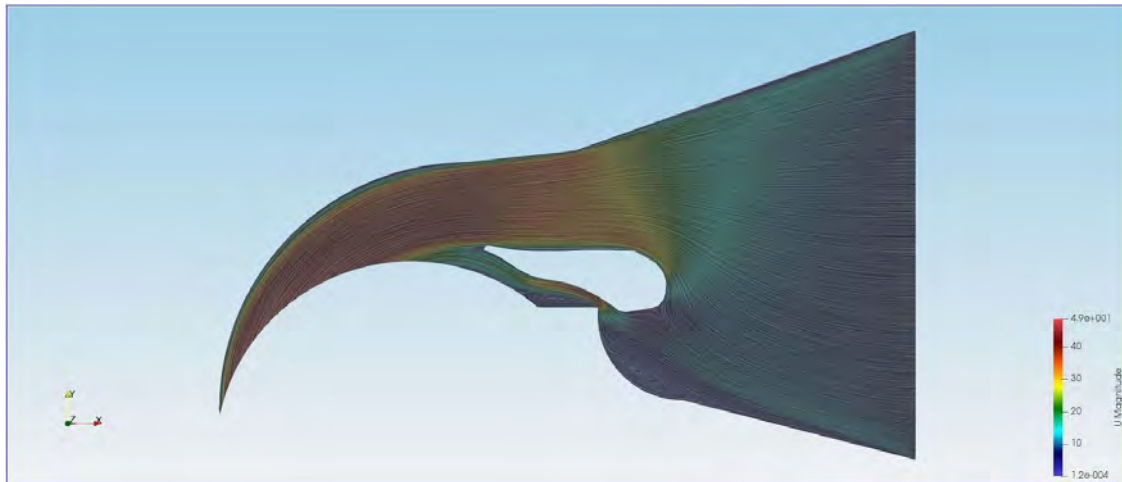
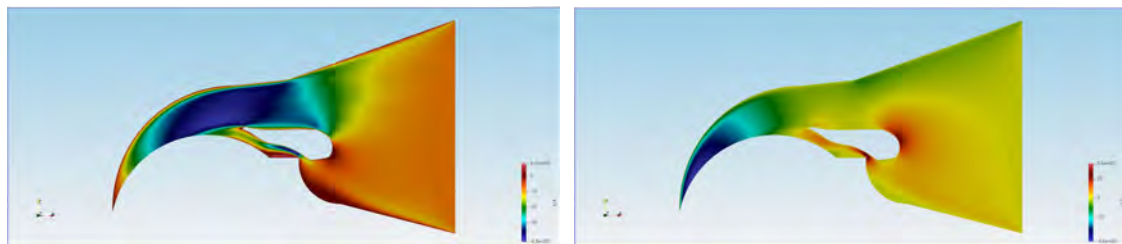


Figura 4.39: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil MO-MMAO a 84% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.



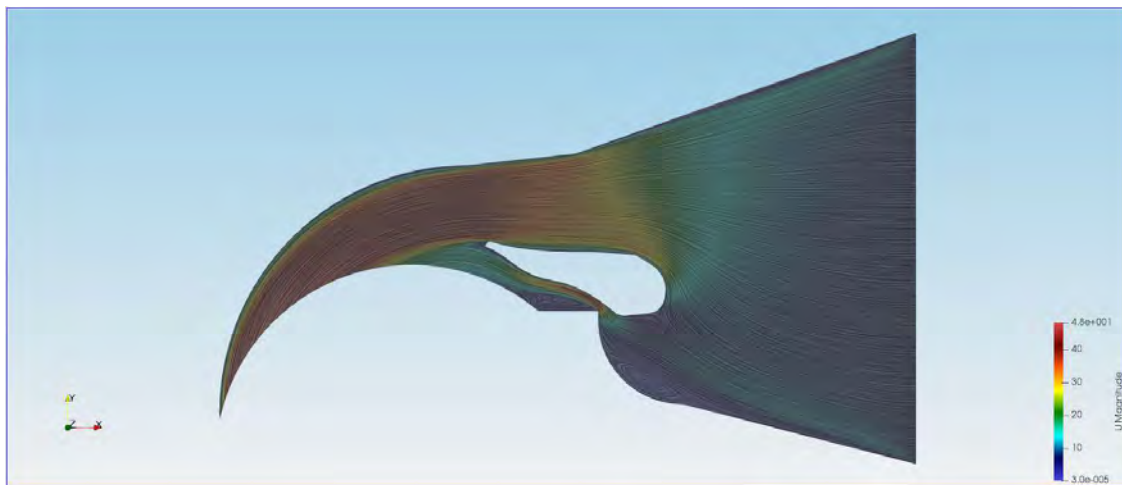
(a)



(b)

(c)

Figura 4.40: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil MO-MMAO a 78% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.



(a)

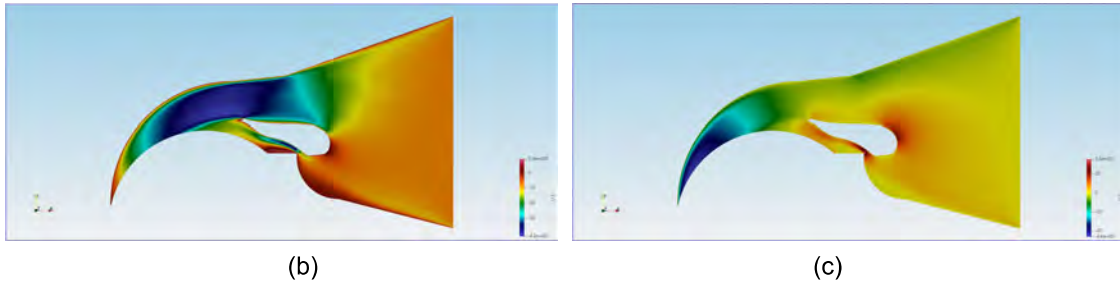


Figura 4.41: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil MO-MMAO a 72% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.

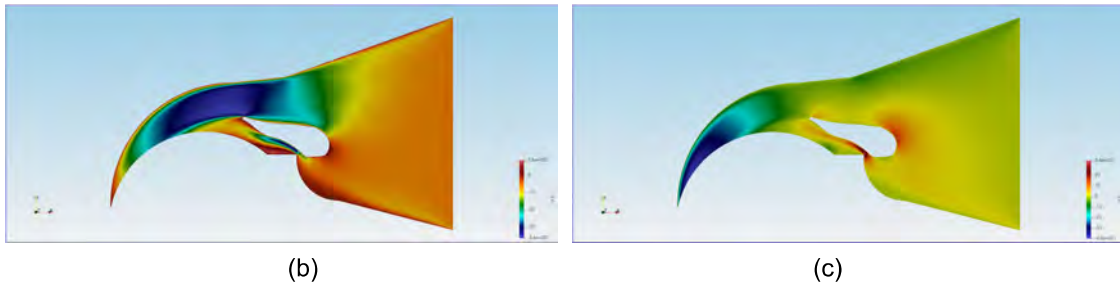
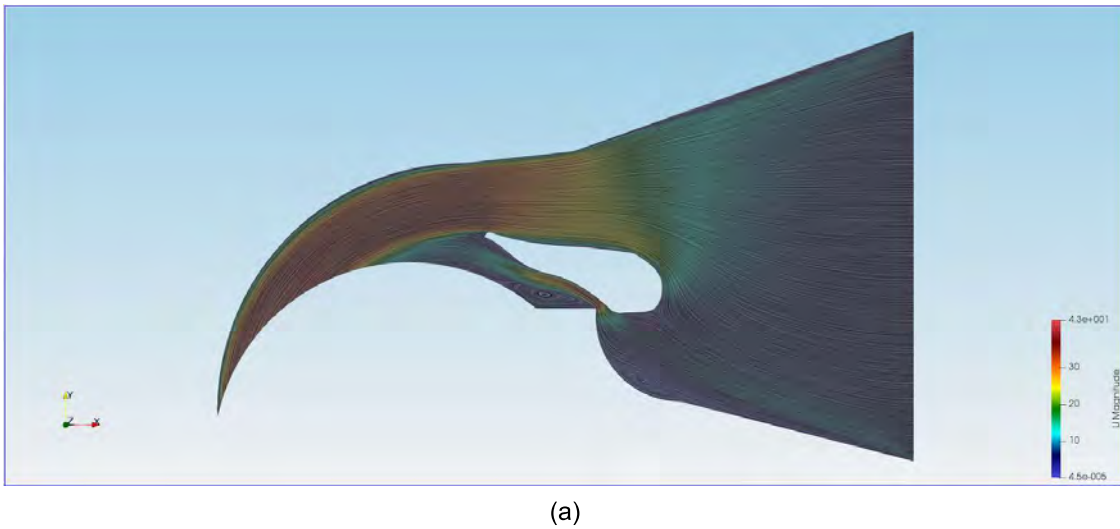
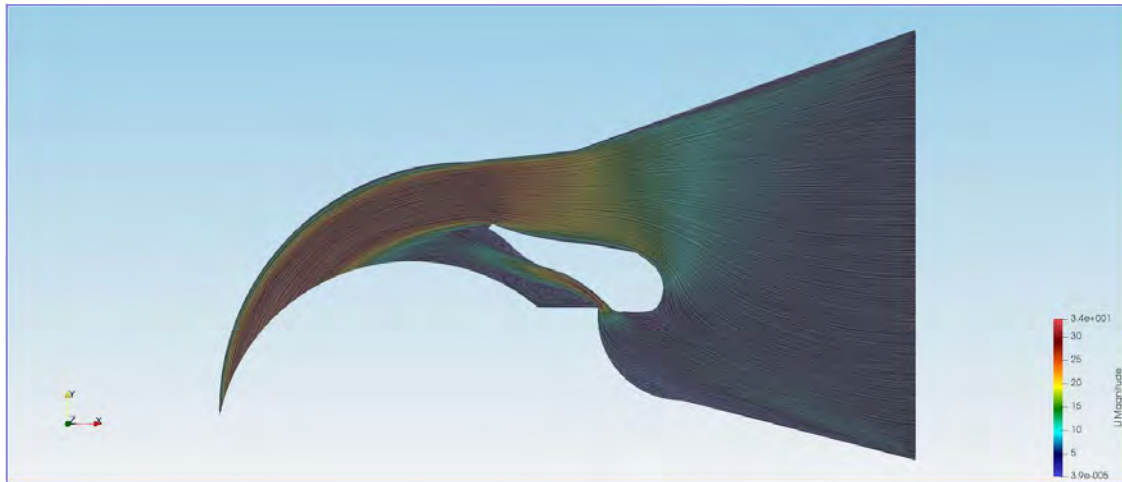
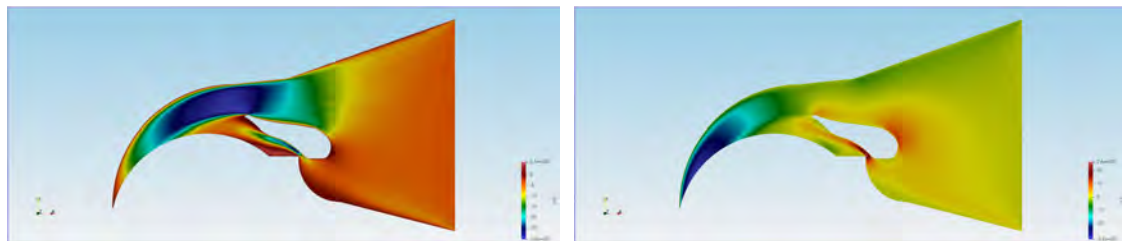


Figura 4.42: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil MO-MMAO a 66% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.



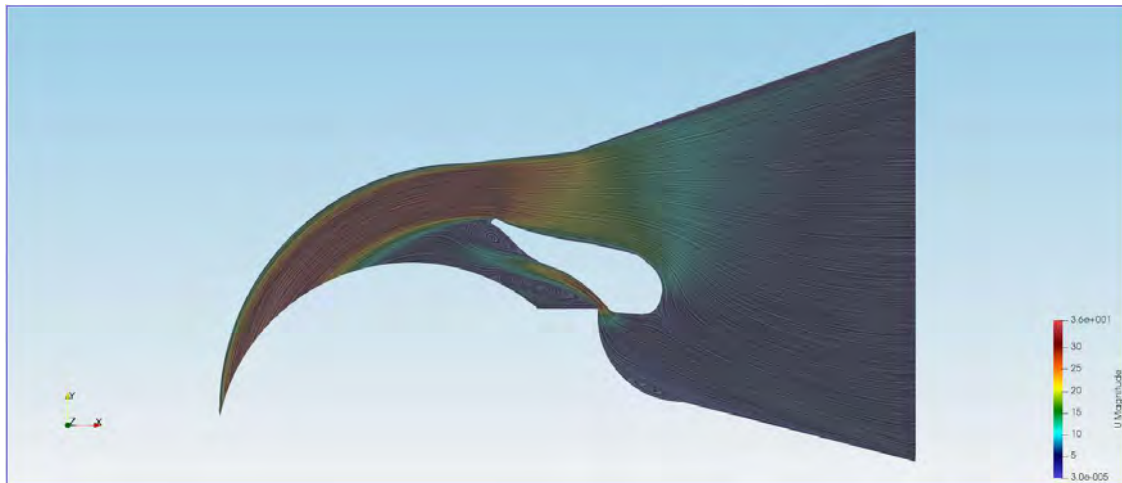
(a)



(b)

(c)

Figura 4.43: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil MO-MMAO a 59% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.



(a)

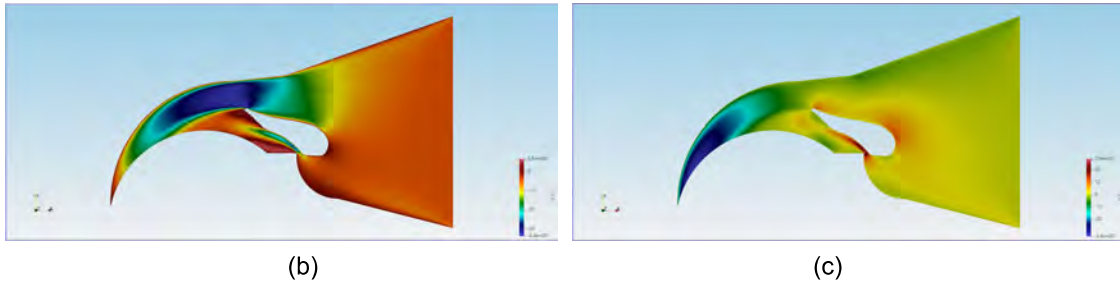


Figura 4.44: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil MO-MMAO a 50% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.

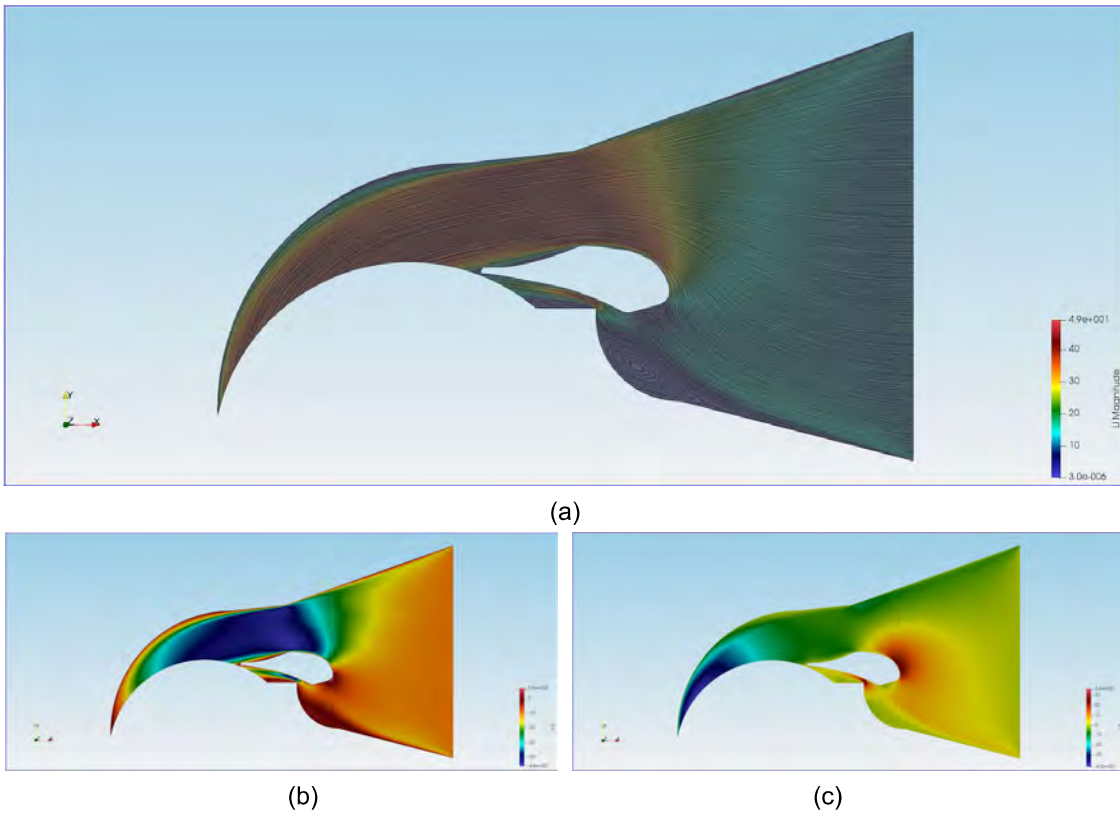
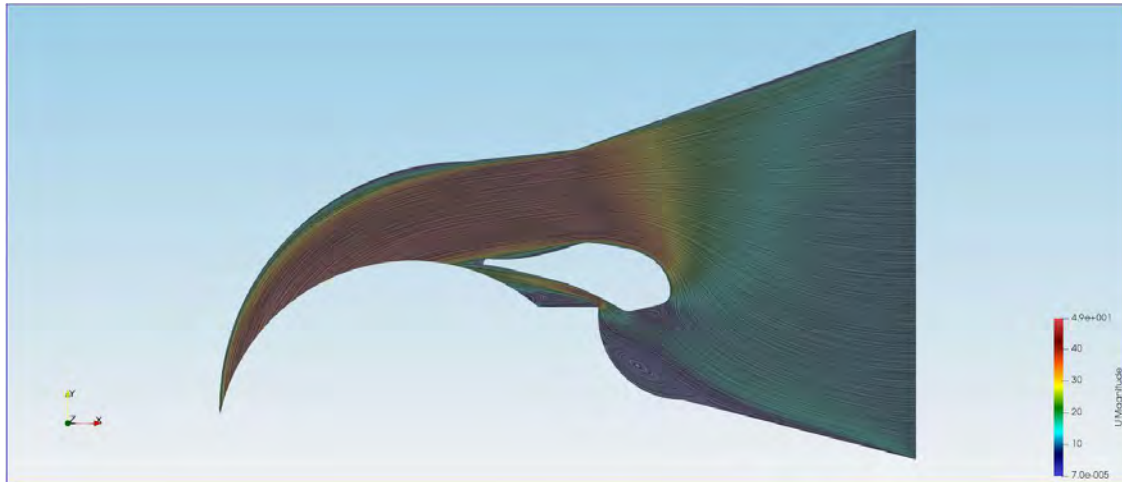
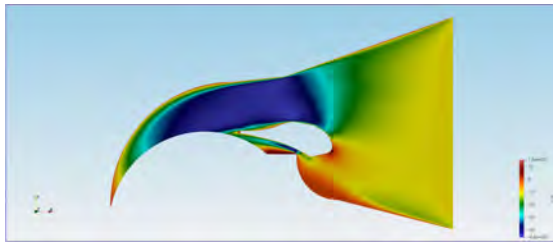


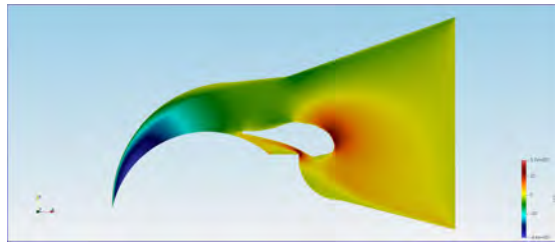
Figura 4.45: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil GA a 100% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.



(a)

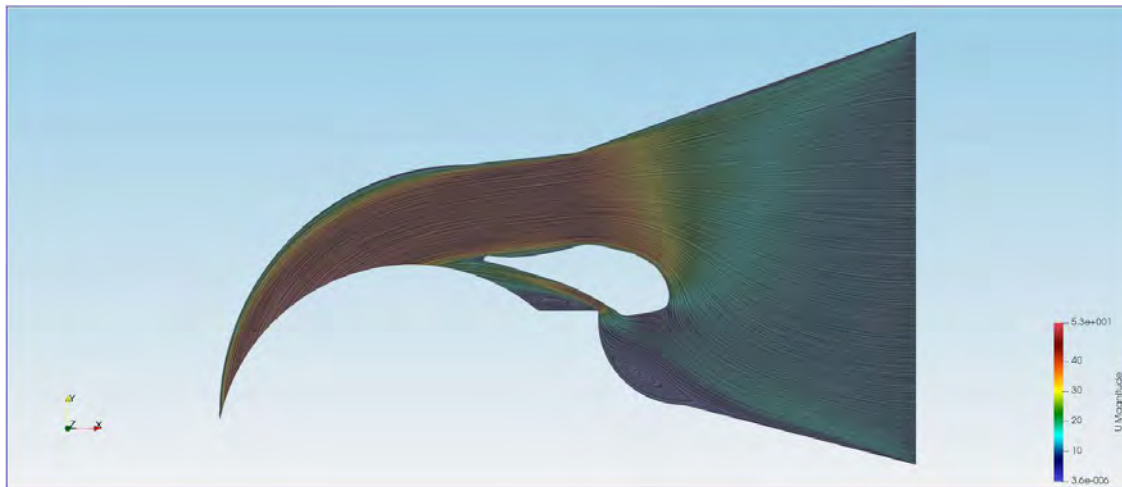


(b)



(c)

Figura 4.46: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil GA a 91% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.



(a)

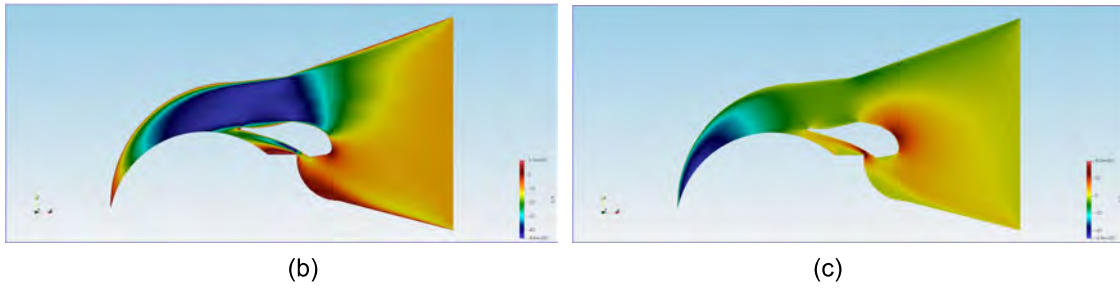


Figura 4.47: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil GA a 84% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.

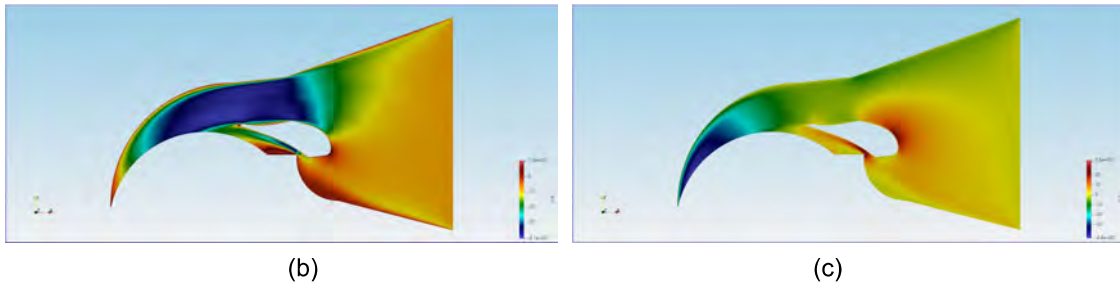
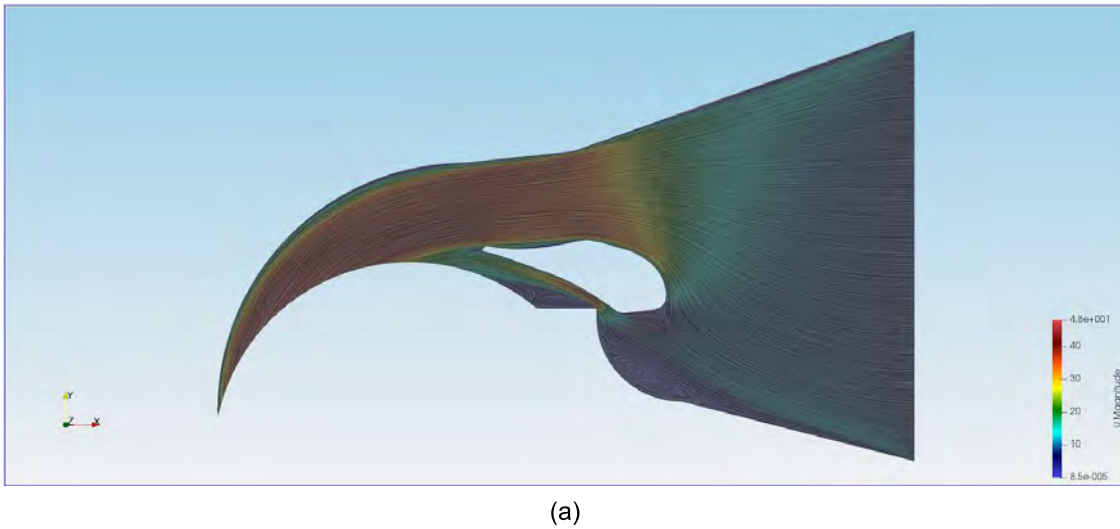
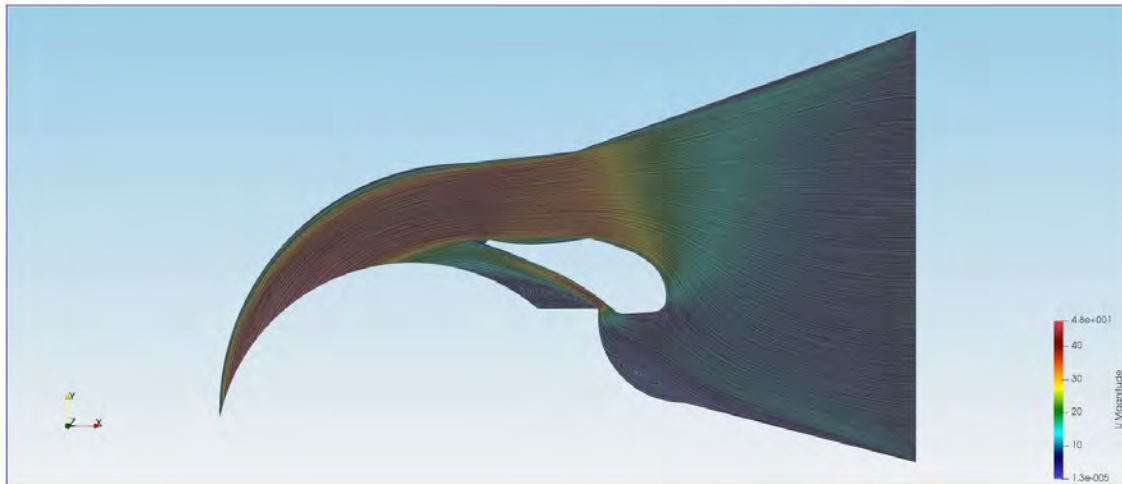
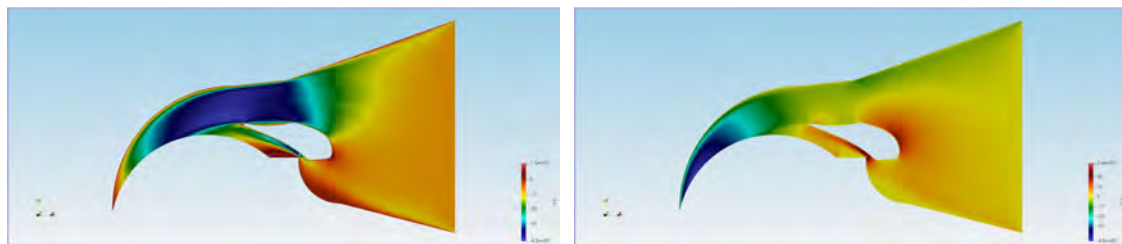


Figura 4.48: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil GA a 78% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.



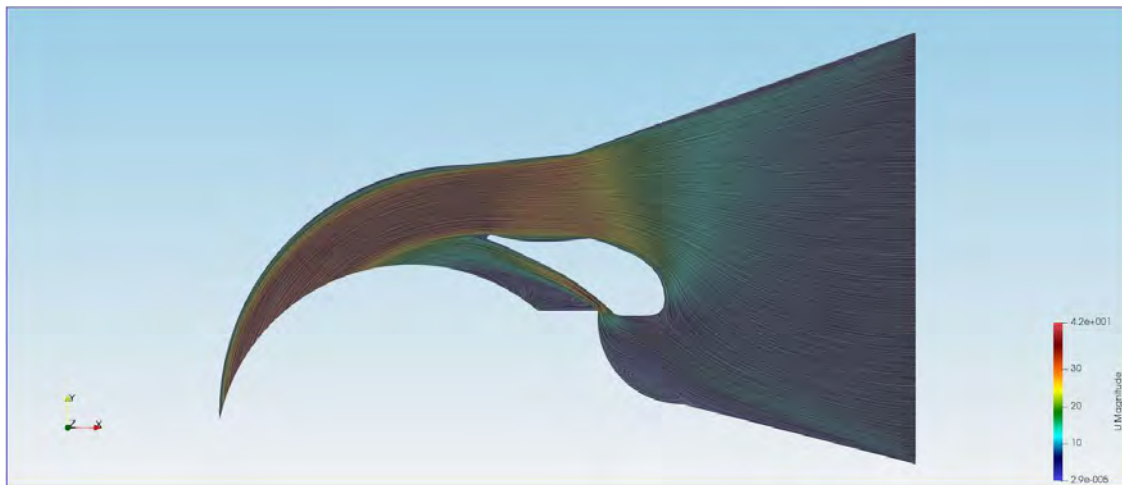
(a)



(b)

(c)

Figura 4.49: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil GA a 72% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.



(a)

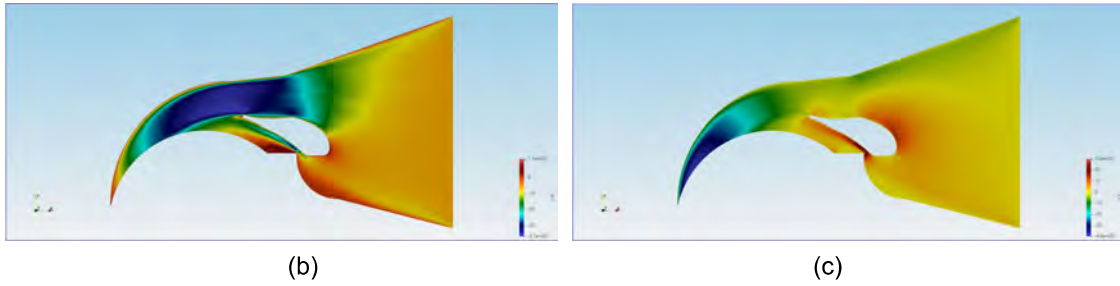


Figura 4.50: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil GA a 66% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.

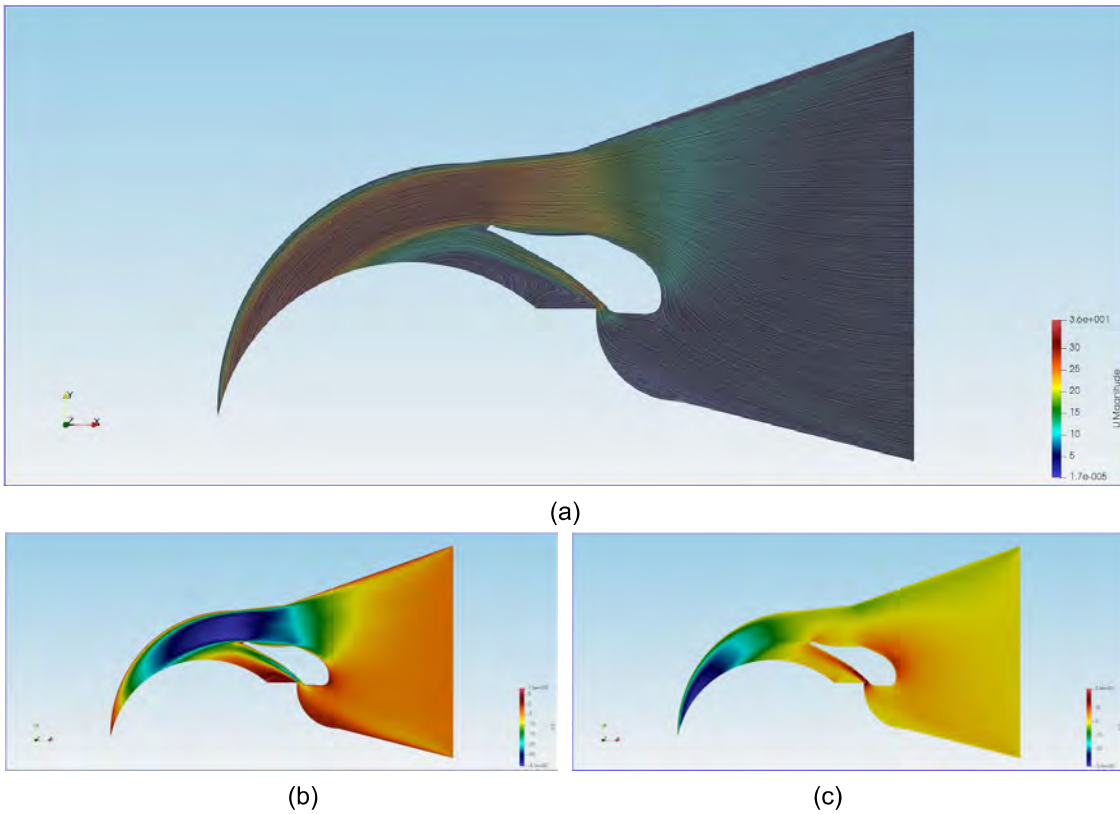


Figura 4.51: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil GA a 59% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.

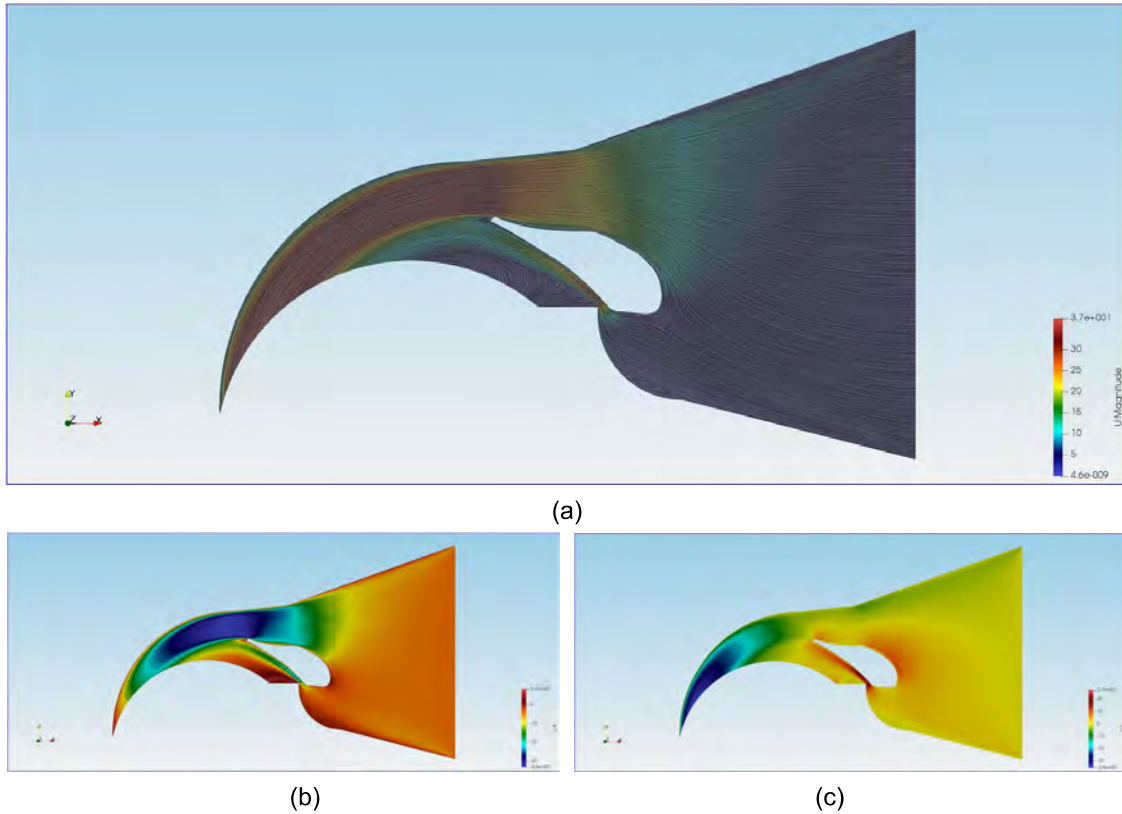


Figura 4.52: Características del Flujo a través del Inyector para el Perfil GA a 50% de Apertura: (a) Vectores de Flujo. (b) Gradiente del Componente X de la Velocidad. (c) Gradiente del Componente Y de la Velocidad.

Inmediatamente se observaron diferencias interesantes entre el comportamiento de los flujos ilustrados previamente en las figuras 4.33 y 4.34, y la forma en que los vectores y gradientes de los perfiles optimizados fueron cambiando con el cierre de la válvula.

Empezando con el perfil MO-MMAO, sus velocidades máximas para ambos componentes X y Y comenzaron por arriba de las del perfil real al 100% de apertura, pero terminaron siendo menores que ellas una vez llegadas las simulaciones al 50% de apertura. Adicionalmente, se notó la emergencia de vorticidad en el espacio por debajo de la base de la válvula desde el inicio de las simulaciones, a un 100% de apertura. Curiosamente, la vorticidad empezó a disminuir en volumen con el giro de la válvula, opuesto a lo observado en el perfil real, donde el cierre de la válvula conlleva un incremento en la vorticidad en el mismo punto.

En ambos modelos también ocurrió una emergencia de vórtices por debajo de la punta de la válvula conforme se fué disminuyendo la apertura. En el caso del perfil real, la vorticidad se extendió hasta ocupar una porción notable (aproximadamente un 20%) del lado derecho del borde a la salida del inyector, mientras que para el perfil MO-MMAO, esta se concentró en dos puntos en específico: uno en el mismo punto a la derecha de la salida, y el otro tocando la cara inferior de la punta de la válvula. Para este segundo caso, todavía se pudo observar un tramo por el cual el fluido se mueve por debajo de la válvula sin entrar en vórtice.

En general también es notable como el perfil MO-MMAO concentra la velocidad del flujo en el lado izquierdo de la salida, donde impacta con las aspas de la turbina en el ángulo deseado. A diferencia del perfil real, el cual empieza a equilibrar las magnitudes de velocidad en las aperturas menores, el modelo optimizado mantiene una separación pronunciada del flujo más veloz incluso al 50% de apertura. Aunque su velocidad máxima en este escenario es menor al del perfil real, el concentrar la fuerza del agua de esta forma puede resultar en una transferencia de energía a la turbina más eficiente y por lo tanto en una mayor generación de potencia, como se reportó en el artículo científico.

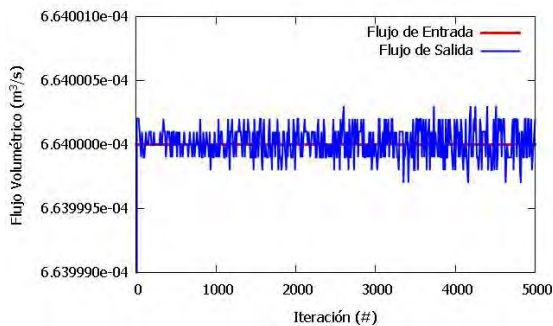
En cuestión del perfil GA, sus valores máximos de velocidad para los componentes X y Y siguen un patrón similar al de los del perfil MO-MMAO; mayores a los del perfil real al 100% de apertura, pero menores al 50%. Cabe destacar que en este primer escenario, las magnitudes no son tan elevadas como las del perfil MO-MMAO, en particular la del componente Y.

De los tres perfiles utilizados, este último fue el que presentó la menor vorticidad a través de las simulaciones, aunque no por mucho. El comportamiento de las líneas de flujo también parece ser una combinación del comportamiento de los otros dos perfiles. Como el del modelo MO-MMAO, el perfil GA experimentó vorticidad por debajo de la base de la válvula, la cual fue disminuyendo con el giro de la misma y no obstruyó mucho el paso hacia la salida del inyector. Y como con el perfil real, hubo una emergencia de vorticidad por debajo de la punta de la válvula, la cual fue esparciéndose con el cierre del flujo hasta ocupar una porción significativa del lado derecho del borde a la salida. Finalmente, el perfil GA también logró concentrar el paso del agua hacia el lado izquierdo de la salida del inyector, de manera similar a como lo hizo el perfil MO-MMAO.

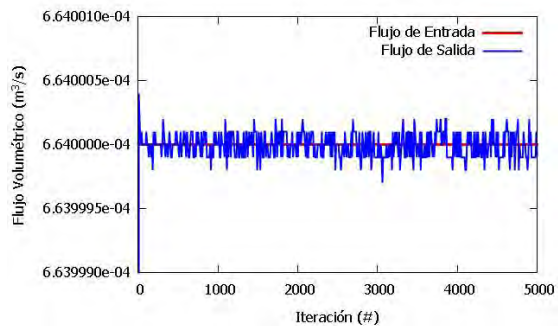
Únicamente en base a esta inspección visual, se teorizó que los perfiles optimizados tienen el potencial de superar al modelo real en eficiencia a pesar de sus valores de velocidad durante los bajos porcentajes de apertura.

En los siguientes segmentos se presentan los resultados numéricos de las simulaciones, en base a los cuales se pudo comprobar la certeza de esta hipótesis.

4.5.2 Criterios de Convergencia



(a)



(b)

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

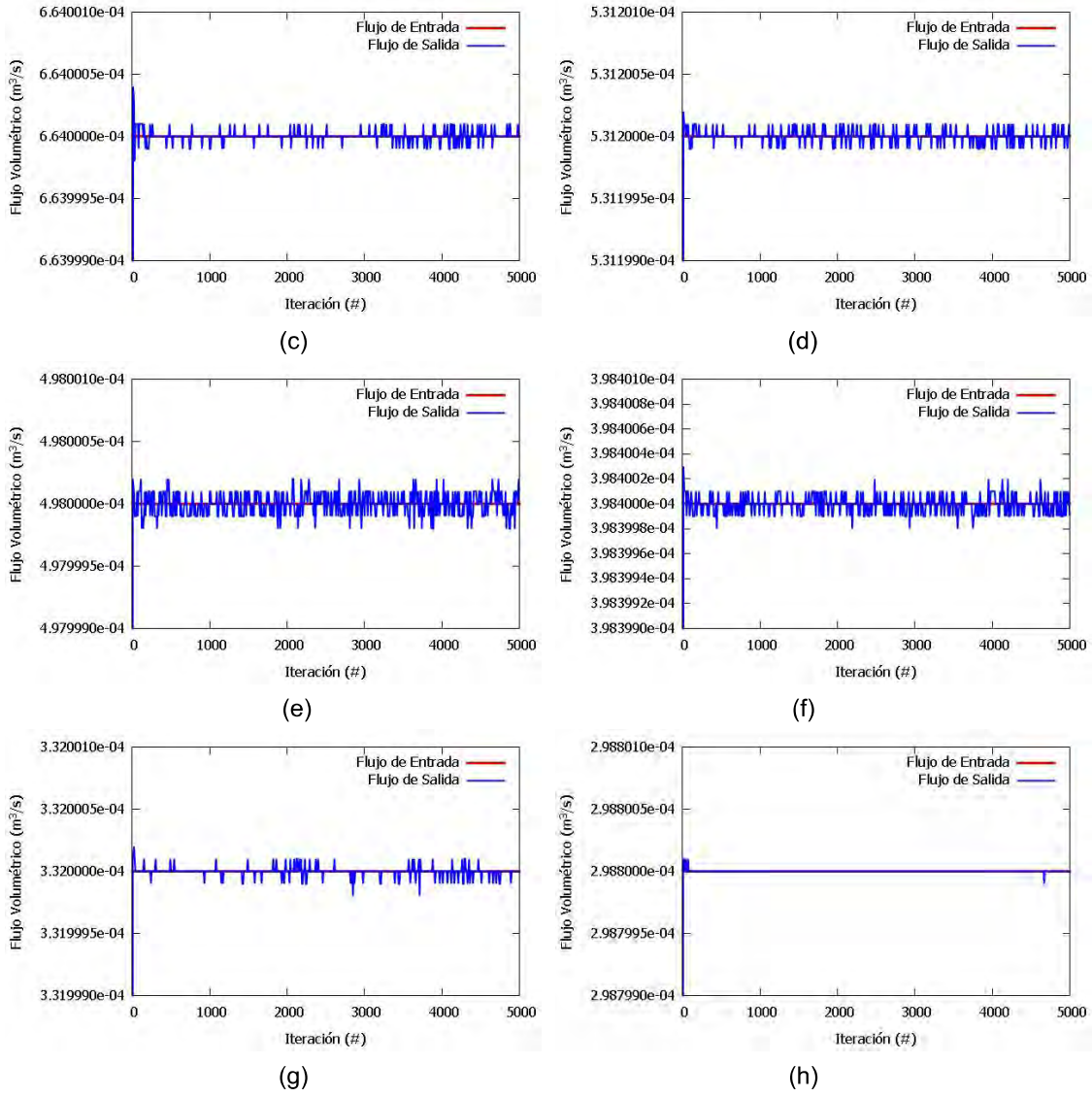
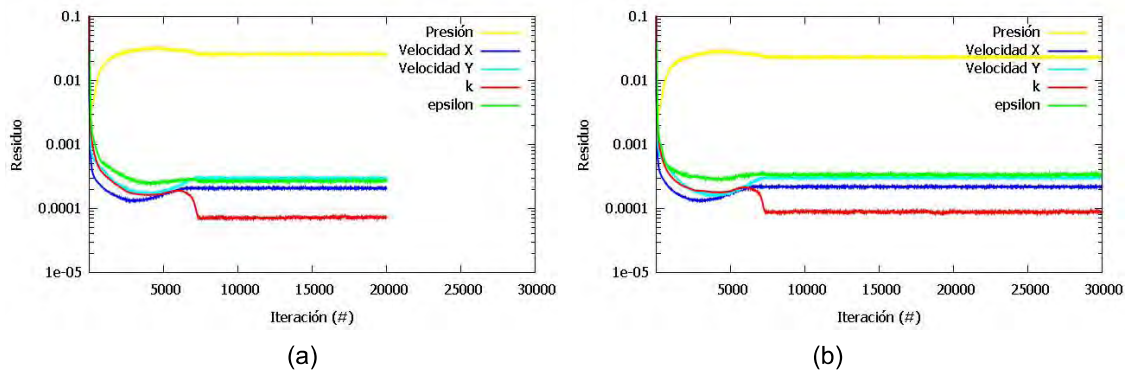


Figura 4.53: Gráficos de Continuidad de Flujo (Flujo Volumétrico contra Número de Iteración). Simulaciones del Perfil MO-MMAO: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.



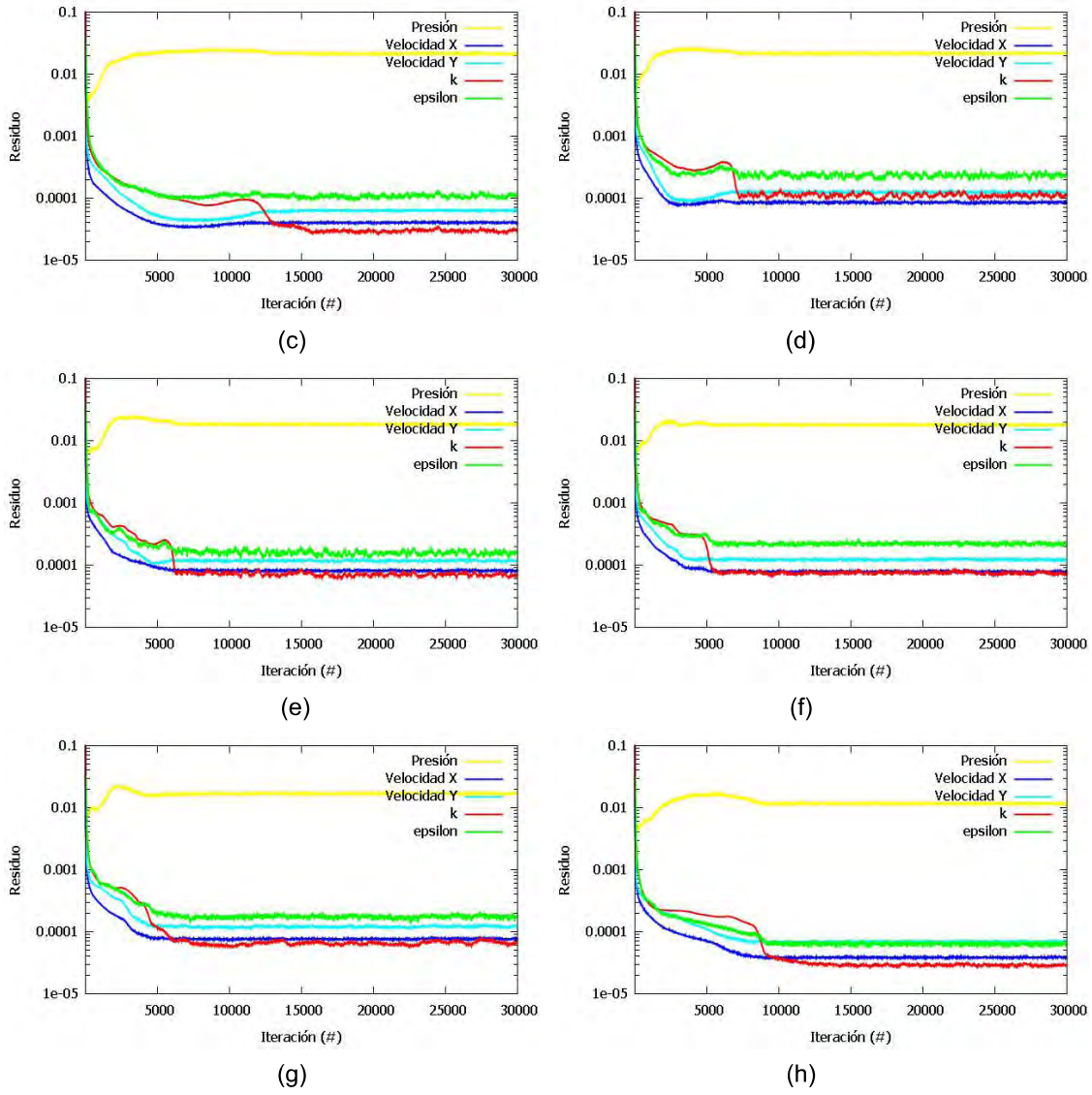
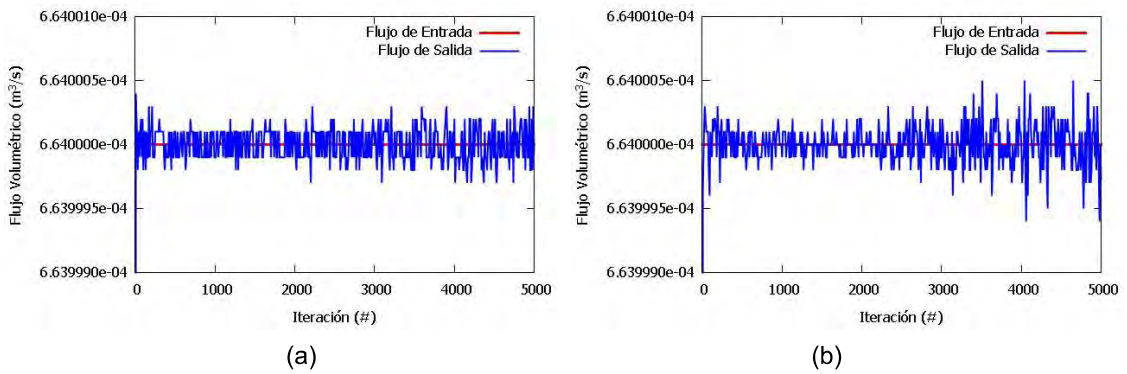


Figura 4.54: Gráficos de Residuos contra Número de Iteración (Escala Logarítmica). Simulaciones del Perfil MO-MMAO: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.



CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

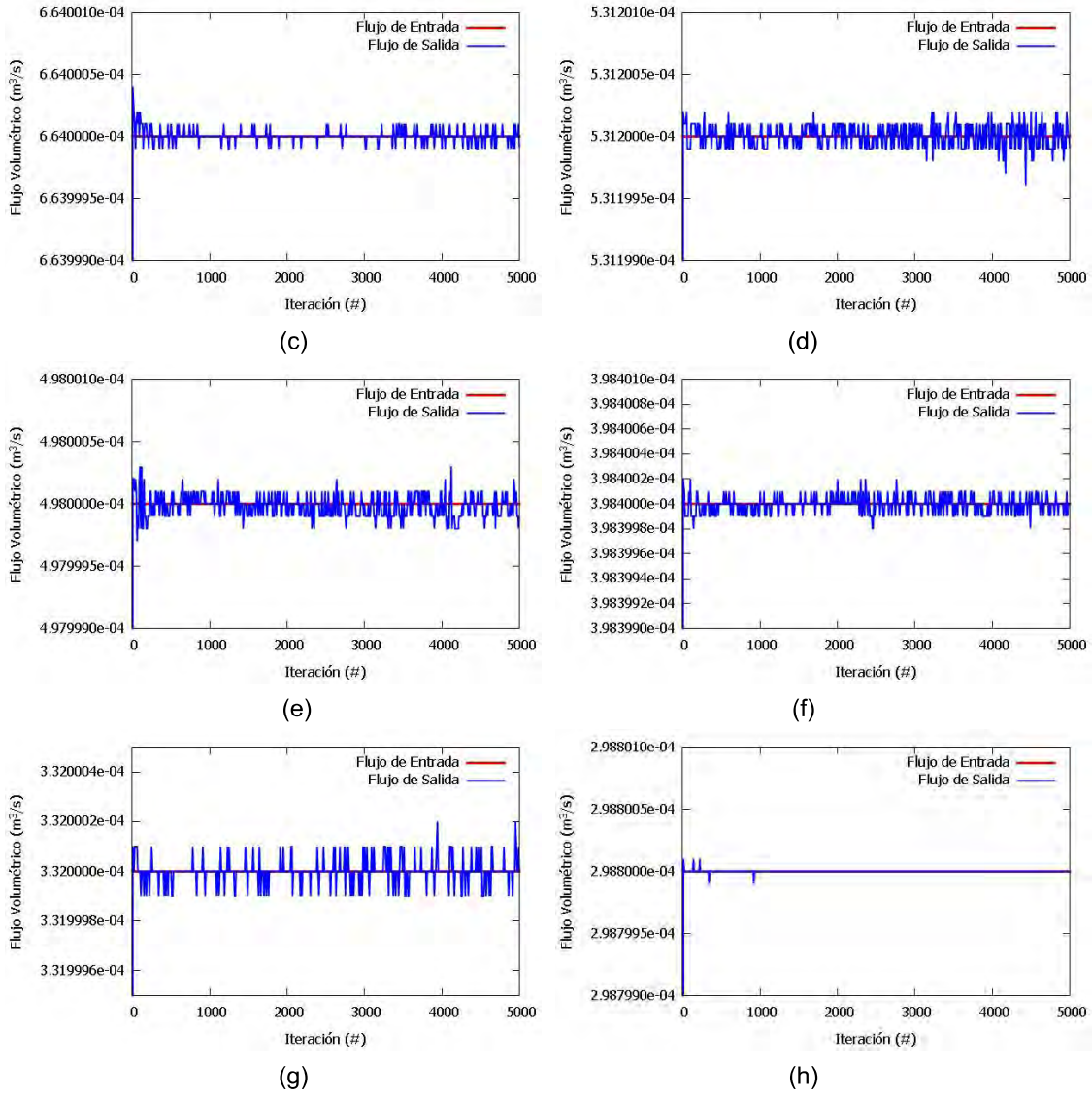
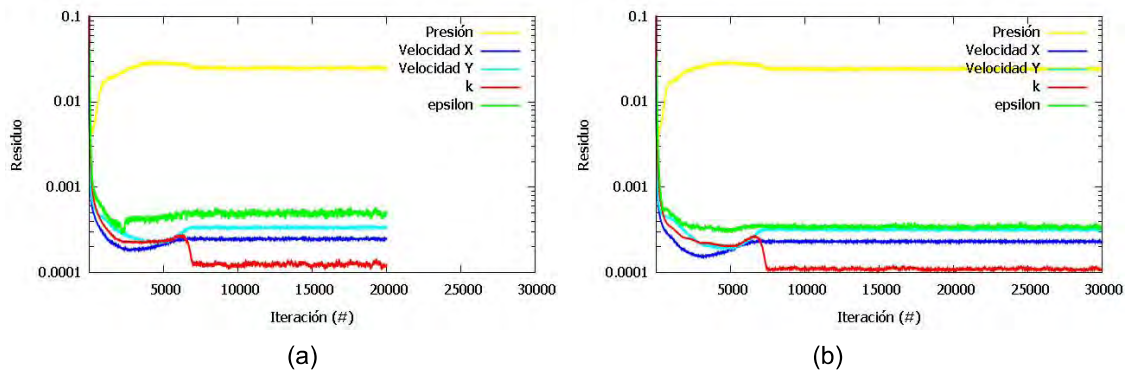


Figura 4.55: Gráficos de Continuidad de Flujo (Flujo Volumétrico contra Número de Iteración). Simulaciones del Perfil GA: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.



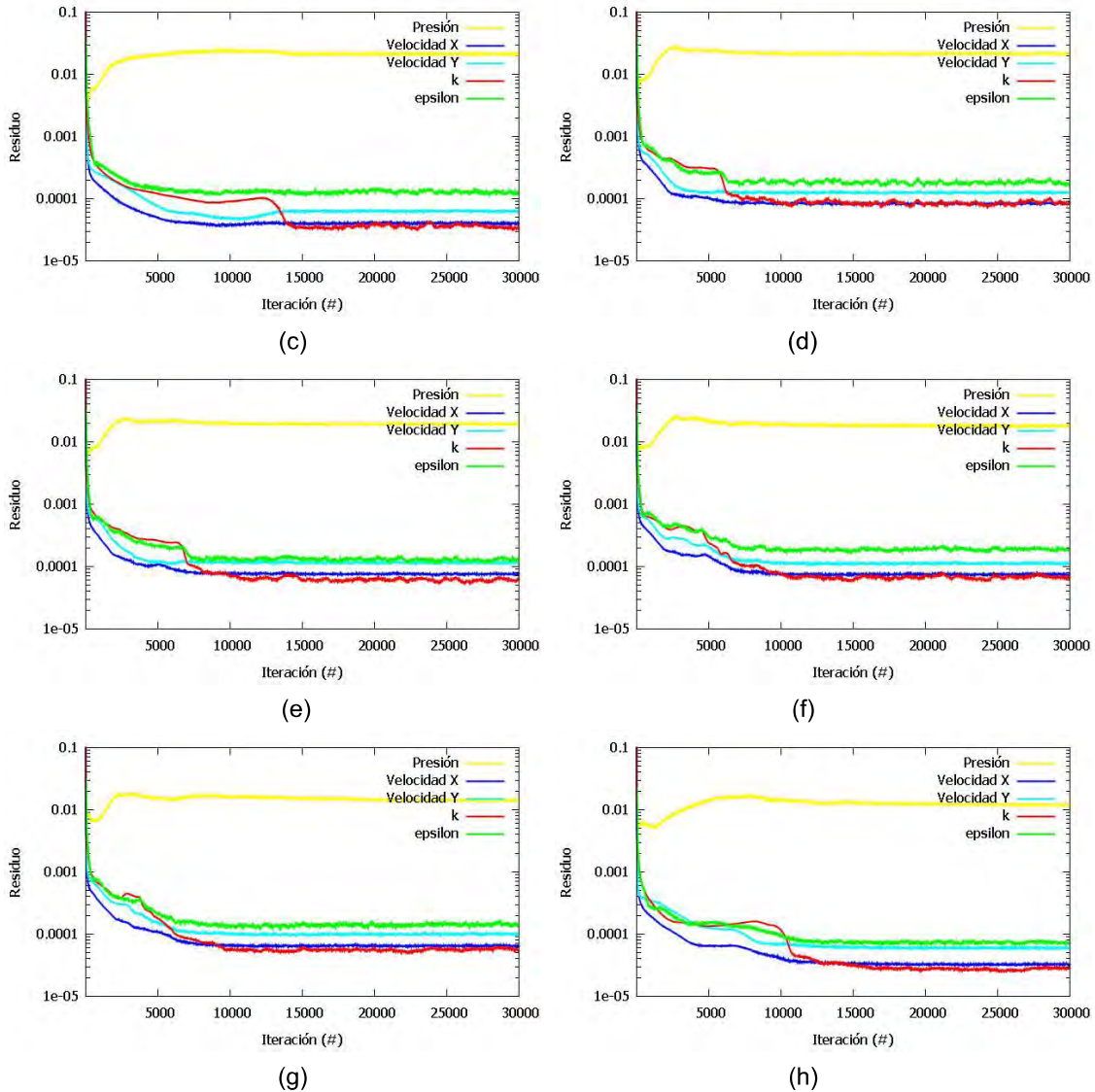


Figura 4.56: Gráficos de Residuos contra Número de Iteración (Escala Logarítmica). Simulaciones del Perfil GA: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

No hubo comentarios particulares en cuanto a los criterios de convergencia de los perfiles optimizados. El comportamiento de los valores residuales y el flujo volumétrico continuó con el patrón establecido durante los ensayos. Lo único que se considera notable es que los residuos de estas simulaciones no presentaron la oscilación pronunciada de algunas de las aperturas del perfil real. Y considerando su relación con los coeficientes de arrastre, se puede esperar que los mismos también demuestren un comportamiento estable previo a la convergencia.

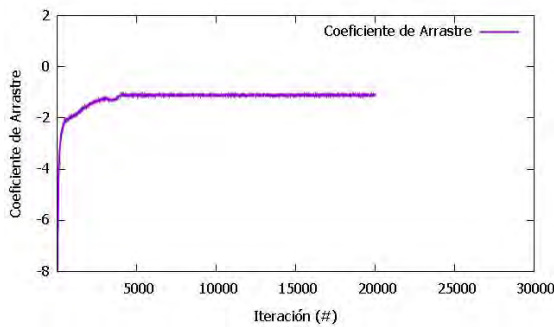
CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

Apertura	Número de Iteraciones para Convergencia		
	Simulaciones Finales	Modelo MO-MMAO	Modelo GA
100%	7069	7416	6984
91%	6601	7379	7537
84%	15223	15720	14405
78%	19554	7218	9637
72%	15545	6210	10634
66%	34380	5847	10683
59%	69339	7258	9677
50%	41062	12657	16315

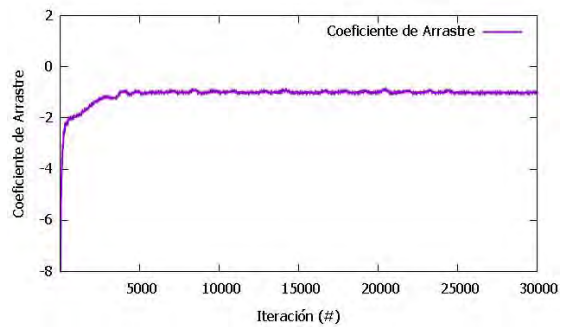
Tabla 4.10: Número de Iteraciones Transcurridas Previo a la Convergencia de las Simulaciones de los Ensayos Finales, del Perfil MO-MMAO, y del Perfil GA.

Como nota adicional, la tabla 4.10 muestra al perfil del Modelo MO-MMAO como el más económico en promedio con respecto a recursos computacionales. Aunque a ciertas aperturas fueron necesarias más iteraciones que las de los otros dos perfiles, el rebase fué relativamente menor en comparación con las simulaciones donde el perfil MO-MMAO converge primero.

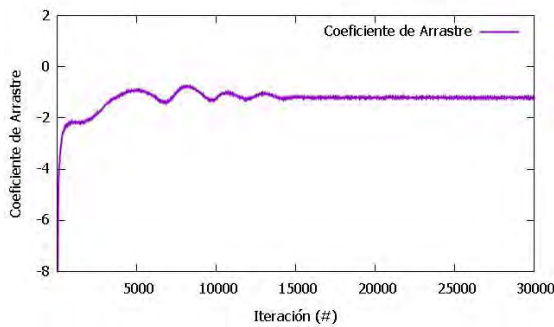
4.5.3 Coeficiente y Fuerza de Arrastre



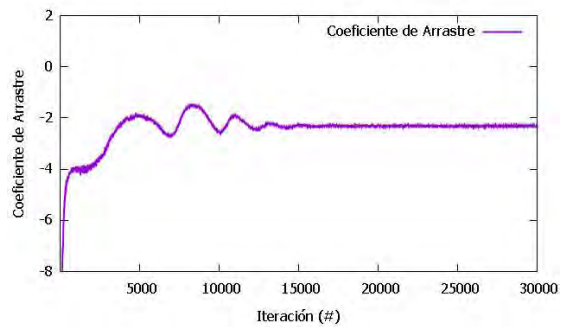
(a)



(b)



(c)



(d)

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

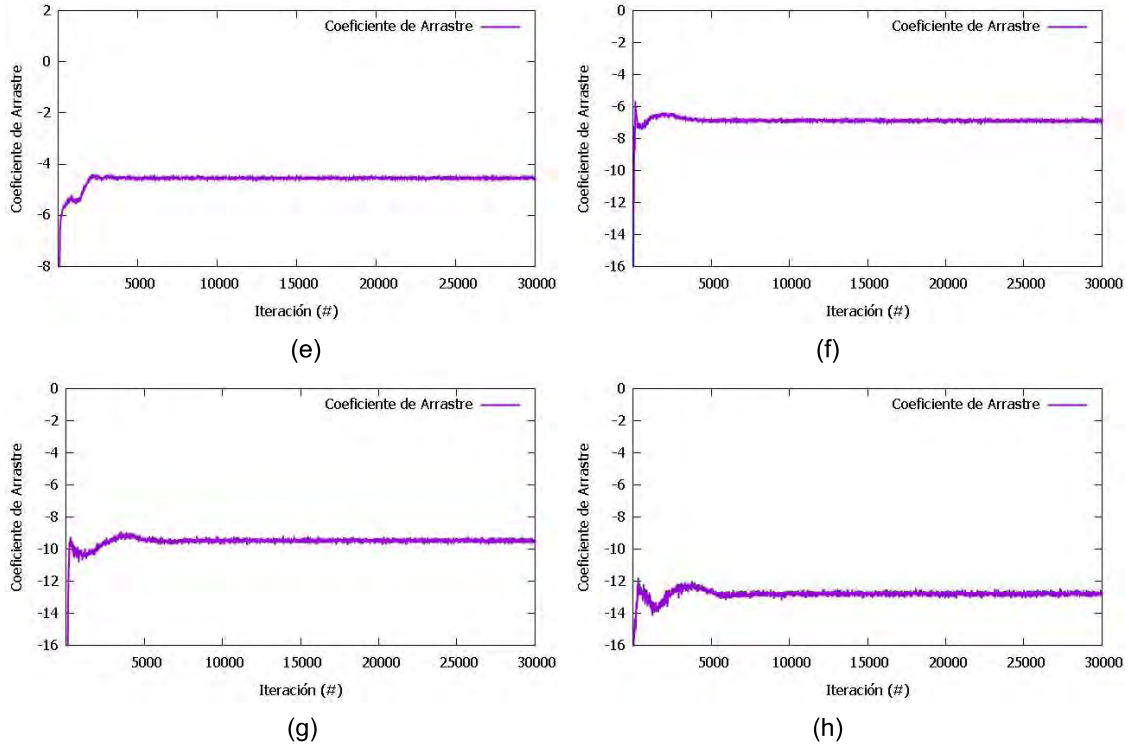
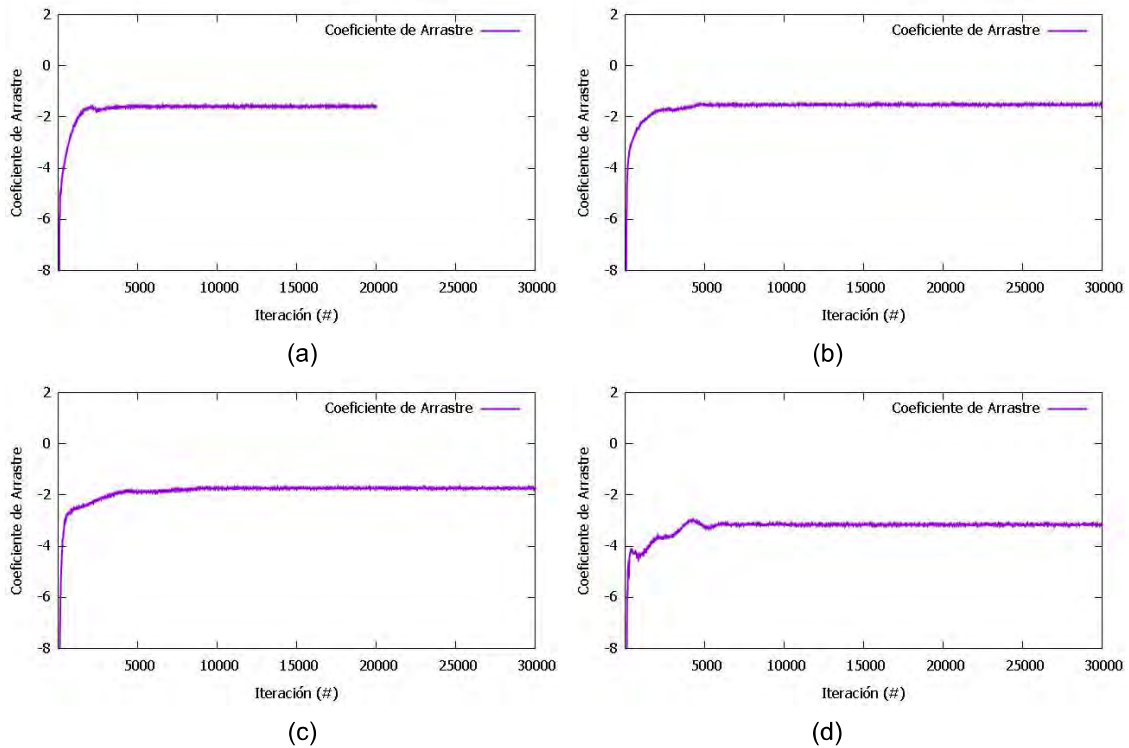
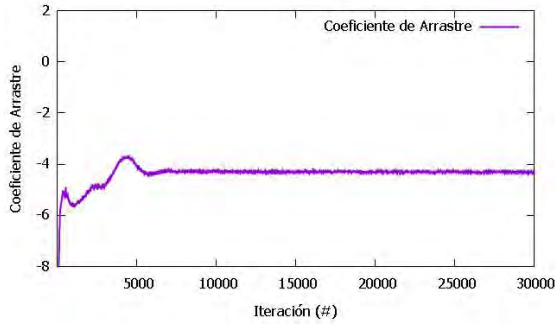
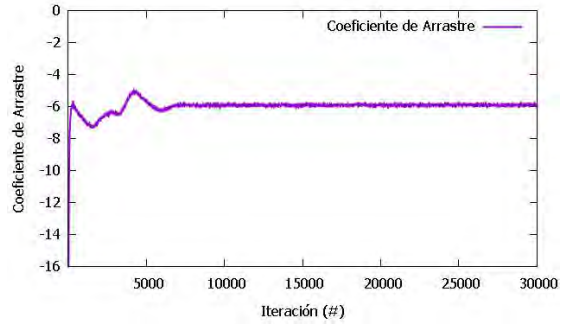


Figura 4.57: Gráficos de Coeficiente de Arrastre contra Número de Iteración. Perfil MO-MMAO: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

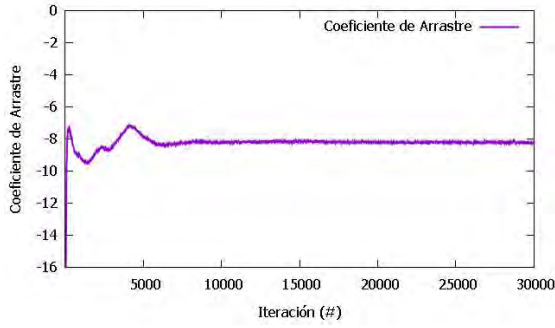




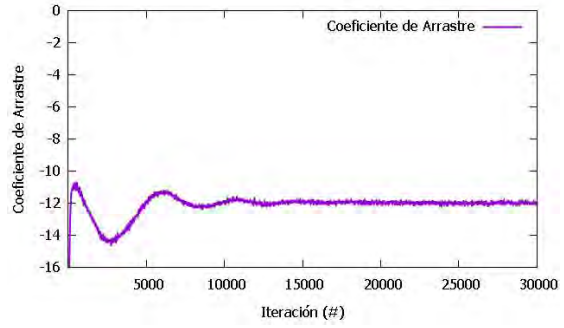
(e)



(f)



(g)



(h)

Figura 4.58: Gráficos de Coeficiente de Arrastre contra Número de Iteración. Perfil GA: (a) Apertura 100%. (b) Apertura 91%. (c) Apertura 84%. (d) Apertura 78%. (e) Apertura 72%. (f) Apertura 66%. (g) Apertura 59%. (h) Apertura 50%.

Apertura	Velocidad de Entrada (m/s)	SIMULACIONES FINALES			MODELO MO-MMAO			MODELO GA		
		A Ref (m ²)	Coefficiente	Fuerza (N)	A Ref (m ²)	Coefficiente	Fuerza (N)	A Ref (m ²)	Coefficiente	Fuerza (N)
100%	10,0	0,0037	-1,11	-202,53	0,0032	-1,11	-179,93	0,0035	-1,59	-276,76
91%	10,0	0,0038	-0,99	-187,99	0,0032	-0,99	-160,37	0,0036	-1,52	-274,29
84%	10,0	0,0039	-1,20	-236,42	0,0032	-1,21	-195,50	0,0037	-1,74	-323,18
78%	8,0	0,0042	-2,15	-285,90	0,0035	-2,32	-260,35	0,0038	-3,16	-387,05
72%	7,5	0,0046	-2,40	-312,11	0,0039	-4,55	-496,36	0,0039	-4,31	-475,48
66%	6,0	0,0051	-4,21	-385,32	0,0043	-6,88	-525,91	0,0043	-5,90	-451,06
59%	5,0	0,0055	-6,24	-431,66	0,0046	-9,47	-543,82	0,0047	-8,24	-478,84
50%	4,5	0,0060	-8,49	-513,93	0,0050	-12,78	-646,87	0,0051	-12,00	-615,61

Tabla 4.11: Valores del Coeficiente y la Fuerza de Arrastre Obtenidos en las Simulaciones de los Perfiles Optimizados por los modelos MO-MMAO y GA, contra los Valores del Perfil Real.

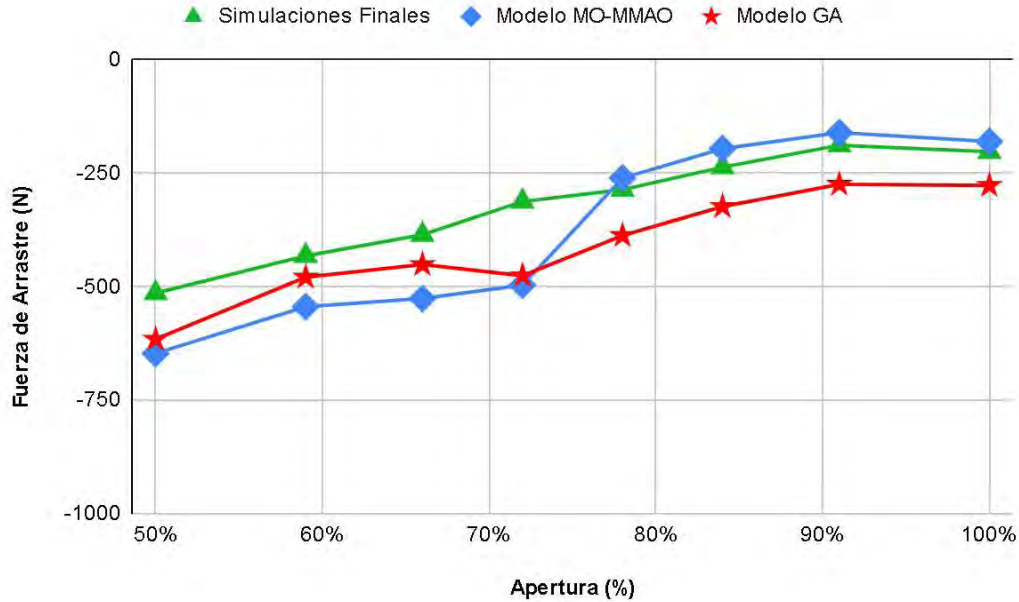


Figura 4.59: Gráfica Comparativa de los Valores de Fuerza de Arrastre Obtenidos de las Simulaciones con: a) el Perfil Real, b) el Perfil MO-MMAO, y c) el Perfil GA.

Como se puede observar en las imágenes anteriores, los perfiles optimizados entregaron resultados de arrastre algo inesperados, tomando en cuenta el comportamiento visual del flujo detallado en el apartado 4.5.1.

Primero se tienen las áreas de referencia. Estas se refieren a la porción del perímetro de la válvula que es directamente impactada por el flujo, multiplicada por el grosor de la misma (68 milímetros). Es una de las variables (A_{Impact}) en la ecuación (3.8) para calcular la fuerza de arrastre. Por consiguiente, cuando el área aumenta conforme se va cerrando la válvula de paso, el arrastre crece también.

Un cambio en la forma de la válvula, como en el caso de los perfiles optimizados, involucra un cambio en el tamaño del área de referencia. La tabla 4.10 muestra cómo para ambos modelos, su área es menor que la del perfil real para todas las posiciones de la válvula. Este hecho, en combinación con la menor vorticidad visualizada en las figuras 4.37 a 4.52, implicaría que las fuerzas de arrastre deben ser menores a las del perfil real. Pero es evidente que este no fué el caso.

El perfil generado por el modelo GA muestra el peor desempeño en cuanto al arrastre. Para todas las aperturas, sus valores de coeficiente y fuerza quedaron significativamente por arriba de los del perfil real. El perfil del modelo MO-MMAO entregó resultados incluso más elevados, aunque únicamente a partir del 72% de apertura. Para las primeras cuatro posiciones de la válvula, el perfil logró desempeñarse mejor que el modelo original, a pesar de tener coeficientes de arrastre iguales o mayores.

4.5.4 Componentes de la Velocidad de Salida del Inyector

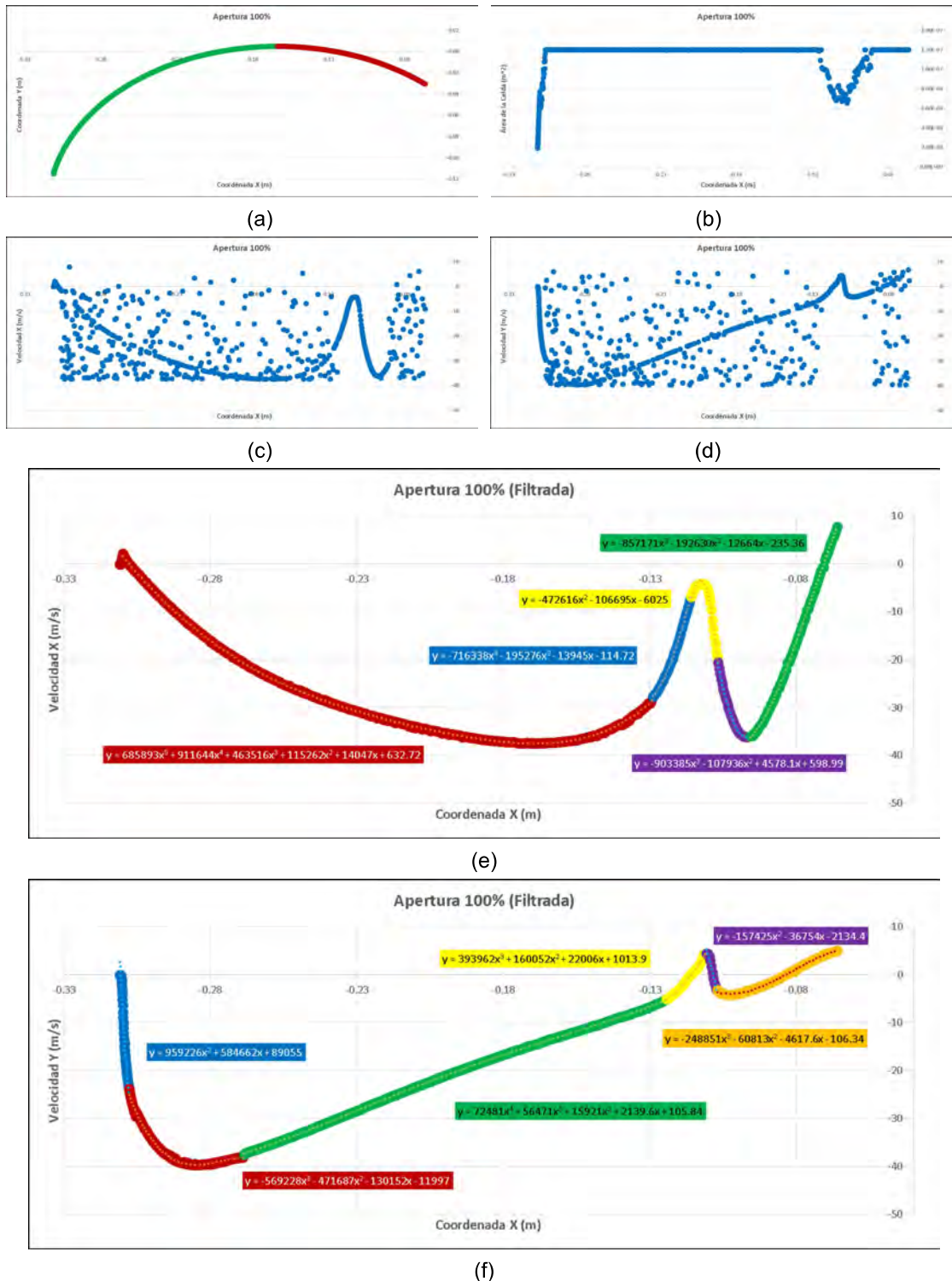


Figura 4.60: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 100% de Apertura. Perfil MO-MMAO: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

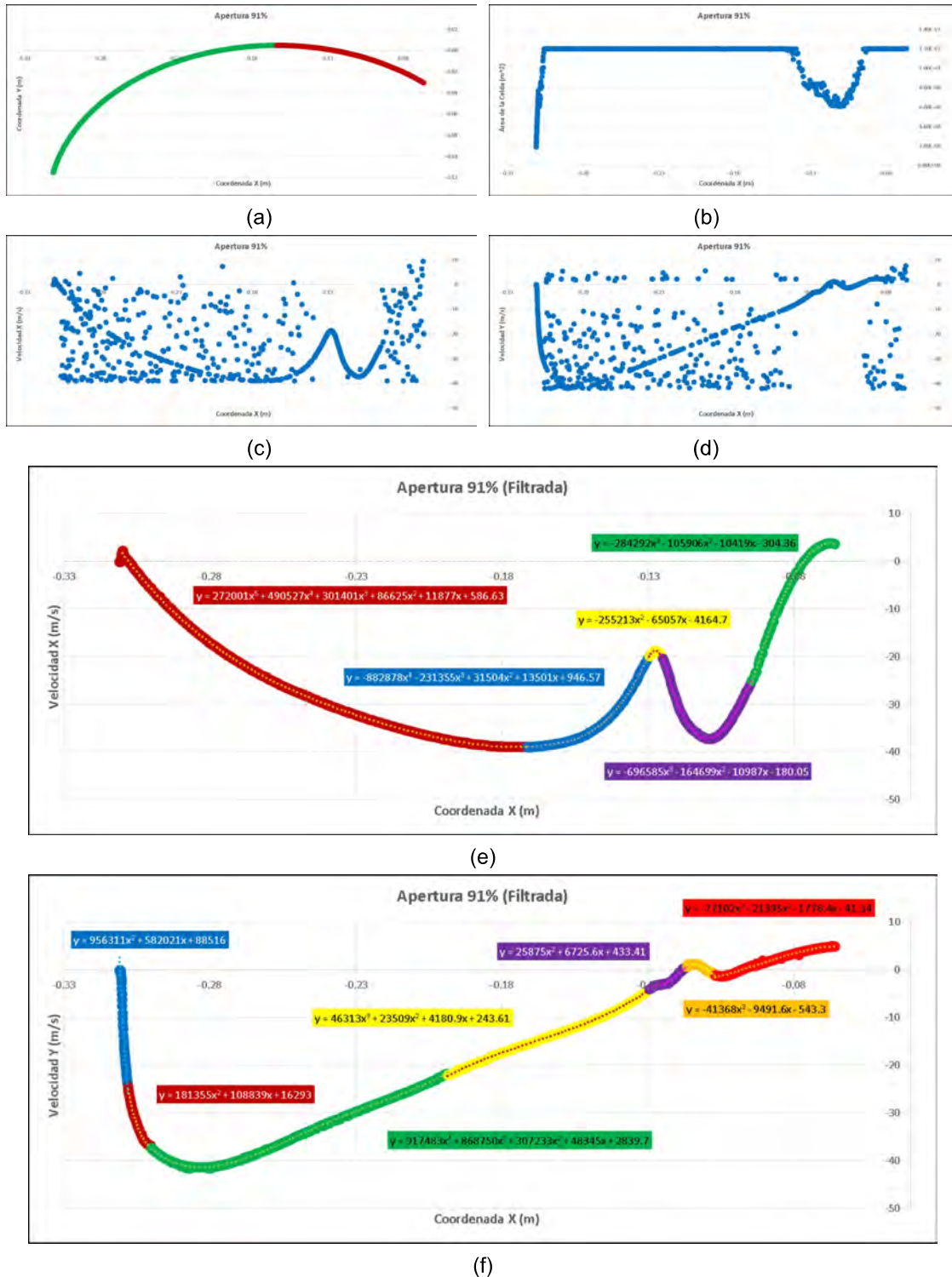


Figura 4.61: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 91% de Apertura. Perfil MO-MMAO: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

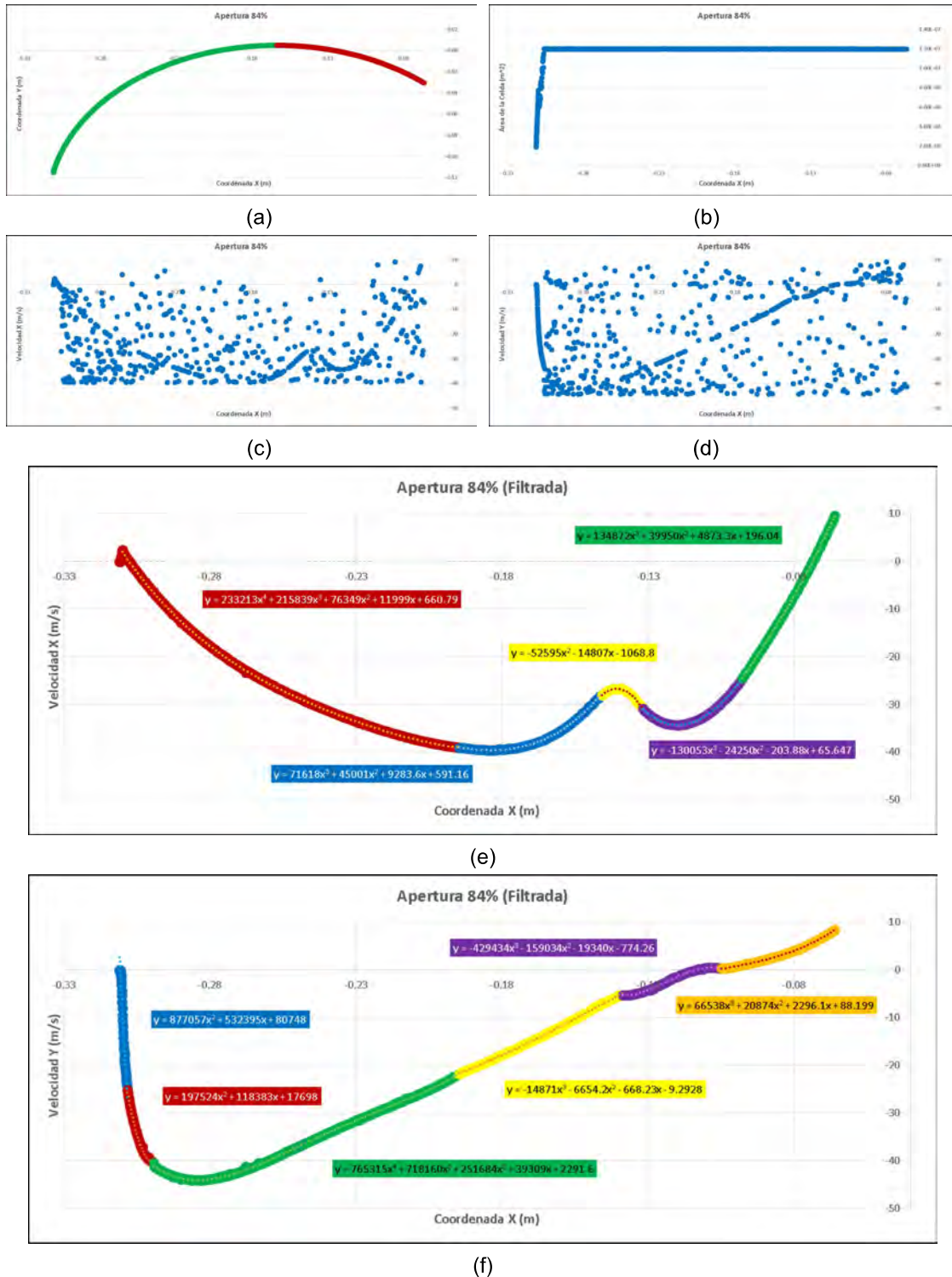


Figura 4.62: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 84% de Apertura. Perfil MO-MMAO: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS



Figura 4.63: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 78% de Apertura. Perfil MO-MMAO: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

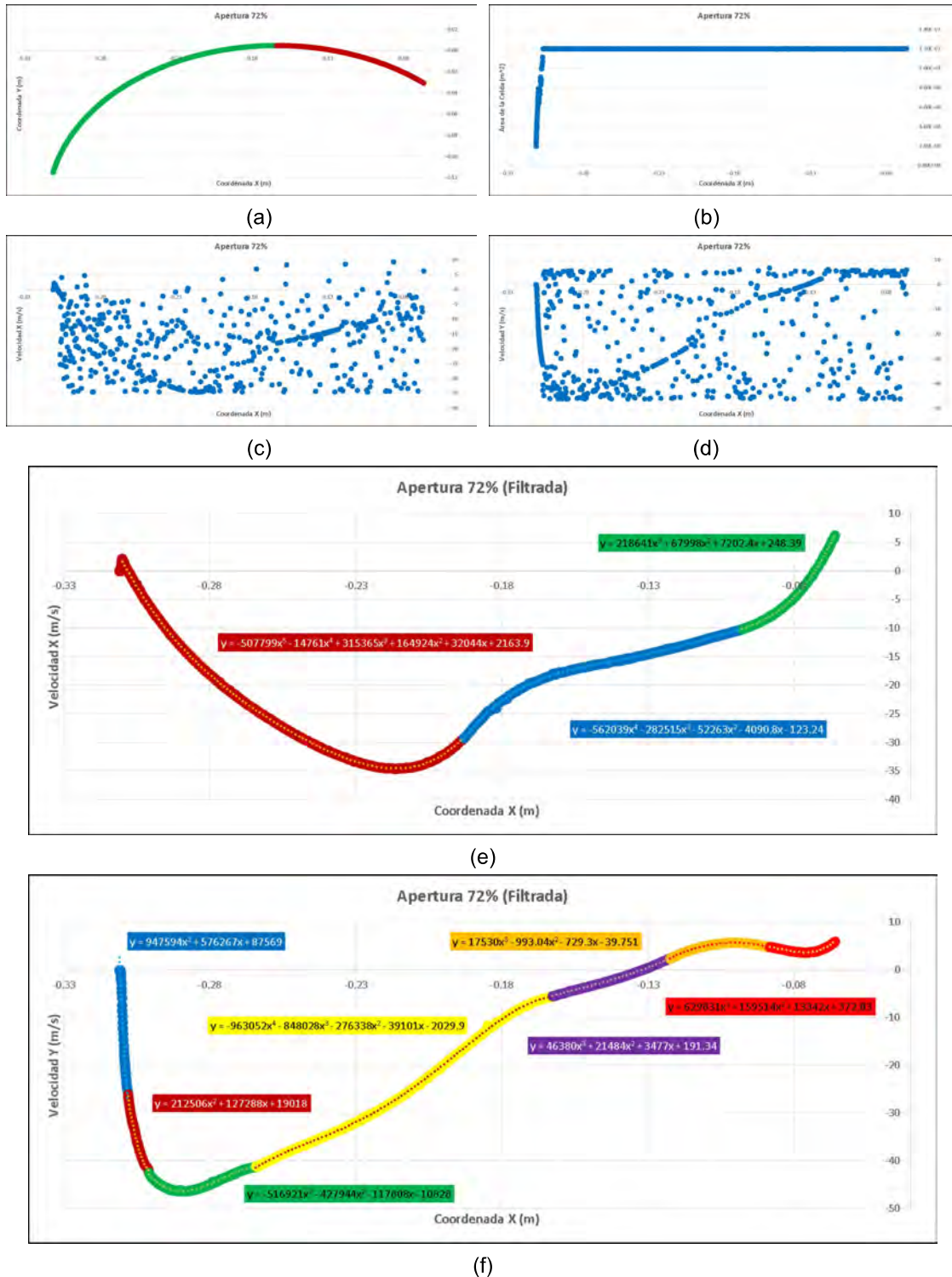


Figura 4.64: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 72% de Apertura. Perfil MO-MMAO: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

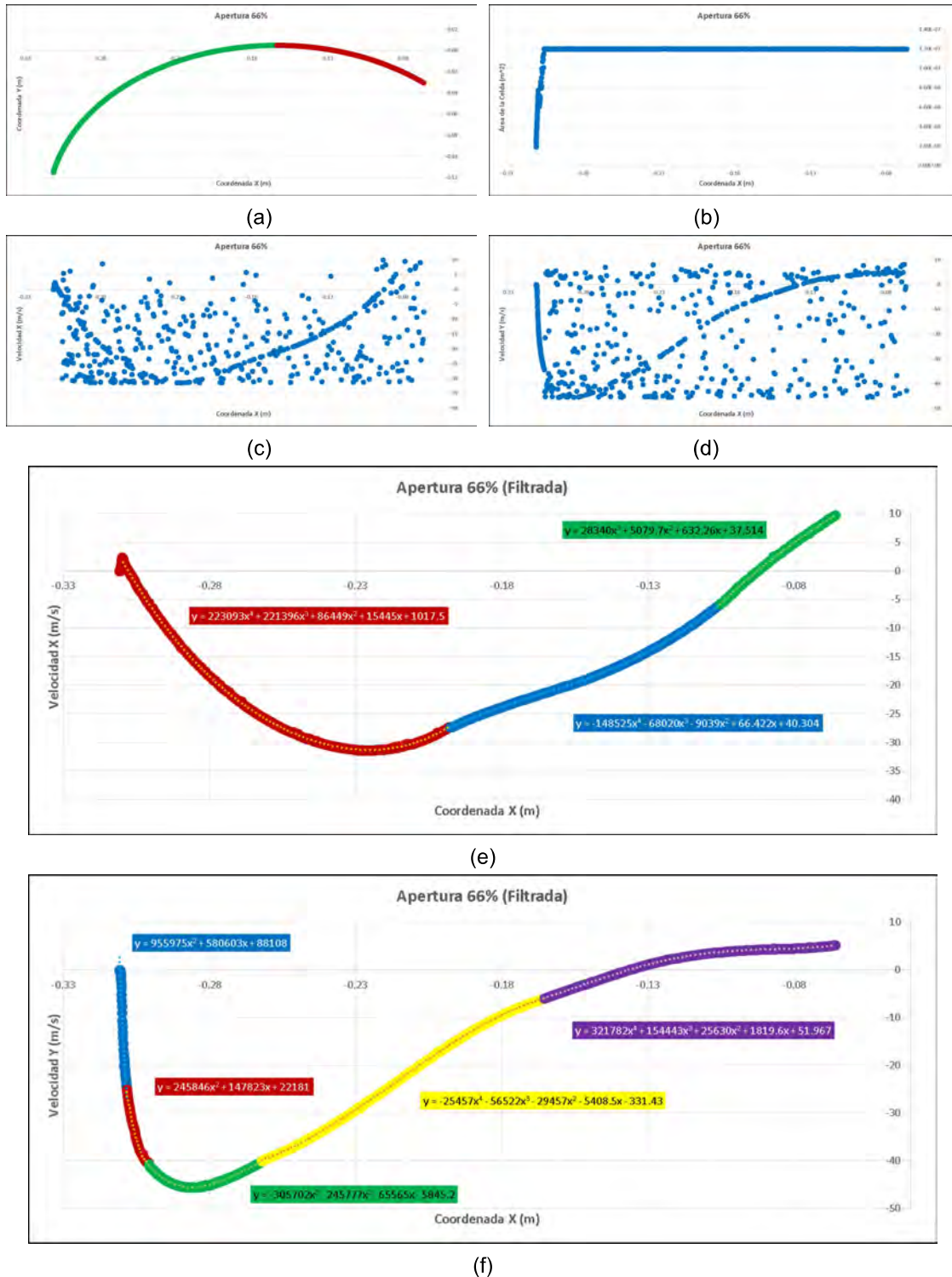


Figura 4.65: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 66% de Apertura. Perfil MO-MMAO: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

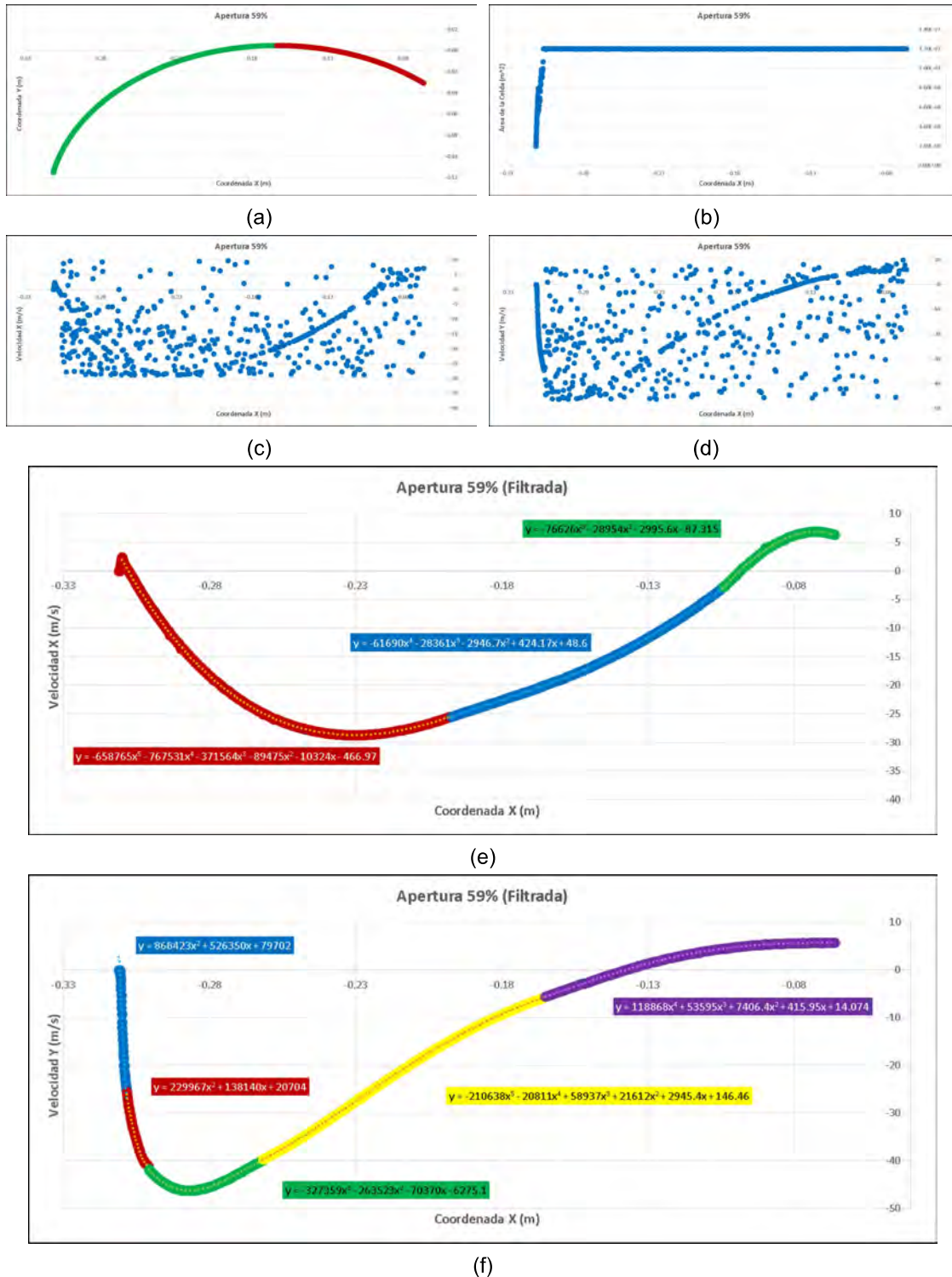


Figura 4.66: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 59% de Apertura. Perfil MO-MMAO: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

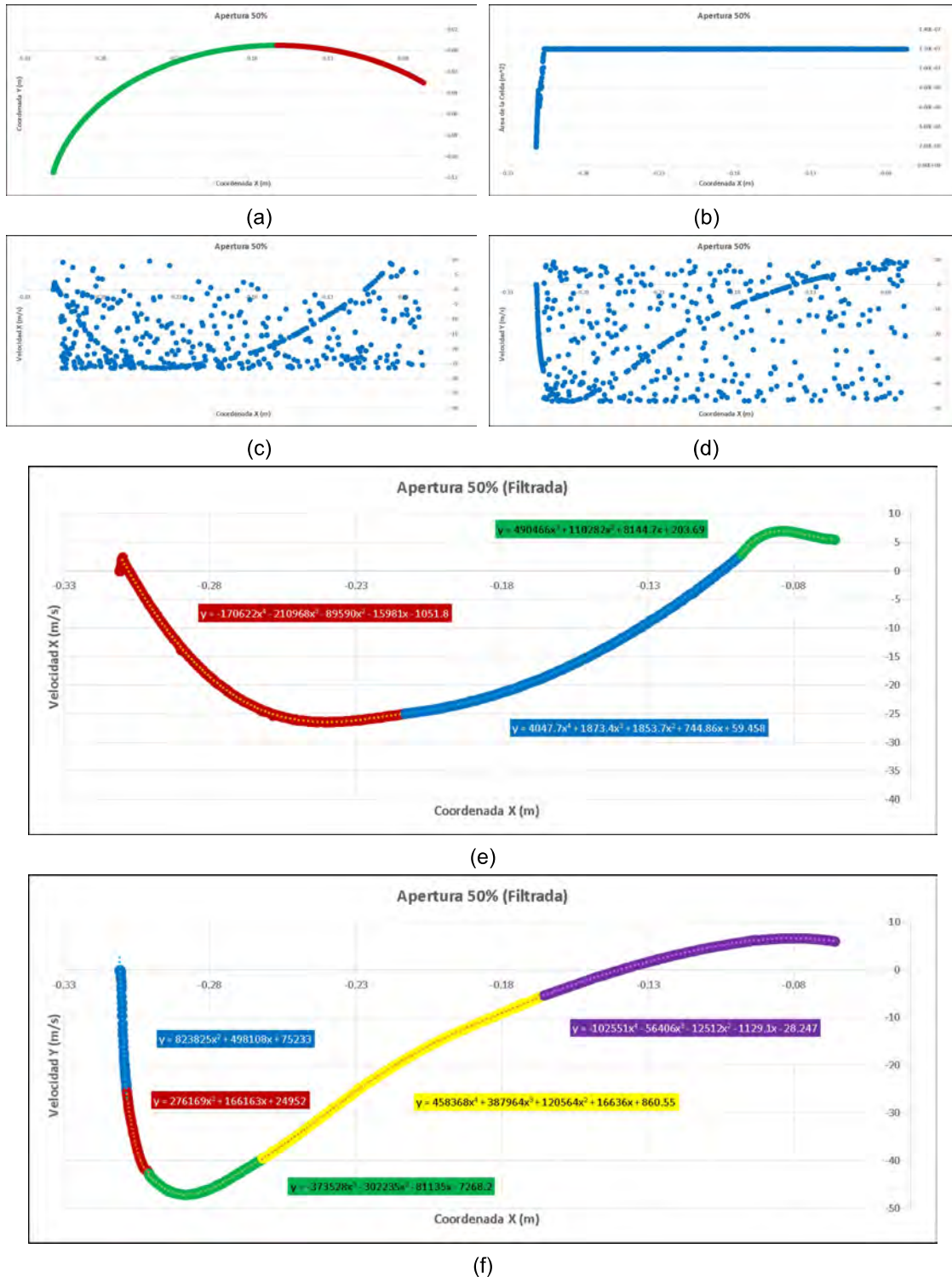


Figura 4.67: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 50% de Apertura. Perfil MO-MMAO: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

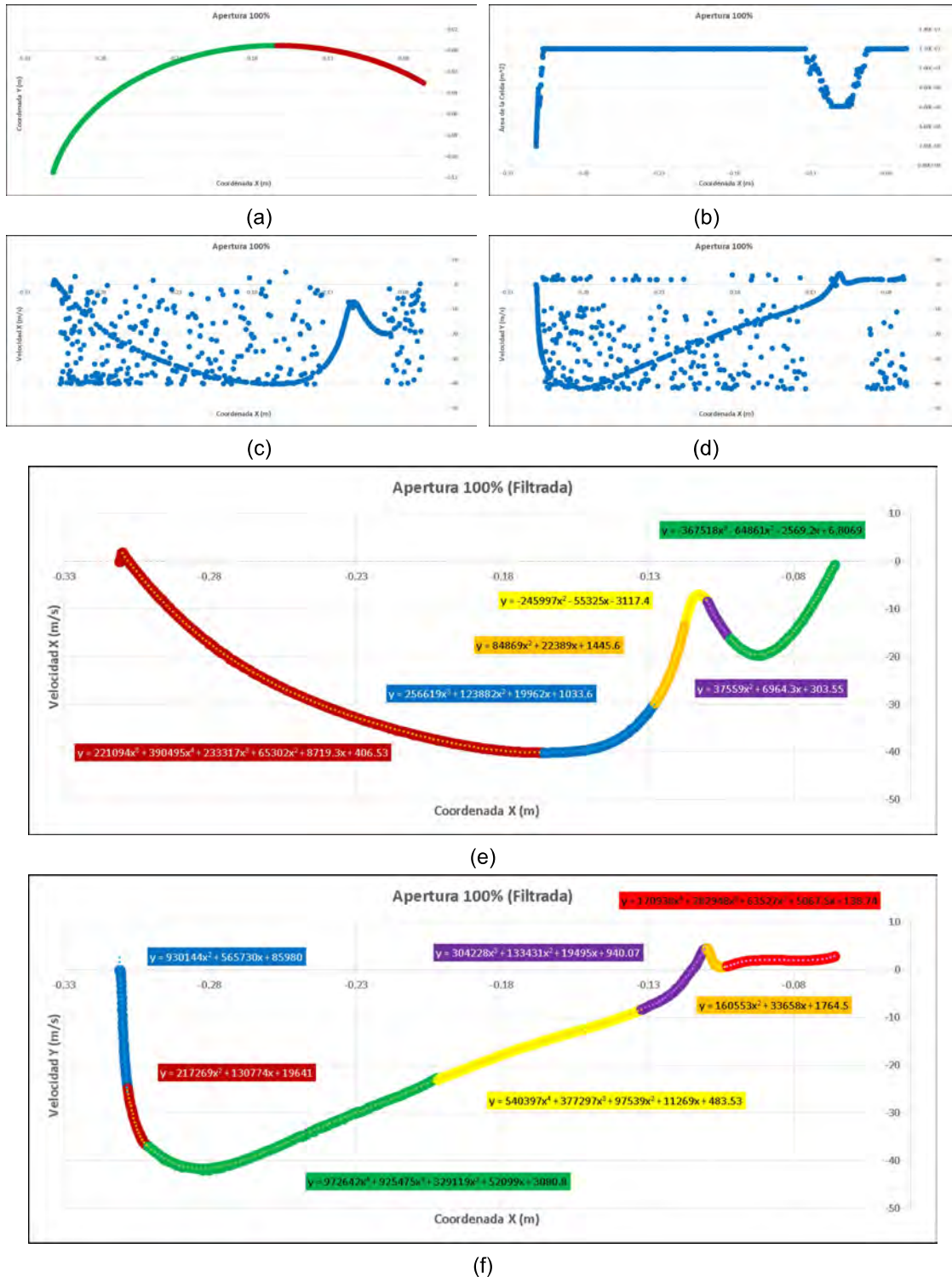


Figura 4.68: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 100% de Apertura. Perfil GA: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

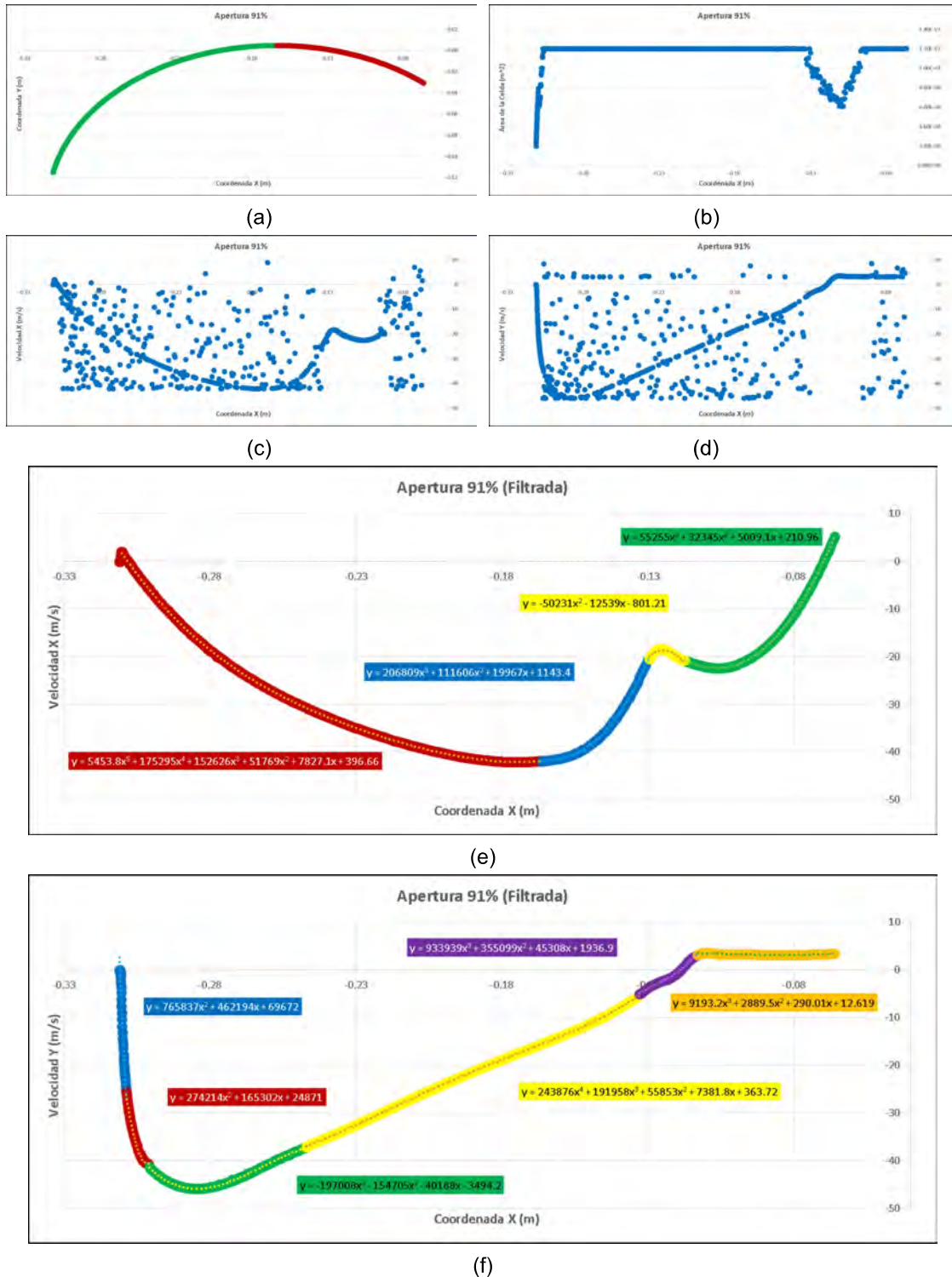


Figura 4.69: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 91% de Apertura. Perfil GA: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

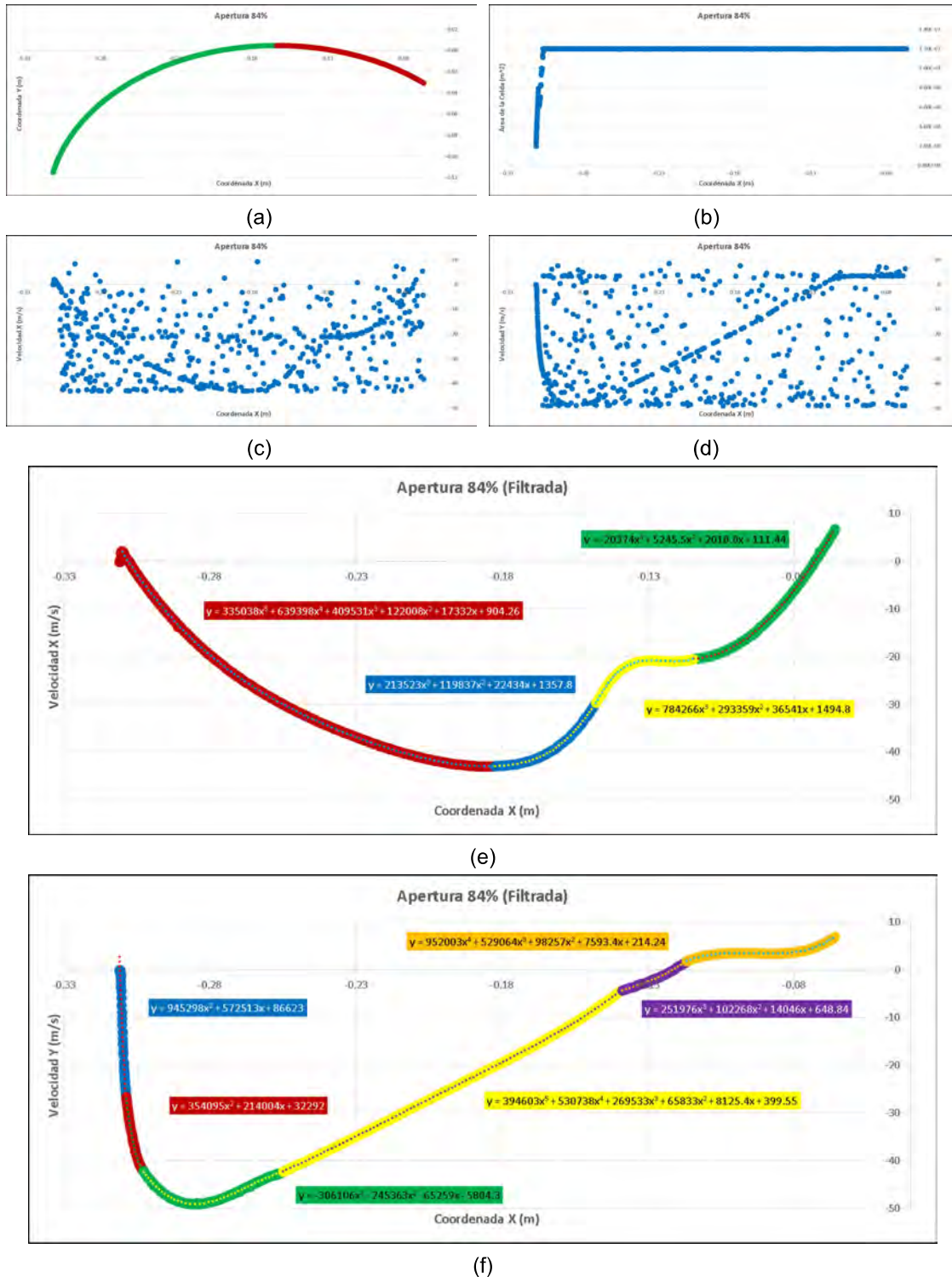


Figura 4.70: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 84% de Apertura. Perfil GA: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS



Figura 4.71: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 78% de Apertura. Perfil GA: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

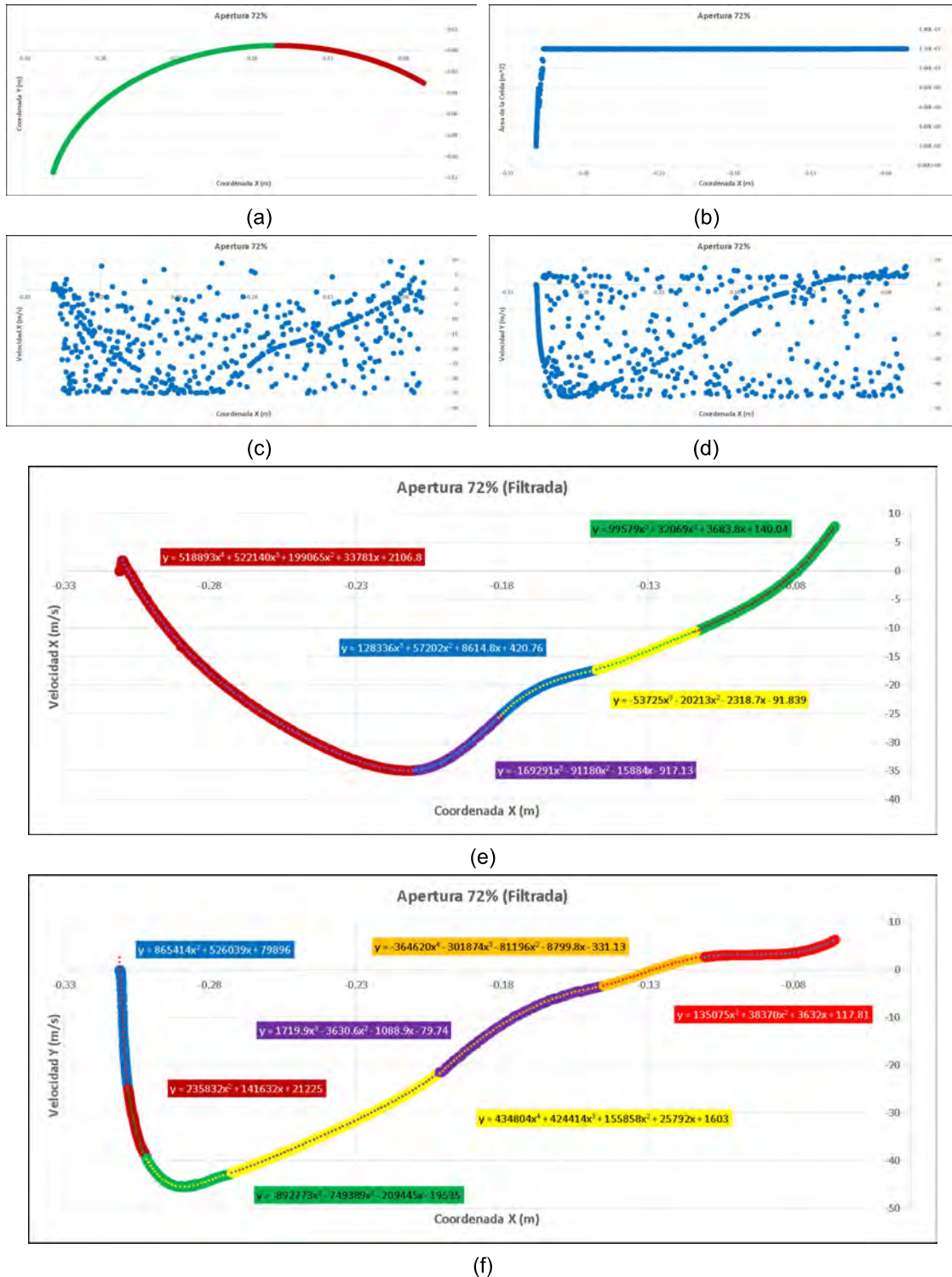


Figura 4.72: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 72% de Apertura. Perfil GA: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS



Figura 4.73: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 66% de Apertura. Perfil GA: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS



Figura 4.74: Componentes de la Velocidad del Fluído a la Salida de Inyector a 59% de Apertura. Perfil GA: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

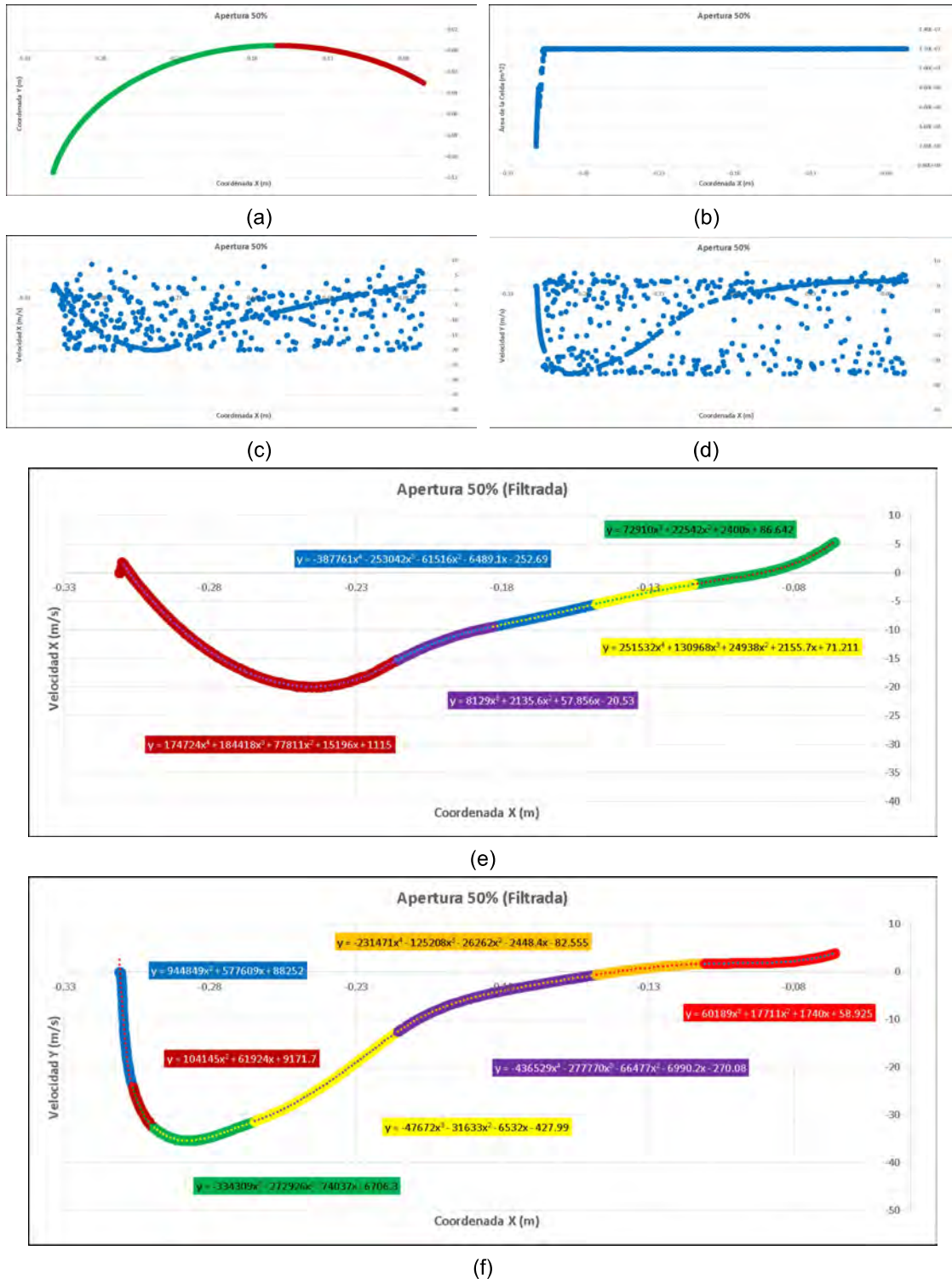


Figura 4.75: Componentes de la Velocidad del Fluido a la Salida de Inyector a 50% de Apertura. Perfil GA: (a) Puntos de Coordenadas de la Superficie de Salida del Inyector. (b) Área de las Celdas sobre el Eje X. (c) Promedios del Componente X de la Velocidad por Celda. (d) Promedios del Componente Y de la Velocidad por Celda. (e) Promedios Filtrados del Componente X de la Velocidad por Celda. (f) Promedios Filtrados del Componente Y de la Velocidad por Celda.

Apertura	SIMULACIONES FINALES				MODELO MO-MMAO				MODELO GA			
	Velocidad de Salida (m/s)		Mitad de Y		Velocidad de Salida (m/s)		Mitad de Y		Velocidad de Salida (m/s)		Mitad de Y	
	Componente X	Componente Y	Componente X	Componente Y	Componente X	Componente Y	Componente X	Componente Y	Componente X	Componente Y	Componente X	Componente Y
100%	-8,62	-15,27	-7,63	-7,63	-8,54	-15,26	-7,63	-7,63	-8,66	-15,98	-7,99	-7,99
91%	-8,49	-15,09	-7,55	-7,55	-8,22	-14,91	-7,45	-7,45	-8,56	-15,87	-7,94	-7,94
84%	-8,03	-14,51	-7,25	-7,25	-7,90	-14,47	-7,24	-7,24	-8,01	-15,67	-7,84	-7,84
78%	-6,91	-13,55	-6,77	-6,77	-6,79	-12,82	-6,41	-6,41	-7,08	-14,04	-7,02	-7,02
72%	-6,66	-13,41	-6,71	-6,71	-7,10	-13,68	-6,84	-6,84	-6,73	-13,96	-6,98	-6,98
66%	-5,40	-12,80	-6,40	-6,40	-6,34	-13,05	-6,52	-6,52	-5,52	-11,62	-5,81	-5,81
59%	-4,48	-12,07	-6,03	-6,03	-5,93	-13,17	-6,58	-6,58	-4,08	-9,57	-4,79	-4,79
50%	-3,82	-11,96	-5,98	-5,98	-5,55	-11,96	-5,98	-5,98	-3,82	-8,89	-4,44	-4,44

Tabla 4.12: Valores de los Componentes de la Velocidad de Salida Obtenidos en las Simulaciones de los Perfiles Optimizados, contra Valores del Perfil Real.

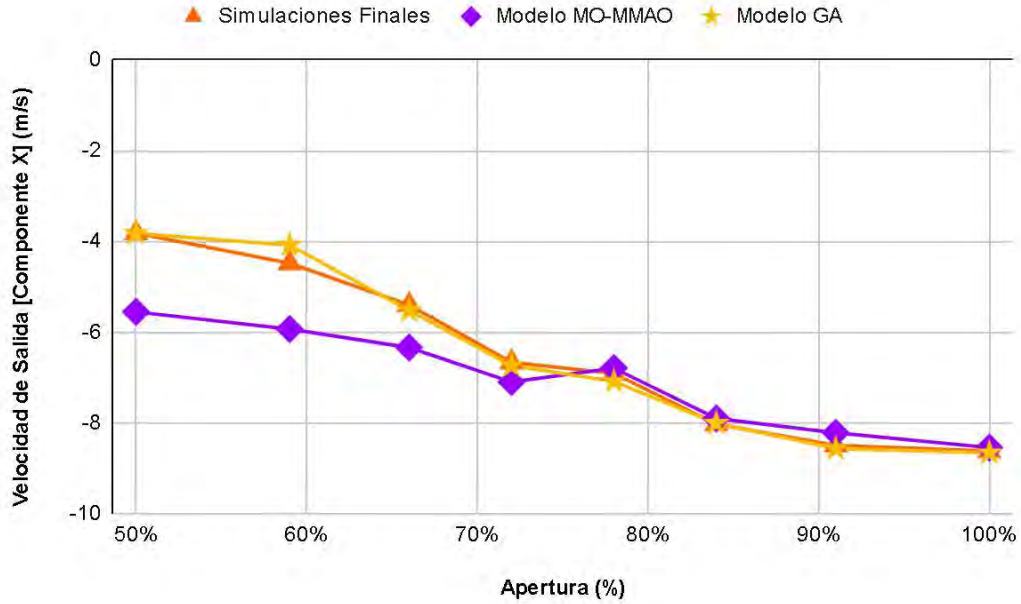


Figura 4.76: Gráfica Comparativa de los Valores del Componente X de la Velocidad de Salida Obtenidos de las Simulaciones con: a) el Perfil Real, b) el Perfil MO-MMAO, y c) el Perfil GA.

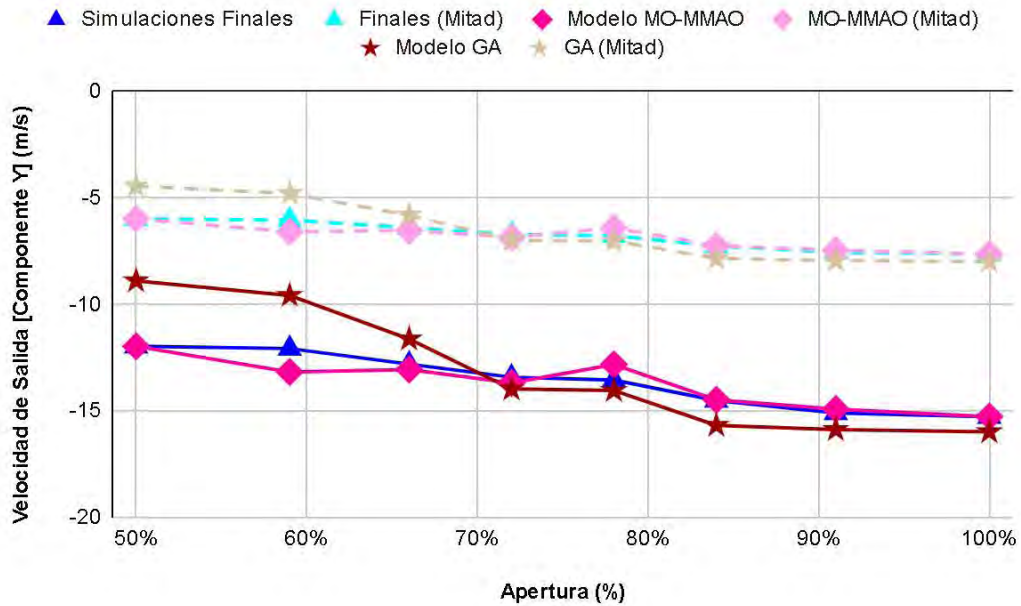


Figura 4.77: Gráfica Comparativa de los Valores del Componente Y de la Velocidad de Salida Obtenidos de las Simulaciones con: a) el Perfil Real, b) el Perfil MO-MMAO, y c) el Perfil GA. Se Incluyen Valores Divididos a la Mitad.

En la sección 4.5.1 se describió cómo, en comparación con el perfil real, los valores máximos de los componentes X y Y de la velocidad de salida son más altos al 100% de apertura, pero más pequeños al 50%. Como se puede observar en la tabla 4.12 y la figura 4.77, este patrón no se extendió a los valores promedio en ninguna de las simulaciones.

CAPÍTULO 4.0 - RESULTADOS

El perfil del modelo MO-MMAO aparentemente continuó el patrón establecido en el apartado 4.5.3, reportando resultados ligeramente más ideales que los del perfil real para las primeras cuatro aperturas, seguido de valores menos deseables para las cuatro restantes. Aunque las velocidades ambas empiezan por debajo de las de referencia, hablando proporcionalmente, el componente X se reduce más que el componente Y y por tal representa un menor porcentaje de la magnitud total. Pero a partir del 72% de apertura, ambos componentes rebasan los valores del perfil real. Y una vez más, el componente X crece a un grado relativo mayor que el del componente Y, resultando en lo inverso al caso anterior.

En contraste, el perfil del modelo GA demostró su mayor variación en la velocidad en Y, manteniendo la del eje X relativamente consistente con los valores de referencia. Desde el 100% de apertura hasta el 72%, el componente Y supera al del perfil real por media unidad (0.5) a lo mínimo, maximizando la magnitud de la velocidad de salida a su favor. Pero a partir del 66% de apertura, cae de golpe por debajo de su referencia por más de un punto, sin presentar un comportamiento similar en el componente X.

En base a esto y a los resultados expuestos en el apartado 4.5.3, se llegó a la conclusión de que los perfiles optimizados tienden a entregar mejores resultados cuando la válvula se encuentra completamente abierta, o cercana a estarlo, en contraste a cuando el sistema está operando a aperturas parciales.

CONCLUSIÓN

5.1 Conclusiones Finales del Trabajo

En base a la metodología utilizada y los resultados obtenidos, se pueden concluir los siguientes puntos en cuestión a los objetivos de este trabajo:

- La forma del perfil y el ángulo de apertura de un álabe regulador dentro del inyector de una turbina Cross-Flow influyen en la operación de la máquina a cargas parciales. Se ha comprobado que modificar la geometría de la válvula de paso repercute en la turbulencia y la distribución de presiones del flujo, representando una opción viable para la optimización de este modelo de turbina.
- A pesar de las irregularidades que surgieron en las simulaciones y la incapacidad de replicar por completo todos los resultados presentados por el artículo de referencia, fue posible llevar a cabo un análisis y comparación cualitativa de tres diferentes perfiles para la válvula de paso, demostrando la viabilidad del uso de la CFD como herramienta auxiliar en la elaboración de un proyecto hidráulico.
- Se demostró la capacidad de llevar a cabo el análisis en 3D de flujo a través de una geometría compleja por medio de CFD y haciendo uso exclusivo de software libre (SALOME, OpenFOAM, ParaView y Gnuplot), lo cual representa una alternativa viable y mucho más económica al pago de licencias.
- Este proyecto sirve como ejemplo de la dificultad involucrada en la ejecución de un caso aplicado de CFD y demuestra la importancia de obtener una capacitación adecuada en el uso de herramientas como OpenFOAM. Al detallar la elaboración de cada etapa de un análisis CFD, desde la generación de mallas hasta la organización e interpretación de datos, este trabajo servirá como referencia que facilitará la configuración de *Solvers* y resolución de problemas similares de dinámica de fluidos computacional.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] SENER, 2017. Datos Abiertos: Regiones sin electricidad [En Línea]. Disponible en: <https://www.datos.gob.mx/busca/dataset/regiones-sin-electricidad>. [Accedido: 07-nov-2021]
- [2] IRENA, *Renewable Power Generation Costs in 2021*. Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency, 2022.
- [3] IEA, *Hydropower Special Market Report: Analysis and forecast to 2030*. France: International Energy Agency, 2021.
- [4] S. Davis, *Microhydro: Clean Power from Water*. 1st Edition. British Columbia, Canada: New Society Publishers.
- [5] A. A. Palacios Fonseca, N. Peña García, E. A. Cervantes Carretero, A. Güitrón de los Reyes y M. López Pérez, *Bases para un Centro Mexicano en Innovación de Energía Hidroeléctrica*. 1° Edición. Morelos, México: Instituto Mexicano de Tecnología del Agua, 2017.
- [6] E. T. Woldemariam, H. G. Lemu and G. G. Wang, "CFD-Driven Valve Shape Optimization for Performance Improvement of a Micro Cross-Flow Turbine", *Energies*, vol. 11, no. 1, pp. 248, 2018 [Online]. Available in: <https://doi.org/10.3390/en11010248>. [Accessed: 11-feb-2019].
- [7] J. M. Fernández Oro, *Técnicas Numéricas en Ingeniería de Fluidos*. 1° Edición. Barcelona, España: Reverté, 2012.
- [8] Y. A. Çengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. 3rd Edition. New York, United States: McGraw-Hill, 2014.
- [9] F. M. White, *Fluid Mechanics*. 7th Edition. New York, United States: McGraw-Hill, 2011.
- [10] M. C. Potter and D. C. Wiggert, *Schaum's Outline of Fluid Mechanics*. 1st Edition. United States: McGraw Hill Professional, 2007.
- [11] V. L. Streeter, E. B. Wylie y K. W. Bedford, *Mecánica de Fluidos*. 9° Edición. Santafé de Bogotá, Colombia: McGraw-Hill Interamericana, 2000.
- [12] R. W. Fox, A. T. McDonald and P. J. Pritchard, *Introduction to Fluid Mechanics*. 6th Edition. United States: John Wiley & Sons, 2004.
- [13] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 2nd Edition. Harlow, England: Pearson Education Limited, 2007.
- [14] M. Griebel, T. Dornseifer and T. Neunhoeffler, *Numerical Simulation in Fluid Dynamics: A Practical Introduction*. 1st Edition. United States: SIAM, 1998.

BIBLIOGRAFÍA

- [15] CFD Online, 2012. Direct numerical simulation (DNS) [Online]. Available in: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Direct_numerical_simulation_\(DNS\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/Direct_numerical_simulation_(DNS)). [Accessed: 12-ene-2022].
- [16] CFD Online, 2012. One equation turbulence models [Online]. Available in: [One equation turbulence models -- CFD-Wiki, the free CFD reference \(cfd-online.com\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/One_equation_turbulence_models). [Accessed: 12-ene-2022].
- [17] J. Zanette, D. Imbault and A. Tourabi, "A design methodology for cross flow water turbines", *Renewable Energy*, vol. 35, no. 5, pp. 997-1009, 2010 [Online]. Available in: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.09.014>. [Accessed: 04-may-2020].
- [18] V. Sammartano, C. Aricò, A. Carravetta, O. Fecarotta and T. Tucciarelli, "Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis", *Energies*, vol. 6, no. 5, pp. 2362-2385, 2013 [Online]. Available in: <https://doi.org/10.3390/en6052362>. [Accessed: 04-may-2020].
- [19] J. de Andrade *et al.*, "Numerical Investigation of the Internal Flow in a Banki Turbine", *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2011, pp. 12, 2011 [Online]. Available in: <https://doi.org/10.1155/2011/841214>. [Accessed: 07-may-2020].
- [20] Y. D. Choi, J. I. Lim, Y. T. Kim and Y. H. Lee, "Performance and Internal Flow Characteristics of a Cross-Flow Hydro Turbine by the Shapes of Nozzle and Runner Blade", *Journal of Fluid Science and Technology*, vol. 3, no. 3, pp. 398-409, 2008 [Online]. Available in: <https://doi.org/10.1299/jfst.3.398>. [Accessed: 07-may-2020].
- [21] N. Acharya, C. G. Kim, B. Thapa and Y. H. Lee, "Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flow hydro turbine", *Renewable Energy*, vol. 80, pp. 819-826, 2015 [Online]. Available in: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.01.064>. [Accessed: 05-may-2020].
- [22] V. Sammartano, G. Morreale, M. Sinagra and T. Tucciarelli, "Numerical and experimental investigation of a cross-flow water turbine", *Journal of Hydraulic Research*, vol. 54, no. 3, pp. 321-331, 2016 [Online]. Available in: <https://doi.org/10.1080/00221686.2016.1147500>. [Accessed: 05-may-2020].
- [23] CFD Online, 2012. Turbulence free-stream boundary conditions [Online]. Available in: [Turbulence free-stream boundary conditions -- CFD-Wiki, the free CFD reference \(cfd-online.com\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_free-stream_boundary_conditions). [Accessed: 14-ene-2022].
- [24] J. Murad, 2018. What is y+ (yplus)? (SimScale CAE Forum) [Online]. Available in: <https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-plus/82394>. [Accessed: 02-mar-2019]
- [25] CFD Direct: The Architects of OpenFOAM, 2015. About OpenFOAM [Online]. Available in: <https://cfd.direct/openfoam/about/>. [Accessed: 24-jul-2019].
- [26] C. J. Greenshields, *OpenFOAM User Guide*. 9th Edition. London, United Kingdom: OpenFOAM Foundation Ltd, 2021.

BIBLIOGRAFÍA

- [27] A. A. Cafaggi Félix, E. A. Rodal Canales y A. Sánchez Huerta, *Sistemas de Bombeo*. 1° Edición. Ciudad Universitaria, Delegación Coyoacán, Ciudad de México, México: Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), Facultad de Ingeniería, 2012.
- [28] C. Mataix, *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. 2° Edición. Madrid, España: Ediciones del Castillo, 1986.
- [29] H. G. Gutiérrez y A. N. Mastache, *Selección y Dimensionamiento de Turbinas Hidráulicas para Centrales Hidroeléctricas*. 1° Edición. Ciudad Universitaria, Delegación Coyoacán, Ciudad de México, México: Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), Facultad de Ingeniería, 2014.
- [30] H. G. Villegas, *Aprovechamientos Hidroeléctricos y de Bombeo*. 1° Edición. Facultad de Ingeniería, UNAM, México: Editorial Trillas, 1992.
- [31] S. Ayling, *Turbina Michell-Bankie: Ficha Técnica*. 1° Edición. Lima, Perú: CC-BY Practical Action, 2014.
- [32] A. R. Marchegiani, *TURBINA DE FLUJO TRANSVERSAL O MICHELL -BANKI*. 1° Edición. Ciudad de Neuquén, Provincia de Neuquén, Argentina: Universidad Nacional del Comahue, Facultad de Ingeniería, Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (LA.M.HI.), 1997.
- [33] C. A. Mockmore and F. Merryfield, *The Banki Water Turbine*. Bulletin Series No. 25. Oregon, United States: Oregon State Engineering Experiment Station, 1949.
- [34] ENTECT, 2016. Entec - T-15 - High-Efficiency Cross-Flow Turbines [Online]. Available in: [Entec - T-15 - High-Efficiency Cross-Flow Turbines Brochure | ... \(energy-xprt.com\)](#). [Accessed: 05-jun-2019].
- [35] E. C. Walseth, "Investigation of the Flow through the Runner of a Cross-Flow Turbine", Master's Thesis, Department of Energy and Process Engineering, NTNU, Trondheim, Norway, 2009.
- [36] Y. D. Choi *et al.*, "Performance improvement of a cross-flow hydro turbine by air layer effect", in *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, IOP Publishing: Bristol, UK, 2010, p. 012030.
- [37] N. H. Costa Pereira and J. E. Borges, "Study of the nozzle flow in a cross-flow turbine", *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 38, no. 3, pp. 283-302, 1996 [Online]. Available in: [https://doi.org/10.1016/0020-7403\(95\)00055-0](https://doi.org/10.1016/0020-7403(95)00055-0). [Accessed: 10-sep-2021].
- [38] I. A. Legonda, "An Investigation on the Flow Characteristics in the Cross-Flow Turbine-T15 300", *Journal of Power and Energy Engineering*, vol. 4, no. 9, pp. 52-60, 2016 [Online]. Available in: <http://dx.doi.org/10.4236/jpee.2016.49005>. [Accessed: 28-abr-2019].
- [39] Z. M. Chen and Y. D. Choi, "Performance and internal flow characteristics of a cross-flow turbine by guide vane angle", in *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, IOP Publishing: Bristol, UK, 2013, p. 052031.

BIBLIOGRAFÍA

- [40] ANSYS: Engineering Simulation Software, 2021. Ansys Workbench [Online]. Available in: [Ansys Workbench | Simulation Integration Platform](#). [Accessed: 21-dic-2021].
- [41] Cadence: Computational Software for Intelligent System Design, 2018. Compute Grid Spacing for a Given Y+ [Online]. Available in: https://www.cadence.com/en_US/home/tools/system-analysis/computational-fluid-dynamics/y-plus.html. [Accessed: 15-feb-2019].
- [42] J. Guerrero, 2019. OpenFOAM Tips and Tricks (OpenFOAM Wiki) [Online]. Available in: https://wiki.openfoam.com/Tips_by_Joel_Guerrero. [Accessed: 15-feb-2019].