

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**PUCP**

**Metodología para la obtención de la configuración de mínimas pérdidas  
tobera-inyector de una turbina Pelton para 33 l/s mediante simulación CFD**

**TRABAJO DE INVESTIGACIÓN PARA LA OBTENCIÓN DEL GRADO  
DE BACHILLER EN CIENCIAS CON MENCIÓN EN INGENIERÍA  
MECÁNICA**

**AUTOR**

Sebastián Calero Anaya

**ASESOR:**

Mg. Estela de la Gracia Assureira Espinoza

Lima, Diciembre, 2020

## Resumen

En el presente trabajo se desarrolla una metodología para determinar a la configuración de mínimas pérdidas entre 3 combinaciones distintas de ángulos tobera-aguja de una turbina Pelton:  $110^{\circ}$ - $70^{\circ}$ ,  $100^{\circ}$ - $70^{\circ}$  y  $110^{\circ}$ - $80^{\circ}$ . Para ello, se simularon los 3 casos para un caudal de 33 l/s y un salto neto de 15 m en el paquete CFD Ansys Fluent. Se identificaron y modelaron las geometrías para cada caso, las cuales fueron subdivididas en mallas de elementos finitos más pequeños. El software resolvió las principales ecuaciones gobernantes de Mecánica de Fluidos (continuidad, cantidad de movimiento, turbulencia, entre otras) en cada elemento finito para poder determinar las pérdidas correspondientes a cada caso. Se encontró que la configuración de mínimas pérdidas es la de  $110^{\circ}$ - $70^{\circ}$  con unas pérdidas del 4.49% respecto de la presión total de entrada. Se contrastaron los resultados del presente estudio con los obtenidos por distintas fuentes. Finalmente, dado que se obtuvieron resultados similares a las fuentes, se valida la metodología. Se hubiera podido obtener resultados más similares y precisos de haber contado con mayores recursos computacionales.

## Índice

Resumen .....	i
Índice de Figuras .....	iii
Índice de tablas .....	iv
Introducción y Descripción del Problema.....	v
Hipótesis.....	vi
Objetivo Principal.....	vi
Objetivos Específicos .....	vi
Alcances .....	vi
1 Turbinas Pelton.....	1
1.1 Las turbinas Pelton.....	1
1.2 Principio de funcionamiento .....	1
1.3 Componentes Principales .....	2
1.3.1 Rotor.....	3
1.3.2 Inyector.....	4
1.3.3 Tobera.....	5
1.3.4 Válvula Aguja.....	6
1.3.5 Carcasa .....	7
2 Inyector: Pérdidas y tecnologías actuales .....	8
2.1 Pérdidas en el inyector (Sistema tobera-válvula aguja).....	8
2.2 Tecnologías actuales en inyectores (Configuración de ángulos tobera-válvula aguja) .....	10
3 Sistema de Simulación.....	15
3.1 Metodología .....	15
3.2 Ecuaciones Gobernantes .....	16
3.3 Modelos.....	17
3.3.1 Modelo Multifásico .....	17
3.3.2 Modelo de Turbulencia.....	18
3.4 Discretización.....	19
3.5 Acoplamiento Presión-Velocidad .....	20
3.6 Geometría.....	20
3.7 Mallado .....	23
3.7.1 Definición.....	23
3.7.2 Análisis de Calidad del Mallado.....	25
3.8 Condiciones Iniciales y de Borde.....	27
Conclusiones.....	33
Referencias Bibliográficas.....	34
Anexos.....	36

## Índice de Figuras

Figura 1: Ingreso y salida del agua en el álabe Pelton .....	2
Figura 2: Componentes principales de una turbina Pelton .....	3
Figura 3: Rotor de turbina Pelton con álabes emperrados.....	4
Figura 4: Esquema de un Inyector de turbina Pelton .....	5
Figura 5: Tobera Redondeada con salida a 60.....	6
Figura 6: Tobera Cónica de 14° .....	6
Figura 7: Esquema de Sistema Válvula Aguja-Tobera.....	7
Figura 8: Turbina Pelton, carcasa en rojo, cámara de descarga en gris .....	8
Figura 9: Contorno de Velocidad para una tobera de 85° .....	10
Figura 10: Propuesta de Inyector de Hernández e Indacochea .....	11
Figura 11: Propuesta de configuración de inyector de Thake.....	12
Figura 12: Contornos de pérdidas en el inyector para distintas combinaciones de ángulos de tobera y válvula aguja a 30 kg/s de flujo másico.....	13
Figura 13: Curva de Eficiencia de chorro vs Caudal para los las 3 alternativas de Zidonis Tomado de “Experimental investigation and analysis of the spear valve design on the performance of Pelton turbines: Three case studies” por Zidonis et al (2017) Nota: Para esta figura, las 3 alternativas fueron experimentadas para una velocidad específica de 43 rpm.....	14
Figura 14: Diagrama de flujo de la metodología a seguir.....	16
Figura 15: Geometría para el caso 110°-70° (dimensiones en mm) .....	21
Figura 16: Geometría para el caso 100°-70° (dimensiones en mm) .....	22
Figura 17: Geometría para el caso 110°-80° (dimensiones en mm).....	22
Figura 18: Malla para el caso 110°-70°.....	24
Figura 19: Malla para el caso 110°-80°.....	24
Figura 20: Malla para el caso 100°-70°.....	25
Figura 21: Gráfica de contornos de velocidad para el caso 110°-70°.....	30
Figura 22: Gráfica de contornos de presión dinámica para el caso 100°-70°.....	31
Figura 23. Gráfica de contornos de presión total para el caso 110°-70° .....	32
Figura 28: Gráfica de contornos de velocidad para el caso 100°-70°.....	36
Figura 29: Gráfica de contornos de presión dinámica para el caso 100°-70°.....	36
Figura 30: Gráfica de contornos de presión total para el caso 100°-70° .....	37
Figura 31: Gráfica de contornos de velocidad para el caso 110°-80°.....	37
Figura 32: Gráfica de contornos de presión dinámica para el caso 110°-80°.....	38
Figura 33: Gráfica de contornos de presión total para el caso 110°-80° .....	38

## Índice de tablas

Tabla 1: Rangos de ángulos tobera y aguja para el diseño de Hernández e Indacochea.....	11
Tabla 2: Esquemas de Discretización .....	19
Tabla 3: Cantidad de elementos para cada caso.....	25
Tabla 4: Métricas de calidad de malla para los tres casos .....	26
Tabla 5: Resultados de las pérdidas en el inyector .....	29



## Introducción y Descripción del Problema

Las turbinas Pelton son turbomáquinas ampliamente utilizadas para generación de energía a partir de una fuente renovable. Transforman energía potencial dada por una caída de agua en energía mecánica (torque y régimen de giro), la cual puede ser luego convertido a energía eléctrica. Poseen una eficiencia elevada, llegando a rondar eficiencias superiores al 90%, inclusive a cargas parciales (Coz, 1995). Una de las principales razones de esto, es porque el elemento encargado de la distribución del agua es el inyector, formado por el sistema tobera-válvula aguja. Siendo esta combinación eficiente para regular el caudal de agua incluso a bajas aperturas.

Parte de la literatura existente acerca de configuraciones tobera-válvula aguja dan diferentes opiniones al respecto la combinación de ángulo óptimos para tobera y válvula aguja, es decir, aquellas combinaciones de ángulo que generen la menor cantidad de pérdidas en el flujo. Se tienen diseños estándares según Thake (2000) que utilizan combinaciones tales como:  $90^{\circ}$ - $50^{\circ}$ ,  $80^{\circ}$ - $50^{\circ}$  u  $80^{\circ}$ - $55^{\circ}$ . Sin embargo, algunas fuentes señalan que para lograr una mayor eficiencia de inyección se deben buscar ángulos más pronunciados que los inyectores convencionales. Una fuente (Zhang, 2018) señala que la combinación óptima es de  $100^{\circ}$ - $70^{\circ}$ , mientras que otras (Benzon, 2015) (Zidonis, 2017) señalan que es  $110^{\circ}$ - $70^{\circ}$ . Una diferencia principal entre ambas configuraciones es que la primera fue estudiada con caudales altos, mientras que la segunda configuración fue estudiada a caudales bajos (pero no se estudió el ángulo de  $100^{\circ}$  para tobera). Además, ninguna de estas fuentes investigó el emparejamiento con una aguja de  $80^{\circ}$ .

Se plantea realizar un sistema de análisis mediante simulación de la mecánica de fluidos (CFD) involucrada para la inyección de agua en una turbina Pelton. Principalmente, se desarrollará una metodología de simulación que permita hallar la combinación de ángulos de

tobera y válvula aguja que presenten las menores pérdidas en el flujo para un caudal de 33 l/s entre las siguientes 3 combinaciones para tobera y aguja, respectivamente: 100°-70°, 110°-70° y 100°-80°.

### **Hipótesis**

Es posible reducir las pérdidas en un inyector de turbina Pelton si se incrementan los ángulos de tobera y aguja estándar hasta un valor de 110° y 70°, respectivamente.

### **Objetivo Principal**

Desarrollar metodología para determinar la configuración de mínimas pérdidas tobera-inyector de una Turbina Pelton mediante simulación en Ansys Fluent

### **Objetivos Específicos**

- Analizar los factores que ocasionan pérdidas en los inyectores de turbinas Pelton.
- Revisar tendencias actuales en inyectores de turbinas Pelton
- Desarrollar sistema de simulación mediante CFD

### **Alcances**

Los alcances del trabajo son finalmente obtener los resultados de pérdidas de presión total en el inyector, tabulados según modelo de turbulencia, y sus gráficas correspondientes de velocidad, presión dinámica y total.

## 1 Turbinas Pelton

En el presente capítulo se definen las turbinas Pelton y se describe su principio de funcionamiento. Además de ello, se enumeran y describen sus componentes principales, haciendo énfasis en el inyector (tobera y válvula aguja), pues son sus elementos más relevantes para el presente trabajo.

### 1.1 Las turbinas Pelton

Las turbinas Pelton son un tipo de turbinas hidráulicas con las siguientes características (según el Manual de Mini y Microcentrales Eléctricas, 1995)):

- **Turbina de Acción**, es decir, no se tiene variación de presión estática entre la entrada y la salida del rodete (rotor).
- **Turbina de Flujo Tangencial**, porque el fluido entra en dirección tangencial al rodete.
- **Turbina de Admisión Parcial**, ya que el flujo de agua no entra en contacto con todas las cucharas del rodete simultáneamente

### 1.2 Principio de funcionamiento

De manera general, el agua cae a través de la tubería de presión y llega hasta el inyector y la tobera, en donde el flujo es acelerado (por la caída y por la reducción de la sección) en un chorro circular. Este chorro impacta contra los álabes de la turbina en la cresta divisora. Esta cresta divide el chorro en dos, donde cada mitad se va para un lado de la cuchara. En la cuchara, el chorro es conducido hasta la salida a  $15^\circ$  aproximadamente en donde escapa de la cuchara. Al haber impactado a la cuchara y girado hasta la salida, el chorro le cedió gran parte de su



energía cinética. Esta fuerza en la cuchara es traducida en el eje como un torque y un régimen de giro, produciendo así potencia mecánica.

Se elaboró la siguiente figura donde se aprecia mejor el ingreso y la salida del agua en un álabe Pelton:

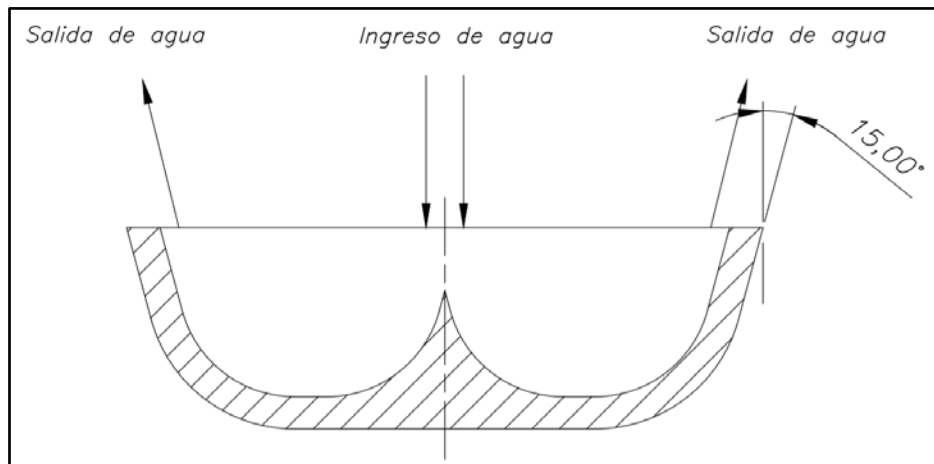


Figura 1: Ingreso y salida del agua en el álabe Pelton

Nota: Elaboración propia

En la Figura 1 se puede observar como el chorro impacta en la cresta divisora y se bifurca, siguiendo el perfil de la cuchara, hasta ser expulsado a 15° en dirección contraria a la que ingresa.

### 1.3 Componentes Principales

A continuación, se muestra un esquema donde se observan los componentes principales de una turbina Pelton:

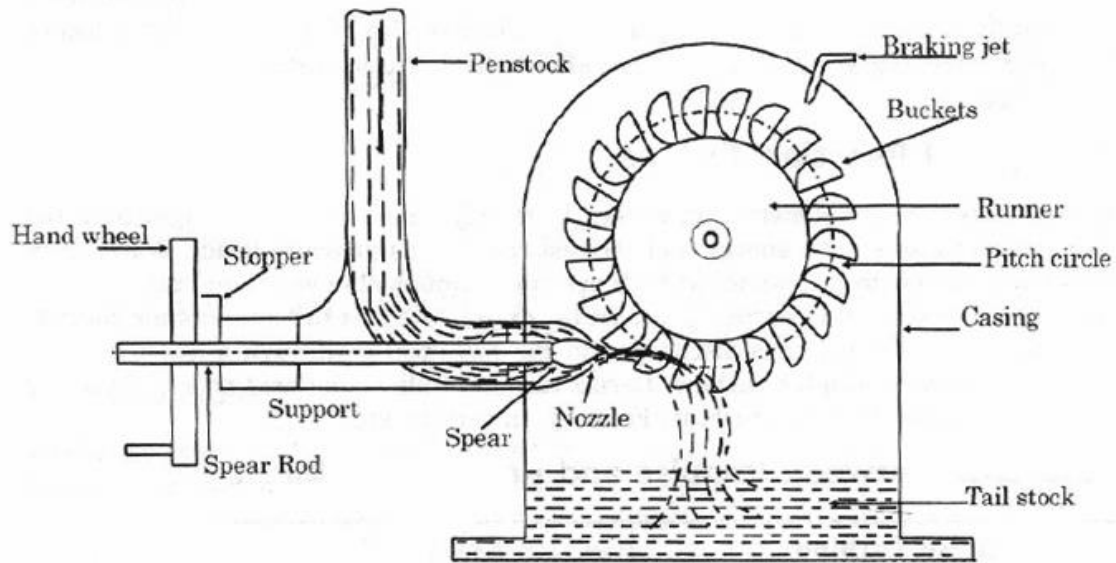


Figura 2: Componentes principales de una turbina Pelton

Nota: Los componentes principales son: Penstock (Tubería de presión), Tobera (Nozzle), Spear (Aguja), Runner (Rotor), Buckets (Álabes), Casing (Carcasa) y Tail Stock (Cámara de descarga)

Tomado de <http://4mechtech.blogspot.com/2014/06/Main-Components-of-Impulse-Turbine-Pelton-Wheel.html> el 9 de diciembre de 2020.

A continuación, se describen los siguientes componentes:

### 1.3.1 Rotor

También llamado rodete o rueda. Es el componente principal de la turbina Pelton. Consiste en un disco con una serie de cucharas en su periferia. Esta unión puede ser empernada, soldada, o el rotor ser fundido en una sola pieza. Se encarga de transformar energía hidráulica en energía mecánica gracias al accionamiento del chorro de agua. A continuación, la Figura 3 muestra un ejemplo:



Figura 3: Rotor de turbina Pelton con álabes empernados

Tomado de "Diseño y construcción de una turbina Pelton para generación eléctrica, capacidad 2 kW" por Bustamante y Arias (2008).

### 1.3.2 Inyector

Las turbinas Pelton pueden llegar a tener hasta 6. Tiene como función direccionar el flujo de agua, así como regular el caudal. El inyector consiste en una tobera de sección circular y una aguja capaz de moverse axialmente (regulando así el caudal). A continuación, se tiene el esquema de un inyector:

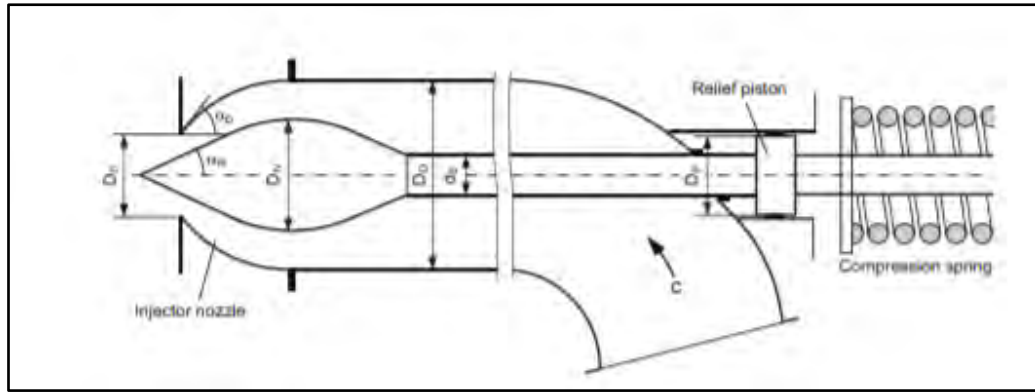


Figura 4: Esquema de un Inyector de turbina Pelton

Tomado de "Pelton Turbines" por Z. Zhang (2016)

De la figura podemos notar dos subcomponentes principales: la tobera y la válvula aguja. Como se observa, la aguja se encuentra alojada dentro de la tobera y el tramo recto del inyector. Por el lado de la tobera, se aprecia un redondeo y luego una salida en semiángulo  $\alpha_D$ , el cual influirá en las pérdidas que el flujo presente al salir. Por el lado de la aguja, se aprecia el redondeo del bulbo, así como el semiángulo  $\alpha_n$  el cual también juega un papel importante en las pérdidas del flujo al salir.

### 1.3.3 Tobera

Es el elemento encargado de reducir la sección del flujo, acelerándolo para que alcance mayor velocidad y pueda aportar mayor energía cinética a la transferencia de energía que tendrá lugar en el rotor. Las toberas se pueden diseñar de diferentes formas y geometrías, obteniendo diferentes coeficientes de velocidad y de contracción. Se tienen tanto toberas redondeadas como cónicas, tal como se muestra a continuación.

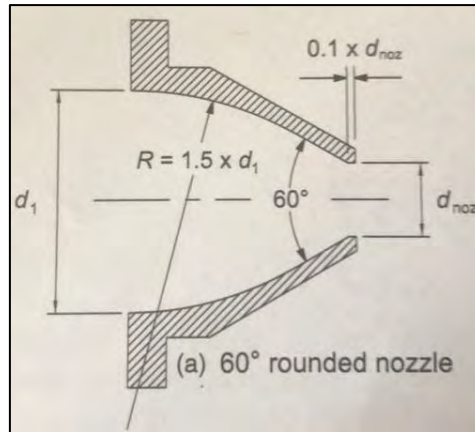


Figura 5: Tobera Redondeada con salida a 60

Tomado de "The Micro-Hydro Pelton Turbine Manual" por Jeremy Thake (2000)

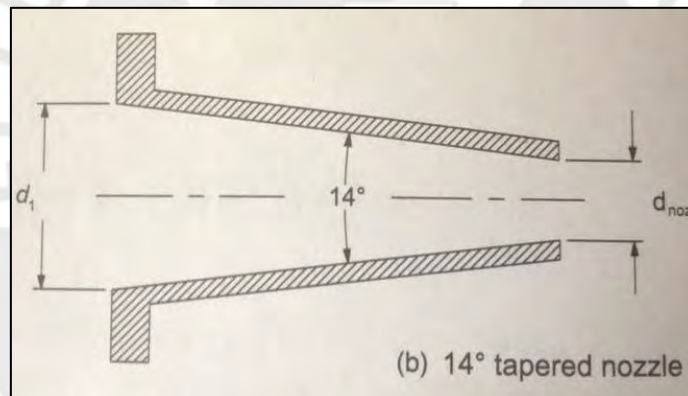


Figura 6: Tobera Cónica de 14°

Tomado de "The Micro-Hydro Pelton Turbine Manual" por Jeremy Thake (2000)

Se debe mencionar que el presente trabajo utiliza como base el diseño de la Figura 5, pero utiliza los 3 ángulos anteriormente mencionados. El redondeo de la tobera se mantiene como el de la figura.

### 1.3.4 Válvula Aguja

Son válvulas con libertad de movimiento axial (la carrera), con el fin de regular el flujo de agua. Este tipo de válvulas poseen una elevada eficiencia para regular el caudal. Mantienen una eficiencia entre 94% y 96% con caudales que van desde 25% hasta el 100% del caudal de diseño. Es por ello que deben ser diseñadas buscando minimizar las pérdidas, manteniendo un caudal constante y adecuado (Thake, 2000).

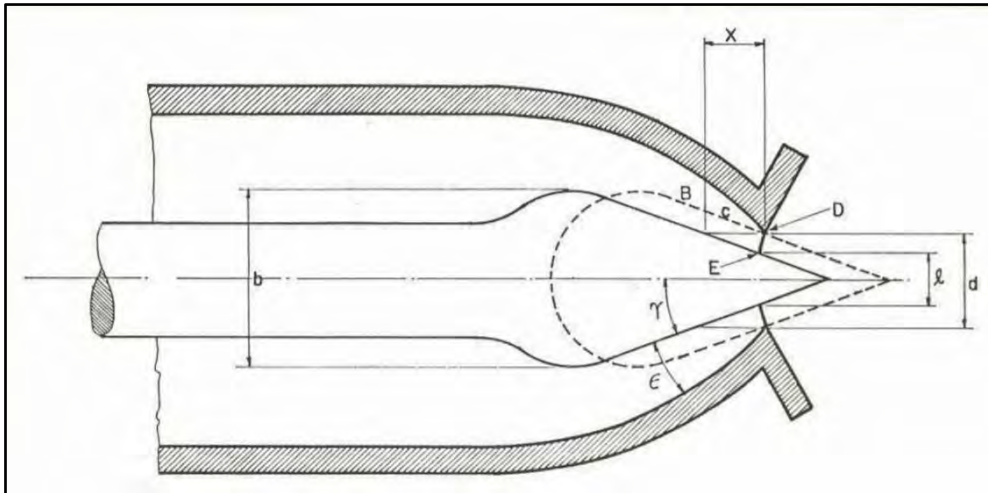


Figura 7: Esquema de Sistema Válvula Aguja-Tobera

Tomado de "Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas" por Hernández e Indacochea (1988)

### 1.3.5 Carcasa

Es el elemento encargado de cubrir y alojar las componentes de la turbina. Además, sirve para contener las salpicaduras del agua al impactar el rotor.



Figura 8: Turbina Pelton, carcasa en rojo, cámara de descarga en gris

Tomado de Cink Hydro-Energy, <https://www.cink-hydro-energy.com/es/turbina-pelton-2/>, el 9 de diciembre de 2020.

## 2 Inyector: Pérdidas y tecnologías actuales

En capítulo 2, primero se presentan las distintas causas que se tienen para las pérdidas en el inyector, tanto en la tobera, como en la aguja. Luego, se presentan las distintas soluciones que existen para inyectores, principalmente en cuanto a configuraciones de ángulos de tobera y aguja.

### 2.1 Pérdidas en el inyector (Sistema tobera-válvula aguja)

En el inyector se tienen pérdidas de energía tanto en la tobera, como en la válvula aguja. Estas pérdidas de no suelen ser considerables, pero se pueden identificar algunas causas.

En primer lugar, se tienen pérdidas asociadas a la fricción en las paredes. Este fenómeno forma una capa límite en la pared, el cual varía en espesores. Las pérdidas serán mayores si se tiene mayor espesor de capa límite. Este fenómeno se da tanto en las paredes internas de la tobera y de la tubería de presión, como en las paredes de la válvula aguja. Diferentes geometrías tendrán diferentes efectos para este origen de las pérdidas

Otro origen de las pérdidas se tiene con el uso de la válvula aguja. Por un lado, porque ésta altera la estructura del flujo y hace que se conforme a su contorno. Esto conlleva a una alteración de la estructura del flujo, volviéndola asimétrica. Esta distribución asimétrica genera ciertas velocidades secundarias, es decir remolinos de turbulencia, así como la desviación del eje principal del flujo (Benzon, 2015b). Por otro lado, se tienen pérdidas asociadas con la regulación del flujo haciendo uso de la válvula aguja. Esta regulación se realiza controlando la carrera (distancia axial desde la válvula aguja hasta las paredes internas de la tobera). Jeon (2018) explica que, al regular la apertura de la válvula, se reduce la sección de paso de flujo. Esto trae consigo un incremento del espesor de la zona de estela, aumentando las velocidades secundarias y por ende las pérdidas.

Finalmente, Jo (2016) reporta un fenómeno observado en toberas con ángulos elevados. A la salida de la tobera, el brusco cambio de dirección del flujo ocasiona una zona de recirculación cerca a la tobera, el cual se observa en la siguiente figura:



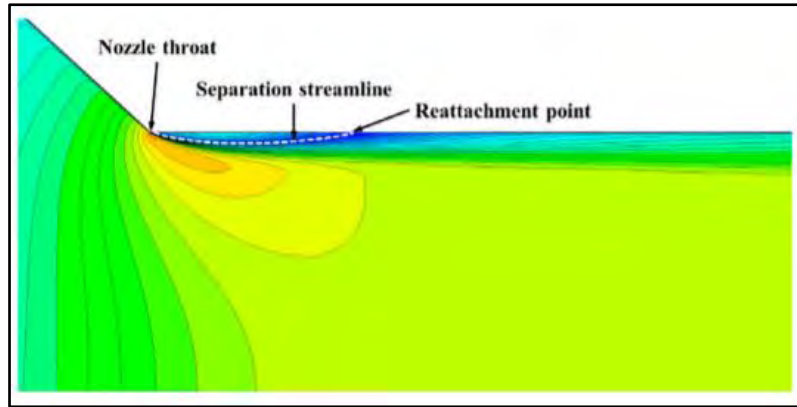


Figura 9: Contorno de Velocidad para una tobera de 85°

Tomado de "Jet quality characteristics according to nozzle shape of energy-recovery Pelton turbines in pressure-retarded osmosis" por C. Jo et al (2016).

El flujo al descargarse bruscamente (tras el cambio de dirección) al ambiente, sufre pérdidas de presión. Se generan flujos de recirculación debido a gradientes adversos de presión con zonas de mayor presión. Tras recuperar presión, el flujo separado vuelve a adjuntarse al principal. Este efecto de separación del flujo (en la práctica) se alivia utilizando un espesor horizontal de material a la salida de la tobera, de tal manera que el flujo se suavice o estabilice por una distancia antes de ser expulsado al ambiente.

## 2.2 Tecnologías actuales en inyectores (Configuración de ángulos tobera-válvula aguja)

Varios autores han propuesto distintas alternativas para configuraciones de ángulos tobera-válvula aguja. A continuación, se listarán las propuestas consultadas en orden cronológico.

En primer lugar, Hernández e Indacochea (1988) presentan la siguiente propuesta de configuración tobera-válvula aguja:

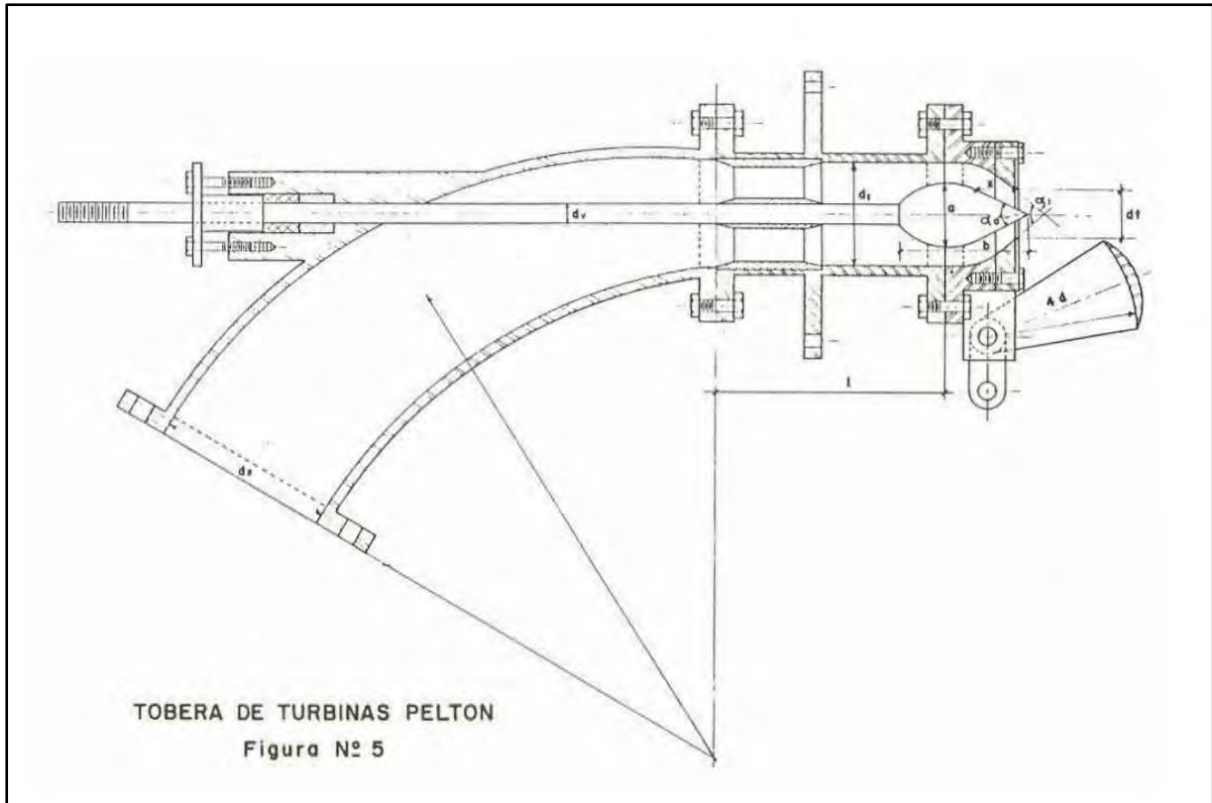


Figura 10: Propuesta de Inyector de Hernández e Indacochea

Tomado de "Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas" por Hernández e Indacochea (1988)

Dado que los valores relevantes para el presente trabajo son los del ángulo tanto de tobera como de válvula aguja, para esta propuesta, los autores listan los siguientes rangos angulares:

Tabla 1: Rangos de ángulos tobera y aguja para el diseño de Hernández e Indacochea

$\alpha_0$	$\alpha_1$
40°-60°	60°-90°

Tomado de "Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales hidroeléctricas" por Hernández e Indacochea (1988)

Jeremy Thake (2000) plantea la siguiente propuesta, en la que propone un ángulo de válvula aguja de  $55^\circ$  y un ángulo de tobera de  $80^\circ$ .

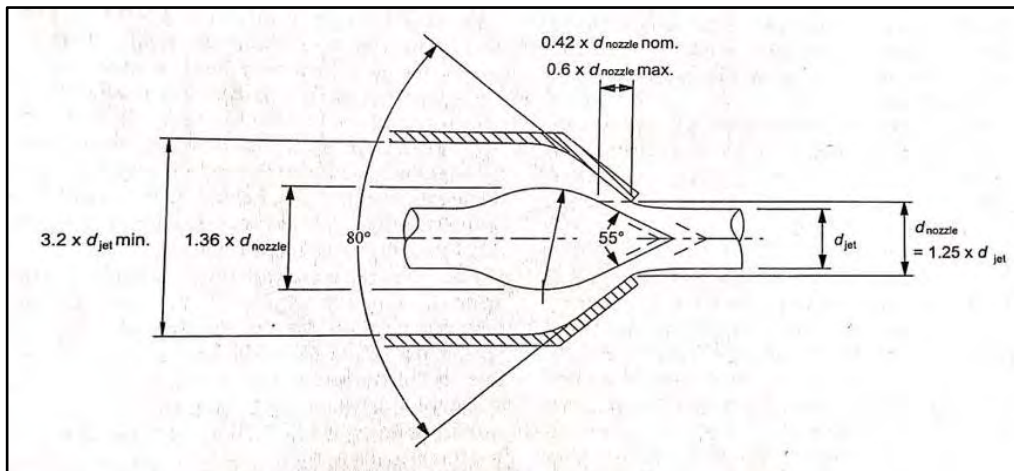


Figura 11: Propuesta de configuración de inyector de Thake

Tomado de "The Micro-Hydro Pelton Turbine Manual" por Jeremy Thake (2000)

Además de esta propuesta, el autor también comenta que los principales fabricantes de turbinas Pelton suelen utilizar configuraciones de ángulos válvula aguja-tobera de  $60^\circ/90^\circ$  y  $50^\circ/90^\circ$ . Pero, de manera más reciente, se tienen estudios que apuestan por propuestas con ángulos más pronunciados. Estos estudios reportan mejoras de eficiencia de 1 o 2%, las cuales no parecen considerables. pero si se traducen a potencia para turbinas de media generación, se podrían estar generando MW extra por usar estas nuevas configuraciones. Tal como Benzon (2015a) indica, los diseños más modernos apuntan hacia ángulos más inclinados que diseños clásicos como los que Thake menciona.

En primer lugar, Benzon (2015a) estudia mediante simulaciones CFD, el performance de una configuración  $110^\circ/90^\circ$  en comparación con una  $90^\circ/50^\circ$ . En dicho estudio, obtiene las pérdidas en el inyector, y presenta la siguiente Figura 12.

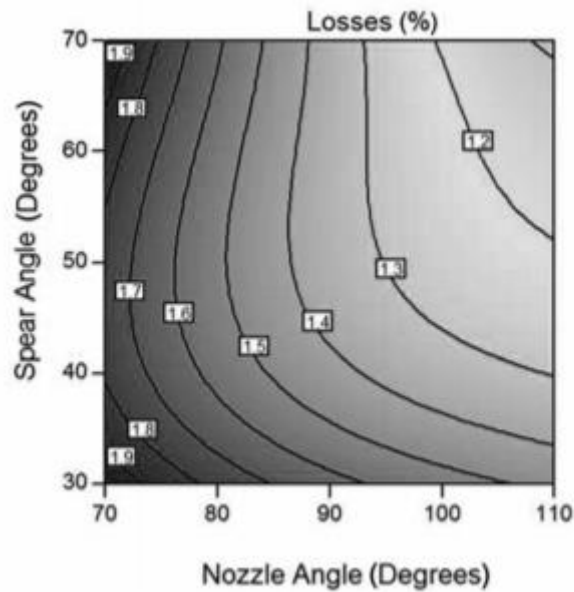


Figura 12: Contornos de pérdidas en el inyector para distintas combinaciones de ángulos de tobera y válvula aguja a 30 kg/s de flujo másico

Tomado de "Impulse Turbine Injector Design Improvement Using Computational Fluid Dynamics" por Benzon et al (2015a)

En cambio, Zhang (2018) estudia (también mediante CFD) 12 diferentes combinaciones de ángulos tobera-válvula aguja, a 3 aperturas de carrera cada uno. Combinaciones de ángulos de tobera de 80°, 90°, 100° y 110° con ángulos de aguja de 50°, 60° y 70°. En dicho estudio concluye que la combinación más óptima (mínimas pérdidas) es 100°/70°, con una eficiencia hidráulica de chorro de 99.13%.

Finalmente, Zidonis (2017) experimentó con 3 diseños: un diseño estándar industrial (90°/50°), el diseño propuesto por Benzon (110°/70°), además de otro propuesto por Zidonis con ángulos aún más pronunciados (150°/90°), buscando llegar al límite, tras los estudios de Benzon que sugerían que ángulos más pronunciados alcanzaban mayores eficiencias que los diseños clásicos. Tras los experimentos, obtuvo la siguiente Figura 13.

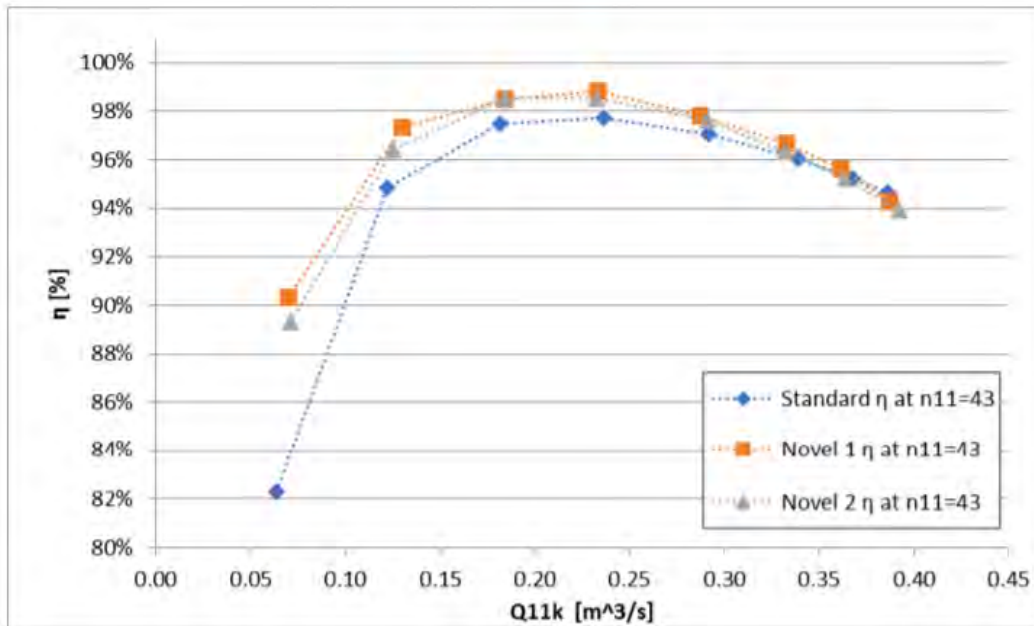


Figura 13: Curva de Eficiencia de chorro vs Caudal para los las 3 alternativas de Zidonis

Tomado de "Experimental investigation and analysis of the spear valve design on the performance of Pelton turbines: Three case studies" por Zidonis et al (2017)

Nota: Para esta figura, las 3 alternativas fueron experimentadas para una velocidad específica de 43 rpm

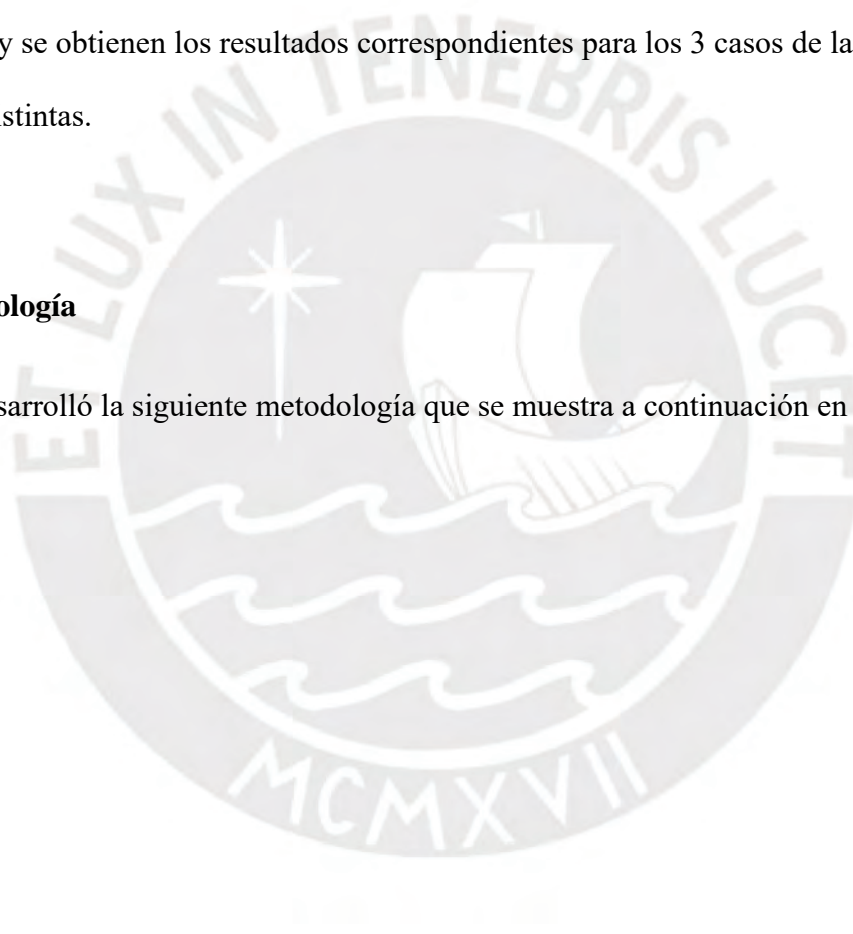
De donde concluye que la configuración óptima es la propuesta por Benzón, es decir, el diseño 110°/70°. Nótese que el diseño propuesto sigue siendo más eficiente que el diseño estándar industrial. Es decir, Benzón estuvo en lo correcto al sugerir que los diseños con ángulos más pronunciados tenían mayor eficiencia que los diseños estándares.

### **3 Sistema de Simulación**

El presente capítulo comprende la propuesta y desarrollo de una metodología para analizar las pérdidas generadas dentro del inyector Pelton mediante simulación de CFD (Computer Fluid Dynamics o Dinámica de Fluidos Computacional). Asimismo, se aplica la metodología y se obtienen los resultados correspondientes para los 3 casos de las 3 geometrías distintas.

#### **3.1 Metodología**

Se desarrolló la siguiente metodología que se muestra a continuación en la Figura 14:



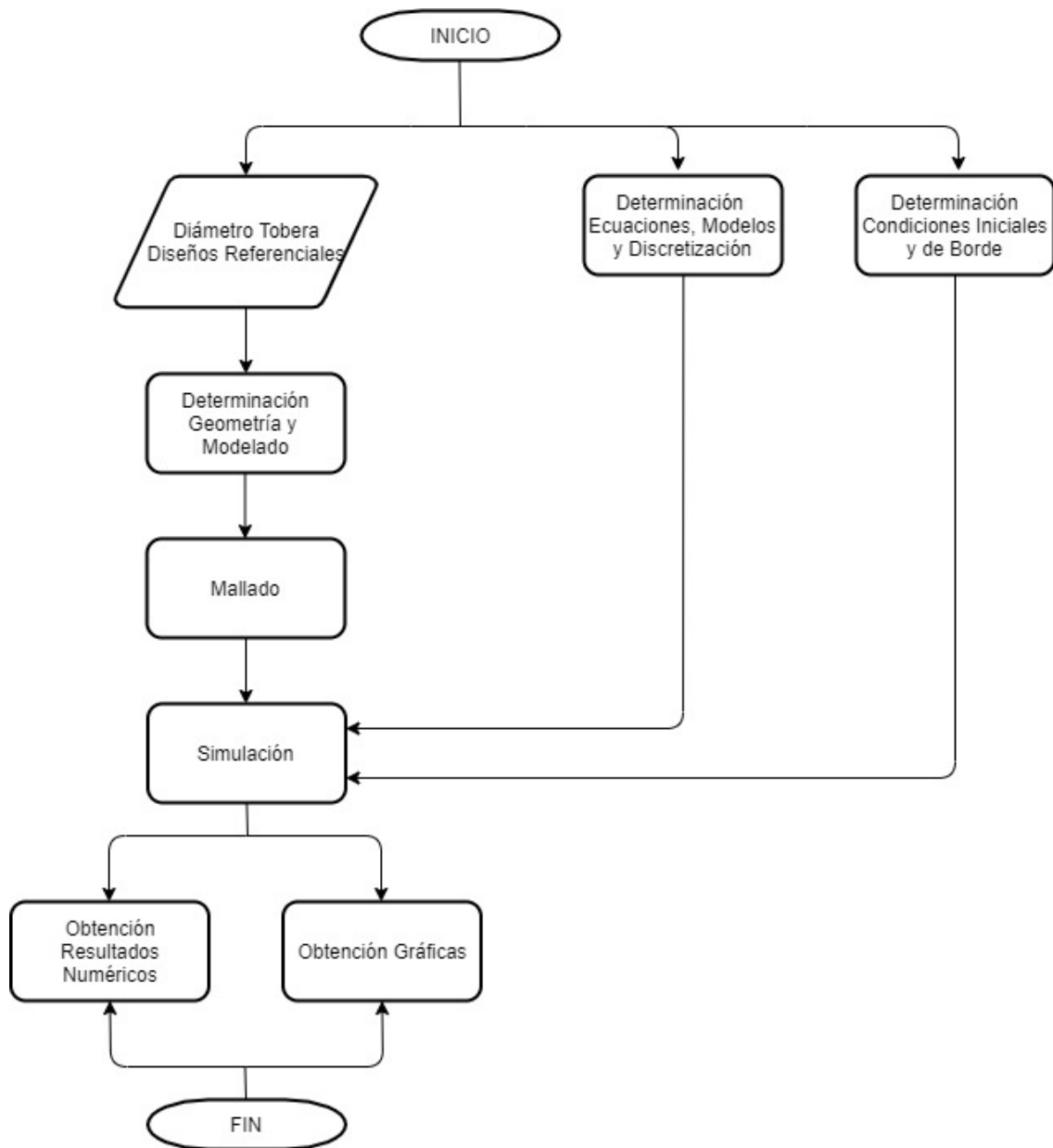


Figura 14: Diagrama de flujo de la metodología a seguir

### 3.2 Ecuaciones Gobernantes

Dado que el presente problema se relaciona con la Mecánica de Fluidos (analizaremos las pérdidas), las ecuaciones que nos permitirán describirlo adecuadamente serán las

Ecuaciones de Navier Stokes. Es decir, la Ecuación de Continuidad y las Ecuaciones de Cantidad de Movimiento. Finalmente, las ecuaciones se pueden expresar del siguiente modo:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx}$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My}$$

### 3.3 Modelos

Dadas las interacciones del presente problema, se necesitarán 2 modelos más para poder describir adecuadamente la situación: el modelo multifásico y el modelo de turbulencia.

#### 3.3.1 Modelo Multifásico

Debido a que la situación presenta una interacción entre agua y aire. Se requiere de un modelo multifásico que permita modelar la interacción entre estas dos fases. Tal como Benzon (2015) sugirió, se utilizó el modelo VOF (Volume of Fluid) o Volumen de Fluido. Este modelo consiste en agregar una ecuación de continuidad para la fracción de volumen ( $\alpha$ ) de cada fase por separado. Para la fase  $\mathbf{q}$ , la ecuación tiene la siguiente forma:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \mathbf{u}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp})$$

Cabe notar que se utilizó la variante Multi-Fluido del VOF, la cual consiste en utilizar una ecuación de cantidad de movimiento separada por cada fluido.



### 3.3.2 Modelo de Turbulencia

El agua al llegar al inyector ya transformó gran parte de su energía potencial en energía cinética. Es por ello que, al ingresar a la tobera, el flujo de agua se encuentra a elevadas velocidades, por lo que el flujo se comporta de manera turbulenta. Estos efectos de turbulencia están muy relacionados a las pérdidas de presión. Tanto en el flujo mismo, como en los cambios de sección en la tobera y a su salida. Es por ello por lo que para poder capturar mejor los efectos de la turbulencia necesitaremos utilizar algún modelo.

Entre los modelos más básicos tenemos al modelo k-ε. Donde k es la energía cinética turbulenta y ε es la tasa de disipación de esta. Este modelo es reconocido por ser básico, pero completo. No requiere de mucha capacidad computacional y por ello suele ser el primer paso en las simulaciones. Según Ansys, es adecuado para flujos completamente turbulentos, es decir flujos que no estén en transición. Se tienen las siguientes 2 ecuaciones de transporte (k y ε):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{u}) = \text{div} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right) + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \mathbf{u}) = \text{div} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

La principal desventaja de este modelo es su inhabilidad de capturar adecuadamente los efectos bajo presiones adversas, lo cual se suele dar en las regiones próximas a las paredes debido a la fricción de estas.

Luego, tenemos el modelo SST k-ω. ω se refiere a la tasa específica de disipación y se representa como el cociente entre ε y k. Este modelo utiliza una función especial que activa un modelo k-ω para las regiones próximas a las paredes. Y un modelo k-ε para el flujo alejado de las paredes. De este modo se aprecian mejor los efectos turbulentos tanto cerca como alejado

de las paredes. Es por ello, que este modelo captura de mejor forma los efectos turbulentos, requiriendo así mayor capacidad computacional.

De acuerdo con Versteeg, se tiene la siguiente ecuación para este modelo:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho\omega\mathbf{u}) \\ &= \text{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \text{grad}(\omega) \right] + \gamma_2 \left( 2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3}\rho\omega \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_2\rho\omega^2 \\ &+ 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2}\omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned}$$

### 3.4 Discretización

Debido a que las ecuaciones gobernantes y modelos se resuelven integrando, estas ecuaciones integrales que aparecen deben ser integradas, para llegar a tener ecuaciones algebraicas, se deben discretizar (Versteeg). Para la discretización existen diversos esquemas, por ejemplo, upwind de primer orden (el cual se basa en series de Taylor), de segundo orden, entre otros. La ventaja de usar esquemas de primer es que tienden a converger con facilidad, pero el error que poseen puede ser elevado a comparación de otros. En cambio, utilizando esquemas de segundo orden se obtienen resultados exactos (con menos error), pero a veces presentan problemas para converger. En el presente estudio se utilizaron los métodos de discretización predeterminados por Fluent, los cuales se listan en la siguiente tabla que se elaboró:

Tabla 2: Esquemas de Discretización

Parámetro	Esquemas de Discretización
Gradiente	Mínimos Cuadros Basada por Celda
Presión	Segundo Orden
Cantidad de Movimiento (x, y)	Upwind de Primer Orden
Fracción de Volumen	Compresiva
Energía Cinética Turbulenta	Upwind de Primer Orden
Tasa de Disipación Turbulenta	Upwind de Primer Orden

### 3.5 Acoplamiento Presión-Velocidad

Al considerar el fluido como incompresible, se da un desacoplamiento o desemparejamiento entre la presión y la velocidad. Es decir, sabiendo la velocidad ya no se puede hallar la presión. Para solucionar esto, se recurre a métodos de acoplamiento tales como: SIMPLE, SIMPLER, PISO, entre otros. Para el presente estudio se utilizó el método SIMPLE para cada fase. El método SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations o Método Semi-Implícito para Ecuaciones Enlazadas por Presión) consiste en el siguiente procedimiento (Fatehi, 2020):

- Se estima un valor para la presión
- Se resuelven las ecuaciones de cantidad de movimiento para esa presión
- Se resuelve la ecuación de corrección de presión y se obtiene una presión corregida
- Se resuelven las ecuaciones de cantidad de movimiento para la presión corregida
- Se verifica la conservación de la masa
- Se reajustan los valores de presión y velocidades y se repite el procedimiento desde el paso 2.

### 3.6 Geometría

La geometría se realizó tomando en cuenta las geometrías dadas por tres fuentes distintas. Se consideraron los diámetros de entrada y salida propuestos por Benzon (2015), así como sus proporciones para la dimensión del largo de tobera. Se utilizó las pautas dadas por Hernández (1988) para el radio de curvatura de la válvula aguja y el diámetro de la barra. Se tomaron las pautas expresadas por Thake (2000) para desarrollar tanto el redondeo de la tobera, como la carrera de la válvula a la apertura de diseño.

Teniendo todas estas consideraciones en cuenta, se desarrollaron las 3 geometrías primero en AutoCad, de las cuales se muestra el caso  $110^{\circ}$ - $70^{\circ}$  a continuación:

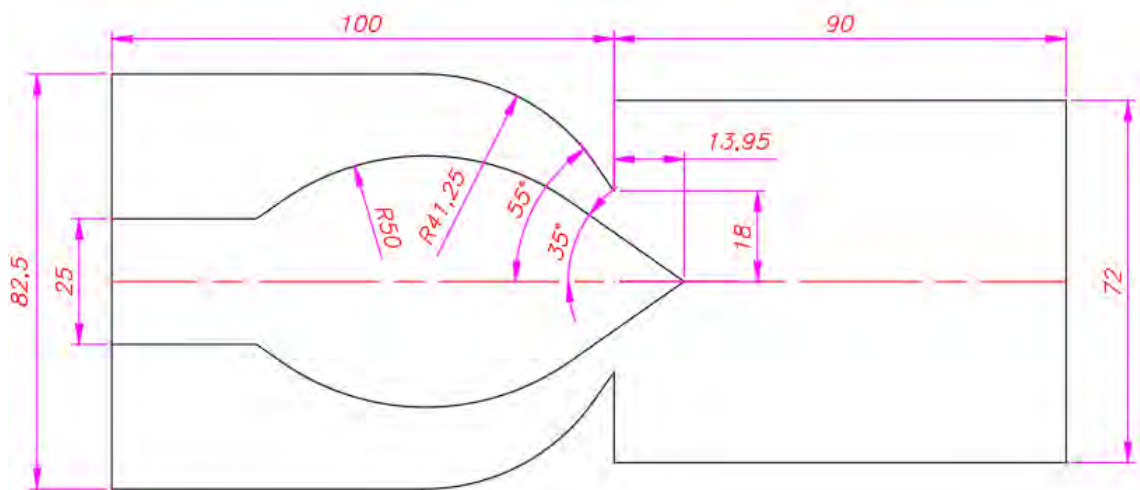


Figura 15: Geometría para el caso  $110^{\circ}$ - $70^{\circ}$  (dimensiones en mm)

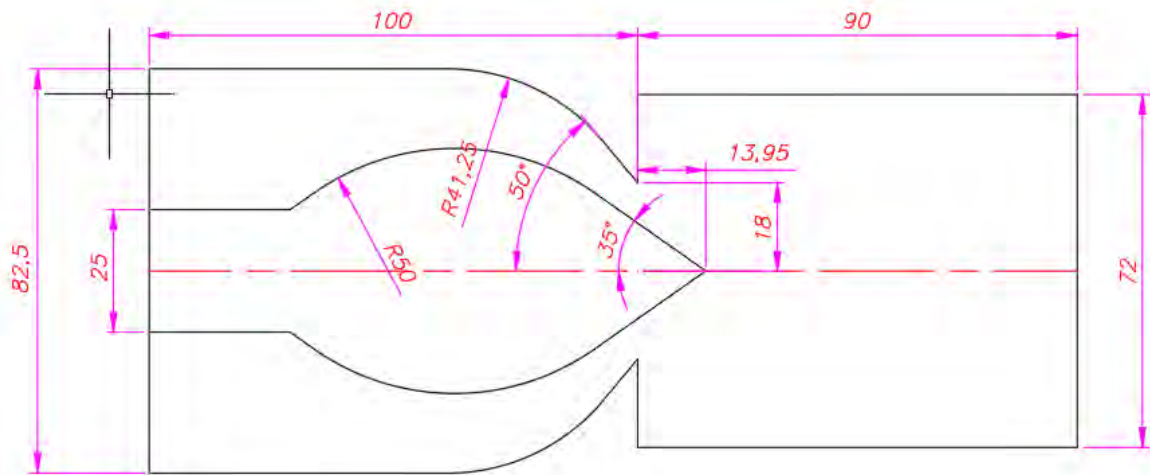


Figura 16: Geometría para el caso 100°-70° (dimensiones en mm)

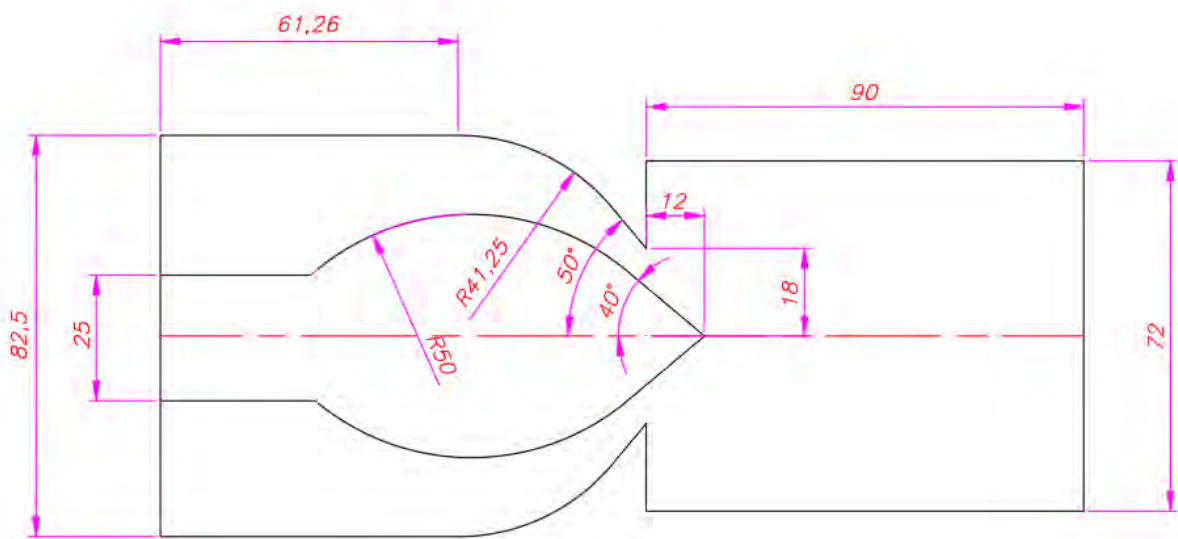


Figura 17: Geometría para el caso 110°-80° (dimensiones en mm)

Luego, las geometrías fueron llevadas al paquete Ansys Workbench, en donde se tuvieron que modelar desde cero en el programa Design Modeler. Tras modelarlas en sketches, se procedió a crear la superficie de cada sketch. Estas superficies generadas luego sirvieron para realizar el mallado de la geometría. De las geometrías, sólo se modelaron las mitades superiores, dado que para simulación los casos se tratarán como de flujo axisimétricos (por

fines de simplificación del caso). Un flujo axisimétrico es aquel en el que se tiene simetría con respecto de un eje (en este caso, el eje del inyector).

### **3.7 Mallado**

#### **3.7.1 Definición**

El mallado (o meshing), según Versteeg (2007) consiste en la subdivisión del dominio en una cantidad subdominios más pequeños que no se traslapen: la malla de celdas. En otras palabras, se divide la geometría en pequeñas celdas o elementos. Ya sea en cada elemento o en cada nodo que rodee a los elementos, se resuelven las ecuaciones que gobiernan el problema: continuidad, cantidad de movimiento, energía, etc. Mientras más pequeños sean los elementos, mejor serán los resultados que se obtengan. Ya que un mallado con elementos pequeños permitirá capturar mejor los fenómenos que ocurren en el problema.

El mallado se realizó teniendo en cuenta un tamaño de elemento (element size) de 0.0003 m. A continuación, se muestra el resultado de los mallados realizados para los 3 distintos casos:

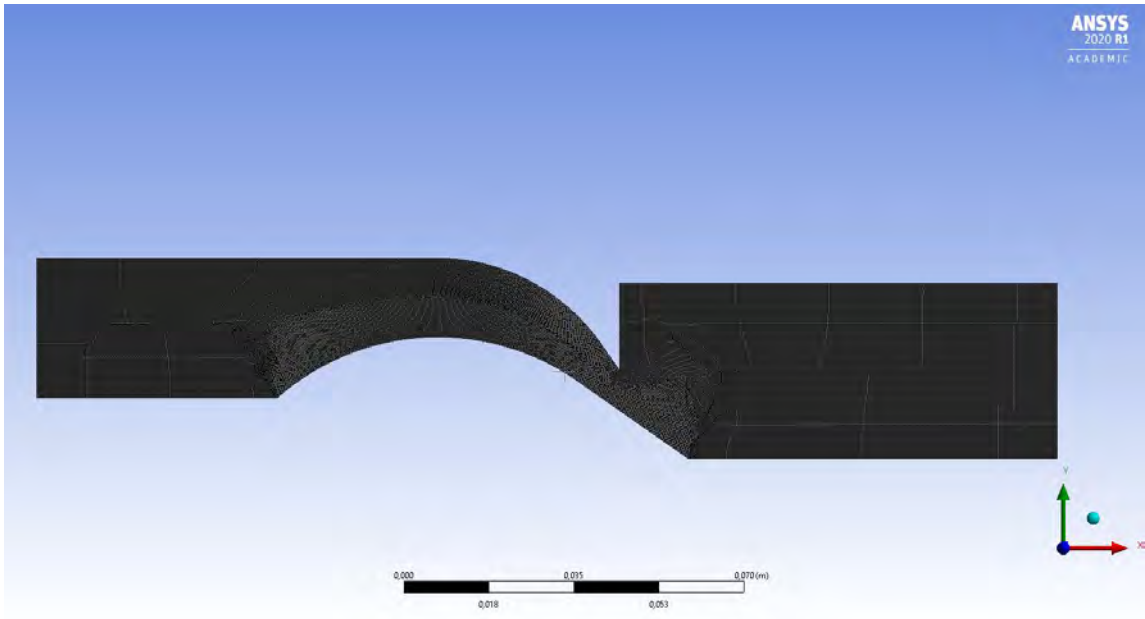


Figura 18: Malla para el caso  $110^{\circ}$ - $70^{\circ}$

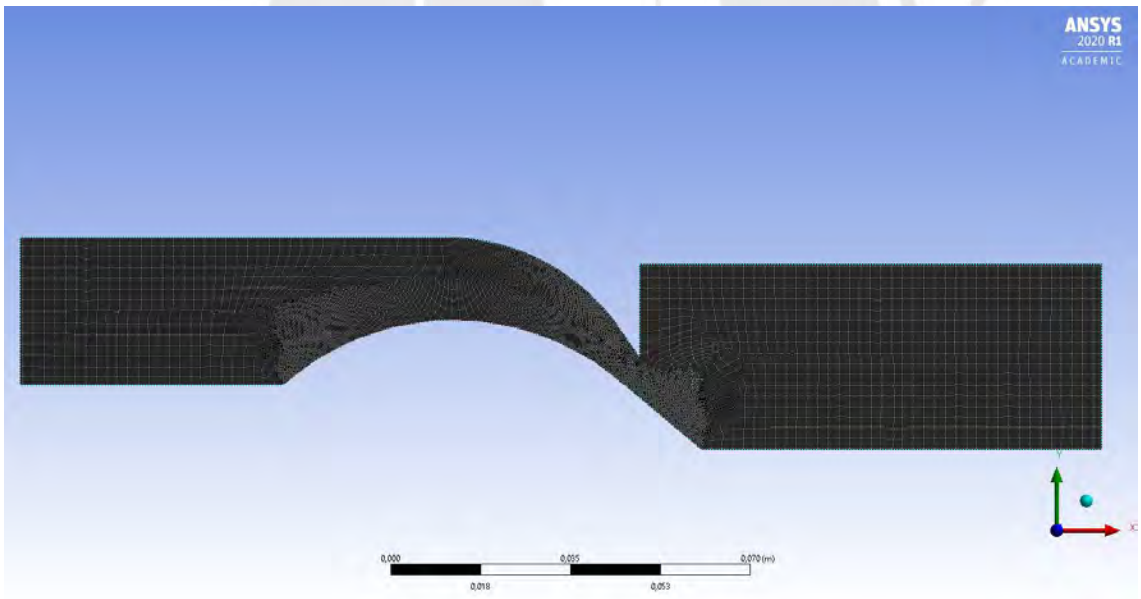


Figura 19: Malla para el caso  $110^{\circ}$ - $80^{\circ}$

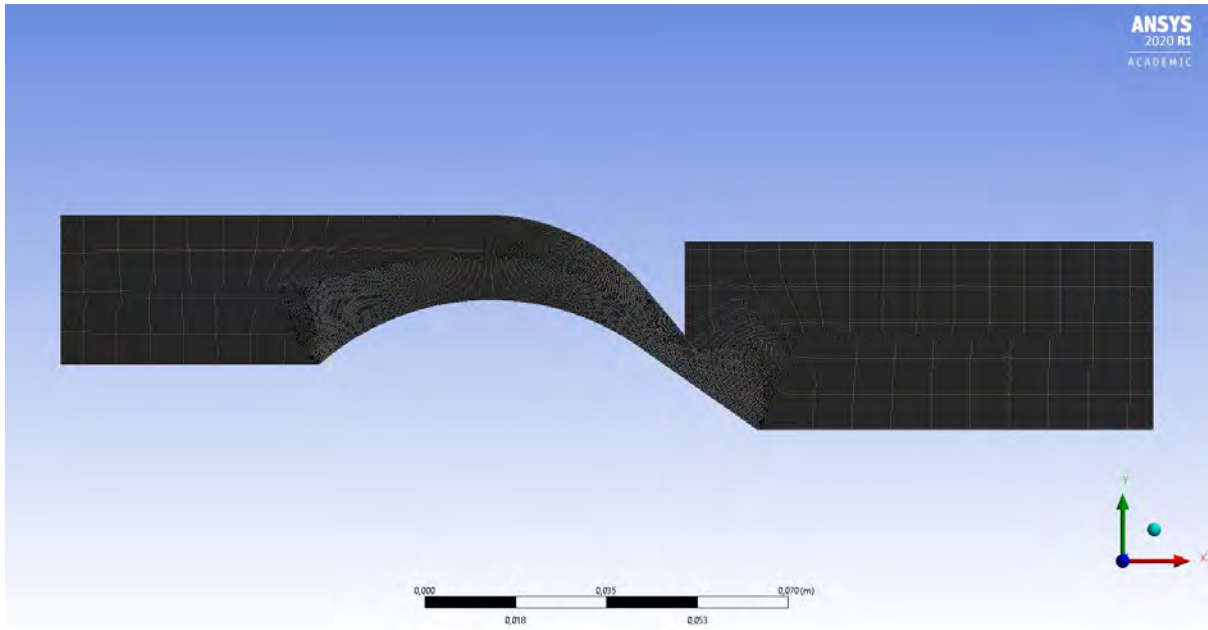


Figura 20: Malla para el caso 100°-70°

Finalmente, para los tres casos, tenemos las siguientes cantidades de elementos en la siguiente tabla elaborada:

Tabla 3: Cantidad de elementos para cada caso

	110°-70°	110°-80°	100°-70°
N° de Elementos	64 448	64 641	64 231

### 3.7.2 Análisis de Calidad del Mallado

Primero, se definen las siguientes métricas para la calidad o sensibilidad de la malla:

#### 3.7.2.1 Skewness

Oblicuidad, es una métrica de calidad de malla que el manual de Ansys (2009) define como la diferencia entre la forma de una celda y la forma de una celda equilátera de igual



volumen. Celdas altamente oblicuas desestabilizan la solución y reducen su precisión. Mientras más cercano su valor a 0, mejor.

### 3.7.2.2 Aspect Ratio

Relación de Aspecto, es una métrica de calidad de malla que el manual de Ansys (2009) define como una medida del estiramiento de la celda. Para casos donde importe la estabilidad de la ecuación de energía, se recomienda que la máxima relación de aspecto sea menor a 35. Dado que en el presente caso no se consideró la ecuación de energía, esta recomendación no aplica. Mientras más se acerque el Aspect Ratio a 1, de mejor calidad será el mallado.

### 3.7.2.3 Element Quality

Calidad de Elemento, es una métrica compuesta de calidad de malla basada en la relación entre el volumen y la longitud de arista de un elemento particular. Un valor de 1 indica un cubo o cuadrado perfectos, mientras que un valor de 0 indica que el elemento tiene volumen cero, o volumen negativo.

### 3.7.2.4 Resultados de calidad de malla

Se confeccionó la siguiente tabla resumiendo las métricas de calidad de malla:

Tabla 4: Métricas de calidad de malla para los tres casos

Métricas	110°-70°	110°-80°	100°-70°
Skewness	0.01678	0.01716	0.01792
Aspect Ratio	1.0233	1.0235	1.025
Element Quality	0.99707	0.98458	0.98384

Tras observar la tabla de resultados del análisis de sensibilidad, se puede concluir lo siguiente para cada métrica: Se tienen valores excelentes de skewness ya que su rango está entre las centésimas, es decir, cercano al 0. Esto se interpreta como que la mayoría de las celdas no tienen una inclinación muy significativa. Por otro lado, se observa que todos los casos presentan un excelente valor de aspecto ratio, ya que se encuentran muy cercanos al 1. Además, que los máximos valores de cada caso (no presentados en este documento) no superaban a 3. Se interpreta como que la gran mayoría de elementos no ha sufrido un estiramiento muy significativo. De igual modo, se observa que se tienen excelentes para element quality, ya que están muy cerca al 1. Se puede interpretar esto como que la mayoría de los elementos de la malla tienen forma cercana a un cuadrado perfecto. Finalmente, para este estudio de calidad del mallado, se puede concluir que las 3 mallas generadas tienen una buena calidad y un número decente de elementos.

### 3.8 Condiciones Iniciales y de Borde

Para las condiciones de ingreso se tomaron:

- 33 l/s de caudal de ingreso, lo que se convierte a 6.17 m/s como velocidad de ingreso.
- Presión Manométrica de salida a 0 Pa.
- Presión de Operación: 101325 Pa.
- Densidad de ingreso de 997.1 kg/m<sup>3</sup>.
- Viscosidad dinámica de 0.0008904 kg/(m\*s)

Y la siguiente condición de borde:

- Condición de no resbalamiento en las paredes.

## Resultados

Para poder comparar los distintos casos y encontrar la configuración óptima, nos basaremos en las pérdidas presentadas por cada caso. Para ello definiremos la siguiente:

$$P = \frac{\sum_{i=1}^n \left( p_i + \frac{\rho u_i^2}{2} \right) A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

$$\text{Pérdidas Inyector} = \frac{P_{in} - P_{out}}{P_{in}}$$

Donde  $p$  es la presión estática en Pa y  $P$  es la presión total en Pa,  $\rho$  es la densidad en kg/m<sup>3</sup>,  $u$  es la velocidad en m/s,  $A$  es el área en m<sup>2</sup> y  $n$  es el número de celdas o elementos para la superficie revisada. En resumen, obtenemos la presión total ponderada según área del flujo, tanto para la sección de entrada y la de la sección del chorro de salida. De este modo, obtenemos las pérdidas del del flujo en el inyector.

Para el presente estudio, se realizó una primera simulación inicial con el modelo  $k-\epsilon$  estándar. Los residuales convergieron adecuadamente y se obtuvieron resultados favorables, por lo que se optó por realizar una segunda simulación con el modelo SST  $k-\omega$ . En esta segunda simulación, de igual modo los residuales convergieron y se obtuvieron resultados similares. A continuación, se muestra la Tabla 5: Resultados de las pérdidas en el inyector, donde se resumen los resultados de la simulación:

Tabla 5: Resultados de las pérdidas en el inyector

	110°-70°	110°-80°	100°-70°
Pérdidas Inyector			
Modelo k-ε (%)	4.9	9.6	4.7
Pérdidas Inyector			
Modelo SST k-ω (%)	4.49	9.42	5.13

Se observa que para las simulaciones hechas con modelo k-ε estándar que la configuración que presenta menores pérdidas del inyector es la configuración 100°-70°. Pero, para las simulaciones hechas con el modelo SST k-ω, la configuración que presentó menores pérdidas fue la configuración 110°-70°. Consideraremos como más relevantes los resultados obtenidos con el modelo SST k-ω, ya que es un modelo más completo que el modelo k-ε estándar (tal como se mencionó ya en la página 23 del presente documento).

De igual modo, se procederá a mostrar los gráficos de velocidad, presión dinámica y presión total obtenidos de las simulaciones:

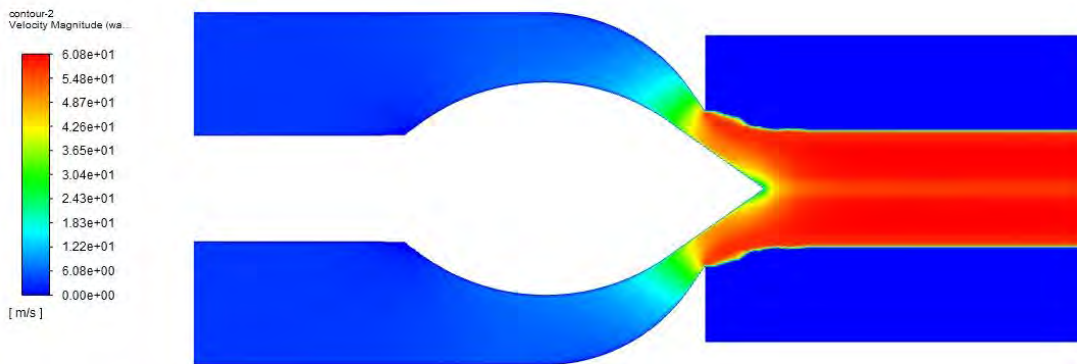


Figura 21: Gráfica de contornos de velocidad para el caso 110°-70°

En la Figura 21: Gráfica de contornos de velocidad para el caso 110°-70° se observa que velocidad empieza a aumentar conforme el área de la sección del flujo disminuye, es decir cuando se acerca a la punta de la tobera y la punta de la válvula. La velocidad empieza a alcanzar su máxima velocidad a partir del punto en el que sale de la tobera, lo cual coincide con la mínima sección del flujo. Luego el flujo toma dirección axial al eje x y se nota de manera muy tenue lo que por un lado podría ser el efecto de la vena contracta. La vena contracta es el punto en un chorro libre en el que la sección del flujo se reduce al mínimo y luego empieza a divergir. Esto se da ya que las líneas de flujo cambian de dirección abruptamente.

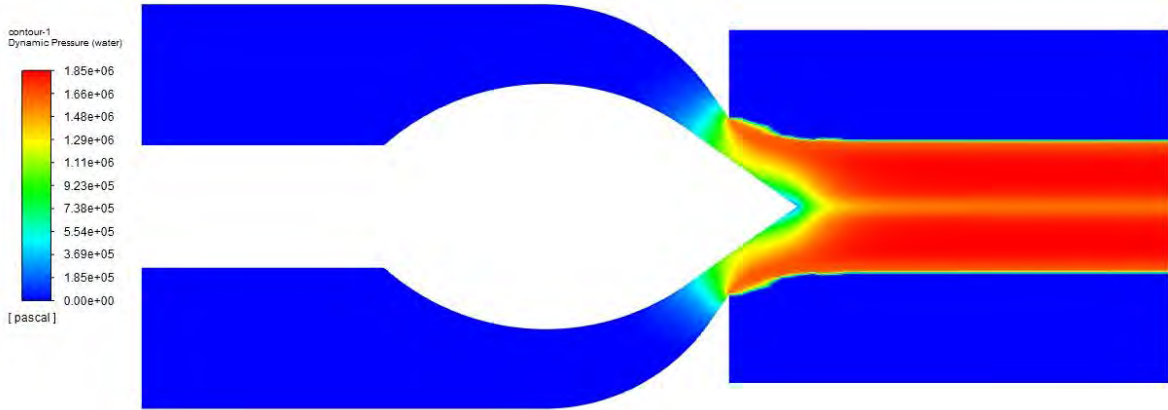


Figura 22: Gráfica de contornos de presión dinámica para el caso  $100^{\circ}$ - $70^{\circ}$

En la Figura 22: Gráfica de contornos de presión dinámica para el caso  $100^{\circ}$ - $70^{\circ}$  se observa un comportamiento similar al de la Figura 3, ya que la presión dinámica está muy relacionada a la velocidad (solo que elevada al cuadrado y multiplicada por la mitad de la densidad). Se tiene una presión dinámica baja al comienzo de la tubería, pero aumenta conforme la sección se reduce, para finalmente llegar a su punto máximo a la salida de la tobera. De igual modo, se observa un comportamiento tenue que asemeja al de la vena contracta.

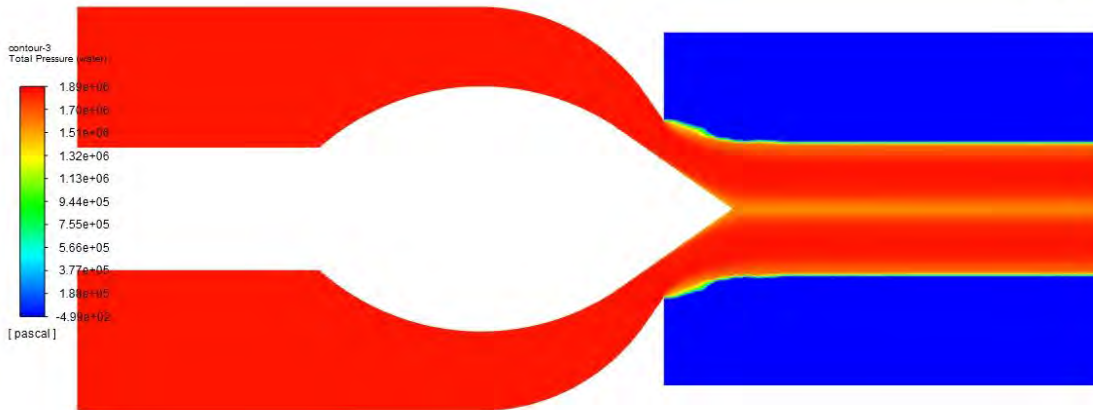


Figura 23. Gráfica de contornos de presión total para el caso 110°-70°

De la Figura 23 se observa que se tiene alta presión total al inicio de la tobera, y que ésta disminuye particularmente cuando sale de la tobera. Esto puede deberse a que, al salir de una tobera, el flujo presenta mayor turbulencia, la cual termina por incrementar las pérdidas en el flujo. Un punto para tener en cuenta es que se observa una “mancha” próxima al diámetro externo del chorro, a la salida de la tobera. Podría ser por diferentes razones. Por ejemplo, podría ser un flujo secundario pegado a la pared y vértice de la tobera atraído por la presión atmosférica del aire. El cual se reincorpora al flujo, pero presentando pérdidas. Esto tal vez haya podido evitarse si se utilizaba una tobera con un segmento (o espesor) paralelo al flujo, y no una con borde filudo (tal como el presente estudio).

## Conclusiones

**1.** Debido a que el modelo turbulencia SST  $k-\omega$  es un modelo de turbulencia más completo, donde se atiende correctamente tanto los flujos cercanos a las paredes, como los lejanos a éstas, se puede concluir lo siguiente. En base a simulaciones del tipo axisimétrico, se confirma la hipótesis inicial, la configuración óptima para un caudal de 33 l/s es la configuración  $110^\circ/70^\circ$ , donde se obtuvo un 4.49% de pérdidas de presión total. Es posible utilizar el mismo procedimiento para poder simular o estudiar casos con valores distintos de caudal. Cabe mencionar que de utilizarse un flujo con mayor caudal, las pérdidas se verían reducidas en cierto grado, tal como se evidenció en distintas fuentes bibliográficas.

**2.** Estudios en 2D utilizando esta metodología, permiten llegar a tener resultados coherentes y similares a los obtenidos tanto por Benzon (2015b) y Zidonis (2017); autores que tuvieron acceso a mayores mallas y poderes de computación. Teniendo esto en cuenta, es posible concluir que se tiene un sistema de simulación confiable para realizar comparaciones entre distintas condiciones en un flujo. De quererse obtener valores precisos para los distintos parámetros, se tendría que buscar obtener una malla más fina y poderes de computación.

**3.** El siguiente paso para un futuro trabajo sería la comparación en 3D entre las configuraciones  $100^\circ/70^\circ$  y  $110^\circ/70^\circ$ , en donde se tenga en cuenta el tramo curvo de la tubería de presión (antes de ingresar al inyector) para la geometría, dado que este cambio de dirección influye en la estructura del flujo y consecuentemente en el perfil turbulento del flujo; así como las aletas que soportan al inyector en ciertos diseños. Un paso más acertado aún, sería comparar ambas configuraciones en un banco de pruebas real, a modo de obtener un resultado más cercano (numéricamente) a lo que significaría la utilización de estos diseños en un verdadero proyecto de generación.



## Referencias Bibliográficas

ANSYS (s.f.). ANSYS FLUENT 12.0/12.1 Documentation

Benzon, D., Židonis, A., Panagiotopoulos, A., Aggidis, G. A., Anagnostopoulos, J. S., & Papantonis, D. E. (2015). Impulse turbine injector design improvement using computational fluid dynamics. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 137(4), 1–9. <https://doi.org/10.1115/1.4029310>

Benzon, D., Židonis, A., Panagiotopoulos, A., Aggidis, G. A., Anagnostopoulos, J. S., & Papantonis, D. E. (2015). Numerical investigation of the spear valve configuration on the performance of pelton and turgo turbine injectors and runners. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 137(11). <https://doi.org/10.1115/1.4030628>

Fatehi H. (2020) Diapositivas Incompressible Flow del Curso Numerical Fluid Dynamics and Heat Transfer. Lund University

Jeon, H., Park, J. H., Shin, Y., & Choi, M. (2018). Friction loss and energy recovery of a Pelton turbine for different spear positions. *Renewable Energy*, 123, 273–280. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.02.038>

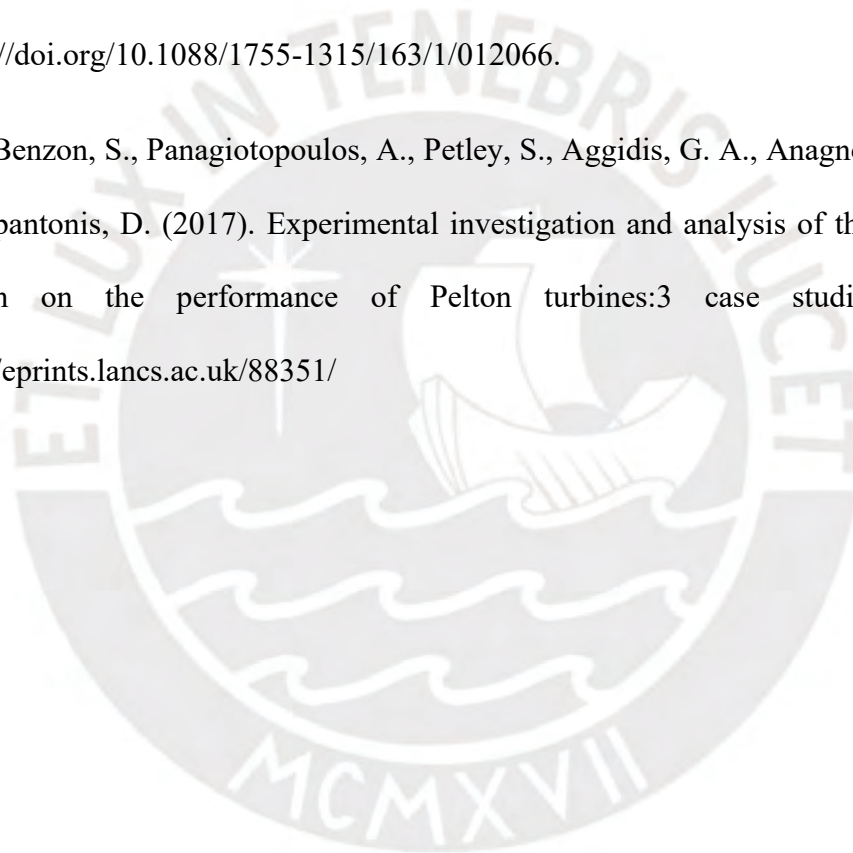
Jo, I. C., Park, J. H., Kim, J. W., Shin, Y., & Chung, J. T. (2016). Jet quality characteristics according to nozzle shape of energy-recovery pelton turbines in pressure-retarded osmosis. *Desalination and Water Treatment*, 57(51), 24626–24635. <https://doi.org/10.1080/19443994.2016.1152641>

Hernández C., Indacochea E. (1988). Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. OLADE

Thake, J. (2000) The Micro-Hydro Pelton Turbine Manual. ITDG Publishing

Zhang, Jianbo & Xiao, Y.X. & Wang, J & Zhou, X & Xia, Ming & Zeng, Chongji & Wang, S & Wang, Z. (2018). Optimal design of a pelton turbine nozzle via 3D numerical simulation. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 163. 012066. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/163/1/012066>.

Zidonis, A., Benzon, S., Panagiotopoulos, A., Petley, S., Aggidis, G. A., Anagnostopoulos, I., & Papanonis, D. (2017). Experimental investigation and analysis of the spear valve design on the performance of Pelton turbines:3 case studies. October. <http://eprints.lancs.ac.uk/88351/>



## Anexos

**ANSYS**  
2020 R1  
ACADEMIC

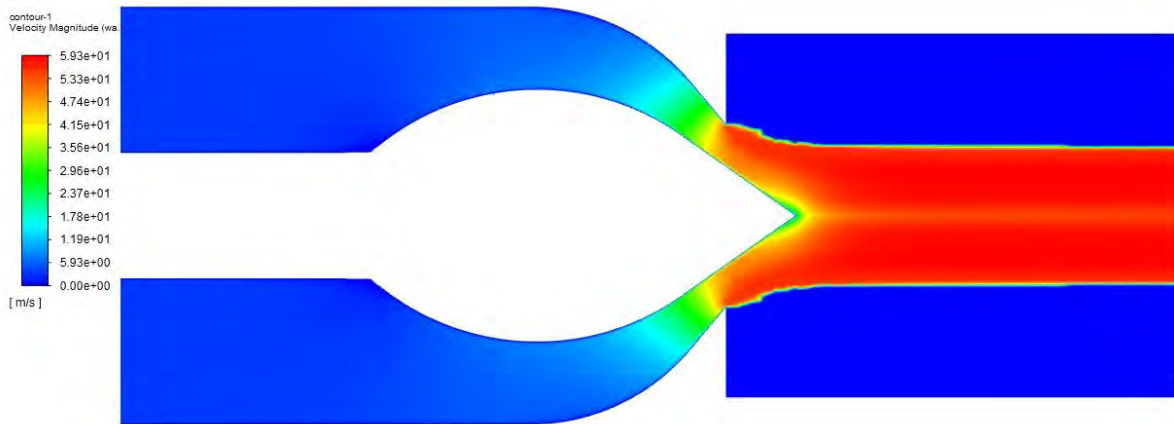


Figura 24: Gráfica de contornos de velocidad para el caso 100°-70°

**ANSYS**  
2020 R1  
ACADEMIC

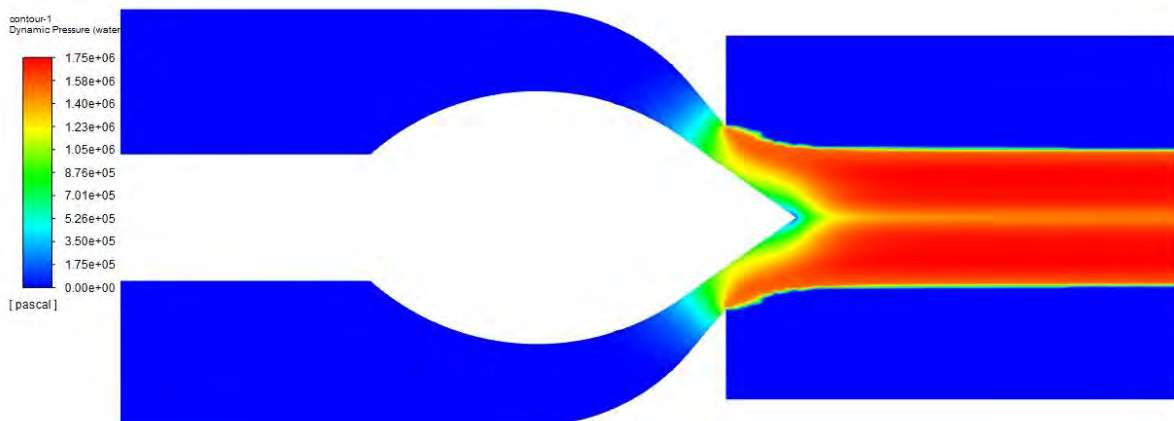


Figura 25: Gráfica de contornos de presión dinámica para el caso 100°-70°

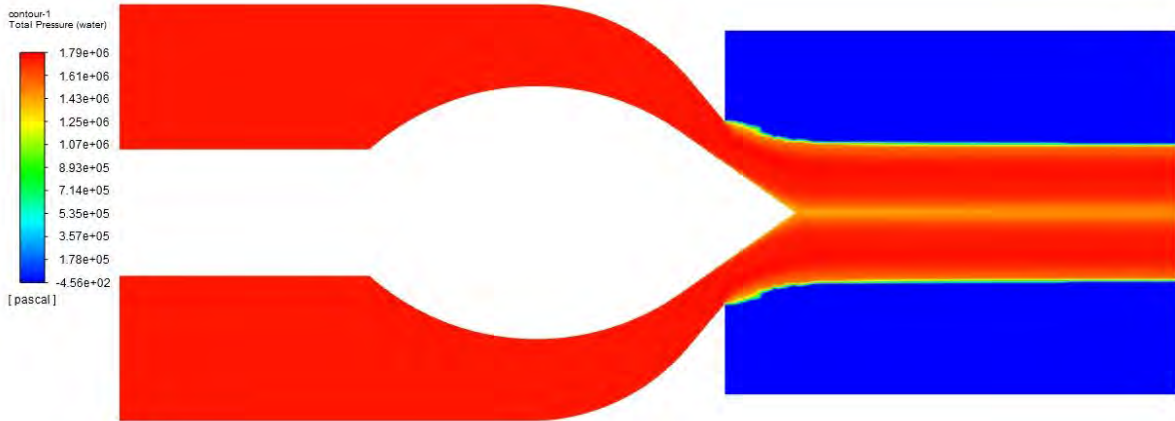


Figura 26: Gráfica de contornos de presión total para el caso 100°-70°

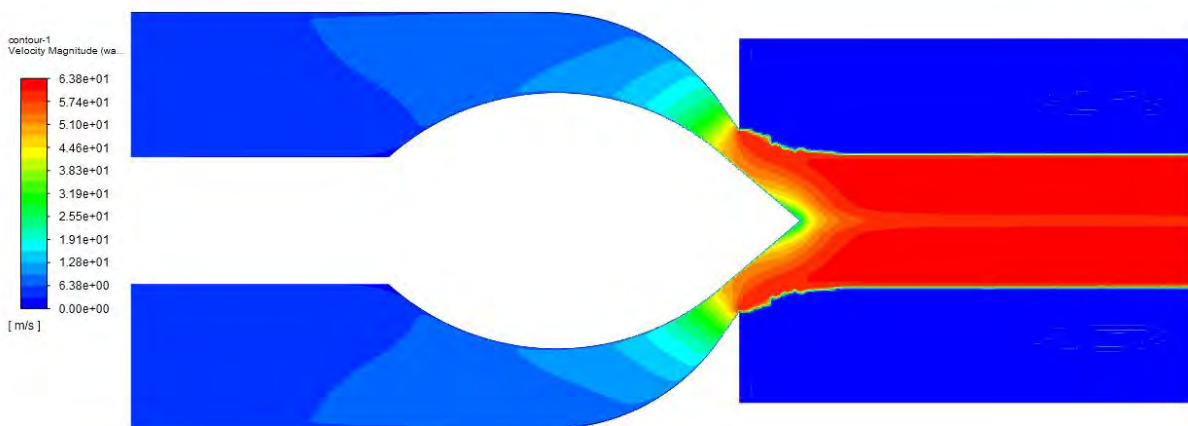
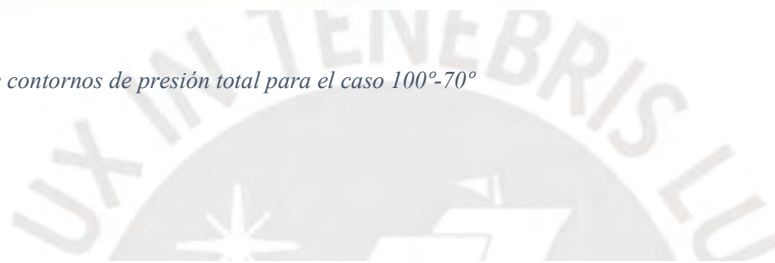


Figura 27: Gráfica de contornos de velocidad para el caso 110°-80°

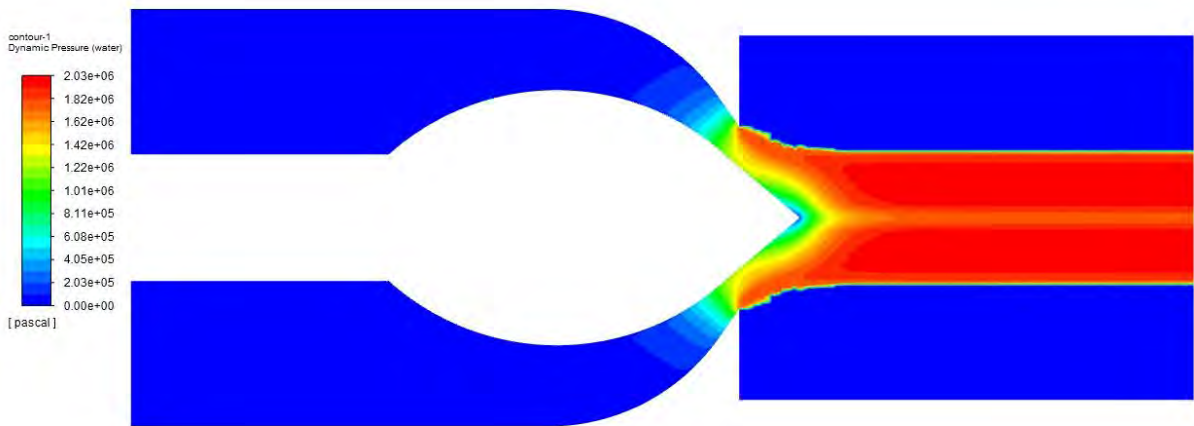


Figura 28: Gráfica de contornos de presión dinámica para el caso 110°-80°

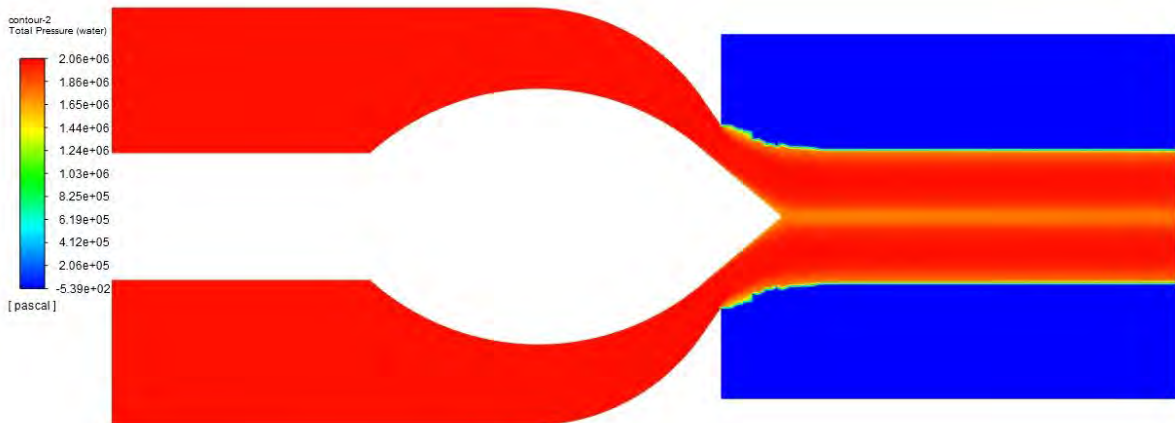


Figura 29: Gráfica de contornos de presión total para el caso 110°-80°