



**UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO**

---

---

**CAMPUS IRAPUATO–SALAMANCA  
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS**

**“ANÁLISIS DE EROSIÓN POR PARTÍCULAS  
SÓLIDAS EN LOS ÁLABES FIJOS DE LA ETAPA  
DE CONTROL EN TURBINAS DE VAPOR”**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:  
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**PRESENTA:**

**ALEJANDRO ROMERO COLMENERO**

**DIRECTOR DE TESIS:**

**DR. ARMANDO GALLEGOS MUÑOZ**

**CODIRECTOR DE TESIS:**

**DR. ALFONSO CAMPOS AMEZCUA**

---

# Índice

---

Capítulo	Índice de temas	pág.
	<b>INTRODUCCIÓN</b>	8
<b>1</b>	<b>ANTECEDENTES</b>	9
1.1	Teoría de turbinas de vapor	9
1.1.1	Clasificación de las turbinas de vapor	9
1.1.2	Características de las turbinas de vapor	10
1.2	Etapas de control de la turbina de vapor	11
1.3	Principios básicos de operación de las turbinas	13
1.3.1	Toberas	13
1.3.2	Etapas móviles	13
<b>2</b>	<b>MODELOS MATEMÁTICOS</b>	17
2.1	Ecuaciones de gobierno	17
2.1.1	Ecuación de continuidad	17
2.1.2	Ecuación de cantidad de movimiento	17
2.1.3	Ecuación de energía	18
2.1.4	Modelo de turbulencia	19
2.1.5	Ecuación de estado	20
2.2	Ecuación de movimiento relativo	20
2.3	Modelo de fase discreta	21
2.4	Correlaciones para el coeficiente de restitución	22
2.5	Modelos de erosión	23
2.5.1	Modelo de Tabakoff y Wakeman	23
2.5.2	Modelo de Neilson y Gilchrist	23
2.5.3	Modelo de la Universidad de Tulsa	24
2.5.4	Modelo DNV-Haugen	24
<b>3</b>	<b>MODELO NUMÉRICO</b>	26
3.1	Geometría del canal de flujo	26
3.1.1	Generación del álabe de la tobera	26
3.1.2	Generación del canal de flujo de la tobera	27
3.2	Generación de la malla	28
3.2.1	Discretización de la tobera	29
3.3	Definición de las zonas físicas	30
3.4	Caso de estudio	30
3.4.1	Condiciones de operación y modelos de solución	31

3.4.2	Materiales	32
3.4.3	Condiciones de frontera	33
3.5	Proceso de iteración en fase continua	33
3.6	Proceso de iteración en fase discreta	35
<b>4</b>	<b>ANÁLISIS DE EROSIÓN EN LA TOBERA</b>	<b>37</b>
4.1	Solución del campo de flujo	37
4.1.1	Campo de velocidad	37
4.1.2	Campo de presión	37
4.1.3	Campo de temperaturas	39
4.1.4	Trayectorias de partículas	39
4.2	Solución de los modelos de erosión	41
4.2.1	Gráficas de la máxima razón de erosión	42
4.2.2	Contornos de erosión de referencia	44
4.2.3	Contornos de erosión en base al flujo másico de vapor	45
4.2.4	Contornos de erosión en base al flujo másico de partículas	47
4.2.5	Contornos de erosión en base al diámetro de partículas	49
<b>5</b>	<b>MODELADO DE ÁLABES MÓVILES PARA FUTUROS ANÁLISIS.</b>	<b>51</b>
5.1	Antecedentes de erosión en álabes móviles	51
5.2	Modelado de la etapa móvil	52
5.2.1	Cálculo y modelado de la geometría del álabe móvil	52
5.2.2	Canal de flujo desarrollado	54
5.2.3	Discretización del modelo	55
5.2.4	Definición de las zonas físicas	58
5.3	Solución de fase discreta	58
5.3.1	Modelo de planos mezclados	59
5.3.2	Modelo de mallas deslizantes	59
5.3.3	Perfiles de salida de las toberas	59
	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>60</b>
	<b>APÉNDICE A – UDFs MODELOS DE EROSIÓN</b>	<b>62</b>
	<b>APÉNDICE B – GRÁFICAS PARA CÁLCULO DE PERFIL DE ÁLABES</b>	<b>67</b>
	<b>REFERENCIAS</b>	<b>70</b>

## Índice de tablas

pág.

2.1	Correlaciones de rebote	23
2.2	Coeficientes para el modelo de Ahlert	24
3.1	Fronteras y zonas del dominio computacional	31
3.2	Factores de relajación	32
3.3	Tipos de discretización	32

3.4	Modelos de comportamiento del vapor de agua	33
3.5	Propiedades promedio del acero al carbón	33
3.6	Condiciones de operación a la entrada y salida de la tobera	34
3.7	Valores aproximados de la solución para inicializar	34
3.8	Criterios de convergencia de la solución	35
3.9	Parámetros de iteración en fase discreta	36
5.1	Contribución de defectos en la pérdida de energía en una turbina	52
5.2	Dimensiones del perfil del álabe móvil	54
5.3	Fronteras y zonas del dominio computacional del álabe móvil	58

## Índice de Figuras

pág.

1.1	Diagrama de bloques de conversión de energía en una turbina de vapor	9
1.2	Etapas de control de una turbina de impulso	12
1.3	Diagrama de Mollier para el proceso	12
1.4	Diagrama de velocidad del flujo a través de la primera etapa	12
1.5	Esquema de un paso de impulso de comportamiento de presión, temperatura y velocidad en las toberas y en los álabes móviles	13
1.6	Esquema de velocidades en un paso de la turbina	14
1.7	Triángulo de velocidades de un paso de impulso	15
1.8	Componentes de velocidad del paso de impulso	16
2.1	Nomenclatura utilizada para el coeficiente de restitución	22
3.1	Generación del perfil del álabe de la tobera	26
3.2	Borde de entrada del álabe de la tobera	27
3.3	Dimensiones del perfil del álabe de la tobera	27
3.4	Canal de flujo bidimensional de los álabes en la primera etapa	28
3.5	Canal de flujo tridimensional de los álabes en la primera etapa	28
3.6	Superficies conectadas para el mallado en el álabe fijo	29
3.7	Mallado en la superficie del perfil del álabe fijo	29
3.8	Mallado en la superficie periódica y la superficie de flujo axial de la tobera	30
3.9	Mallado en la carcasa del canal de la tobera	30
3.10	Periodicidad del canal de flujo de la tobera con 56 álabes	31
3.11	Proceso de iteración para la solución segregada	35
4.1	Contornos de velocidad en la tobera (m/s)	38
4.2	Contornos de presión absoluta de la tobera (Pa)	38
4.3	Contornos de temperatura de la tobera (K)	39
4.4	Trayectoria de las partículas a través del canal de flujo de la tobera	40
4.5	Ejemplo de la trayectoria de una partícula cerca de la superficie del álabe	40
4.6	Tasa de erosión normalizada en función del ángulo de ataque de la partícula	41
4.7	Gráficas de erosión en función del flujo de vapor	43

4.8	Gráficas de erosión en función del flujo de partículas	43
4.9	Gráficas de erosión en función del diámetro de partículas	43
4.10	Erosión en los bordes de salida en los álabes de la tobera	45
4.11	Contornos de erosión en función del flujo másico de vapor [kg/s.m <sup>2</sup> ]	46-47
4.12	Contornos de erosión en función del flujo másico de partículas [kg/s.m <sup>2</sup> ]	48-49
4.13	Contornos de erosión en función del diámetro de partículas [kg/s.m <sup>2</sup> ]	49-50
5.1	Erosión por partículas sólidas sobre álabes móviles de la etapa de control	51
5.2	Comportamiento de la eficiencia del álabe móvil por cambios en el ángulo de entrada	52
5.3	Dimensiones del perfil del álabe móvil	53
5.4	Dimensiones del borde de salida del álabe móvil	53
5.5	Canal de flujo bidimensional de los álabes móviles	55
5.6	Canal de flujo tridimensional de los álabes móviles	55
5.7	Mallado en la superficie del perfil del álabe móvil	55
5.8	Mallado en la superficie periódica y las superficies de flujo axial del álabe móvil	56
5.9	Mallado en la carcasa del canal del álabe móvil	56
5.10	Modelos acoplados de la primera etapa	57
5.11	Superficie interior y exterior de la carcasa a lo largo del canal de flujo	57
5.12	Periodicidad del canal de flujo del rotor con 84 álabes	58
B.1	Coeficiente de velocidad de los álabes móviles para cálculo de la geometría del perfil	67
B.2	Parámetros dimensionales en función del número de Parsons	68
B.3	Selección del ángulo $\alpha_1$ en función del número de Parsons	69

## Simbología

Símbolo	Unidades	Descripción
$a$	adimensional	Coordenada axial.
$A_{\text{cara}}$	m <sup>2</sup>	Área superficial donde la partícula se impacta.
$b$	m	Ancho de la garganta.
$c_v$	kJ/kg·K	Calor específico a volumen constante.
$C$	m/s	Velocidad absoluta del flujo en la tobera.
$C_D$	1/m <sup>3</sup> ·s	Coeficiente de arrastre.
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$	adimensional	Constantes de las ecuaciones de transporte $k$ - $\varepsilon$ .
$C_\mu$	adimensional	Constante para viscosidad de Eddy.
$d$	m	Diámetro.
$e$	adimensional	Coeficiente de restitución.
$E_{MM}$	kg/kg	Razón de erosión del material respecto a las partículas.
$f(\gamma_1)$	radianes	Función del ángulo de impacto de las partículas inertes.
$F_D$	N/kg	Fuerza de arrastre por unidad de masa de partícula.
$F_s$	adimensional	Coeficiente de forma de la partícula.
$F_\gamma$	radianes	Función del ángulo de impacto de partículas.

$\vec{F}$	N	Vector de fuerzas que interactúan en la fase discreta.
$g$	$m/s^2$	Aceleración de la gravedad.
$G$	$m^3/s$	Flujo volumétrico.
$G_k$	$N/m^2 \cdot s$	Generación de energía cinética turbulenta por gradientes de velocidad.
$G_b$	$N/m^2 \cdot s$	Generación de energía cinética turbulenta boyante.
$h$	$kJ/kg$	Entalpía específica.
$k$	$W/m \cdot K$	Conductividad térmica.
$k$	$m^2/s^2$	Energía cinética turbulenta.
$K$	adimensional	Constante de erosión para un material determinado.
$m$	kg	Masa.
$\dot{m}$	$Kg/s$	Flujo másico.
$p$	Pa	Presión absoluta.
$P$	$kg \cdot m/s$	Momento lineal.
$\dot{q}$	$W/m^3$	Generación volumétrica de energía térmica.
$r$	adimensional	Coordenada radial.
$\vec{r}$	m	Vector de posición radial.
$R$	$kJ/kg \cdot K$	Constante particular de un gas.
$Re$	adimensional	Número de Reynolds.
$\bar{R}$	$kJ/kmol \cdot K$	Constante universal de los gases.
$s$	$kJ/kg \cdot K$	Entropía específica.
$S_m$	kg	Masa de partículas inertes en la fase discreta.
$S_k$	$N/m^2 \cdot s$	Término fuente de energía cinética turbulenta.
$S_\varepsilon$	$N/m^2 \cdot s$	Término fuente de disipación turbulenta.
$t$	s	Tiempo.
$T$	K	Temperatura.
$T_L$	s	Escala de tiempo integral para la trayectoria de una partícula.
$u$	m/s	Velocidad en la dirección x.
$u$	$kJ/kg$	Energía interna específica.
$U$	m/s	Velocidad tangencial del rotor.
$v$	m/s	Velocidad en la dirección y.
$V$	m/s	Magnitud de la velocidad de impacto.
$\vec{V}$	m/s	Vector de velocidad.
$W$	m/s	Velocidad relativa del flujo en el álabe móvil.
$w$	m/s	Velocidad en la dirección z.
$x$	m	Referencia al eje x.
$y$	m	Referencia al eje y
$Y_M$	$N/m^2 \cdot s$	Energía cinética turbulenta por dilataciones fluctuantes compresibles.
$z$	m	Referencia al eje z.
$Z$	adimensional	Factor de compresibilidad.

<b>Símbolos griegos</b>	<b>Unidades</b>	<b>Descripción</b>
$\alpha$	grados	Ángulo de ataque de la tobera.
$\beta$	grados	Ángulo de ataque del álabe móvil.
$\varepsilon$	$m^2/s^3$	Tasa de disipación turbulenta.
$\varepsilon_C, \varepsilon_D$	adimensional	Coefficientes de desgaste por corte y deformación.
$\Phi$	$W/m^3$	Función de disipación térmica.
$\gamma_1, \gamma_2$	grados	Ángulo de impacto y rebote de las partículas inertes.
$\gamma_{10}$	grados	Ángulo de referencia.
$\mu$	$N \cdot s/m^2$	Viscosidad dinámica o absoluta.
$\mu_t$	adimensional	Viscosidad turbulenta o viscosidad de Eddy.
$v$	$m^3/kg$	Volumen específico.
$\bar{v}$	$m^3/kmol$	Volumen molar.
$v'_R$	adimensional	Volumen específico pseudo reducido.
$\theta$	adimensional	Coordenada angular.
$\rho$	$kg/m^3$	Densidad del vapor.
$\sigma_k$	adimensional	Número de Prandtl turbulento para $k$ .
$\sigma_\varepsilon$	adimensional	Número de Prandtl turbulento para $\varepsilon$ .
$\omega$	rad/s	Velocidad angular del rotor.
$\vec{\Omega}$	rad/s	Vector de velocidad angular del rotor.
$\nabla$	adimensional	Operador vectorial.
<b>Subíndices</b>		<b>Descripción</b>
c		Referencia a propiedades independientes críticas.
m		Álabe móvil.
N		Componente normal.
p		Partícula inerte en fase discreta.
R		Referencia a propiedades independientes reducidas para compresibilidad.
t		Tobera.
T		Componente tangencial.
1		Entrada a la tobera.
2		Salida de la tobera o entrada del álabe móvil.
3		Salida del álabe móvil.

---

## Introducción

---

La erosión en los álabes de las turbinas de vapor ha sido un problema importante en los sistemas de generación de potencia. Está comprobado que la colisión de partículas sólidas desprendidas de las paredes de la caldera y de las tuberías de transporte de vapor ocasiona serios problemas de erosión en los álabes, originando pérdidas de eficiencia en el proceso de generación de energía, periodos más cortos entre mantenimientos, un aumento importante en su costo y disminución de la vida útil de los álabes, así como su reposición temprana.

Se ha detectado que los principales factores que influyen en la erosión son el flujo volumétrico de las partículas sólidas, su diámetro, su distribución a través del canal de flujo y el ángulo con el que se impactan sobre la superficie de los álabes, así como los efectos derivados de las condiciones de operación del sistema, por ejemplo, en las zonas donde la dirección del flujo cambia rápidamente, la erosión es más severa que en las secciones rectas, por otro lado, la turbulencia generada debido a la rugosidad de la superficie también acrecienta el daño por erosión.

Derivado de las condiciones ya mencionadas, la erosión se ve reflejada en el incremento de la sección transversal del flujo de vapor, siendo ésta una de las principales razones de pérdida de eficiencia en las turbinas. Se ha determinado que un incremento en el área de la garganta del 10% causa alrededor de 6.5% de pérdida de eficiencia en la etapa de control y cerca del 3% de pérdida de eficiencia en las etapas subsecuentes [1]. Por otro lado, cuando se incrementa dicha sección transversal, la turbina demanda un mayor flujo de vapor para mantener la potencia requerida, provocando un incremento en las emisiones contaminantes y una sobrecarga de los elementos del sistema de flujo [2].

Adicionalmente, los estudios experimentales del comportamiento dinámico de partículas sólidas arrastradas en el flujo de vapor a través de geometrías complejas, requiere de equipos sofisticados y metodologías de experimentación especiales para obtener resultados convincentes, así como el desarrollo de formulaciones matemáticas donde participen los factores más importantes en la erosión. Debido a esto, el análisis de erosión en los elementos de las turbinas de vapor representa un reto técnico que ha derivado en diversos estudios y publicaciones alrededor del mundo.

El presente proyecto presenta un estudio numérico de erosión sobre los álabes de las toberas en una turbina de vapor de 300 MW, basado en diferentes modelos de erosión desarrollados por diversos autores. El análisis se desarrolla con un software de dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) que utiliza el método de volumen finito, aplicando las ecuaciones de conservación de Euler para la fase continua y un modelo Lagrangiano para la fase discreta, la cual resuelve el modelado del flujo de partículas sólidas.

El objetivo principal de este proyecto es comparar los diferentes modelos de erosión con evidencia física de las zonas afectadas en los álabes y determinar cuál modelo se correlaciona mejor, así como conocer la influencia del diámetro de las partículas, su ángulo de impacto, su velocidad y su distribución a lo largo del canal de flujo que provoca la erosión en los álabes.



## Capítulo 1 - Antecedentes

### 1.1 TEORÍA DE TURBINAS DE VAPOR.

En las turbinas de vapor el proceso de conversión de energía es el siguiente:

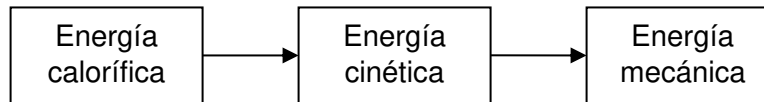


Figura 1.1 Diagrama de bloques de conversión de energía en una turbina de vapor.

Una turbina de vapor puede definirse como una forma de máquina de calor en la cual la energía del vapor se transforma a energía cinética por medio de una expansión a través de las toberas; la energía cinética del chorro de vapor resultante se convierte en una fuerza que realiza trabajo en los álabes montados en la parte rotatoria.

La turbina de vapor común consta de cuatro secciones fundamentales:

- Un rotor con álabes,
- Un estator que consiste en un cilindro con álabes estacionarios
- Una carcasa que sella todo el equipo incluyendo las toberas y los álabes estacionarios que están empotrados en el interior del estator, y
- La estructura o base para soportar tanto el estator como el rotor, el cual está sostenido por rodamientos.

Los equipos auxiliares necesarios para la operación de una turbina de vapor son:

- Un sistema de control o gobernador para ajustar el suministro requerido de energía a la turbina para la carga que se está generando y para mantener una velocidad constante.
- Un sistema de lubricación (bombas de aceite, tubería, tanque de aceite, bombas de aceite de CA y CD, además de la bomba principal que obtiene su potencia del rotor).
- Tubería de vapor.
- Sistema de condensación (bombas y tuberías de condensados).
- Los calentadores de regeneración y sus tuberías con el sistema de control.
- Drenajes.

#### 1.1.1 Clasificación de las turbinas de vapor.

A Con respecto a la forma del canal de vapor entre los álabes:

- a Impulso.
  - 1 Simple o etapa sencilla.
  - 2 Velocidad (etapa Curtis).
  - 3 Presión (etapa Rateau).
  - 4 Combinación de etapas de presión y velocidad.
- b Reacción, Parsons.
- c Combinación de impulso y reacción.

- B Con respecto al arreglo general de flujo:
  - a Flujo sencillo.
  - b Flujo doble.
  - c Flujo compuesto con dos o tres cilindros conectados a lo largo o en tándem.
  - d Flujo dividido.
- C Con respecto a la dirección del flujo relativo al plano de rotación:
  - a Flujo axial.
  - b Flujo radial.
  - c Flujo tangencial.
- D Con respecto a la repetición del flujo de vapor a través de los álabes.
  - a Paso sencillo.
  - b Reentrada o flujo repetido.
- E Con respecto a la velocidad de rotación:
  - a Para generadores de 60 ciclos.
  - b Para generadores de 50 ciclos.
  - c Para generadores de 25/30 ciclos.
  - d Para unidades con caja de velocidades y para unidades conectadas
- F Con respecto al movimiento relativo del rotor o rotores:
  - a Movimiento sencillo.
  - b Movimiento doble.
- G Con respecto a las condiciones de vapor y su escape:
  - a Alta presión con condensación.
  - b Alta presión sin condensación.
  - c Contrapresión.
  - d Superpuesta (dopping).
  - e Presiones mixtas.
  - f Regenerativas.
  - g Extracción sencilla.
  - h Extracción doble.
  - i Recalentamiento o sobrecalentamiento.
  - j Baja presión.

### 1.1.2 Características de las turbinas de vapor.

Las turbinas de impulso pueden definirse como un sistema en el que la expansión total de vapor toma lugar en los álabes fijos y no ocurre en los pasajes entre los álabes móviles. En la turbina de etapa sencilla o impulso simple, el vapor se expande desde su presión inicial hasta su presión final en una tobera (o en un grupo de toberas, todas trabajando a la misma presión) resultando en un chorro de vapor de alta velocidad. Este vapor acelerado entra en los pasajes de los álabes móviles ejerciendo una fuerza en ellos para hacer girar el rotor. La energía restante en el vapor se pierde después de que deja la hilera de álabes móviles y con la caída de presión del vapor, se incrementa su volumen y cambia su velocidad.

Una etapa de velocidad de la turbina de impulso (Curtis) consiste en un grupo de toberas seguido de varias hileras de álabes tanto fijos como móviles, pudiendo ser una o más etapas. Al salir de las toberas y al pasar a través de un grupo de álabes móviles, la velocidad del vapor disminuye en virtud del trabajo hecho sobre ellos, pero aún es relativamente alta. Es por esto por lo que el vapor se conduce a través de una hilera de *álaves guías* fijos, que cambian la dirección del vapor hasta que su flujo es aproximadamente paralelo al ángulo de salida de las toberas, descargándolo en una segunda hilera de álabes móviles del mismo rotor. Esta segunda hilera disminuye nuevamente la velocidad del vapor por virtud del trabajo proporcionado al rotor. En ocasiones se utiliza un segundo grupo de álabes guías y una tercera hilera de álabes en movimiento dependiendo de la eficiencia y calidad del vapor.

En la turbina de impulso de etapas de presión, la caída de presión se divide en tantas etapas como número de cámaras, cada una llamada *etapa de presión*. La velocidad de vapor resultante en cada una de las etapas es relativamente pequeña permitiendo bajas velocidades razonables en los álabes y previniendo una pérdida excesiva de energía por fricción de vapor. En cada etapa, la caída de presión de vapor y el volumen de vapor se incrementa; la velocidad de vapor es alta a la salida de las toberas y es baja a la salida de los álabes. Algunas veces a este arreglo se le conoce como *turbina de Rateau* y a las etapas separadas como *etapas de Rateau*.

Las turbinas con combinaciones de etapas de presión y velocidad son ampliamente utilizadas en turbinas de baja potencia y tienen varias etapas de presión con dos etapas de velocidad en el primer paso. Las turbinas de alta potencia no tienen etapas de velocidad por la baja eficiencia del paso Curtis.

Las turbinas de reacción (Parsons) se caracterizan por lo siguiente: el vapor disminuye en presión y se expande en su paso a través de los álabes móviles, así como en los álabes fijos. En las turbinas de reacción no hay discos, pero los álabes están en grupos de hileras sobre la superficie del rotor con la forma de un cono. En cualquiera de estas formas, las hileras de los álabes en el rotor pasan entre hileras de álabes similares llamados álabes estacionarios, empotrados en la superficie interna del estator.

La turbina de reacción debe equiparse con un pistón de balanceo con el propósito de contrarrestar el empuje axial ejercido por la presión de vapor. Los álabes fijos y los álabes móviles son con frecuencia de la misma forma. La separación entre las puntas de los álabes y el rotor o el cilindro debe ser mínima.

La configuración más común en las turbinas es de impulso-reacción, dado que la etapa de velocidad (o etapa de control) le preceden a las etapas de reacción. En máquinas grandes, los pasos de dos hileras se sustituyen por una hilera llamada *etapa de control*. La razón principal de usar un paso menos eficiente de dos hileras en lugar del número apropiado de etapas de hileras sencillas y así reducir la turbina, es disminuir rápidamente la temperatura y acortar los cilindros o cámaras expuestas a alta presión, lográndose ciertas ventajas (combinado con el sistema de control).

## **1.2 ETAPA DE CONTROL DE LA TURBINA DE VAPOR.**

En las turbinas de impulso de etapas de presión, la caída de presión se divide en tantas etapas como número de cámaras, cada una llamada etapa de presión. La primera etapa, llamada etapa de control, consta de un grupo de toberas formadas por álabes fijos y un disco con álabes móviles. La Figura 1.2 muestra la configuración básica de la etapa de control.

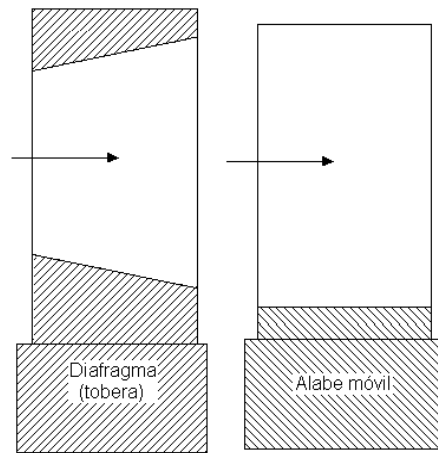


Figura 1.2 Etapa de control de una turbina de impulso.

En una turbina de impulso, el vapor se expande desde su presión inicial,  $p_1$ , hasta su presión final,  $p_2$ , en una tobera (o en un grupo de toberas bajo la misma presión), resultando en un flujo de vapor a alta velocidad,  $C_2$ , el cual entra a los pasajes de los álabes móviles como  $W_2$ . El vapor que fluye a través de los álabes móviles no se expande, solamente cambia su dirección y ejerce una fuerza sobre ellos. Por lo tanto, no existe caída de presión considerable y la magnitud de la velocidad de salida de los álabes móviles es igual a la magnitud de la velocidad de entrada en los álabes estacionarios si se desprecian las pérdidas (ver Figura 1.3).

Los triángulos de velocidad a través de la primera etapa se muestran en la Figura 1.4, donde  $U$  es la velocidad media tangencial del rotor y  $\beta_2$  y  $\beta_3$  son los ángulos de entrada y salida en los bordes de los álabes móviles, respectivamente.

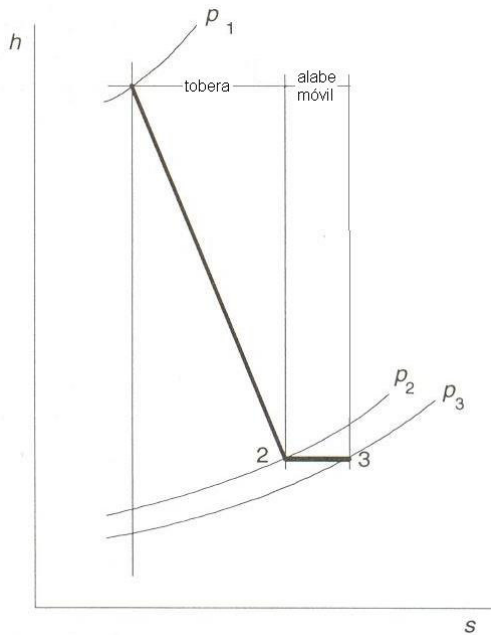


Figura 1.3 Diagrama de Mollier para el proceso.

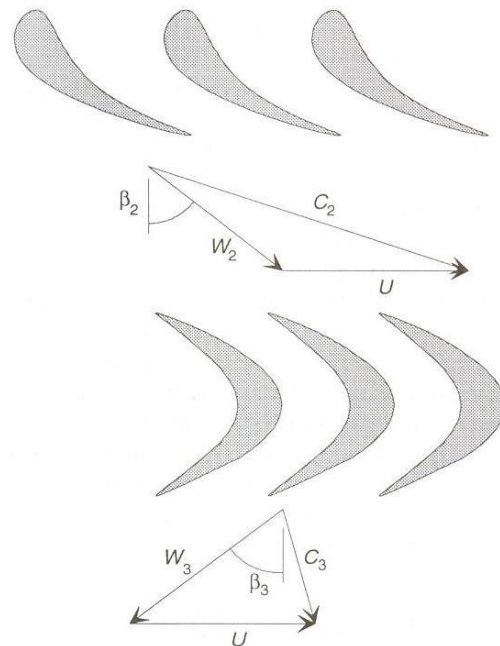


Figura 1.4 Diagrama de velocidad del flujo a través de la primera etapa.

### 1.3 PRINCIPIOS BÁSICOS DE OPERACIÓN DE LAS TURBINAS.

#### 1.3.1 Toberas.

Una tobera es un pasaje con área de sección transversal variable en el cual la velocidad del vapor aumenta en la dirección del flujo, en otras palabras, el propósito principal de las toberas en una turbina es transformar la mayor cantidad de energía disponible en el vapor en energía cinética. El flujo de vapor adquiere velocidad debido a la caída de presión y, simultáneamente, la temperatura y el volumen específico también cambian. Una forma sencilla de representar los cambios en la energía a través de la tobera es mediante la siguiente ecuación:

$$h_1 + \frac{W_1^2}{2} = h_2 + \frac{W_2^2}{2} \quad (1.1)$$

Esta ecuación se deduce de la primera ley de la termodinámica donde los cambios en energía potencial y la transferencia de calor a los alrededores son despreciable. Una forma de representar los cambios de estado a través de la primera etapa se muestra en la Figura 1.5.

#### 1.3.2 Etapa móvil

El vapor que fluye a través de los canales de los álabes móviles ejerce una fuerza sobre el disco. En el caso de una turbina de impulso, el vapor no se expande en los álabes móviles, solamente cambia de dirección y ejerce una fuerza sobre ellos. Este proceso mantiene constante la presión y temperatura a la entrada y salida del álabe móvil y provoca una disminución de la velocidad del flujo como consecuencia de la fuerza que ejerce el vapor sobre la superficie de los álabes. El resultado final en esta etapa es una velocidad de salida de vapor aproximadamente igual a la velocidad de entrada en las toberas, si es que se desprecian las pérdidas:

$$W_1 \approx W_2 \quad (1.2)$$

En la Figura 1.5 se muestra el comportamiento de la velocidad para la sección del rotor en la primera etapa de presión. Se puede observar que el vapor alcanza un pico de máxima velocidad a la salida de la tobera, se mantiene así durante la transición del álabe fijo al álabe móvil y finalmente comienza a disminuir a lo largo del canal de flujo.

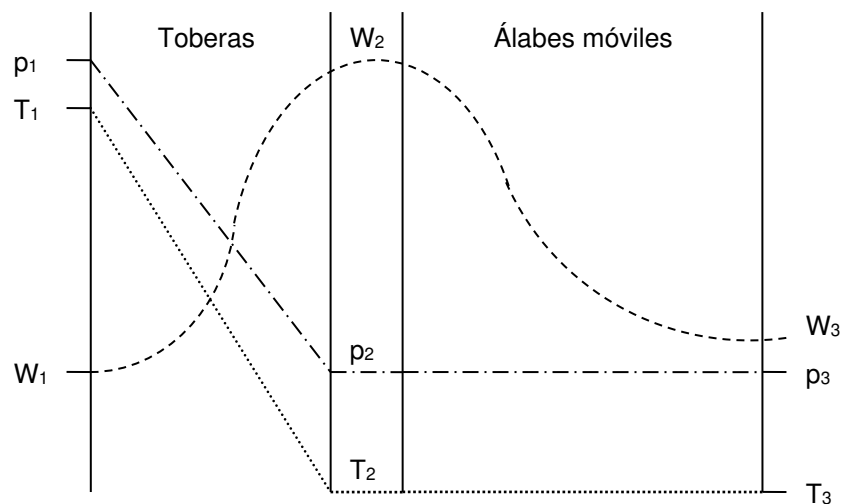


Figura 1.5 Esquema de un paso de impulso de comportamiento de presión, temperatura y velocidad en las toberas y en los álabes móviles.

De la Figura 1.6, la velocidad puede descomponerse en sus tres direcciones: radial, tangencial y axial:

r	$\theta$	a
radial	tangencial	axial

El vector resultante de la velocidad  $W$  es:

$$\bar{W} = \bar{W}_r + \bar{W}_\theta + \bar{W}_a \quad (1.3)$$

En esta turbina axial la velocidad radial es  $\bar{W}_r = 0$  porque en esta dirección radial no se espera que el vapor realice trabajo, por lo tanto:

$$W = W_\theta + W_a \quad (1.4)$$

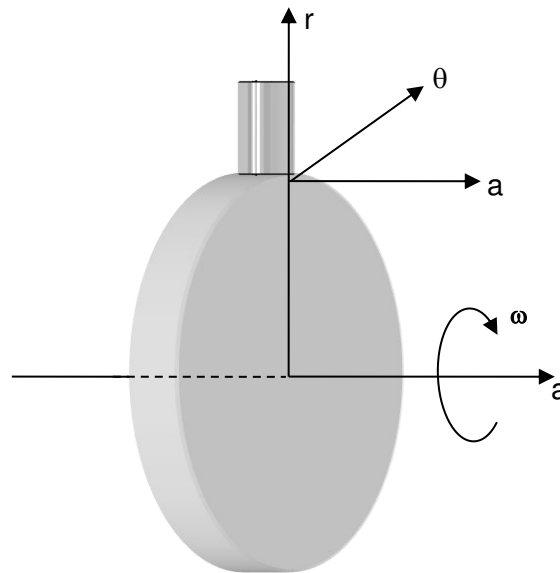


Figura 1.6 Esquema de velocidades en un paso de la turbina.

Si se considera el plano  $\theta, a$ , entonces el diagrama de velocidad se representa como muestra la Figura 1.7. Debido al cambio de la dirección del vapor a lo largo del perfil del álabe, la componente de la velocidad  $W_\theta$  y  $W_a$  cambia sus valores. De esta forma se crean aceleraciones en la dirección “ $\theta$ ” y “ $a$ ”; por lo tanto, se originan fuerzas de inercia. Aplicando la ecuación de momento:

$$P \cdot \Delta t = m \cdot \Delta W \quad (1.5)$$

Entonces, en la dirección “ $\theta$ ”, tangencialmente, la fuerza es:

$$dP_\theta = -\frac{dm \cdot dW_\theta}{dt} = -\left(\frac{G_s}{\rho}\right) \frac{dt \cdot dW_\theta}{dt} = -\left(\frac{G_s}{\rho}\right) dW_\theta \quad (1.6)$$

$$dP_\theta = -\dot{m} \cdot dW_\theta \quad [N] \quad (1.7)$$

En la dirección axial, "a", la fuerza es:

$$dP_a = -\dot{m} \cdot dW_a \quad [N] \quad (1.8)$$

La integración de las expresiones antes mencionadas dará los componentes de las fuerzas que actúan en los álabes:

$$P_\theta = \int_1^2 dP_\theta = -m(\bar{W}_{2\theta} - \bar{W}_{1\theta}) \quad (1.9)$$

$$P_a = \int_1^2 dP_a = -m(\bar{W}_{2a} - \bar{W}_{1a}) \quad (1.10)$$

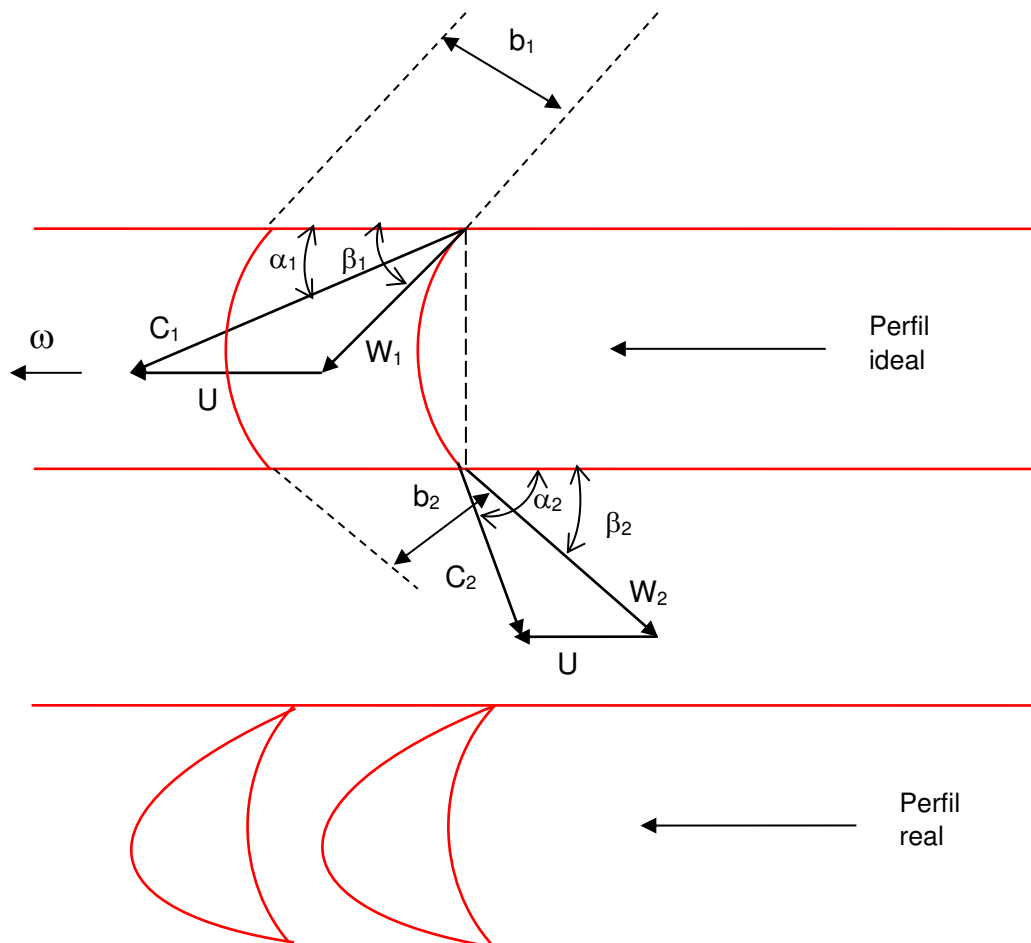


Figura 1.7 Triángulo de velocidades de un paso de impulso.

Para los diagramas de velocidad se observa que:

$$W_{1\theta} = W_1 \cos \beta_1 \quad y \quad W_{2\theta} = -W_2 \cos \beta_2 \quad (1.11)$$

$$W_{1a} = W_1 \sen \beta_1 \quad y \quad W_{2a} = W_2 \sen \beta_2 \quad (1.12)$$

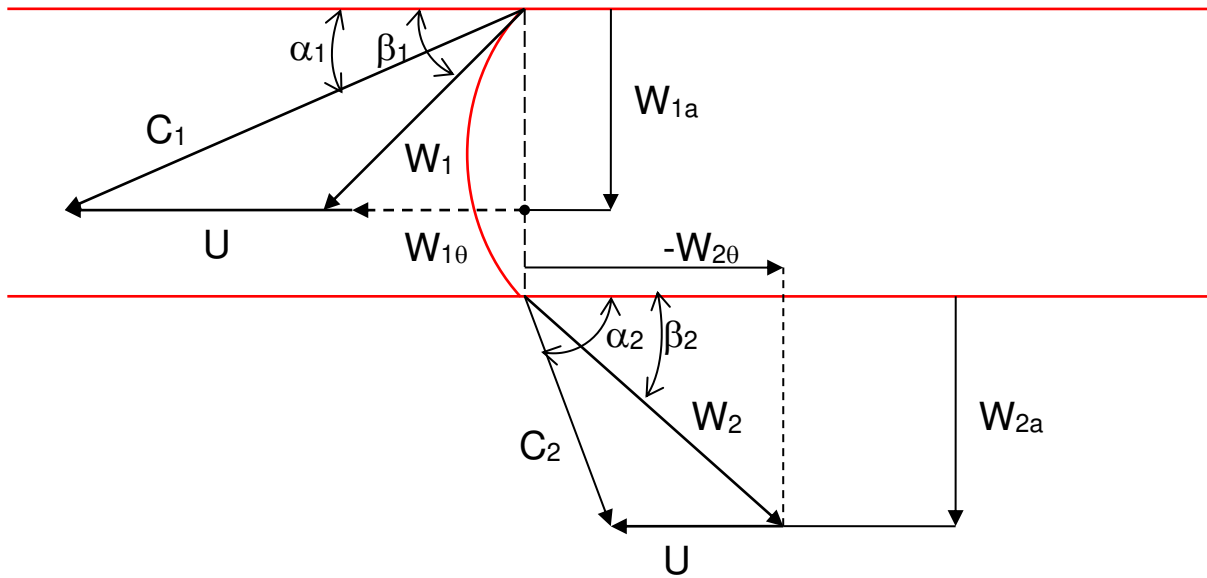


Figura 1.8 Componentes de velocidad del paso de impulso.

Entonces las fuerzas tangencial y axial se calculan como:

$$P_{\theta} = m(W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2) \quad (1.13)$$

$$P_a = m(W_1 \sin \beta_1 + W_2 \sin \beta_2) \quad (1.14)$$

Normalmente el ángulo de salida de los álabes móviles es:

$$\beta_2 = \beta_1 - (2^{\circ} \sim 4^{\circ})$$

Por experiencia se conoce que [1]:

$$\beta_1 = 22^{\circ} \sim 30^{\circ}$$

Como resumen del capítulo, se conoce que una turbina de vapor es un dispositivo en el cual se desarrolla trabajo como resultado del flujo de vapor a través de una serie de álabes, dichos álabes son colocados sobre una flecha que gira libremente. Para una turbina que opera en estado permanente, el cambio en la energía potencial es despreciable. Con una selección apropiada del volumen de control sobre la turbina, la transferencia de calor hacia los alrededores normalmente es despreciable también.

Estas suposiciones pueden ser utilizadas en el análisis del caso de estudio, ya que el principal interés de este proyecto es el modelado de un campo de flujo de vapor con inyección de partículas inertes, las cuales interactúan dinámicamente con el movimiento del sistema.

En el siguiente capítulo se describen los modelos matemáticos que rigen el movimiento del fluido a través de los álabes de la turbina de vapor, así como el comportamiento de las partículas inertes arrastradas a través de él.



---

## *Capítulo 2 – Modelos matemáticos*

---

### 2.1 ECUACIONES DE GOBIERNO.

El estudio del flujo de vapor a través de los álabes y su erosión requiere de un análisis matemático complejo resuelto con algoritmos numéricos. Las principales ecuaciones utilizadas en dicho análisis son:

- Ecuación de Continuidad,
- Ecuación de Cantidad de movimiento,
- Ecuación de Energía,
- Modelo de Turbulencia,
- Modelo de Gas Ideal y
- Modelos de Erosión

Estas ecuaciones resuelven el campo de flujo y energía en la fase continua para preparar el modelo a la inyección de partículas inertes en la fase discreta. A continuación, se exponen las ecuaciones matemáticas de los modelos mencionados.

#### 2.1.1 Ecuación de continuidad.

De manera general, la ecuación de continuidad se expresa como sigue [3]:

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.1)$$

Donde  $\vec{V}$  es el vector de velocidad del vapor y  $\rho$  es su densidad. El dominio computacional considera la ecuación de conservación de la masa para flujo incompresible en una geometría tridimensional en estado permanente. La ecuación de conservación de la masa entonces es:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.2)$$

Para la fase continua, únicamente se resuelve para el flujo de vapor, considerando la inyección de partículas en la fase discreta se tiene [4]:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V}) = S_m \quad (2.3)$$

Donde  $S_m$  es la masa de las partículas en fase discreta agregada a la fase continua.

#### 2.1.2 Ecuación de cantidad de movimiento.

La ecuación de la dinámica que describe el movimiento del fluido se deduce de la segunda ley de Newton aplicada a una partícula, obteniendo las ecuaciones de Navier-Stokes [5]:

$$\frac{D(\rho u)}{dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (2.4)$$

$$\frac{D(\rho v)}{dt} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (2.5)$$

$$\frac{D(\rho w)}{dt} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] \quad (2.6)$$

Las ecuaciones se simplifican considerablemente cuando se aplican a flujo incompresible con viscosidad constante. Bajo estas condiciones, las ecuaciones de Navier-Stokes se simplifican para obtener la siguiente ecuación [4]:

$$\rho \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.7)$$

Para la conservación de la cantidad de movimiento en la fase continua. La ecuación de momento para el flujo a través de la tobera con inyección de partículas en la fase discreta es:

$$\rho \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} + \vec{F} \quad (2.8)$$

Donde  $\vec{F}$  son las fuerzas que interactúan en la fase discreta.

### 2.1.3 Ecuación de energía

De la primera ley de la termodinámica aplicada a un volumen de control se obtiene el balance de energía que, mediante una serie de sustituciones matemáticas, se obtiene la ecuación de energía en forma general [6]:

$$\nabla \cdot k \nabla T + \dot{q} + \Phi = \rho c_v \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.9)$$

Donde la "función de disipación",  $\Phi$ , está dada por:

$$\Phi = 2\mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (2.10)$$

El término  $\Phi$  es una función de la viscosidad del fluido y de la rapidez de deformación debida a esfuerzos cortantes. El efecto de la disipación viscosa es siempre el de aumentar la energía interna a expensas ya sea de la energía potencial o de la presión de estancamiento.

Los efectos de generación se encuentran incluidos en un solo término,  $\dot{q}$ , que es la rapidez volumétrica de generación de energía térmica. Dichos efectos se consideran despreciables para el caso de flujo a través de la turbina. Si se supone operación en estado permanente con viscosidad constante, la ecuación de energía queda:

$$\nabla \cdot k \nabla T + \Phi = 0 \quad (2.11)$$

### 2.1.4 Modelo de turbulencia.

El modelo estándar  $k-\varepsilon$  es un modelo semiempírico basado en la ecuación de transporte para la energía cinética turbulenta ( $k$ ) y la tasa de disipación ( $\varepsilon$ ). La ecuación de transporte para  $k$  se deriva de una ecuación exacta mientras que la ecuación de transporte para  $\varepsilon$  se obtiene utilizando razonamiento físico. En la derivación del modelo  $k-\varepsilon$  se supone que el flujo es completamente turbulento y los efectos de la viscosidad molecular son despreciables.

La ecuación de transporte para la energía cinética turbulenta,  $k$ , es:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho k u_i) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.12)$$

Y la ecuación de transporte para la tasa de disipación,  $\varepsilon$ , es:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \varepsilon u_i) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.13)$$

Donde  $G_k$  representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad,  $G_b$  es el término boyante de la generación de energía cinética turbulenta,  $Y_M$  representa la contribución de dilataciones fluctuantes en la compresibilidad para la tasa de disipación total,  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  y  $C_{3\varepsilon}$  son constantes,  $\sigma_k$  y  $\sigma_\varepsilon$  son los números de Prandtl turbulentos para  $k$  y  $\varepsilon$ , respectivamente, y finalmente los términos  $S_k$  y  $S_\varepsilon$  son los términos fuente.

Suponiendo que no hay contribución de términos fuente, del término boyante ni dilataciones fluctuantes en la compresibilidad de la tasa de disipación y sabiendo que el análisis se realizará en estado permanente, las ecuaciones para el modelo  $k-\varepsilon$  quedan:

$$\nabla(\rho k u_i) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (2.14)$$

$$\nabla(\rho \varepsilon u_i) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.15)$$

Donde  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ , son valores determinados experimentalmente con agua para flujo turbulento y han sido ampliamente aceptados. La viscosidad turbulenta (o viscosidad de Eddy),  $\mu_t$ , se calcula resolviendo simultáneamente las ecuaciones  $k-\varepsilon$  de la siguiente manera:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.16)$$

Donde  $C_\mu = 0.09$  y es constante. Finalmente, el término  $G_k$  puede ser definido como:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.17)$$

### 2.1.5 Ecuación de estado.

La presión, la densidad y la temperatura del vapor pueden relacionarse mediante ecuaciones de estado. Aunque los gases tienen un comportamiento complejo, el análisis de los parámetros de operación y la experiencia demuestran que la ecuación de estado de gas ideal representa bien el comportamiento del vapor con un porcentaje de error menor al 1% para altas temperaturas y presiones bajas.

Un factor matemático que ayuda a decidir la selección del modelo de gas ideal es el *factor de compresibilidad* expresado como:

$$Z = \frac{p\bar{v}}{\bar{R}T} \quad (2.18)$$

Una excelente aproximación al comportamiento de un gas se determina con la carta de compresibilidad generalizada, en la cual se grafica el factor de compresibilidad en función de la presión reducida,  $p_R$ , temperatura reducida,  $T_R$ , y volumen específico pseudo reducido,  $v'_R$ , calculados de la siguiente manera:

$$p_R = \frac{p}{p_C}, \quad T_R = \frac{T}{T_C}, \quad v'_R = \frac{\bar{v}p_C}{\bar{R}T_C} \quad (2.19)$$

Considerando el factor de compresibilidad y los valores de  $p_C$ ,  $T_C$  y  $v'_R$  para el vapor de agua y el promedio de la temperatura y presión con las que se analizará el modelo, se obtiene que, el factor de compresibilidad para el análisis requerido debe permanecer dentro de un rango aceptable (próximo a 1) para poder considerar el vapor de agua como gas ideal y bajo el siguiente comportamiento:

$$pv = RT \quad (2.20)$$

### 2.2 ECUACIÓN DE MOVIMIENTO RELATIVO.

Cuando las ecuaciones de movimiento se resuelven para un sistema que, rota con respecto a otro sistema, el comportamiento del fluido se gobierna con la suma de los términos de movimiento relativo a la ecuación de momento. La velocidad del flujo a la entrada de los álabes móviles es [3]:

$$\vec{V}_m = \vec{V}_t + \vec{\Omega} \times \vec{r} \quad (2.21)$$

Donde  $\vec{\Omega}$  es el vector de velocidad angular del rotor,  $\vec{r}$  es el vector de posición radial en la turbina,  $\vec{V}_m$  y  $\vec{V}_t$  son los vectores de velocidad del flujo a la entrada del álabe móvil y a la salida de la tobera, respectivamente. Una vez realizada la transformación del vector de velocidad, se utiliza como velocidad absoluta en el marco de referencia del álabe móvil en las ecuaciones gobernantes.

### 2.3 MODELO DE FASE DISCRETA (DPM).

Como complemento en la solución de las ecuaciones de transporte para la fase continua, se simula una segunda fase llamada *fase discreta* en un marco de referencia Lagrangiano. Esta segunda fase consiste en la inyección de partículas esféricas dispersas en la fase continua. El estudio numérico del proceso de erosión aplicando CFD, considera un modelo matemático con la ecuación de conservación de Euler en fase continua y un modelo Lagrangiano para simular la fase discreta [4].

Se deben incluir también los efectos del acoplamiento entre las fases y su impacto en las trayectorias de flujo entre la fase continua y la fase discreta. El análisis de CFD calcula las trayectorias de esas entidades en fase discreta y predice la dispersión de las partículas en el fluido utilizando una aproximación discreta estocástica. Este modelo incluye los efectos de las fluctuaciones de velocidad en régimen turbulento sobre la trayectoria de las partículas.

El modelo estocástico predice la dispersión turbulenta integrando las ecuaciones de trayectoria para partículas individuales y usando la velocidad instantánea del fluido. La predicción de la dispersión de partículas hace uso del concepto de escala de tiempo integral,  $T_L$ , el cual describe el tiempo gastado en movimiento turbulento a lo largo de la trayectoria de la partícula. Esta escala de tiempo puede ser aproximada en el modelo  $k-\varepsilon$  como:

$$T_L \approx 0.3 \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.22)$$

La trayectoria de una partícula en fase discreta puede predecirse integrando el balance de fuerza sobre esta partícula, el cual se captura en un marco de referencia Lagrangiano. Este balance de fuerzas iguala la inercia de la partícula con las fuerzas que actúan sobre la partícula:

$$\frac{d\vec{V}_p}{dt} = F_D(\vec{V} - \vec{V}_p) + \frac{\vec{g}(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + \vec{F}_{otros} \quad (2.23)$$

Donde la fuerza de arrastre por unidad de masa de la partícula es  $F_D(\vec{V} - \vec{V}_p)$  y  $F_D$  se calcula como:

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_d d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (2.24)$$

Las fuerzas adicionales,  $\vec{F}_{otros}$ , pueden ser importantes bajo circunstancias especiales. Por ejemplo, la fuerza requerida para acelerar la partícula en el fluido está definida como:

$$\vec{F}_{otros} = \frac{1}{2} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{d}{dt} (\vec{V} - \vec{V}_p) \quad (2.25)$$

Esta fuerza es importante cuando  $\rho > \rho_p$ . Una fuerza adicional debido al gradiente de presión en el fluido en dirección  $x$ , se define como:

$$\vec{F}_{otros} = \frac{\rho}{\rho_p} u_p \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.26)$$

El número de Reynolds relativo,  $Re$ , se define como:

$$Re = \frac{\rho d_p |\vec{V}_p - \vec{V}|}{\mu} \quad (2.27)$$

y el coeficiente de arrastre,  $C_D$ , se aplica para partículas esféricas.

Para incorporar los efectos de las trayectorias calculadas en fase discreta sobre la fase continua, es importante calcular el cambio de momento de una partícula en fase continua. Este cambio se calcula examinando los cambios de momento de la partícula al pasar a través de cada volumen de control en el dominio computacional. Este cambio de momento se calcula como:

$$F = \sum^{\dot{\Sigma}_p} \left( \frac{18\mu}{\rho_d d_p^2} \frac{C_D Re}{24(u_p - u)_{otros}} \right) \quad (2.28)$$

Una vez conocido el fundamento matemático del modelo de fase discreta, se describen las ecuaciones que han sido implementadas para el modelado de erosión. Estos modelos suponen que cuando una partícula choca con las paredes del álabe, la pérdida de masa se distribuye uniformemente sobre la celda computacional en la cual la partícula incide.

## 2.4 CORRELACIONES PARA EL COEFICIENTE DE RESTITUCIÓN.

Cuando una partícula se impacta sobre una pared sólida, sufrirá un cambio de momento tal que afectará la trayectoria de la partícula a través del fluido. Los coeficientes de restitución son usados para estimar este cambio de momento. La nomenclatura para las correlaciones que predicen el coeficiente de restitución se muestra en la Figura 2.1.  $V_N$  y  $V_T$  son las componentes normal y tangencial del vector de velocidad, respectivamente.  $\gamma_1$  y  $\gamma_2$  son los ángulos de impacto y rebote de las partículas [7]. Las correlaciones se muestran en la Tabla 2.1. Se observa que las correlaciones se proporcionan para las componentes normal y tangencial de la velocidad de impacto.

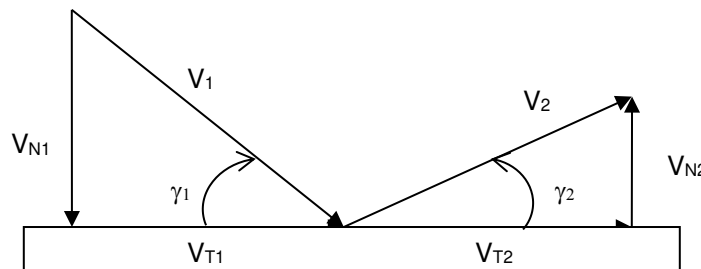


Figura 2.1 Nomenclatura utilizada para el coeficiente de restitución.

Tabla 2.1 Correlaciones de rebote.

Ref.	Fuente	Condiciones para flujo en estado gaseoso	Componentes	
			Tangencial	Normal
R1	Vittal y Tabakoff (1988)	Capa de acero inoxidable.	$e = 1.0 - 2.12\gamma_1 + 3.0775\gamma_1^2 - 1.1\gamma_1^3$	$e = 1.0 - 0.4159\gamma_1 + 0.4994\gamma_1^2 - 0.292\gamma_1^3$
R2	Tabakoff y Eroglu (1988)	15 $\mu\text{m}$ de partículas esparcidas sobre una placa plana de Aluminio.	$e = 1.01549 + 0.01426\gamma_1 - 2.9042\gamma_1^2 + 4.42507\gamma_1^3 - 1.80741\gamma_1^4$	$e = 0.96187 - 4.12609\gamma_1 + 9.55722\gamma_1^2 - 8.62842\gamma_1^3 + 2.67599\gamma_1^4$
R3	Grant y Tabakoff (1975)	200 $\mu\text{m}$ de quartz sobre una aleación de Aluminio.	$e = 0.988 - 1.66\gamma_1 + 2.11\gamma_1^2 - 0.67\gamma_1^3$	$e = 0.993 - 1.76\gamma_1 + 1.56\gamma_1^2 - 0.49\gamma_1^3$

## 2.5 MODELOS DE EROSIÓN.

Diferentes ecuaciones han sido desarrolladas para el modelado de erosión. Para evaluar la razón de erosión en las paredes de los álabes, aplicando el modelo de fase discreta, es importante definir los siguientes parámetros: la razón de flujo másico de la partícula,  $\dot{m}_p$ , el ángulo de impacto de la trayectoria de la partícula con la superficie,  $\gamma_1$ , la función del ángulo de impacto,  $f(\gamma_1)$  y el área superficial donde la partícula golpea la frontera,  $A_{cara}$ . En esta sección se mencionan los tres modelos que se comparan en el presente proyecto.

### 2.5.1 Modelo de Tabakoff y Wakeman.

El primer modelo de erosión, el cual es utilizado como referencia para la comparación de los modelos subsecuentes, es el modelo de W. Tabakoff y T. Wakeman [7]. Conociendo las condiciones de las partículas, la razón de erosión se calcula con la siguiente ecuación:

$$E_{MM} = \sum_{p=1}^N \frac{\dot{m}_p f(\gamma_1)}{A_{cara}} \quad (2.29)$$

Donde N es el número de partículas que se impactan en la superficie del álabe. Este modelo es propuesto por el programa de dinámica de fluidos computarizado, Fluent, para analizar la erosión en superficies por el impacto de partículas sólidas.

### 2.5.2 Modelo de Neilson y Gilchrist.

Este modelo fue desarrollado sobre la premisa de dos diferentes mecanismos presentes en el proceso de erosión: corte y deformación. En efecto, el modelo es una versión simplificada de los modelos de Bitter [2] y se intentó utilizar por ser una sencilla correlación de datos experimentales [8]. Las ecuaciones que se implementaron en la subrutina son:

$$E_{MM} = 0.001 \times \left( \frac{\frac{1}{2} V_p^2 \cos^2 \gamma_1 \text{sen} 2\gamma_1}{\varepsilon_C} + \frac{\frac{1}{2} V_p^2 \text{sen}^2 \gamma_1}{\varepsilon_D} \right) \quad \text{para } (\gamma_1 \leq \gamma_{10}) \quad (2.30)$$

$$E_{MM} = 0.001 \times \left( \frac{\frac{1}{2} V_p^2 \cos^2 \gamma_1}{\varepsilon_C} + \frac{\frac{1}{2} V_p^2 \sin^2 \gamma_1}{\varepsilon_D} \right) \quad \text{para } (\gamma_1 > \gamma_{10}) \quad (2.31)$$

Donde  $E_{MM}$  es la razón de erosión ( $\text{kg}_{\text{material}}/\text{kg}_{\text{partículas}}$ ),  $V_p$  es la velocidad de impacto de la partícula (m/s),  $\gamma_1$  es el ángulo de impacto de la partícula (radianes),  $\gamma_{10}$  es el ángulo de referencia y  $\varepsilon_C$  y  $\varepsilon_D$  son los coeficientes de desgaste por corte y deformación, respectivamente. La razón de erosión se define como la cantidad de masa perdida por la pared debida a la erosión dividida por la masa de las partículas impactadas.

### 2.5.3 Modelo de la Universidad de Tulsa (Ahlert).

Este modelo es ante todo para aceros al carbón, y las constantes se encuentran disponibles para Aluminio también [9]. La razón de erosión está dada por:

$$E_{MM} = K F_S F_\gamma V_P^n \quad (2.32)$$

Donde K es una constante que depende del material,  $F_S$  es el coeficiente de forma de la partícula (1.0 para angular, 0.53 para semiredonda y 2.0 para partículas completamente redondas), y  $F_\gamma$  es una función que depende del ángulo y está dada por:

$$F_\gamma = a\gamma_1^2 + b\gamma_1 \quad (\gamma_1 \leq \gamma_{10}) \quad (2.33)$$

$$F_\gamma = x \cos^2 \gamma_1 \sin(w\gamma_1) + y \sin^2 \gamma_1 + z \quad (\gamma_1 > \gamma_{10}) \quad (2.34)$$

Donde a, b, w, y, y z son los coeficientes empíricos dados en la Tabla 2.2. Para determinar la constante K en aceros al carbón, se necesita conocer la dureza Brinell del material que este siendo modelado. La representación de este modelo ha sido tomada del modelo de McLaury [10].

Tabla 2.2 Coeficientes para el modelo de Ahlert [9]

Constante	Acero al carbón	Aluminio
K	$15.59 \cdot \text{BH}^{0.59} \times 10^{-7}$	$2.388 \times 10^{-7}$
$\gamma_{10}$ (grados)	15.0	10.0
a	-3.84	-34.79
b	2.27	12.3
w	1.0	5.205
x	3.147	0.147
y	0.3609	-0.745
z	2.532	1.0
n	1.73	1.73

### 2.5.4 Modelo DNV-Haugen.

Un número de materiales han sido probados bajo condiciones de erosión en DNV (Det Norske Veritas) para obtener los coeficientes K y n para el siguiente modelo de erosión [11]:



$$E_{MM} = KF_{\gamma}V_P^n \quad (2.35)$$

Donde K es la constante específica del material,  $F_{\gamma}$  es la función del ángulo de impacto y n es el exponente de la velocidad. Este es un concepto similar al modelo de Ahlert, sin embargo, los coeficientes y la función de ángulo de impacto no son necesariamente intercambiables. La forma de la función de erosión utilizada en la subrutina es un polinomio de la forma:

$$F_{\gamma} = \sum_{i=1}^8 a_i \cdot \gamma_{1d}^i \quad (2.36)$$

Donde  $\gamma_{1d}$  es el ángulo de impacto en grados (no en radianes). Los polinomios deberán ser utilizados con esto en mente. El polinomio normalmente utilizado en la subrutina es:

$$F_{\gamma} = 5.86905 \times 10^{-2}\gamma_1 - 1.05707 \times 10^{-3}\gamma_1^2 + 5.18692 \times 10^{-6}\gamma_1^3 \quad (2.37)$$

Este polinomio es apropiado para el acero al carbón y los coeficientes son determinados especialmente para este tipo de material.

Se puede concluir que el caso de estudio se debe analizar con varios modelos matemáticos aunados a los modelos principales:

- Continuidad,
- Cantidad de movimiento,
- Energía,
- Modelo de turbulencia y
- Modelo de compresibilidad.

Se complementa el análisis con otros modelos que rigen el comportamiento de las partículas inertes y sus efectos al ser arrastrados por el flujo, tales como:

- Modelo de fase discreta y
- Modelos de erosión.
- Modelo de movimiento relativo entre toberas y álabes móviles, y
- Correlaciones de impacto.

Estos dos últimos modelos se refieren al movimiento relativo tobera-rotor y al cálculo del coeficiente de restitución para predecir el movimiento de las partículas después de que impactan en las superficies sólidas.

En el siguiente capítulo se describe el modelo numérico sobre el cuál se desarrollará el análisis en base a las ecuaciones descritas en la presente sección.

## Capítulo 3 – Modelo numérico

Durante la operación de las turbinas de vapor, los efectos de la erosión en la eficiencia del proceso son significativos. Experimentalmente se ha documentado que la erosión por partículas sólidas en la etapa de control, causa mayores pérdidas de eficiencia que la erosión de las demás etapas [4]. Es por esto por lo que, el análisis de erosión del caso de estudio involucra únicamente la primera etapa de presión o etapa de control. Sin embargo, en el sistema de álabes se distinguen claros radiales y axiales, pero debido a que el objetivo del proyecto se enfoca más al análisis de flujo a través de los álabes, se omiten convenientemente los claros mencionados.

### 3.1 GEOMETRÍA DEL CANAL DE FLUJO.

En la elección de un canal de flujo adecuado que represente la trayectoria del vapor, se debe analizar primero la geometría de las toberas y los álabes móviles. Para esto, se identifican las dimensiones de los álabes y su colocación alrededor de la turbina. Después de identificar dichas dimensiones, se hace un estudio de la trayectoria del flujo para evitar errores de periodicidad en el modelo. Finalmente, se analiza el comportamiento del flujo de vapor a través de las toberas, los álabes móviles y la interfaz entre ellos, con el fin de generar los perfiles de flujo a la entrada y la salida de la etapa de control.

#### 3.1.1 Generación del álabe de la tobera.

La tobera tiene la función de convertir la energía térmica en energía cinética y dirige la corriente del flujo a un ángulo apropiado hacia la hilera de álabes móviles. El proceso termodinámico que sufre el vapor es una caída de temperatura y de presión compensada con un aumento de velocidad. Si es una tobera convergente o un álabe guía, entonces se debe considerar que la caída de presión sea menor que la crítica. La Figura 3.1 muestra cómo se genera el perfil del álabe de la tobera [12].

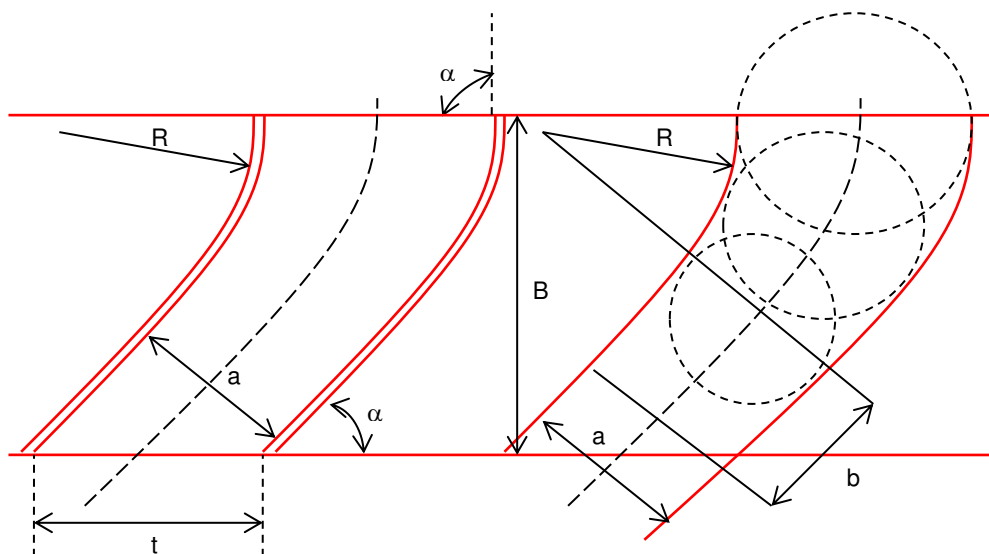


Figura 3.1 Generación del perfil del álabe de la tobera.

La distancia “b” es una guía para obtener la uniformidad de la corriente de vapor y que todos los ángulos sean iguales para todas las corrientes. Las pérdidas por fricción se incrementarán si el ángulo de la corriente de vapor difiere del ángulo de los álabes. La Figura 3.2 muestra el radio de curvatura del borde de entrada del álabe.

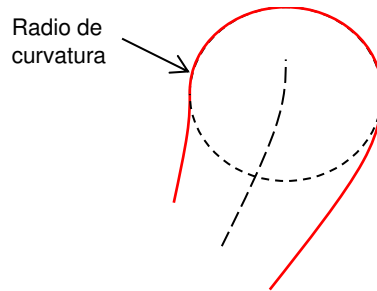


Figura 3.2 Borde de entrada del álabe de la tobera.

El ángulo de incidencia debe estar cerca de 0, de lo contrario, aumentan las presiones y la eficiencia disminuye. Se debe redondear el borde de entrada con un radio de curvatura que está en función del número de Mach. Para  $M \ll 1$ , el radio de curvatura del borde debe ser muy grande, para  $M < 1$ , el radio de curvatura debe ser pequeño y para  $M > 1$ , el radio de curvatura deberá ser cero.

En la turbina de alta presión, el número de Reynolds,  $Re$ , es muy alto y por lo tanto el flujo sobre la superficie de los álabes debe ser muy suave. Se han realizado extensas investigaciones acerca del diseño óptimo de los perfiles y se ha logrado disminuir las pérdidas de energía y aumentar la eficiencia de la turbina. Finalmente, bajo diversas consideraciones de diseño (ver apéndice A), se obtiene el perfil del álabe de la tobera mostrado en la Figura 3.3.

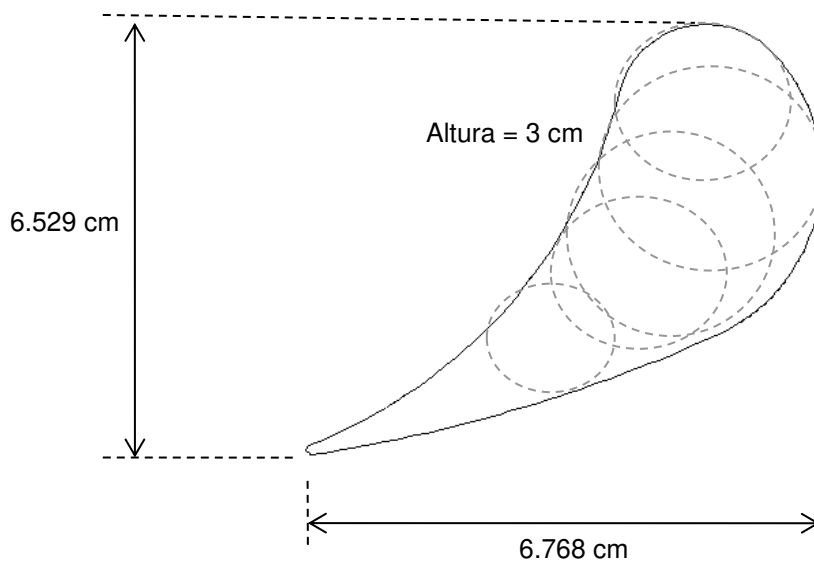


Figura 3.3 Dimensiones del perfil del álabe de la tobera.

### 3.1.2 Generación del canal de flujo de la tobera.

Una vez determinados los perfiles de los álabes, se selecciona un canal de flujo desarrollado que respete la continuidad de flujo de vapor. Los principales requisitos que debe cumplir el modelo son:

1. Extensión del canal a la entrada de la tobera para conseguir un flujo más uniforme en el borde de entrada del álabe fijo.
2. Fronteras del canal de flujo periódicas con la forma del perfil del álabe, para evitar discontinuidad y poder visualizar el campo de flujo alrededor del álabe.
3. La frontera periódica del canal de flujo se selecciona como una línea media entre los álabes conociendo el número de álabes en la tobera.

Con las consideraciones anteriores, se selecciona el canal de flujo mostrado en la Figura 3.4. Partiendo del modelo bidimensional del canal de flujo para la tobera, se generan los modelos tridimensionales utilizando las herramientas del preprocesador GAMBIT®. Para generar los volúmenes del canal de flujo, se deben tomar las siguientes consideraciones:

1. El radio de curvatura de la superficie de la carcasa, el cual es la suma del radio del diafragma o del rotor, y la altura del álabe.
2. El radio de curvatura de la superficie del anillo interior, el cual es el radio del diafragma o del rotor.

Con estas consideraciones, se genera el volumen de control para el canal de flujo mostrado en la Figura 3.5. La superficie total de los álabes ha sido seccionada convenientemente para identificar y comparar las zonas críticas en el análisis de erosión, tomando como base el área de la superficie seleccionada. Además, esta división permite tener mayor control sobre el mallado cerca de la superficie, el cual permite generar una densidad de elementos mayor en esta zona.

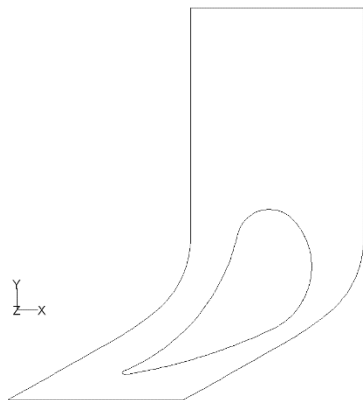


Figura 3.4 Canal de flujo bidimensional de los álabes en la primera etapa.

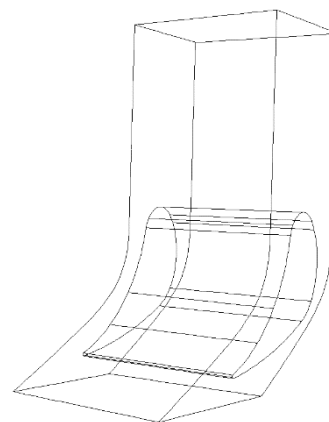


Figura 3.5 Canal de flujo tridimensional de los álabes en la primera etapa.

### 3.2 GENERACIÓN DE MALLA.

El mallado del canal de flujo comienza con identificación de los volúmenes que lo forman. Cada volumen tiene superficies similares a otras en el mismo volumen o en otros. Por ejemplo, el volumen que se encuentra a la mitad del canal de flujo en el lado de presión del álabe fijo, en la Figura 3.6, tiene dos superficies que son similares entre sí y una superficie que es similar a la de otro volumen que se encuentra a la misma altura en el lado de succión. Estas superficies simplifican el mallado del modelo si se utiliza la herramienta *link surface*, ya que al mallar una sola de ellas, automáticamente GAMBIT malla la superficie a la que fue conectada.

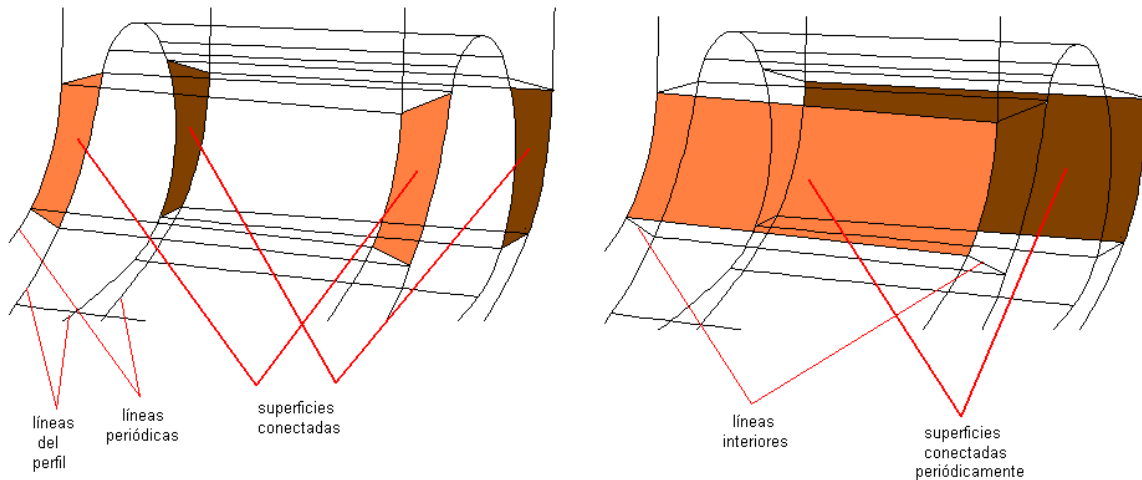


Figura 3.6 Superficies conectadas para el mallado en el álabe fijo.

### 3.2.1 Discretización de la tobera.

El primer paso para el mallado del perfil de la tobera es el mallado de las líneas del perfil del álabe (ver Figura 3.7). Como ya se ha preparado el volumen con la condición de superficies conectadas se mallan todas las líneas interiores y las líneas periódicas (ver la Figura 3.8). Al aplicar la herramienta de mallado de superficie, se obtiene la malla de la Figura 3.9. Debido a la forma irregular del modelo, se ha elegido el esquema de mallado *tri-pave*. Este esquema tiene como ventaja que no restringe la malla en intervalos de línea diferentes y se puede utilizar bajo cualquier tipo de vértice. Después de enmallar la superficie de la carcasa, se aplica la herramienta *smooth face* para suavizar las aristas de los elementos bidimensionales. Para lograrlo, se aplica el algoritmo L-W Laplaciano que utiliza la longitud promedio de los elementos alrededor de cada nodo para modificar la malla.

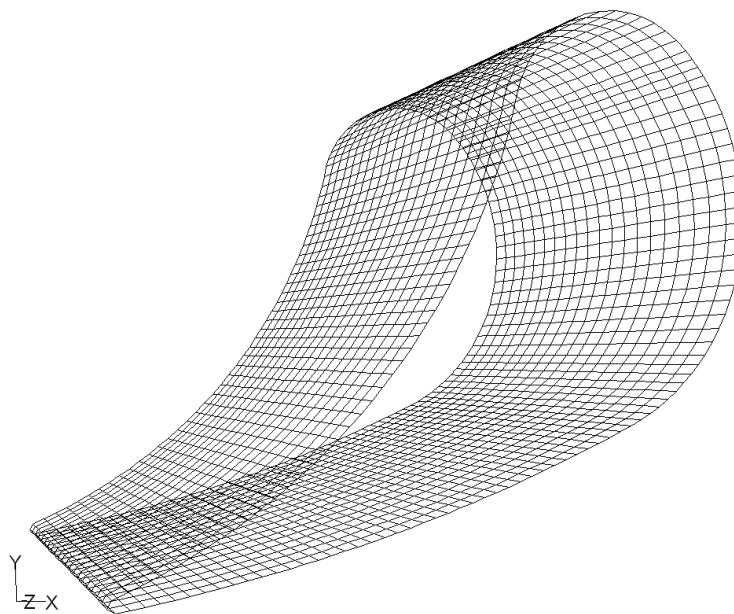


Figura 3.7 Mallado en la superficie del perfil del álabe fijo.

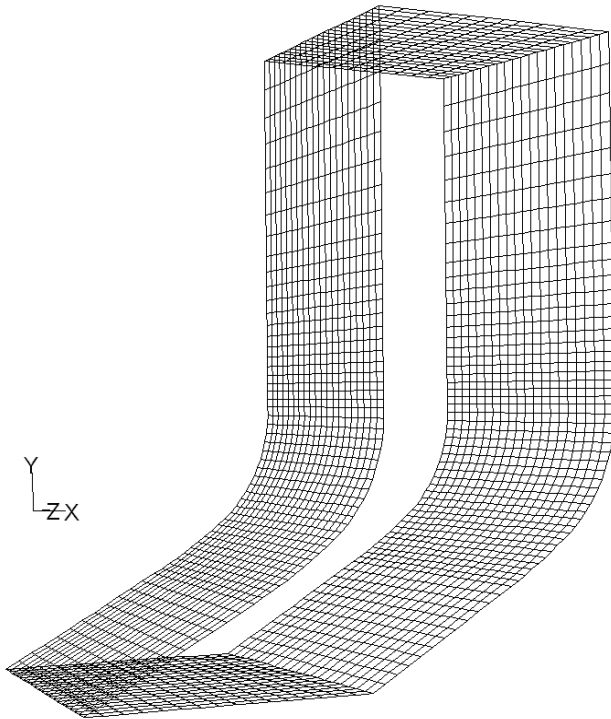


Figura 3.8 Mallado en la superficie periódica y las superficies de flujo axial de la tobera.

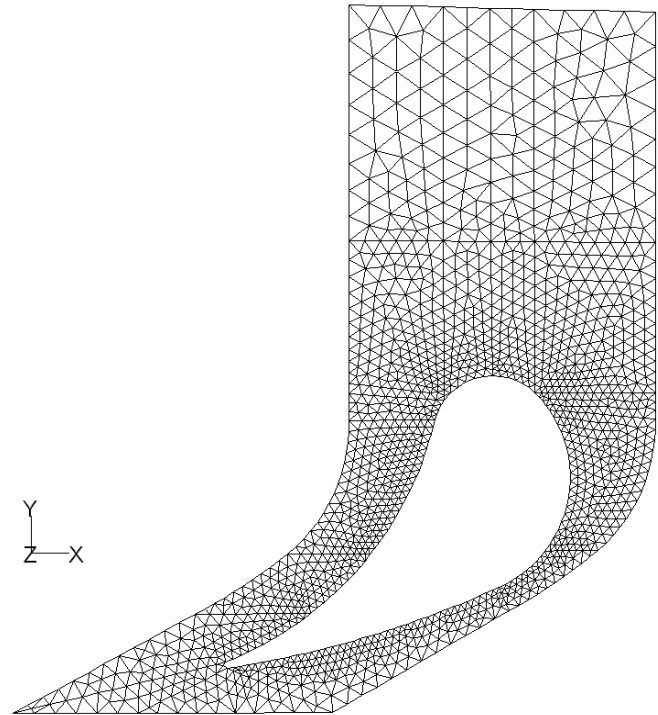


Figura 3.9 Mallado en la carcasa del canal de la tobera.

Una vez mallado la carcasa del canal de flujo, se utiliza el esquema *Hex/Wedge* en la modalidad *cooper*. Este esquema especifica que la malla está compuesta principalmente de elementos hexaédricos, pero incluye elementos acunados donde se requieren. La modalidad *cooper* discretiza el volumen a lo largo de éste, respetando el mallado de una superficie fuente; en este caso, la superficie de la carcasa. Por último, se realiza un suavizado de malla tridimensional con la herramienta *smooth volume*. El número total de elementos tridimensionales alcanza los  $5.4 \times 10^4$  con una relación de aspecto máxima de 6.0.

### 3.3 DEFINICIÓN DE LAS ZONAS FÍSICAS.

Dentro de cada modelo de flujo se identifican varias superficies que definen el dominio computacional: superficies sólidas, entrada de flujo, salida de flujo, superficies periódicas y volúmenes de flujo. Cada una se define de acuerdo con el tipo de zona en la Tabla 3.1.

En la Figura 3.10 se muestra la rueda completa de álabes, los cuales mantienen sus dimensiones originales en todas direcciones.

### 3.4 CASO DE ESTUDIO.

La turbina de vapor bajo análisis es una turbina de alta presión de 300 MW que opera a una velocidad nominal de 3600 rpm. La turbina es del tipo *condensación* y opera con un flujo másico de vapor de 252.7 kg/s, a una temperatura de 810.95 K y una presión absoluta de  $1.66 \times 10^7$  Pa, cuando trabaja al 100% de su capacidad [11].

Tabla 3.1 Fronteras y zonas del dominio computacional.

Zona	Nombre	Descripción	Tipo de zona
Álabe fijo	de <i>fijo_1</i> a <i>fijo_12</i>	12 superficies del perfil del álabe fijo	Wall
Entrada de flujo	<i>inlet</i>	Entrada de flujo a la tobera	Mass flow inlet
Interfaz de tobera	<i>interfaz_fijo</i>	Salida de flujo de la tobera	Pressure outlet
Periódicas	<i>periodica_fijo</i>	Superficies periódicas de la tobera	Periodic
Volumen de flujo	<i>fluido_fijo</i>	Canal de flujo de la tobera	Fluid
Superficie inferior	<i>casing_tobera</i>	Superficie inferior del canal de flujo en la tobera	Wall
Superficie posterior	<i>hub_tobera</i>	Superficie posterior del canal de flujo en la tobera	Wall

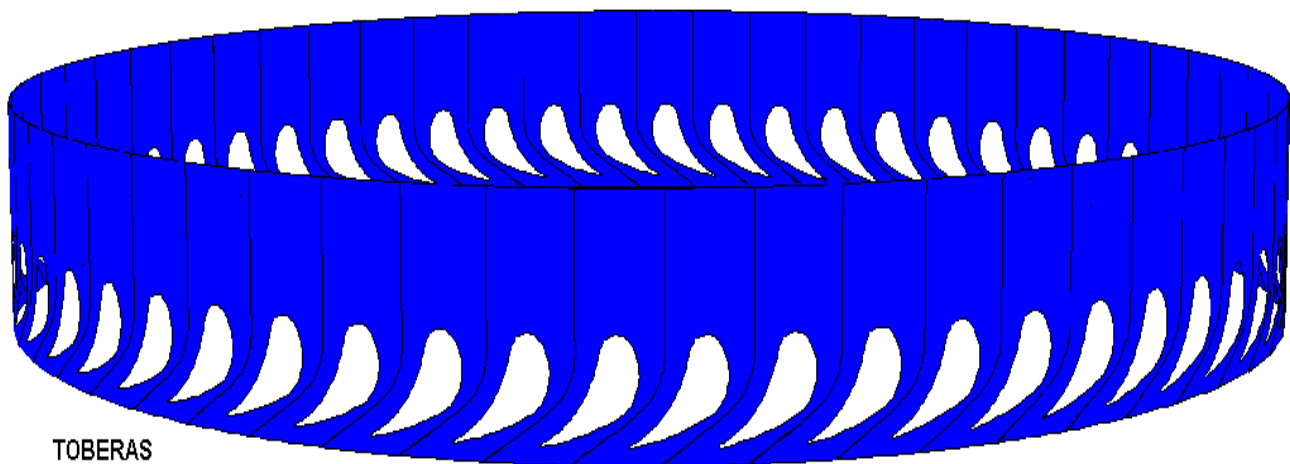


Figura 3.10 Periodicidad del canal de flujo de la tobera con 56 álabes

La primera etapa de presión consta de 56 álabes estacionarios, los cuales forman la sección de toberas y 85 álabes móviles empotrados en el rotor. Para el análisis del caso de estudio se seleccionan los modelos matemáticos que gobiernan el comportamiento del flujo de vapor, además de definir el tipo de discretización y las condiciones a las que estarán sujetos los modelos durante el análisis.

### 3.4.1 Condiciones de operación y modelos de solución.

Las ecuaciones de gobierno que definen el comportamiento del fluido a través del canal de flujo, definidas en el capítulo 2, se resumen en cuatro campos principales: continuidad, turbulencia, energía y fase discreta. Dichos modelos matemáticos se resuelven bajo una solución *tridimensional, segregada, implícita* y en *estado permanente*, con una formulación de velocidades absolutas y un análisis basado en los nodos del dominio.

De acuerdo con el método de volumen de control y debido a la no-linealidad de las ecuaciones a resolver por Fluent, es necesario introducir factores de relajación para controlar los cambios en las propiedades del fluido en cada iteración y que su valor dependa de la magnitud en la iteración anterior. Los factores de relajación y los tipos de discretización utilizados se reportan en la Tabla 3.2 y en la Tabla 3.3, respectivamente.

Tabla 3.2 Factores de relajación.

Propiedad	Factor de relajación
Presión	0.1
Densidad	0.5
Fuerzas de cuerpo	0.5
Momentum	0.2
Energía cinética turbulenta	0.5
Tasa de disipación turbulenta	0.5
Viscosidad turbulenta	0.6
Energía	0.4

Cuando el proceso de iteración comienza el análisis de fase discreta, el factor de relajación para los términos fuente en fase discreta es 0.4.

Tabla 3.3 Tipos de discretización.

Ecuación	Discretización
Presión	Estándar
Presión-velocidad acoplados	SIMPLE
Densidad	2º orden
Momentum	2º orden
Energía cinética turbulenta	2º orden
Tasa de disipación turbulenta	2º orden
Energía	2º orden

### 3.4.2 Materiales.

El caso de estudio plantea la utilización de vapor de agua en estado sobresaturado como fluido de trabajo. El modelo de comportamiento del vapor y las propiedades necesarias para el análisis, se reportan en la tabla 3.4. Estas aproximaciones polinomiales se determinaron estudiando el comportamiento del vapor a diferentes temperaturas.



Tabla 3.4 Modelos de comportamiento del vapor de agua.

Propiedad	Modelo
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Gas ideal
Viscosidad dinámica [kg/m·s]	$\nu = -6 \times 10^{-8} + 3.33 \times 10^{-8} T + 2 \times 10^{-12} T^2$
Conductividad térmica [W/m·K]	$k = 0.0174 + 2 \times 10^{-5} T + 4 \times 10^{-8} T^2$
Capacidad calorífica [J/kg·K]	$c_p = 1744 + 0.35 T + 0.0002 T^2$
Peso molecular [kg/kmol]	PM = 18.015

En las superficies sólidas se utiliza el acero debido a que es el principal componente en la construcción de los álabes de las turbinas de vapor. Para hacer frente a las condiciones de operación bajo las cuales se someten los álabes, el acero normalmente es aleado con otros componentes, pero la información es restringida por parte de los fabricantes para conocer la composición exacta. Debido a esto, se proponen las propiedades de un acero al carbón en la tabla 3.5.

Tabla 3.5 Propiedades promedio del acero al carbón.

Propiedad	Modelo
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho = 8030$
Conductividad térmica [W/m·K]	$k = 16.27$
Capacidad calorífica [J/kg·K]	$c_p = 502.48$

### 3.4.3 Condiciones de frontera.

Las superficies del volumen de control deben definirse con las condiciones requeridas por el caso de estudio. Una vez exportado el modelo al programa de análisis numérico, se necesitan identificar las propiedades, condiciones de flujo y materiales aproximen el análisis a las condiciones de operación reales. En la entrada de la tobera se define un flujo másico (*mass flow inlet*) y en la salida de la tobera se define una presión (*pressure outlet*). Las condiciones de operación para dichas zonas se reportan en la Tabla 3.6.

Para las superficies se define una periodicidad rotacional alrededor de un mismo eje ( $y$ ). El ángulo de rotación es de  $6.426^\circ$ . Este efecto de rotación periódica equivale a tener un modelo completo de la primera etapa de la turbina con 55 álabes.

### 3.5 PROCESO DE ITERACIÓN EN FASE CONTINUA.

Antes de iniciar el proceso de iteración, se introducen en el programa los valores con los cuales comenzará a resolver el campo de flujo. En este caso, se introducen valores aproximados a la solución de velocidad, temperatura, presión y parámetros turbulentos que se espera obtener (Tabla 3.7).

Tabla 3.6 Condiciones de operación a la entrada y salida de la tobera [13].

<b>Flujo másico de entrada</b>	
Flujo másico de vapor [kg/s]	4.5
Temperatura [K]	805.55
Presión absoluta de entrada [Pa]	$1.571868 \times 10^7$
Sistema de coordenadas	Cartesiano
Componentes de dirección del flujo (x, y, z)	(0, -1, 0)
Intensidad turbulenta [%]	1
Diámetro hidráulico [m]	0.06
<b>Presión de salida</b>	
Presión absoluta de salida [Pa]	$1.100308 \times 10^7$
Distribución de presión radial de equilibrio	activado
Temperatura [K]	760.65
Componentes de dirección del flujo (x, y, z)	(-0.91932, -0.3935, 0)
Intensidad turbulenta [%]	1
Diámetro hidráulico [m]	0.06

Tabla 3.7 Valores aproximados de la solución para inicializar.

Presión absoluta [Pa]	$1.571868 \times 10^7$
Componentes de velocidad (x, y, z) [m/s]	(0, -797, 0)
Energía cinética turbulenta [ $\text{m}^2/\text{s}^2$ ]	101,38
Tasa de disipación turbulenta [ $\text{m}^2/\text{s}^3$ ]	120287.4
Temperatura [K]	805.55

En el proceso iterativo, para obtener las ecuaciones de gobierno y las ecuaciones de erosión, se identifica una serie de pasos dentro de un ciclo (Figura 3.11), el cual condiciona la solución final a satisfacer los criterios de convergencia. Dicho proceso iterativo debe obtener la mínima diferencia entre los valores de las variables, comparado entre cada iteración, de acuerdo con los valores reportados en la Tabla 3.8.

Para realizar la interacción tobera-rotor, se capturan los perfiles de salida de la tobera y se modifica el campo de velocidades en una hoja de cálculo con el fin de considerar el movimiento relativo entre la tobera y el rotor. Una vez capturados los perfiles modificados, se leen en el modelo del rotor para llamarlos como condición de frontera a la entrada del flujo.

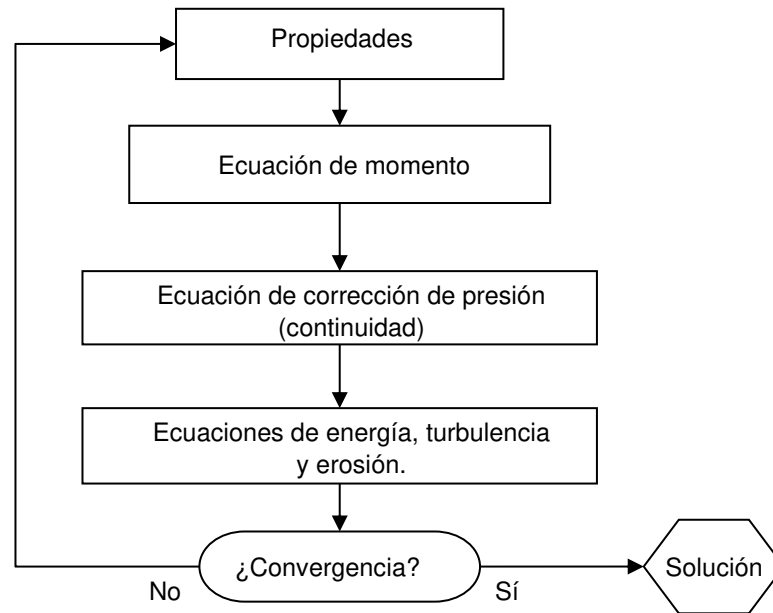


Figura 3.11 Proceso de iteración para la solución segregada.

Tabla 3.8 Criterios de convergencia de la solución

Continuidad	$1 \times 10^{-3}$
Momentum	$1 \times 10^{-3}$
Energía	$1 \times 10^{-6}$
Turbulencia	$1 \times 10^{-3}$

### 3.6 PROCESO DE ITERACIÓN EN FASE DISCRETA.

Cuando se calcula el estado de las partículas, el programa acopla esta solución a la fase continua. Entonces, mientras la fase continua se itera con fase discreta, la trayectoria de las partículas en el medio continuo se actualiza. Para lograr este acoplamiento, se debe obtener primero una solución del campo de flujo en fase continua. Después, se activa el modelo de fase discreta y se introducen los parámetros convenientes de inyección de partículas. Los parámetros que intervienen en la solución de los modelos acoplados para el caso de estudio se muestran en la Tabla 3.9.

El cálculo de la razón de erosión utiliza funciones definidas por el usuario (UDF's, Users Defined Functions). Una función definida por el usuario es creada para ser conectada dinámicamente con el programa, con la finalidad de resolver ecuaciones especiales que no están definidas en el código principal, se escriben en lenguaje de programación C y utilizan la definición de *macros* y librerías especializadas predefinidas por el paquete. Estas UDF's son interpretadas y compiladas por Fluent antes de comenzar el proceso de iteración.

Tabla 3.9 Parámetros de iteración en fase discreta.

Número de iteraciones de CPM por cada iteración de DPM:	25
Número máximo de cálculos de trayectorias	$1 \times 10^5$
Factor de longitud	1
Tipo de inyección	Superficie
Tipo de partícula	Níquel inerte
Diámetro de partícula [m]	$1 \times 10^{-6}$
Temperatura de partícula [K]	805
Flujo másico de partículas [kg/s]	1
Modelo de dispersión turbulenta	Estocástico

Durante el proceso iterativo que resuelve el campo de flujo con inyección de partículas y la razón de erosión en las superficies sólidas, se identifican los siguientes parámetros: un puntero que contiene datos de la posición de la partícula,  $p$ ; un puntero que identifica dónde se impacta la partícula,  $t$ ; un índice que identifica la cara sobre la cuál ocurre el impacto,  $f$ ; un arreglo matricial que contiene el vector unitario de la componente normal a la superficie de impacto; una variable real que representa el ángulo de impacto entre la trayectoria de la partícula y la superficie,  $\alpha$ ; una variable real que representa la magnitud de la velocidad de la partícula,  $V_{mag}$ , y la razón de flujo real de las partículas que se impactan en la superficie,  $mdot$ . Los códigos en lenguaje de programación C para los modelos de erosión mencionados en el Capítulo 2, se muestran a detalle en el apéndice B.

El caso de estudio presentado en esta sección corresponde al de una turbina de vapor de 300 MW operando a su máxima capacidad. Un modelo principal ha sido preparado como archivo base a partir del cual se realizarán variaciones en las condiciones de flujo y en la inyección de partículas.

En el siguiente capítulo se analizan los resultados obtenidos al utilizar los diferentes modelos de erosión bajo las condiciones descritas en el presente Capítulo.

---

## Capítulo 4 – Análisis de erosión en la tobera

---

Para realizar el análisis numérico, se utilizó la técnica de análisis de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) basada en el método de Volumen Finito o Volumen de control. La convergencia obtenida en los casos de estudio está en función de las condiciones de operación, alcanzando la convergencia entre 350 y 524 iteraciones para la fase continua y desde 643 hasta 1589 iteraciones para la fase discreta. Los resultados obtenidos para los tres modelos de erosión propuestos en el Capítulo 2, evaluados sobre la tobera, se analizan en el presente capítulo.

### 4.1 SOLUCIÓN DEL CAMPO DE FLUJO.

La solución del campo de flujo del vapor que pasa a través de la tobera se describe en las siguientes secciones. De acuerdo con las condiciones de operación que debe satisfacer el modelo, para un flujo másico de 4.5 kg/s (252 kg/s en toda la turbina), la presión de entrada a la tobera debe ser de 15.72 MPa y la temperatura de 805 K. una vez que atraviese el canal de flujo, el vapor debe salir con una presión de 11 MPa. En las siguientes secciones se muestra un análisis detallado del campo de flujo a través de la tobera.

#### 4.1.1 Campo de velocidad.

El campo de velocidades para el caso principal con un flujo másico de vapor de 4.5 kg/s se muestra en la Figura 4.1. La máxima velocidad del flujo de vapor en la fase continua alcanza los 368 m/s en el lado de succión del álabe. El valor mínimo de la velocidad corresponde al punto de estancamiento en el borde de entrada y sobre la superficie del álabe, la cual se origina por los esfuerzos cortantes viscosos. La velocidad promedio a la entrada a la tobera es de 84.6 m/s y a la salida de la tobera es de 331 m/s.

La extensión del canal de flujo, a la entrada de la tobera, sirve para asegurar un flujo desarrollado en el borde de entrada del álabe, así, se puede observar detalladamente el punto de estancamiento. En la superficie convexa del álabe, se observa una aceleración del flujo debido al efecto de succión. En esta región se desarrolla un perfil de velocidad interrumpido por la presencia del álabe contiguo. Este perfil se genera como consecuencia del aumento en la presión dinámica al acercarse al borde de salida de la tobera.

#### 4.1.2 Campo de presión.

Los contornos de presión absoluta para el caso principal se muestran en la Figura 4.2. Se puede observar una caída de presión de  $2 \times 10^7$  Pa. Esta caída de presión se origina, principalmente, por la reducción en el área de sección transversal del canal de flujo. La energía perdida a través de la tobera por dicha caída de presión se compensa con el aumento en la energía cinética del vapor. Esta es la explicación del aumento de velocidad en la Figura 4.1.

A la salida de la tobera se registra una presión absoluta promedio de  $1.12 \times 10^7$  Pa, comparado con los valores de inicialización del modelo ( $1.1 \times 10^7$  Pa) representa el 98% de confianza de que el modelo reproduce las condiciones reales de operación. Respecto a la presión de entrada aproximadamente de  $3.2 \times 10^7$  Pa, es resultado del flujo másico de entrada al alcanzar la convergencia de las ecuaciones.

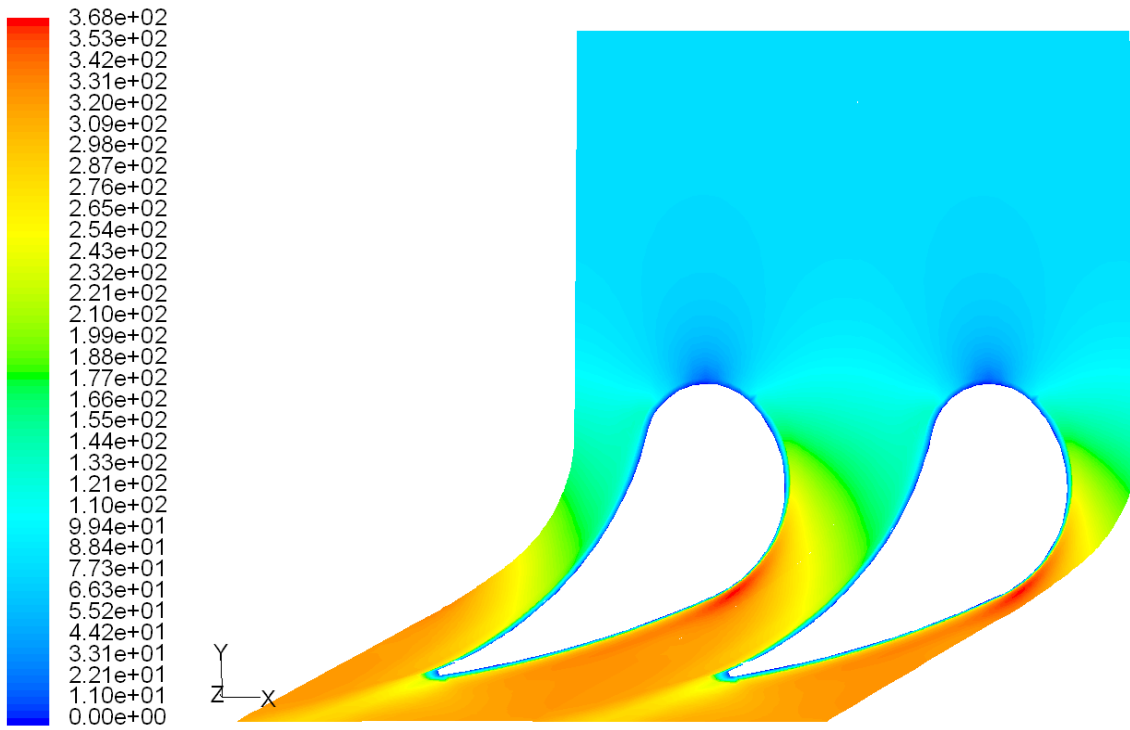


Figura 4.1 Contornos de velocidad de la tobera (m/s).

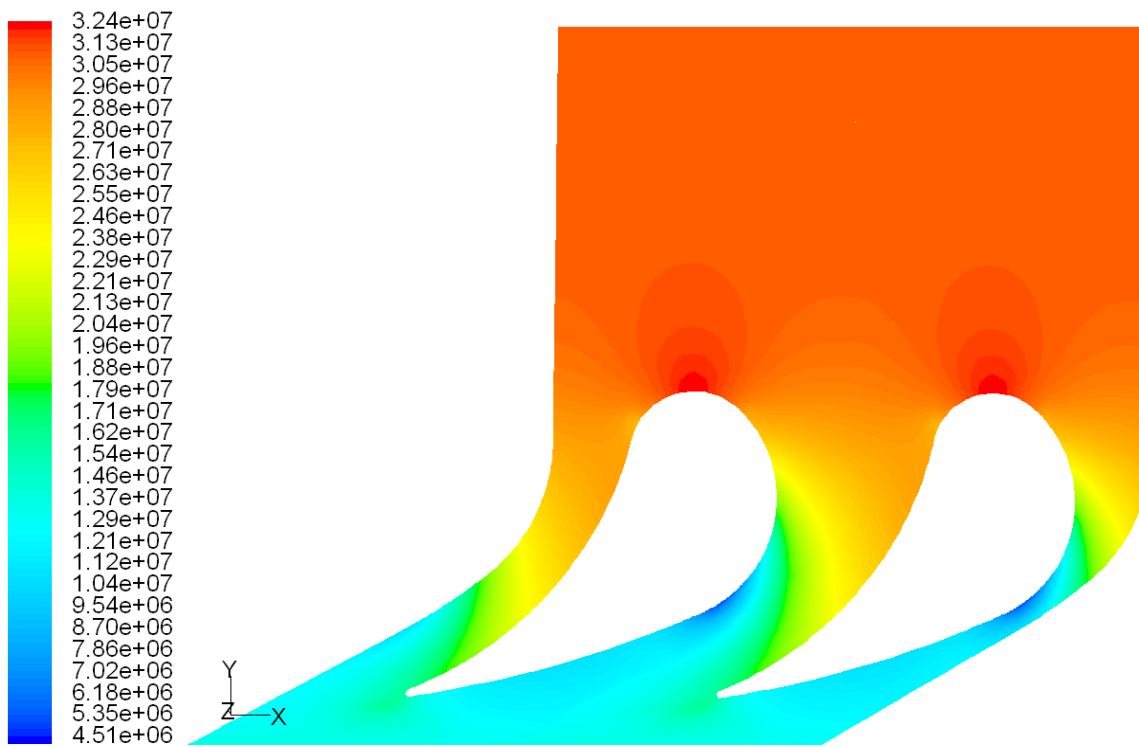


Figura 4.2 Contornos de presión absoluta de la tobera (Pa).

### 4.1.3 Campo de temperaturas.

El campo de temperaturas para el canal de flujo de vapor se muestra en la Figura 4.3. En esta Figura se puede observar que la temperatura máxima del flujo se concentra en el borde de salida del álabe debido al calentamiento viscoso provocado por la pequeña recirculación en dicho borde. La temperatura promedio del vapor a la entrada de la tobera es de 806.8 K y a la salida de la tobera es de 765.3 K. No existen cambios significativos en la temperatura del vapor debido a que la mayor parte de la energía térmica asociada a la presión del fluido se transforma en energía cinética, además de despreciar la transferencia de calor a través de las paredes del canal de flujo y a través del álabe.

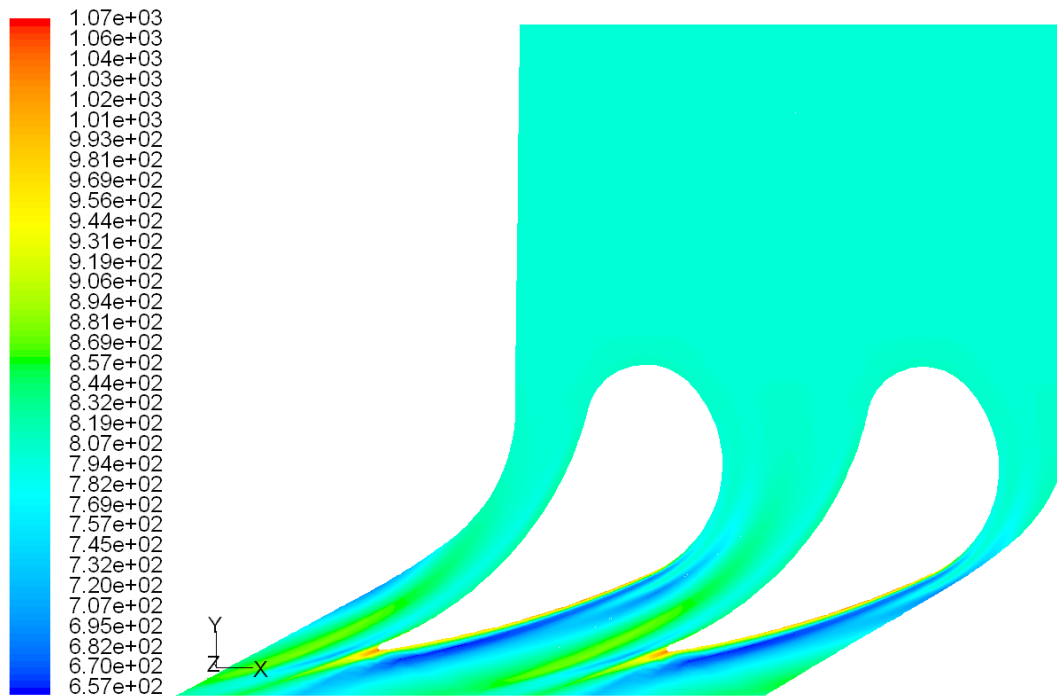


Figura 4.3 Contornos de temperatura de la tobera (K).

En el lado de succión del álabe, del lado convexo del perfil, y cerca del borde de salida se origina un enfriamiento ocasionado por la succión del flujo en esa zona. Este enfriamiento alcanza valores de temperatura de 657 K y se conserva una línea de flujo a esa temperatura hasta la salida de la tobera. Esta línea de flujo enfriado provoca la caída de temperatura promedio del vapor a la salida de la tobera.

### 4.1.4 Trayectoria de partículas.

Debido a que el flujo de vapor es turbulento, el programa predice las trayectorias de las partículas utilizando una velocidad promedio del fluido en las ecuaciones de continuidad y momento. Opcionalmente, se calcula un valor instantáneo de fluctuación en la velocidad del flujo para predecir la dispersión de las partículas. El programa, que utiliza un modelo estocástico para determinar dichas fluctuaciones, reporta la trayectoria de una partícula en la Figura 4.4.

En la entrada del álabe de la tobera, las partículas sufren un cambio de trayectoria debido al efecto de estancamiento del vapor en el borde de entrada. Esta perturbación en las líneas de corriente ocasiona que las partículas se alejen de la superficie cóncava del álabe, incorporándose a la trayectoria del flujo a la mitad del canal de flujo. Sin embargo, las partículas, debido a su inercia, se desvían nuevamente de las

líneas de corriente y se impactan sobre la superficie. El número máximo de colisiones registradas durante el recorrido de una partícula es de 4. En la Figura 4.5 se muestra un ejemplo de la trayectoria de una partícula que pasa cerca de la superficie del álabe.

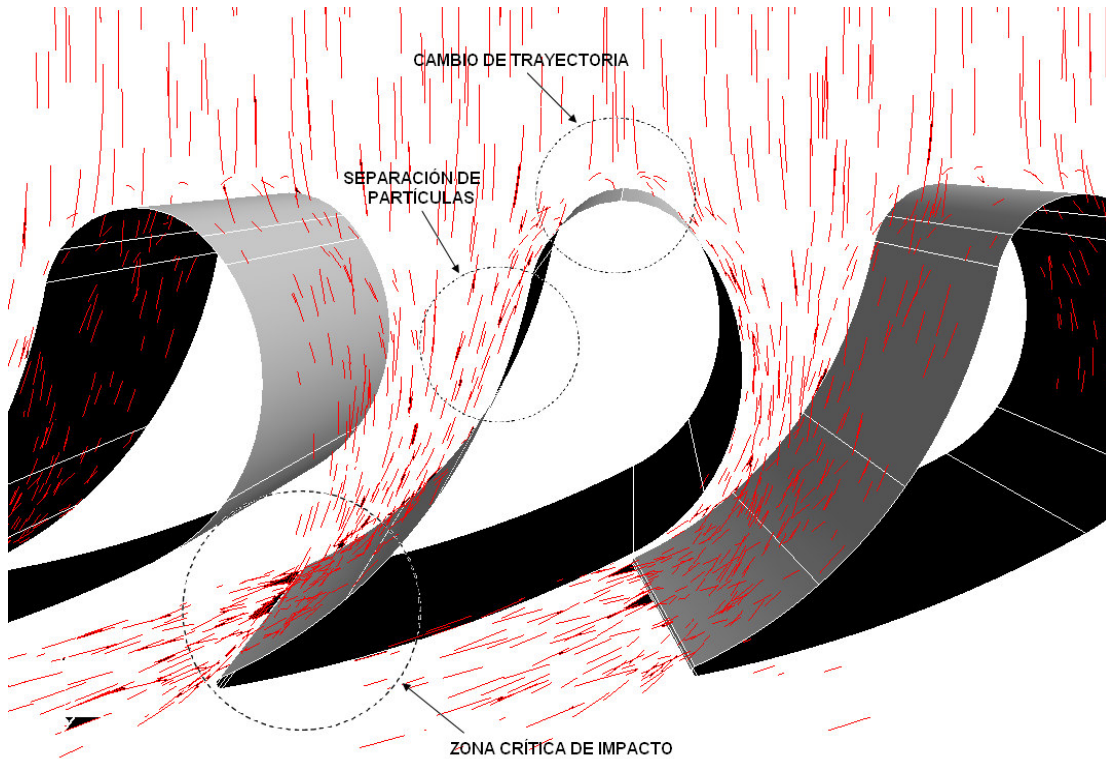


Figura 4.4 Trayectoria de las partículas a través del canal de flujo de la tobera.

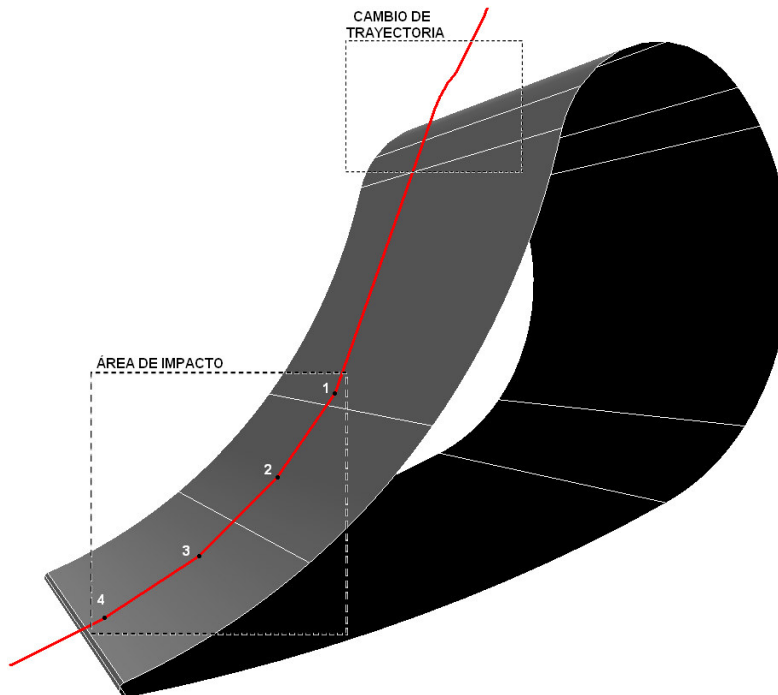


Figura 4.5 Ejemplo de la trayectoria de una partícula cerca de la superficie del álabe.



De acuerdo con la solución de la trayectoria de las partículas, se puede predecir que la zona crítica de impacto se encuentra sobre la superficie del borde de salida del álabe. Se observa también una zona de impacto en el borde de entrada, sin embargo, como se explicará más adelante, el ángulo de impacto de las partículas no provoca que las partículas erosionen considerablemente dicho borde. También se puede notar que las partículas se alejan de la superficie de succión del álabe, por lo tanto, no se espera erosión en esta zona.

Una vez analizado el campo de flujo de partículas, se pueden predecir las superficies donde la erosión se presenta con valores considerables. Existe un análisis experimental de los daños causados por el impacto de las partículas a diferentes ángulos de ataque. Un análisis previo de erosión en función del ángulo de ataque de las partículas reporta la gráfica de la Figura 4.6, donde la erosión está normalizada, es decir, se encuentra en función de la máxima erosión registrada en el experimento [14].

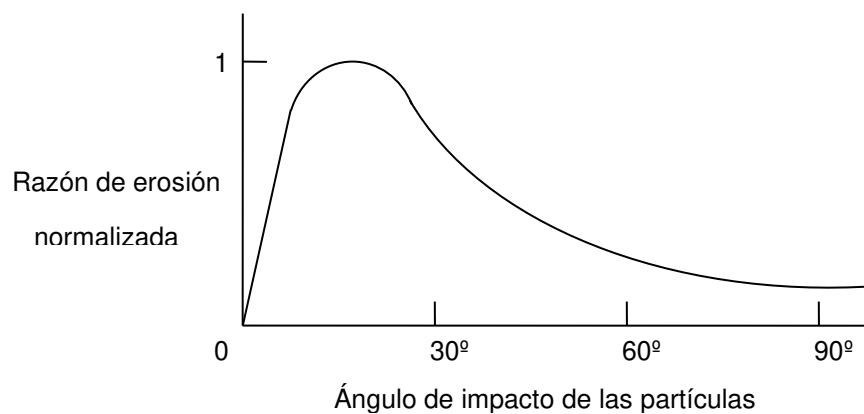


Figura 4.6 Tasa de erosión normalizada en función del ángulo de ataque de la partícula.

Observando el comportamiento de la curva de erosión de la Figura 4.6, se encuentra que aumenta rápidamente hasta alcanzar un valor máximo en  $20^\circ$  y decrece en forma exponencial para valores mayores a este. Con este comportamiento se puede predecir un alto índice de erosión en el borde de salida del lado de presión del álabe. Además, se predice la existencia de baja erosión en el borde de entrada, ya que la curva se vuelve asintótica para valores mayores de  $80^\circ$ . Por otro lado, al aproximarse con un ángulo de ataque de  $0^\circ$ , la erosión es nula.

## 4.2 SOLUCIÓN DE LOS MODELOS DE EROSIÓN.

Para comenzar con el análisis de las soluciones de los modelos de erosión, primero se resumen las características principales de cada uno. El modelo de Neilson-Gilchrist es una versión simplificada del modelo de erosión propuesto por Bitter [8], quien desarrolló un modelo empírico basándose en datos experimentales. Este modelo calcula la erosión provocada por los esfuerzos de corte y deformación de la fuerza de impacto de las partículas. Además, las fórmulas no tienen una base analítica, únicamente son una aproximación empírica de las técnicas de cálculo de erosión [Wallace]. Experimentalmente se han determinado dos juegos de coeficientes de esfuerzo por corte y deformación, utilizando dos velocidades diferentes: 16.69 m/s y 22.56 m/s. Sin embargo, como las velocidades del vapor alcanzan los 368 m/s, se utilizan los coeficientes correspondientes a 22.56 m/s [2]:

$$\varepsilon_C = 29624.8$$

$$\varepsilon_D = 29624.8$$

El ángulo de referencia  $\alpha_o$ , utilizado para el análisis, es de  $45^\circ$  (0.785 radianes). Cabe mencionar que los resultados de erosión calculados a velocidades altas no corresponden al comportamiento de materiales muy dúctiles [15]. Sin embargo, este fenómeno no afecta el análisis de la erosión en turbinas debido a que los materiales utilizados en la fabricación de álabes no son dúctiles.

McLaury [10] ha presentado varios modelos para la erosión por partículas sólidas. Las ecuaciones del modelo de la Universidad de Tulsa, basadas en dichos modelos y desarrolladas por Ahlert [9], varían dependiendo del material utilizado. Estos modelos se basan en pruebas experimentales a diferentes ángulos y velocidades de impacto. Las variables involucradas para el acero se han presentado en la Tabla 2.2 y el ángulo de referencia utilizado para este modelo es de  $15^\circ$  (0.262 radianes). A diferencia de los demás modelos, en el modelo de la Universidad de Tulsa se considera la dureza del material, para este caso, en escala Brinell. El tipo de acero utilizado es AISI 4130 con una dureza Brinell de 321 [16].

El modelo de erosión DNV es similar al modelo de la Universidad de Tulsa. La diferencia consiste en el valor de la constante del material, K, y la función de ángulo,  $F_\gamma$ . El valor de K para el acero es de  $2 \times 10^{-9}$  y  $F_\gamma$  es una función polinomial del ángulo de impacto sin restricciones del ángulo de referencia.

Finalmente, Tabakoff y Wakeman han desarrollado un sencillo modelo de erosión que presenta flexibilidad en la función de ángulo y el exponente de la velocidad de impacto de las partículas. En la siguiente sección se comparan las soluciones de erosión para los cuatro modelos propuestos.

#### 4.2.1 Gráficas de la máxima razón de erosión.

Para apoyar el análisis comparativo de la razón de erosión, se grafica la máxima erosión registrada en el álabe de la tobera bajo diferentes condiciones de operación. Las Figuras 4.7, 4.8 y 4.9, presentan dichas gráficas con variación de flujo másico de vapor, variación de flujo másico de partículas y variación del diámetro de partículas, respectivamente. El análisis comprende los rangos de 1 a 5 kg/s en el flujo másico de vapor (0.5 kg/s mayor que la carga máxima de operación de la turbina entre cada canal de flujo), entre 0.2 y 1.2 kg/s en el flujo másico de partículas y de 0.5 a 20  $\mu\text{m}$  en el diámetro de las partículas inyectadas.

Como primer caso, analizando el comportamiento de las curvas de erosión en función del flujo másico de vapor, se encuentra que la solución del modelo de la Universidad de Tulsa reporta valores aproximados a la solución del modelo DNV-Haugen, incluso ambas curvas se intersecan cuando el flujo másico de vapor es de 4.3 kg/s (0.2 kg/s menor al flujo de carga máxima en el canal de flujo). El modelo de Neilson-Gilchrist, a diferencia de los dos anteriores, no se interseca con ningún modelo y presenta mayor sensibilidad al flujo de vapor. Un caso similar a este se presenta con el modelo de Tabakoff-Wakeman, el cual registra las razones de erosión más altas de los cuatro modelos propuestos. En la solución del modelo de Tulsa se observa una caída de la razón de erosión cuando el flujo de vapor aumenta desde 1 kg/s hasta 2 kg/s. Sin embargo, al incrementar el flujo másico partiendo desde 2 kg/s, la razón de erosión aumenta rápidamente.

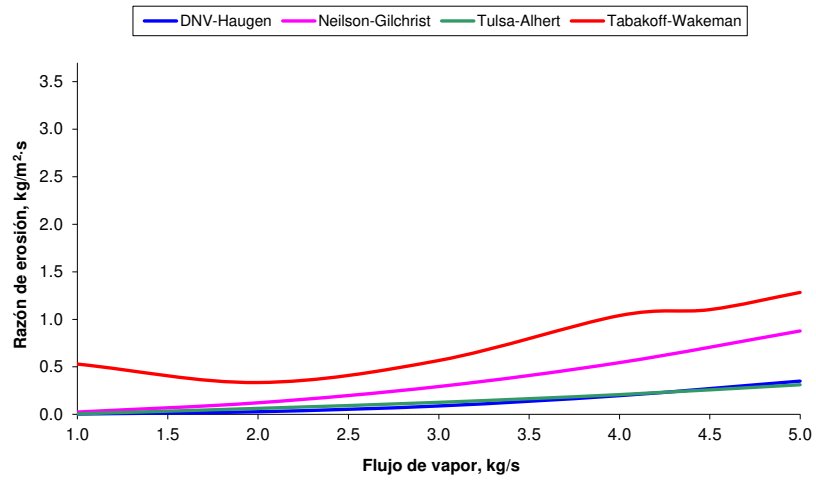


Figura 4.7 Gráficas de erosión en función del flujo de vapor.

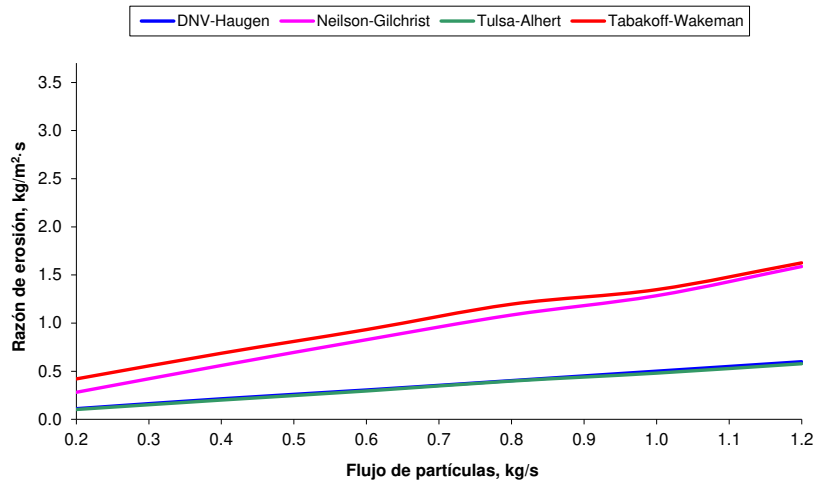


Figura 4.8 Gráficas de erosión en función del flujo de partículas.

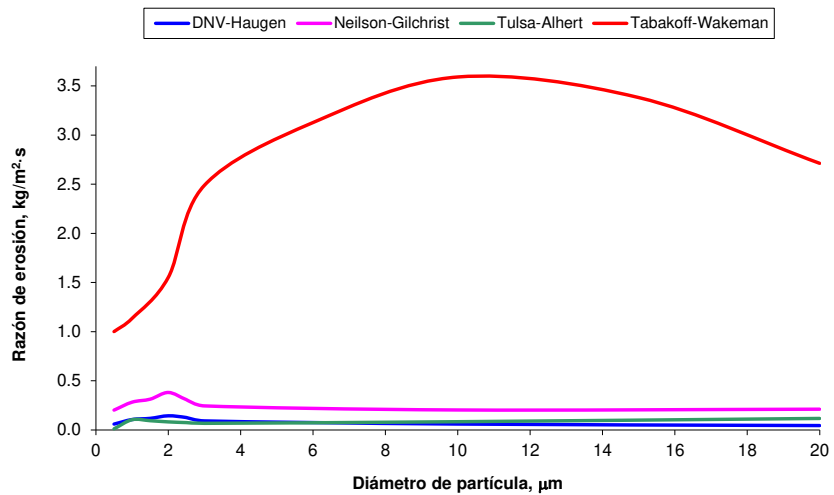


Figura 4.9 Gráficas de erosión en función del diámetro de partículas.

Para el segundo caso, la solución de la razón de erosión al variar el flujo másico de partículas, en el modelo de Tulsa y en el modelo DNV, es prácticamente idéntica. Esta solución es justificada debido a que el modelo DNV es una modificación de la función de ángulo del modelo de Tulsa, la cual, en este caso, no ocasiona cambios significativos en la solución. En el modelo de Neilson-Gilchrist, nuevamente se observa mayor sensibilidad al cambio de flujo másico, donde la razón de erosión aumenta considerablemente al incrementar el flujo másico de las partículas. En el modelo de Tabakoff-Wakeman, se observa un comportamiento aproximado al de Neilson-Gilchrist, sin embargo, reporta valores más altos de erosión que los demás modelos.

En el tercer caso, al analizar el comportamiento de las curvas de máxima erosión variando el diámetro de las partículas inyectadas, se observan diferencias significativas en la solución de cada modelo. En el modelo DNV-Haugen, se observa un aumento de la razón de erosión al aumentar el diámetro de las partículas hasta un valor límite de  $0.143 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$  con partículas de  $2 \mu\text{m}$  de diámetro. En este punto, la erosión desciende rápidamente y cuando el diámetro de las partículas es de  $2.5 \mu\text{m}$ , la pendiente de la curva disminuye y la erosión disminuye lentamente. La solución del modelo de Tulsa presenta un comportamiento similar al modelo DNV. Sus puntos de inflexión se presentan con un diámetro de  $0.5 \mu\text{m}$ , reportando una razón de erosión de  $0.103 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$  y con  $3 \mu\text{m}$ , reportando  $0.1 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$ , para valores por arriba de  $3 \mu\text{m}$ , la razón de erosión se mantiene prácticamente constante.

El modelo de Neilson-Gilchrist presenta su máxima erosión en  $2 \mu\text{m}$  con un valor de  $0.381 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$ , desciende rápidamente hasta  $0.244 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$  a los  $3 \mu\text{m}$  y se mantiene con una variación casi despreciable para diámetros mayores. Finalmente, analizando el modelo de Tabakoff-Wakeman, se observa una curva ascendente hasta  $10 \mu\text{m}$  con una razón de erosión de  $3.591 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$ , donde comienza a disminuir lentamente mostrando un comportamiento no-lineal, adicionalmente se detectan 3 puntos de inflexión a lo largo de la curva en un rango de 0 a  $20 \mu\text{m}$  mostrando una mayor sensibilidad de la razón de erosión a los cambios de diámetro por debajo de las  $3 \mu\text{m}$ .

#### **4.2.2 Contornos de erosión de referencia.**

El rediseño de las etapas de la turbina ha disminuido el daño por el impacto de las partículas sólidas y ya que el fenómeno de la erosión en la etapa de control es diferente a las demás etapas, se toma como comparación cualitativa la erosión sobre los álabes de la tobera. En la Figura 4.4 se observa la trayectoria de las partículas a lo largo del canal de flujo. Esta trayectoria es interrumpida por el perfil del borde de salida y la mayoría de las partículas impactan en esta zona.

Debido a que el ángulo de impacto de las colisiones en el borde de salida es menor que el de las colisiones en el borde de entrada, la máxima erosión se presenta cerca del primero. El comportamiento de las partículas origina el desgaste de dicho borde y hasta la pérdida total.

Por otro lado, en el borde de entrada existe una mínima erosión provocada por el impacto perpendicular de las partículas de níquel. Se observa que el impacto en este borde es mayor de  $70^\circ$  y, tomando en cuenta la gráfica de erosión normalizada de la Figura 4.6, existe la posibilidad de erosión relativamente baja en esta zona.

En la Figura 4.10 se muestra una fotografía de erosión encontrada en los álabes de las toberas, la cual será utilizada como referencia para comparar las zonas de erosión de los modelos propuestos.

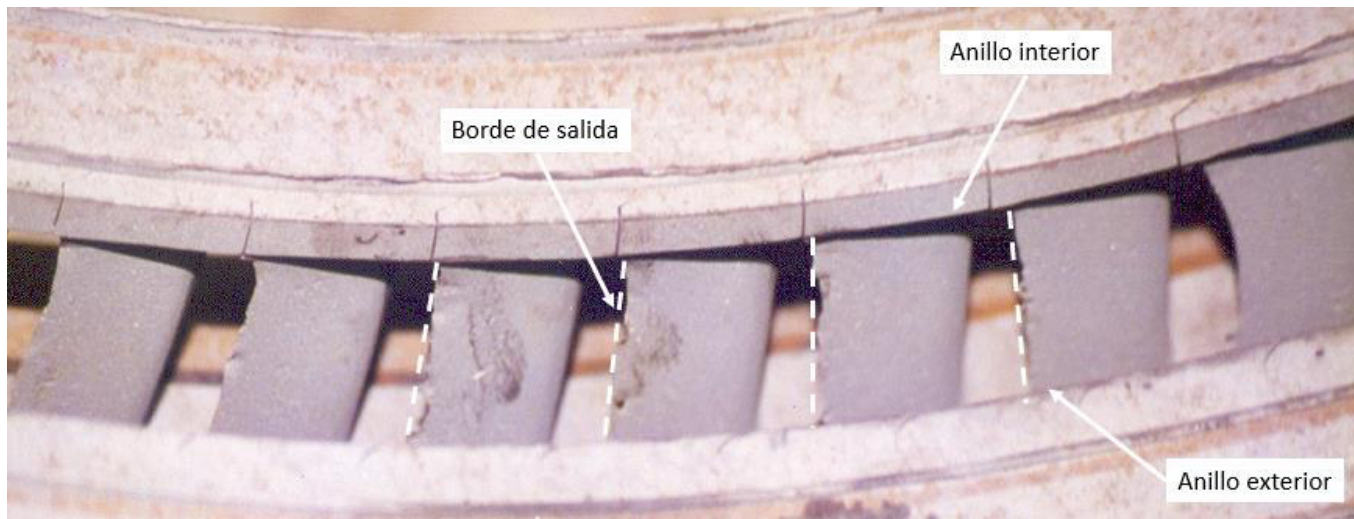


Figura 4.10 Erosión en los bordes de salida en los álabes de la tobera.

Con una inspección detallada de las zonas de desgaste y ruptura del material, en la Figura 4.10 se observa que la zona con mayor erosión se localiza cerca del anillo interior, siendo menos severa en dirección al anillo exterior.

Cabe mencionar que la erosión no es un proceso continuo y se presenta con mayores efectos durante el arranque de la turbina (es aquí donde se arrastra una mayor cantidad de partículas). Además, la erosión también se origina por otros factores, como condensados en el flujo de vapor cuando las temperaturas y presiones de operación son relativamente bajas. A fin de analizar el desgaste por partículas sólidas inertes, se supuso que la erosión presentada en la Figura 4.10 es causada únicamente por el impacto de dichas partículas.

En las Figuras 4.11, 4.12 y 4.13 se muestra una comparación de la razón de erosión sobre la superficie cóncava del álabe utilizando los cuatro modelos de erosión, variando el flujo másico de vapor, el flujo másico de las partículas y su diámetro, respectivamente en cada Figura.

#### 4.2.3 Contornos de erosión en base al flujo másico de vapor.

Como primer análisis, se revisarán los resultados de la erosión ocasionada por la variación del flujo másico de vapor, el cual transporta un flujo constante de partículas de Níquel con diámetro uniforme.

De la Figura 4.11, los resultados de erosión en función del flujo másico de vapor muestran una mayor afectación en el borde de salida del lado cóncavo a medida que el flujo se incrementa, alcanzando altos valores de erosión en el modelo de Tabakoff-Wakeman (hasta  $1.29 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$  con un flujo másico de  $5 \text{ kg/s}$ ) respecto a los demás modelos de erosión.

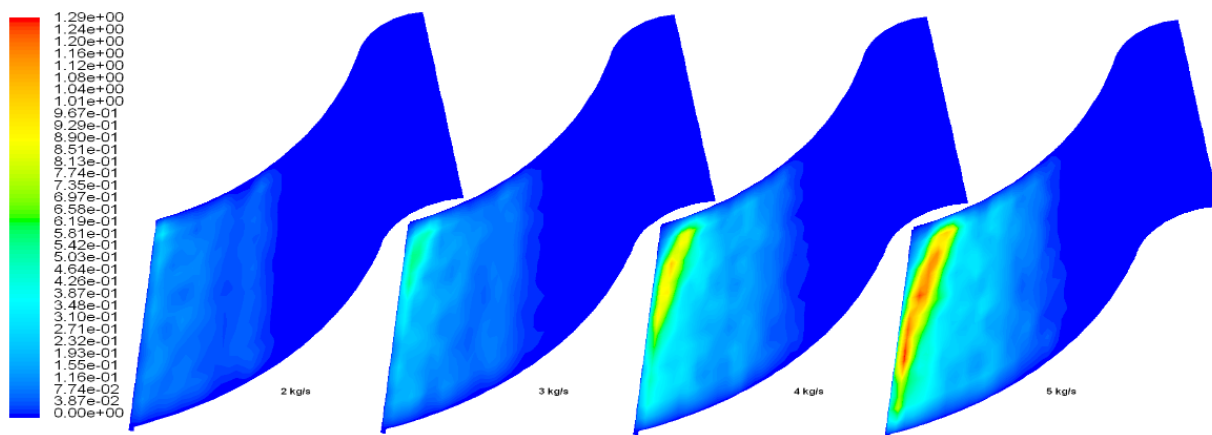
Otro efecto observado son las zonas de erosión que se van acercando al borde de entrada en la medida que aumenta el flujo másico de vapor, sin embargo, la zona de mayor afectación sigue siendo el borde de salida del álabe.

Realizando un comparativo entre los diferentes modelos de erosión analizados, se observan similitudes en la magnitud de erosión entre el modelo de Tabakoff-Wakeman y el modelo de Neilson-Gilchrist (entre  $1.29$  y  $0.9 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$  de máxima erosión respectivamente con  $5 \text{ kg/s}$  de flujo de vapor),

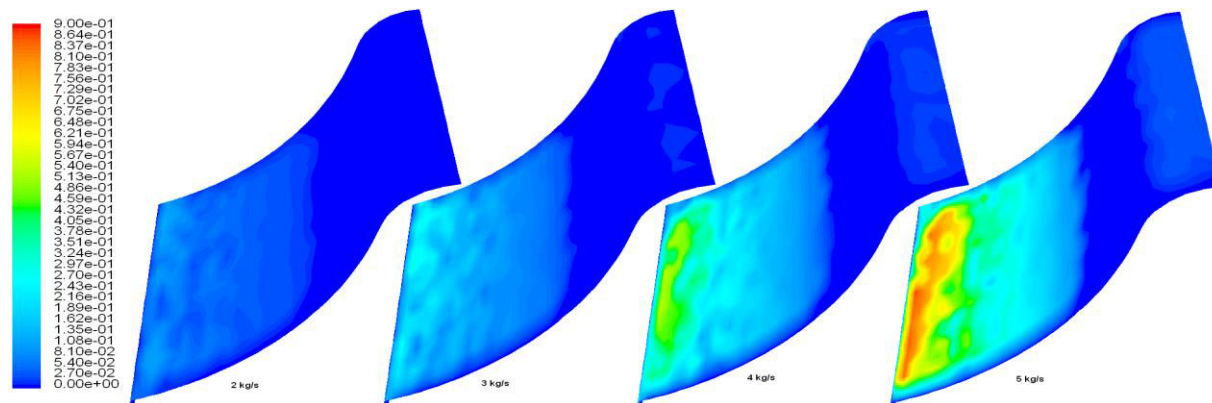
mismo caso entre los modelos de Tulsa y DNV donde los resultados son muy similares en magnitud (entre 0.32 y 0.35 kg/s·m<sup>2</sup> de máxima erosión respectivamente) y similitud en las zonas afectadas.

La erosión en el borde de entrada se justifica con la gráfica de erosión normalizada (Figura 4.6), que reporta un valor de erosión asintótico para ángulos de impacto de 90° aproximadamente. Conociendo que la inyección de partículas es uniforme a la entrada de la tobera y normal a la sección transversal de flujo (Figura 4.4), se deduce que las partículas impactan sobre el borde con ángulos cercanos a 90° causando un daño mínimo de erosión en la zona de estancamiento de flujo.

Derivado del análisis de erosión en base al flujo másico de vapor se concluye que las zonas con mayor daño se observan en el borde de salida del lado de presión, lo cual es común para los cuatro modelos estudiados. Si se observa con mayor detenimiento el patrón de daño a lo largo del perfil, se revela una mayor concentración del daño cerca del borde de salida con el modelo de Tabakoff-Wakeman y si se compara la fotografía de la Figura 4.10, se observa que este modelo reproduce con mayor exactitud el daño físicamente observado. Si se observa el patrón de daño con los modelos de solución adicionales se observa una mayor dispersión en la zona dañada a lo largo del perfil, incluso en la zona del borde de entrada para algunos casos.

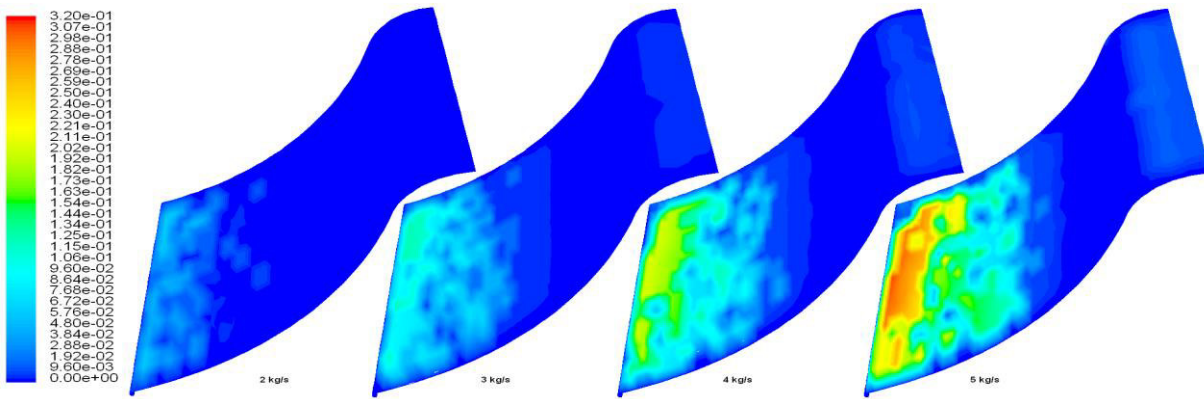


4.11a. Modelo de Tabakoff-Wakeman (máximo 1.29 kg/s·m<sup>2</sup>)

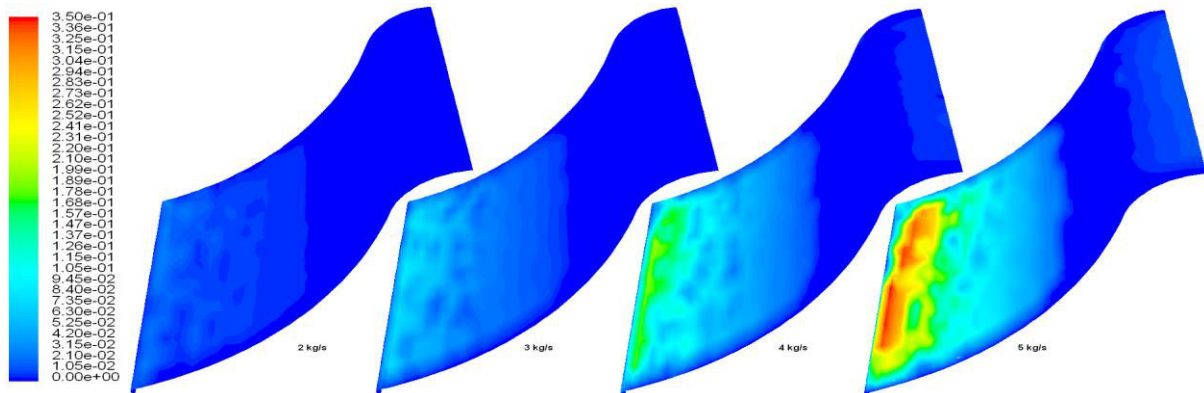


4.11b. Modelo de Neilson-Gilchrist (máximo 0.9 kg/s·m<sup>2</sup>)

Figura 4.11 Contornos de erosión en función del flujo másico de vapor [kg/s·m<sup>2</sup>].



4.11c. Modelo de la Universidad de Tulsa (máximo 0.32 kg/s·m<sup>2</sup>)



4.11d. Modelo DNV-Haugen (máximo 0.35 kg/s·m<sup>2</sup>)

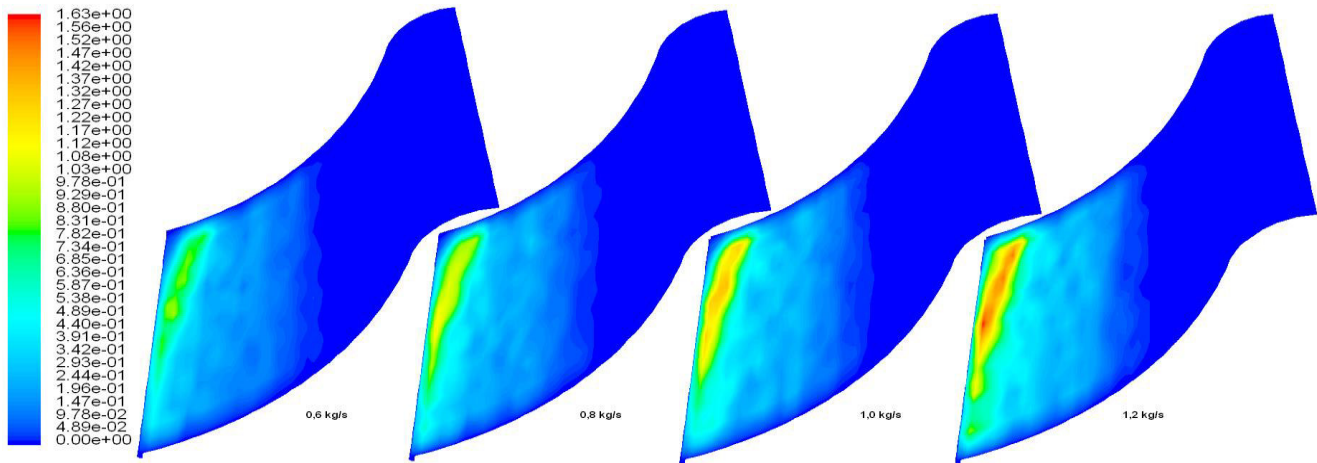
Figura 4.11 (continuación) Contornos de erosión en función del flujo másico de vapor [kg/s·m<sup>2</sup>].

#### 4.2.4 Contornos de erosión en base al flujo másico de partículas.

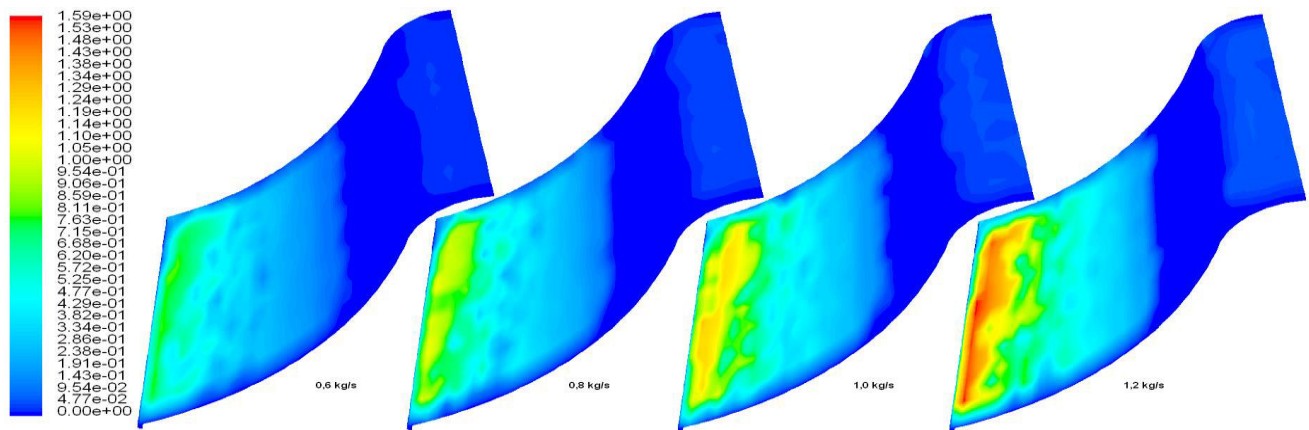
Como segundo análisis, se revisan los resultados de la erosión ocasionada por la variación del flujo másico de partículas, manteniendo su diámetro uniforme y un flujo constante de vapor.

En las imágenes de la Figura 4.12, las zonas afectadas en base a un flujo másico de partículas oscilan en el rango de 0.6 kg/s a 1.2 kg/s. Para los modelos de Tabakoff-Wakeman y Neilson-Gilchrist se detectan mayores valores en la razón de erosión respecto al análisis en función del flujo másico con una razón de erosión máxima entre 1.63 y 1.59 kg/s·m<sup>2</sup> respectivamente para 1.2 kg/s de flujo de partículas. Adicionalmente se observa que las zonas afectadas son similares al daño registrado con un flujo másico de vapor de 5 kg/s en el modelo Neilson-Gilchrist, no siendo así para el modelo Tabakoff-Wakeman el cual registra un menor daño y más cercano al borde de salida con un flujo de partículas constante.

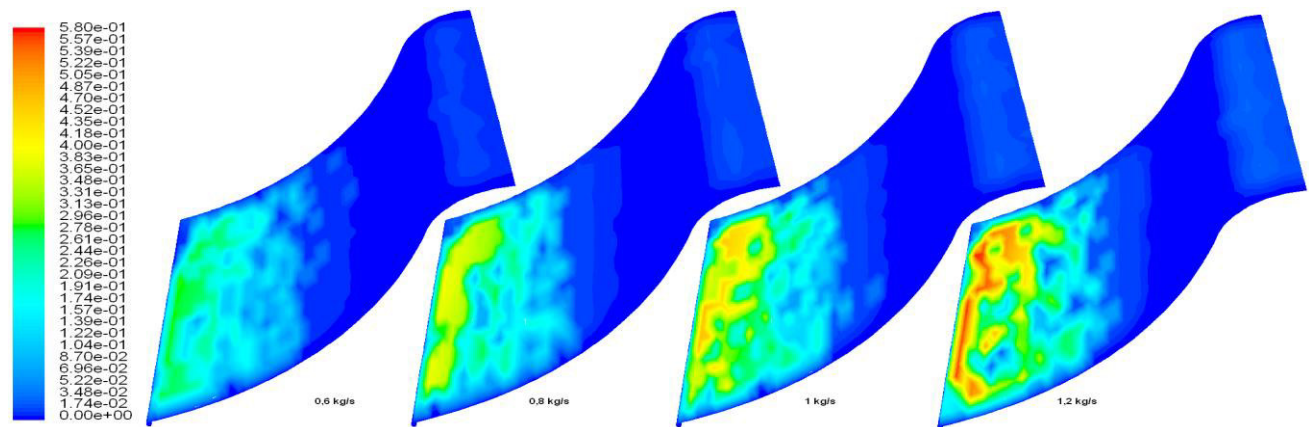
Respecto a los modelos de Tulsa y DNV, mantienen resultados similares en la magnitud de erosión reportada y una ligera diferencia en la dispersión de las zonas erosionadas con un flujo de partículas de 1.2 kg/s. Finalmente, otro efecto encontrado en los modelos de erosión analizados bajo las diferentes condiciones de flujo de partículas propuesto es una mayor dispersión en las zonas afectadas comparado con lo reportado variando el flujo másico de vapor (Figura 4.11), esto podría interpretarse como un mayor riesgo de daño al incrementar el flujo de partículas independientemente del flujo másico de vapor inyectado.



4.12a. Modelo de Tabakoff-Wakeman (máximo 1.63 kg/s·m<sup>2</sup>)



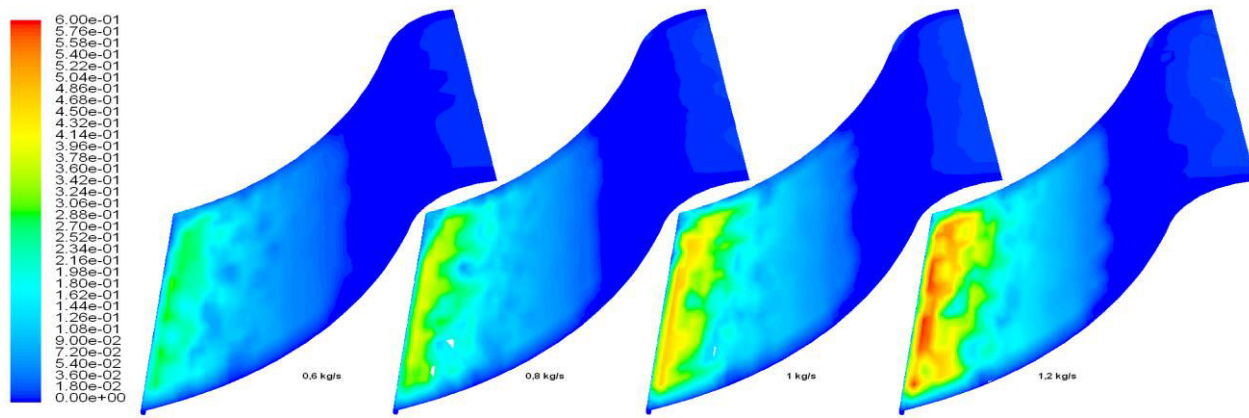
4.12b. Modelo de Neilson-Gilchrist (máximo 1.59 kg/s·m<sup>2</sup>)



4.12c. Modelo de la Universidad de Tulsa (máximo 0.58 kg/s·m<sup>2</sup>)

Figura 4.12 Contornos de erosión en función del flujo másico de partículas [kg/s·m<sup>2</sup>].





4.12d. Modelo DNV-Haugen (máximo 0.6 kg/s·m<sup>2</sup>)

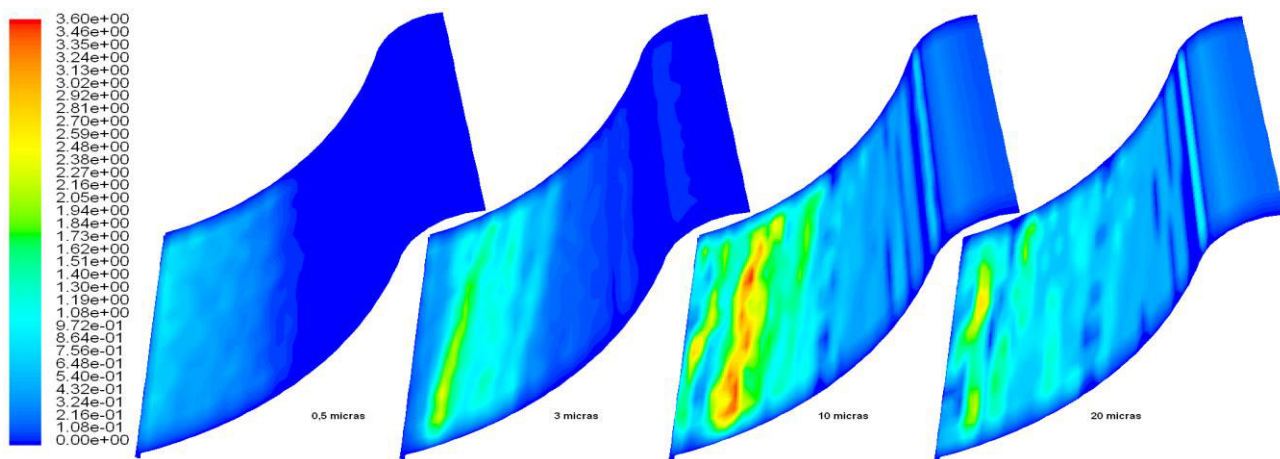
Figura 4.12 (continuación) Contornos de erosión en función del flujo másico de partículas [kg/s·m<sup>2</sup>].

**4.2.5 Contornos de erosión en base al diámetro de partículas.**

Finalmente, al variar el diámetro de las partículas inyectadas manteniendo el flujo de vapor y el flujo de partículas constante (Figura 4.13), las zonas afectadas por la erosión se extienden a lo largo del lado cóncavo del álabe cubriendo una mayor superficie y extendiéndose desde el borde de entrada hasta el borde de salida.

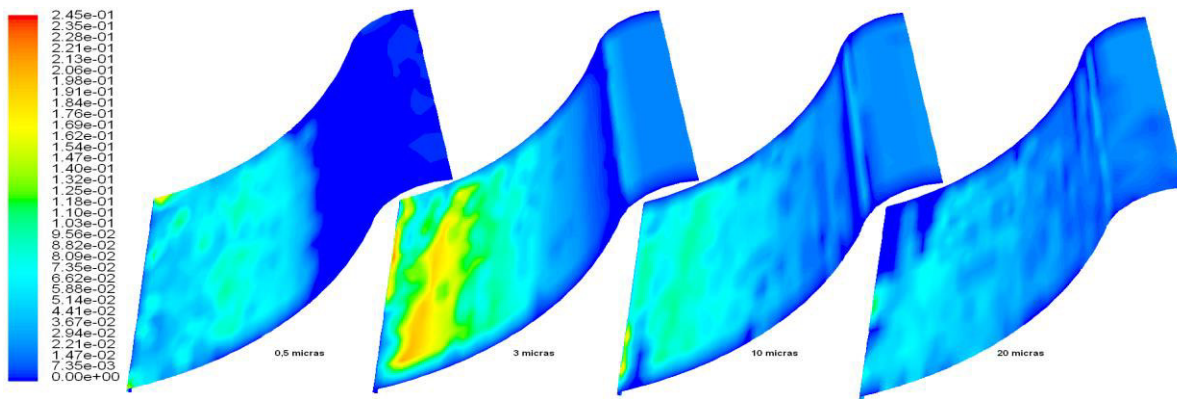
Por otro lado, se observa que la magnitud del daño es mayor en el modelo de Tabakoff-Wakeman siendo más sensible al diámetro de las partículas que el resto de los modelos (valores máximos reportados en el orden de 3.6 kg/s·m<sup>2</sup> contra un promedio de 0.16 kg/s·m<sup>2</sup> para los otros modelos).

Respecto a la distribución de la erosión a lo largo del perfil cóncavo del álabe, se detecta un incremento en la razón de erosión y un daño mayor en superficies próximas al borde de entrada a medida que el diámetro de las partículas es mayor, esto podría deberse a que las partículas colisionan más veces a su paso a través del canal de flujo, tal como se muestra en la Figura 4.5.

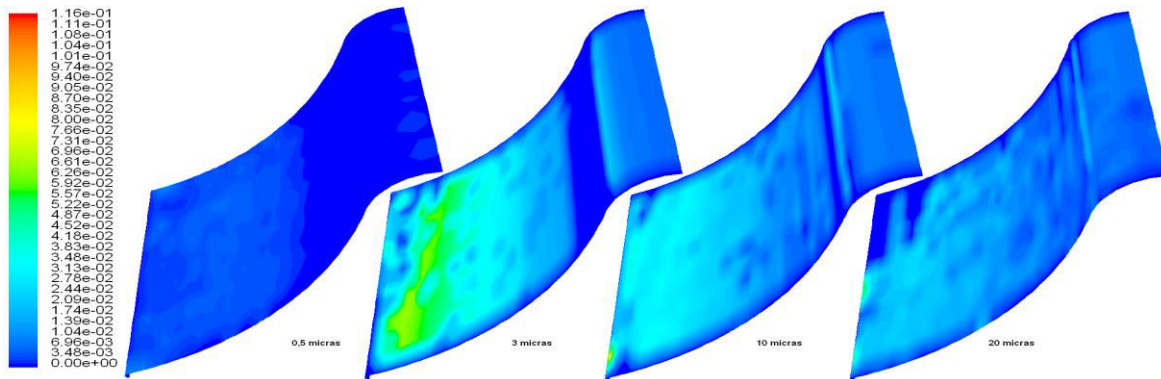


4.13a. Modelo de Tabakoff-Wakeman (máximo 3.6 kg/s·m<sup>2</sup>)

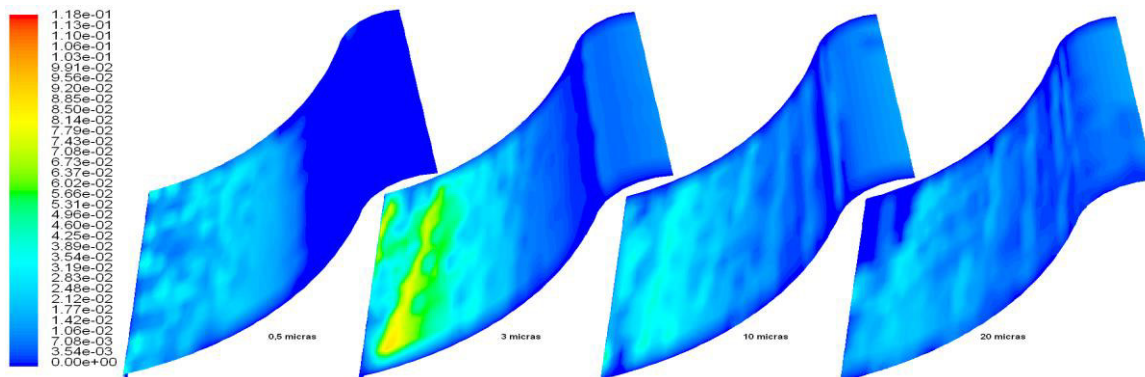
Figura 4.13 Contornos de erosión en función del diámetro de partículas [kg/s·m<sup>2</sup>].



4.13b. Modelo de Neilson-Gilchrist (máximo 0.245 kg/s·m<sup>2</sup>)



4.13c. Modelo de la Universidad de Tulsa (máximo 0.116 kg/s·m<sup>2</sup>)



4.13d. Modelo DNV-Haugen (máximo 0.118 kg/s·m<sup>2</sup>)

Figura 4.13 (continuación) Contornos de erosión en función del diámetro de partículas [kg/s·m<sup>2</sup>].

En base a esta información y a la comparación de las zonas de erosión mostradas en la fotografía (Figura 4.10), se puede concluir que el modelo Tabakoff-Wakeman es el modelo más aproximado a las condiciones reales de erosión que se encuentran en la literatura.

En el siguiente capítulo se describe el desarrollo de un modelo numérico para los álabes móviles en la primera etapa de presión, el cual servirá para trabajos posteriores.

---

## Capítulo 5 – Modelado de álabes móviles para futuros análisis

---

En la primera etapa de presión de una turbina de vapor, la velocidad del vapor aumenta al pasar por la sección de toberas, además las partículas sólidas arrastradas por el flujo son aceleradas a la magnitud de la velocidad del medio que las contiene, por esta razón se ha encontrado que no ocurre erosión significativa en el lado cóncavo del álabe móvil pero sí del lado convexo. En el presente Capítulo se define el modelado de los álabes móviles en la primera etapa de presión como base para análisis futuros proyectos.

### 5.1 ANTECEDENTES DE EROSIÓN EN ALABES MÓVILES.

La erosión por partículas sólidas sobre los álabes móviles de la etapa de control se presenta principalmente sobre el lado convexo del borde de entrada (succión) y en menor magnitud sobre el lado cóncavo del borde de salida (presión), como se muestra en la Figura 5.1.

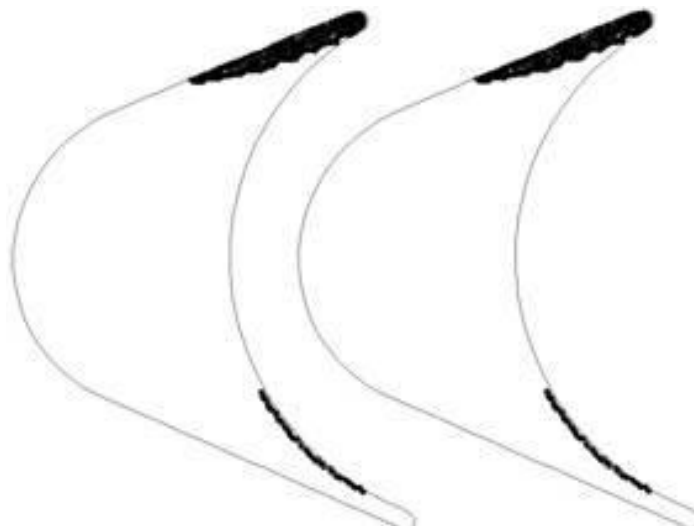


Figura 5.1 Erosión por partículas sólidas sobre álabes móviles de la etapa de control.

Los ingenieros han optado por redondear estos bordes durante las reparaciones con la finalidad de conservar la integridad mecánica del álabe, sin embargo, desde el punto de vista de eficiencia térmica, se provoca una pérdida ocasionada por la modificación del ángulo del borde. La Figura 5.2 presenta una gráfica de pérdida de eficiencia normalizada en función del ángulo de entrada para un álabe móvil redondeado y afilado.

Por otro lado, se ha encontrado que la erosión para un perfil con borde afilado es mayor que aquél con un borde redondeado, pero el redondeado representa una pérdida de eficiencia por las razones ya descritas, incluso cuando los álabes fijos han sido reemplazados o reparados. En la Tabla 5.1 se muestran las principales razones de pérdida de eficiencia en una turbina, siendo una de ellas la modificación del perfil original de los álabes móviles.

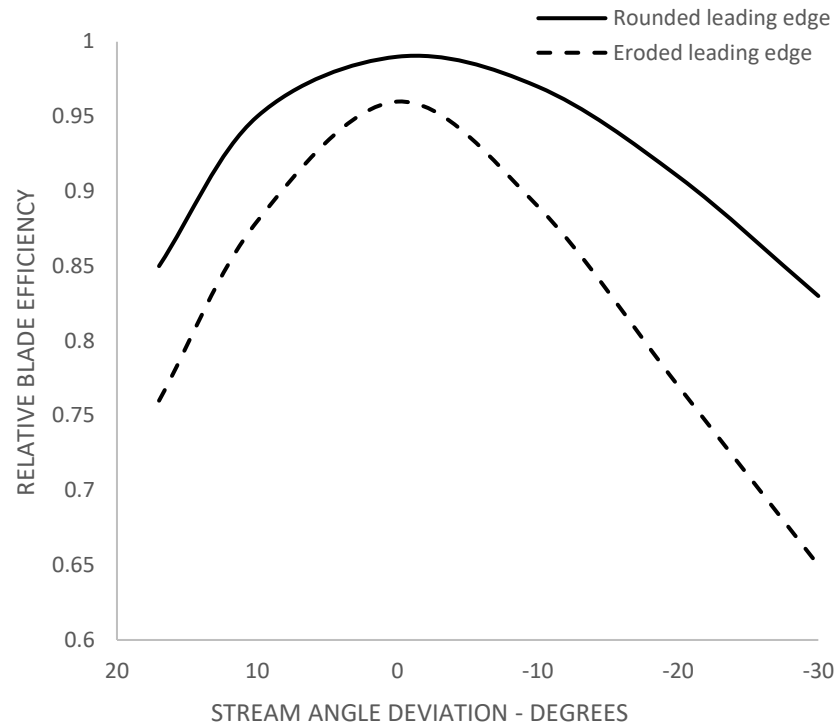


Figura 5.2 Comportamiento de la eficiencia del álabe móvil por cambios en el ángulo de entrada [14].

Tabla 5.1. Contribución de defectos en la pérdida de energía en una turbina.

Pérdida del perfil original de álabes fijos	40 %
Aumento de la rugosidad superficial	35 %
Aumento en distancia de claros	20 %
<i>Pérdida del perfil original de álabes móviles</i>	<i>5 %</i>
Pérdida de energía total	100 %

Conociendo la naturaleza de los daños por el flujo de partículas sólidas a través de los álabes móviles en la etapa de control, se presenta el modelo numérico de erosión utilizando las ecuaciones de Tabakoff-Wakeman, las cuales tuvieron los resultados mejor correlacionados a la erosión en los álabes fijos analizados en el capítulo anterior.

## 5.2 MODELADO DE LA ETAPA MÓVIL.

### 5.2.1 Cálculo y modelado de la geometría del álabe móvil.

Para obtener la mejor eficiencia en los álabes de la turbina se aplica un método especial de diseño llamado “de vórtice libre”. La principal característica de este método es suponer que el componente radial de la velocidad del vapor es igual a cero. Tomando en cuenta esta suposición, el proceso de diseño del álabe móvil se resume en los siguientes pasos:

1. Se define la presión y la temperatura a la entrada de la etapa móvil, el diámetro medio del diafragma de toberas, el diámetro y la velocidad angular del rotor y el flujo másico del vapor en cada tobera.
2. Se selecciona un número de Parsons,  $X$ , el cual está en función de las componentes de velocidad del vapor. Para las turbinas de impulso se propone un valor entre 1500 y 2200.

3. Con estos datos, en la Figura A1 (ver apéndice A) se determina el ángulo y la magnitud de la componente de velocidad a la entrada del álabe móvil, y así se calculan los ángulos en los bordes del álabe.
4. Conociendo el diámetro medio y el número de toberas en el diafragma, se estima la distancia entre los álaves y el radio de curvatura del borde de succión (lado convexo).
5. Con las condiciones del vapor a la salida de la etapa, se calcula la longitud del álabe y el número de álaves empotrados en el rotor, para la primera etapa.
6. Con los análisis anteriores (ver apéndice A), se determinan las dimensiones finales de los álaves móviles mostrados en la Figura 5.3.

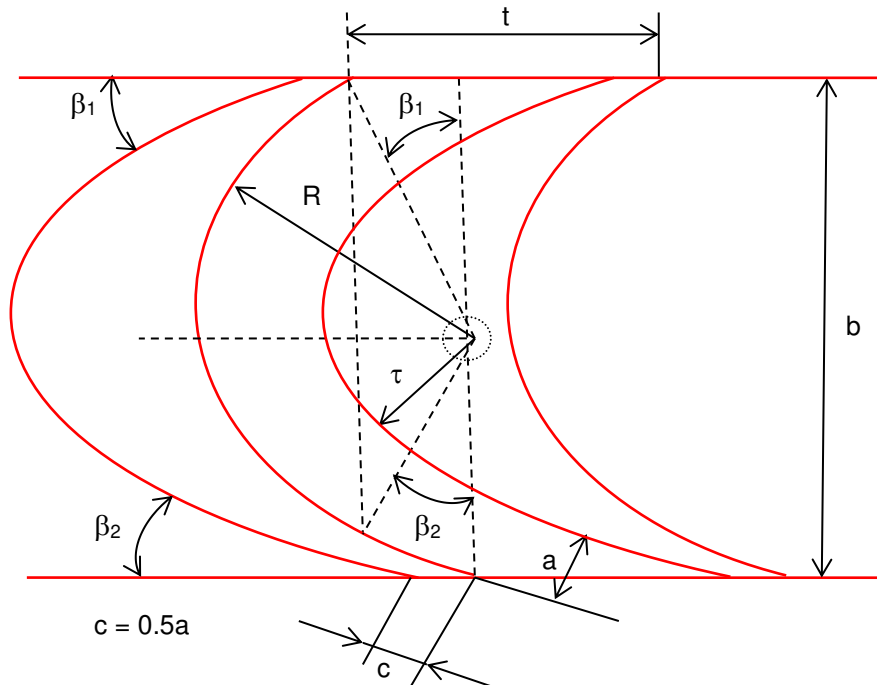


Figura 5.3 Dimensiones del perfil del álabe móvil.

Los radios de los bordes del álabe se determinan tomando en cuenta el ancho del borde de salida. La Figura 5.4 muestra cómo se calculan los bordes citados. El diámetro de los bordes se calcula a partir de los ángulos internos del triángulo rectángulo formado con las líneas del perfil y la línea L-L'. De acuerdo con este diagrama, el diámetro del borde es de 2,78 mm.

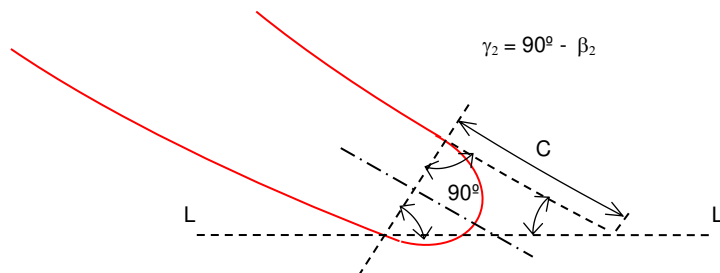


Figura 5.4 Dimensiones del borde de salida del álabe móvil.

Tabla 5.2 Dimensiones del perfil del álabe móvil.

Parámetro	valor
a	1,3 cm
b	6,0 cm
c	6,5 mm
R	15,62 cm
t	17,32 cm
$\beta_1$	23,173°
$\beta_2$	23,173°
$\tau$	18,24 cm

### 5.2.2 Canal de flujo desarrollado.

Una vez determinado el perfil de los álabes móviles, se selecciona un canal de flujo desarrollado que respete la continuidad de flujo de vapor. Los principales requisitos que debe cumplir el modelo son:

- Fronteras del canal de flujo periódicas con la forma del perfil del álabe, para evitar discontinuidad y poder visualizar el campo de flujo alrededor del álabe.
- Entre la salida de la tobera y la entrada del álabe móvil, se respeta el claro axial para poder utilizar los perfiles de flujo entre la tobera y el rotor con mayor exactitud.
- La frontera periódica del canal de flujo se selecciona como una línea media entre los álabes conociendo el número de álabes en el rotor de la primera etapa (85 álabes móviles).

Con las consideraciones anteriores, se selecciona el canal de flujo mostrado en la Figura 5.5. Partiendo del modelo bidimensional del canal de flujo para la tobera y el álabe móvil, se generan los modelos tridimensionales utilizando las herramientas del preprocesador GAMBIT®. Para generar los volúmenes del canal de flujo, se deben tomar las siguientes consideraciones:

- El radio de curvatura de la superficie de la carcasa, el cual es la suma del radio del diafragma o del rotor, y la altura del álabe.
- El radio de curvatura de la superficie del anillo interior, el cual es el radio del diafragma o del rotor.

Basado en estos parámetros, se genera el volumen de control para cada uno de los canales de flujo mostrados en la Figura 5.6. La superficie total de los álabes ha sido seccionada convenientemente para identificar y comparar las zonas críticas en el análisis de erosión, tomando como base el área de la superficie seleccionada. Además, esta división permite tener mayor control sobre el mallado cerca de la superficie, el cual permite generar una densidad de elementos mayor en esta zona.

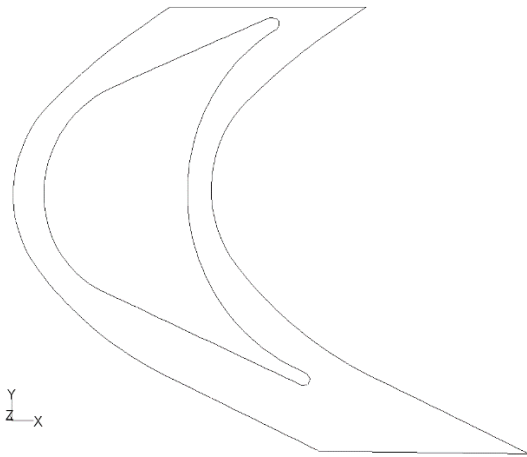


Figura 5.5 Canal de flujo bidimensional de los álabes móviles.

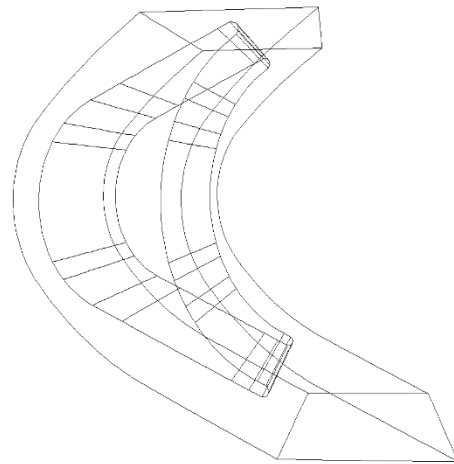


Figura 5.6 Canal de flujo tridimensional de los álabes móviles.

### 5.2.3 Discretización del modelo.

Las mismas herramientas y procedimientos utilizados para generar la malla del modelo de la tobera se utilizan para mallar el modelo del álabe móvil. Las Figuras 5.7, 5.8 y 5.9 muestran las superficies malladas del perfil, superficies periódicas y la carcasa del canal de flujo. El número de elementos tridimensionales para el modelo final es de 42060 y la relación de aspecto máxima es de 9.01.

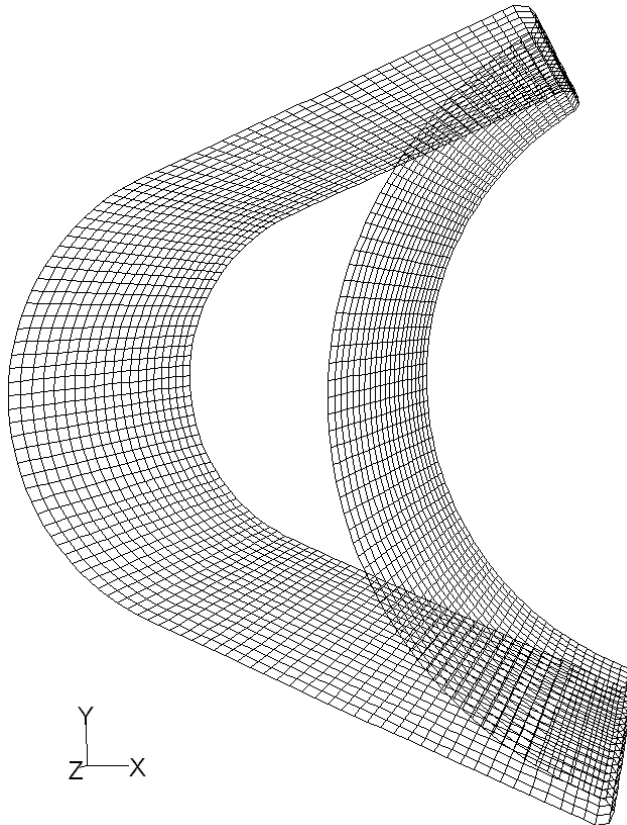


Figura 5.7 Mallado en la superficie del perfil del álabe móvil.

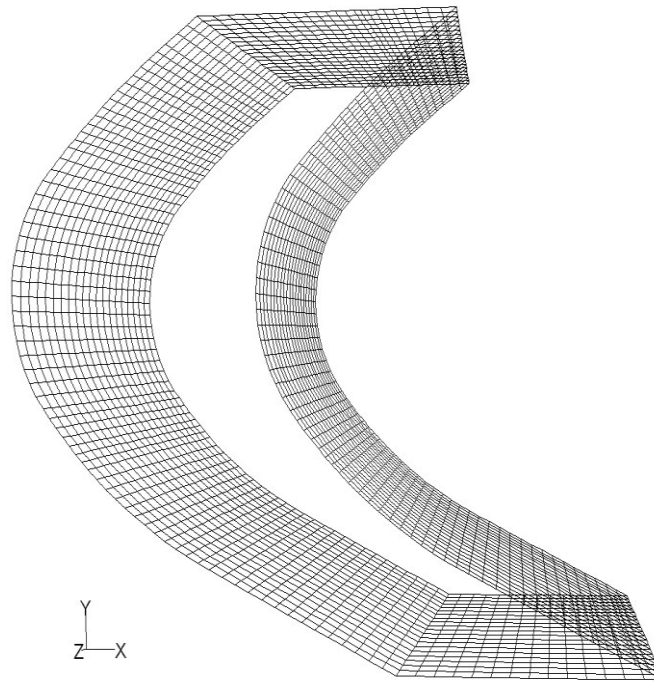


Figura 5.8 Mallado en la superficie periódica y las superficies de flujo axial del álabe móvil.

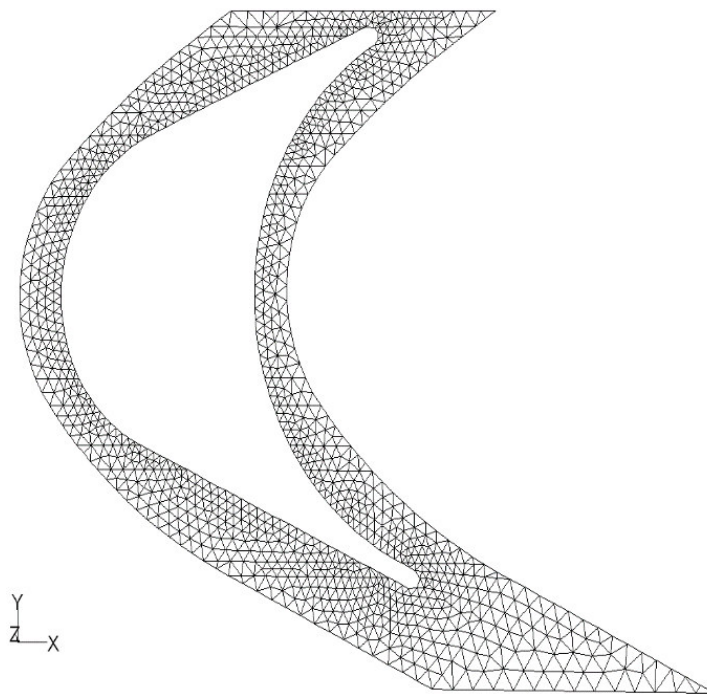


Figura 5.9 Mallado en la carcasa del canal del álabe móvil.

El modelo final para el caso de estudio se representa como un acoplamiento del modelo de la tobera y el modelo móvil. Entre ellos se define una interfaz que actúa como salida de flujo de la tobera y entrada de flujo al álabe móvil. El acoplamiento de los modelos se realiza registrando los perfiles de salida de la tobera y, considerando el vector de velocidad del rotor, se calculan los perfiles en la entrada del álabe móvil. El canal de flujo del modelo final se muestra en la Figura 5.10.



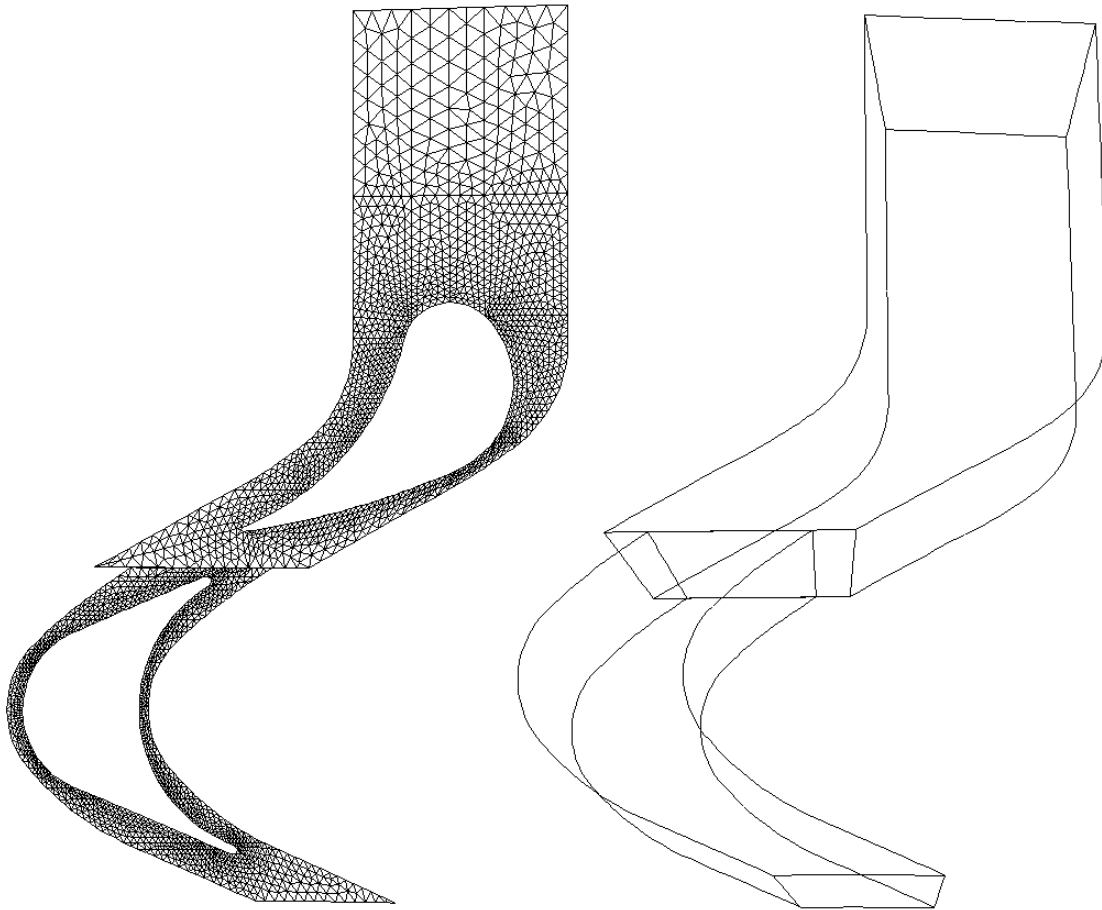


Figura 5.10 Modelos acoplados de la primera etapa.

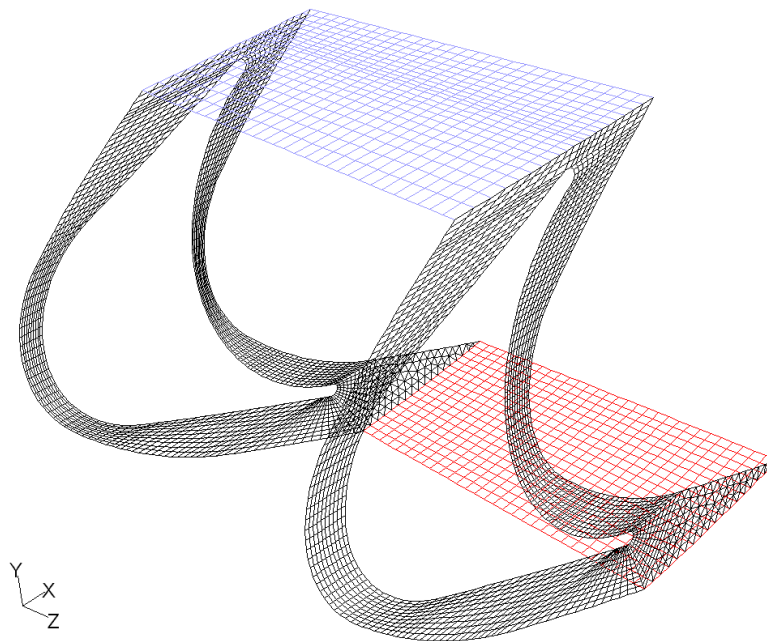


Figura 5.11 Superficie interior y exterior de la carcasa a lo largo del canal de flujo (entrada y salida del flujo representada en azul y rojo, respectivamente).

### 5.2.4 Definición de las zonas físicas.

Dentro de cada modelo de flujo se identifican varias superficies que definen el dominio computacional: superficies sólidas, entrada de flujo, salida de flujo, superficies periódicas y volúmenes de flujo. Cada una se define de acuerdo con el tipo de zona en la tabla 5.3.

Entre el modelo de la tobera y el rotor, el canal de flujo se reduce debido al mayor número de álabes móviles (Figura 5.10). Sin embargo, para el análisis requerido, las condiciones de periodicidad consideran un canal de flujo completo a lo largo de toda la longitud de arco de la turbina (Figura 5.12). Además, el canal de flujo mantiene una sección transversal de forma trapezoidal que se origina por la longitud de la circunferencia al disminuir el diámetro. Cabe mencionar que el perfil del álabes, tanto de la tobera como del rotor, mantiene sus dimensiones originales en dirección radial.

Tabla 5.3 Fronteras y zonas del dominio computacional móvil del álabes móvil.

Zona	Nombre	Descripción	Tipo de zona
Álabes móvil	desde <i>móvil_1</i> hasta <i>móvil_26</i>	26 superficies del perfil del álabes móvil.	Wall
Salida de flujo	<i>outlet</i>	Salida de flujo del álabes móvil	Outflow
Interfaz del rotor	<i>interfaz_móvil</i>	Entrada de flujo al álabes móvil	Mass flow inlet
Periódicas	<i>periodica_móvil</i>	Superficies periódicas del rotor	Periodic
Volumen de flujo	<i>fluido_móvil</i>	Canal de flujo del rotor	Fluid
Superficie inferior	<i>casing_móvil</i>	Superficie inferior del canal de flujo en el rotor	Wall
Superficie posterior	<i>hub_móvil</i>	Superficie posterior del canal de flujo en el rotor	Wall

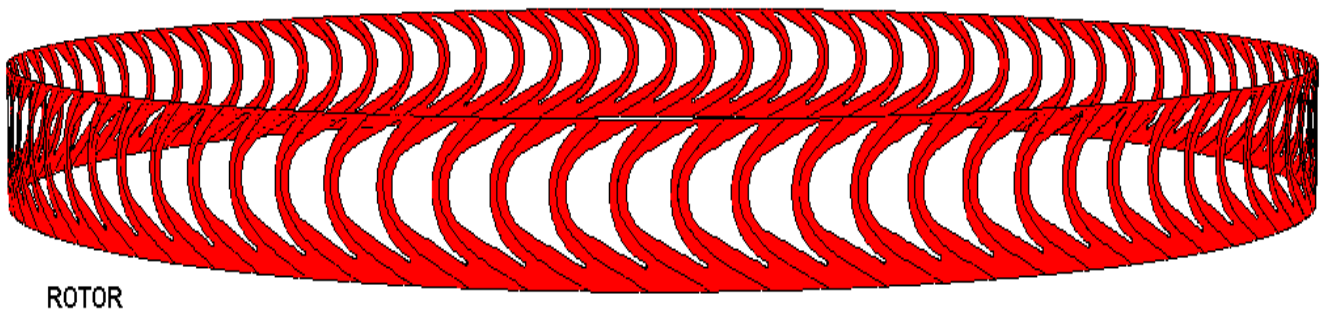


Figura 5.12 Periodicidad del canal de flujo del rotor con 84 álabes.

### 5.3 SOLUCIÓN DE FASE DISCRETA.

Una vez que haya sido resuelta la fase continua, se deben tomar en cuenta las siguientes recomendaciones para la solución de fase discreta con inyección de partículas sólidas inertes.

### **5.3.1 Modelo de planos mezclados (mixing plane model).**

Este modelo de solución resuelve el flujo a través de los álabes fijos y móviles identificando la periodicidad de cada uno y representando el movimiento relativo entre ellos, esto se logra utilizando la interfaz del modelo con planos mezclados.

La mezcla de planos se identifica entre la salida de la tobera y la entrada del rotor, las cuales deben definirse como frontera de salida (upstream boundary) y frontera de entrada (downstream boundary), respectivamente.

Sin embargo, este modelo no permite activar la pestaña de inyección de partículas sólidas, así que no se podrá obtener la solución de la fase discreta mediante este método.

### **5.3.2 Modelo de mallas deslizantes (sliding mesh model).**

Este modelo de solución resuelve el flujo a través de los álabes fijos y móviles permitiendo que la malla de entrada del rotor se deslice sobre la malla de salida de los álabes fijos utilizando una fusión de mallas con la función "tmerge".

En este modelo, antes de obtener la solución, se fusionan las fronteras de los volúmenes de control modelados por separado: canal de flujo de álabes fijos y álabes móviles. Esta fusión permite generar una frontera única para ambos modelos, pero con movimiento relativo del lado del rotor.

De igual forma que el modelo de planos mezclados, este modelo no permite activar la pestaña de solución de fase discreta, por lo tanto, tampoco podrá obtenerse la solución mediante este método.

### **5.3.3 Perfiles de salida de las toberas.**

Una vez descartados los modelos de solución propuestos en la literatura de Fluent, se estudió la factibilidad de utilizar una tercera opción guardando los perfiles de salida de los álabes fijos para las soluciones de continuidad, momentum, energía, turbulencia y trayectoria de partículas de la fase discreta. Dichos perfiles se pueden leer como condiciones de entrada del canal de flujo de álabes móviles con la condición de movimiento relativo asociado al giro del rotor.

Al utilizar este método podría dar los resultados esperados, sin embargo, existe el riesgo de no lograr convergencia si no se cuidan las condiciones de frontera del modelo.

En el presente capítulo se describió el modelado de los álabes móviles de la primera etapa de presión de una turbina de vapor, así como una guía de los métodos que podrían o no utilizarse para la solución de fase discreta con inyección de partículas.

---

## Conclusiones

---

Se presentó un estudio numérico de erosión sobre los álabes de la primera etapa de presión en una turbina de vapor de 300 MW, basado en diferentes modelos de erosión desarrollados por diversos autores mediante un software de dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) aplicando el método de volumen finito, ecuaciones de conservación de Euler para la fase continua y un modelo Lagrangiano para la fase discreta que resuelve el flujo de partículas sólidas.

El objetivo principal de este proyecto se cumplió con la comparación de los diferentes modelos de erosión y determinando cuál modelo se correlaciona mejor, así como permitir el conocimiento de la influencia del diámetro de las partículas, su ángulo de impacto, su velocidad y su distribución a lo largo del canal de flujo sobre la erosión en los álabes.

Se utilizaron funciones definidas por el usuario (UDF's), las cuales son interpretadas y compiladas por Fluent antes de comenzar el proceso de iteración para resolver ecuaciones de erosión:

- Tabakoff y Wakeman, disponible en Fluent
- Neilson y Gilchrist, disponible sólo como UDF
- Universidad de Tulsa, disponible sólo como UDF
- DNV-Haugen, disponible sólo como UDF

Dichas funciones fueron escritas en lenguaje de programación C utilizando *macros* y librerías especializadas predefinidas por el paquete permitiendo la conexión dinámica con la solución de ecuaciones de Euler y del modelo Lagrangiano.

En base a la información expuesta, las soluciones de fase discreta del álabe fijo y a la comparación de las zonas de erosión mostradas en la fotografía de la Figura 4.10, se concluyó que el modelo Tabakoff-Wakeman es el modelo con una mejor aproximación a las zonas que se observan con daños de erosión a lo largo del perfil del álabe en los mantenimientos de las turbinas.

Cabe mencionar que parte de estos resultados, utilizando el modelo de Tabakoff-Wakeman (disponible en Fluent), fueron publicados en revistas científicas de distribución internacional, listadas a continuación:

- Journal of Numerical Heat Transfer, Part A: Applications Vol. 53; Numerical Study of Erosion due to Solid Particles in Steam Turbine Blades. 2007.
- Journal of Applied Thermal Engineering Vol. 27; Numerical investigation of the solid particle erosion rate in a steam turbine nozzle. 2007

Finalmente, se expuso el desarrollo del modelo numérico para el análisis de los álabes móviles de la primera etapa de presión, estudiando 3 posibles métodos de análisis:

- Modelo de planos mezclados, identificando la periodicidad de los planos de salida del flujo de la tobera y entrada del flujo entre álabes móviles y representando el movimiento

relativo entre ellos utilizando la interfaz del modelo con planos mezclados, se concluyó que este modelo no permite realizar el análisis en fase discreta.

- Modelo de malla deslizante, permitiendo que la malla de entrada del rotor se deslice sobre la malla de salida de los álabes fijos mediante una fusión de mallas en las fronteras de los volúmenes de control y concluyendo que este modelo tampoco permite realizar el análisis en fase discreta.
- Soluciones exportadas, guardando los perfiles de salida de los álabes fijos para las soluciones de continuidad, momentum, energía, turbulencia y trayectoria de partículas de la fase discreta para leerlos como condiciones de entrada del canal de flujo de álabes móviles. Con este método se ve factible obtener una solución de fase discreta, pero se deberá tener un especial cuidado en guardar los perfiles de salida de los álabes fijos y leerlos en la entrada del álabe móvil en cada iteración que se necesite ejecutar.

En el presente proyecto se expuso la mejor correlación de los modelos de erosión comparándolas con las zonas que se han reportan con daño durante los mantenimientos en álabes fijos de la primera etapa de presión en turbinas de vapor, así como documentación de los modelos de análisis entre dos interfaces móviles con movimiento relativo para la solución de la etapa móvil, dicha documentación servirá como punto de partida para continuar con los análisis de erosión en álabes móviles en trabajos posteriores.

## Apéndice A – UDF's modelos de erosión

```

/*****
/*  PROGRAMA DE ANÁLISIS PARA LOS TRES MODELOS DE EROSIÓN      */
/*****
#include "udf.h"
/*****MODELO DE NEILSON-GILCHRIST*****/
#define ec = 1.; /*unidades?*/
#define ed = 1.; /*unidades?*/
#define alpha1o = 1.; /*radianes*/
#define a = 1.;
#define b = 1.;
#define BH = 1.;
#define Fs = 1.;
#define n = 1.;
#define w = 1.;
#define x = 1.;
#define y = 1.;
#define z = 1.;
#define n1 = 1.;
#define K = 1.;
DEFINE_DPM_EROSION(neilson_gilchrist, p, t, normal, alpha, Vmag, mdot)
{
void name (Tracked_Particle *p, Thread *t, face_t f, real normal [ ], real alpha, real Vmag, real mdot)
real erosion; /*kg material/kg particular*/
real alfa = alpha[0]; /*radianes*/
real v = Vmag[0]; /*m/s*/
a1 = 0.5*pow(v,2.0)*pow(cos(180.*alfa/3.1416),2.0)*sin(360.*alfa/3.1416);
b1 = 0.5*pow(v,2.0)*pow(sin(180.*alfa/3.1416),2.0);
c1 = 0.5*pow(v,2.0)*pow(cos(180.*alfa/3.1416),2.0);
if (alfa <= alpha1o)
{
erosion = 0.001*(a1/ec+b1/ed);
}
else
erosion = 0.001*(c1/ec+b1/ed);
return erosion;
}
/*****MODELO DE LA UNIVERSIDAD DE TULSA-AHLERT*****/
DEFINE_DPM_EROSION(tulsa_ahlert, p, t, normal, alpha, Vmag, mdot)
{
void name (Tracked_Particle *p, Thread *t, face_t f, real normal [ ], real alpha, real Vmag, real mdot)
real alfa = alpha[0]; /*radianes*/
real v = Vmag[0]; /*m/s*/
real F_alfa; /*radianes*/
real erosion; /*kg material/kg partículas*/
if (alfa <= alpha1o)
{
F_alfa = a*pow(alfa,2.0)+b*alfa;
}
else
F_alfa = x*pow(cos(180.*alfa/3.1416),2.0)*sin(180.*w*alfa/3.1416)+y*pow(sin(180.*alfa/3.1416),2.0)+z;
return F_alfa;
K = 15.59e-07*pow(BH,-0.59);
erosion = K*Fs*F_alfa*pow(v,n);
}
/*****MODELO DNV-HAUGEN*****/
DEFINE_DPM_EROSION(dnv_haugen, p, t, normal, alpha, Vmag, mdot)

```

```

{
void name (Tracked_Particle *p, Thread *t, face_t f, real normal [ ], real alpha, real Vmag, real mdot)
real alfa = alpha[0]; /*radianes*/
real v = Vmag[0]; /*m/s*/
real erosion; /*kg material/kg particulas*/
real F_alfa; /*radianes*/
    F_alfa = 5.86905e-02*alfa-1.05707e-03*pow(alfa,2.0)+5.18692e-06*pow(alfa,3.0);
    erosion = K*F_alfa*pow(v,n1);
}
/*****
/*      PROGRAMA DE ANÁLISIS PARA LOS TRES MODELOS DE EROSIÓN      */
*****/
#include <udf.h>
#include <math.h>
/*****MODELO DE NEILSON-GILCHRIST*****/
const ec = 1.; /*coeficiente de desgaste por corte, neilson*/
const ed = 1.; /*coeficiente de desgaste por deformación, neilson*/
const alpha1o = 1; /*radianes, global*/
const a = -3.84; /*coeficiente de función de ángulo, ahlert*/
const b = 2.27; /*coeficiente de función de ángulo, ahlert*/
const BH = 1.; /*dureza brinell acero, ahlert*/
const Fs = 2.; /*coeficiente de forma, ahlert*/
const n = 1.73; /*exponente de velocidad, ahlert*/
const w = 1.; /*coeficiente de función de ángulo, ahlert*/
const x = 3.147; /*coeficiente de función de ángulo, ahlert*/
const y = 0.3609; /*coeficiente de función de ángulo, ahlert*/
const z = 2.532; /*coeficiente de función de ángulo, ahlert*/
const n1 = 1.; /*exponente de velocidad, haugen*/
const K = 1.; /*constante específica del acero, haugen*/
DEFINE_DPM_EROSION(neilson_gilchrist, p, t, normal, alpha, Vmag, mdot)
{
void name (Tracked_Particle *p, Thread *t, face_t f, real normal [ ], real alpha, real Vmag, real mdot)
real erosion; /*kg material/kg particular*/
real alfa = alpha[0]; /*radianes*/
real v = Vmag[0]; /*m/s*/
real a1;
real b1;
real c1;
double m = 2.0;
a1 = 0.5*pow(v,m)*pow(cos(alfa),m)*sin(2.*alfa);
b1 = 0.5*pow(v,m)*pow(sin(alfa),m);
c1 = 0.5*pow(v,m)*pow(cos(alfa),m);
    if (alfa <= alpha1o)
    {
        erosion = 0.001*(a1/ec+b1/ed);
    }
    else
        erosion = 0.001*(c1/ec+b1/ed);
    return erosion;
}
/*****MODELO DE LA UNIVERSIDAD DE TULSA-AHLERT*****/
DEFINE_DPM_EROSION(tulsa_ahlert, p, t, normal, alpha, Vmag, mdot)
{
void name (Tracked_Particle *p, Thread *t, face_t f, real normal [ ], real alpha, real Vmag, real mdot)
real alfa = alpha[0]; /*radianes*/
real v = Vmag[0]; /*m/s*/
real F_alfa; /*radianes*/
real erosion; /*kg material/kg particulas*/
double m = 2.0;
double d = -0.59;
    if (alfa <= alpha1o)
    {

```

```

    F_alfa = a*pow(alfa,m)+b*alfa;
}
else
    F_alfa = x*pow(cos(alfa),m)*sin(w*alfa)+y*pow(sin(alfa),m)+z;
return F_alfa;
erosion = 15.59e-07*pow(BH,d)*Fs*F_alfa*pow(v,n);
}
/*****MODELO DNV-HAUGEN*****/
DEFINE_DPM_EROSION(dnv_haugen, p, t, normal, alpha, Vmag, mdot)
{
void name (Tracked_Particle *p, Thread *t, face_t f, real normal [ ], real alpha, real Vmag, real mdot)
real alfa = alpha[0]; /*radianes*/
real v = Vmag[0]; /*m/s*/
real erosion; /*kg material/kg partículas*/
real F_alfa; /*radianes*/
    F_alfa = 5.86905e-02*alfa-1.05707e-03*pow(alfa,2.)+5.18692e-06*pow(alfa,3.);
    erosion = K*F_alfa*pow(v,n1);
}
/*****PROGRAMA BASE DE EROSIÓN PARA UDF *****/
/* PROGRAMAR BASE DE EROSIÓN PARA UDF */
/*****PROGRAMA BASE DE EROSIÓN PARA UDF *****/
#include "udf.h" /*Siempre incluir el archivo udf.h en las UDF's*/
Domain *domain; /*Obtiene el puntero de dominio y se lo saigna posteriormente al dominio*/
enum /*Enumeración del UDML utilizado (Localización de Memoria Definida por el Usuario)*/
{
    NUM_OF_HITS, /*Número de choques de partículas sobre la cara de la pared considerada.*/
    AVG_DIAMETER, /*Diámetro promedio de las partículas que chocan con la pared.*/
    AVG_RADI_VELO, /*Velocidad radial promedio de las partículas que chocan con la pared.*/
    NUM_OF_USED_UDM
};
int UDM_checked = 0; /*Disponibilidad de UDMLs checados?*/
void reset_UDM_s(void); /*Función para permitir lo que sigue.*/
int
check_for_UDM(void) /*Para checar la disponibilidad de UDMLs...*/
{
    Thread *t;
    if (UDM_checked)
        return UDM_checked;
    if (!rp_axi)
        Internal_Error("UDF-Error: válido solamente para casos 3d axisimétricos!\n");
    thread_loop_c(t, domain) /*se requieren todas las celdas enlazadas a...*/
    {
        /*un espacio provisto en la memoria para UDML.*/
        if (FLUID_THREAD_P(t))
            if (NULLP(THREAD_STORAGE(t,SV_UDM_I)))
                return 0;
    }
    UDM_checked = 1; /*Para hacer correctamente los trabajos siguientes...*/
    reset_UDM_s(); /*esta línea será ejecutada una sola vez,*/
    return UDM_checked; /*debido a que check_for_UDM se checa...*/
}
/*...primero para UDM_checked.*/
void
reset_UDM_s(void)
{
    Thread *t;
    cell_t c;
    face_t f;
    int i;
    if (!check_for_UDM()) /*No lo realices si la memoria no está disponible.*/
        return;
    CX_Message ("Reiniciando Memoria definida por el Usuario...\n");
    thread_loop_f(t, domain)
    {

```



```

if (NNULLP(THREAD_STORAGE(t,SV_UDM_I)))
{
begin_f_loop(f, t)
{
for (i = 0; i < NUM_OF_USED_UDM; i++)
F_UDMI(f, t, i) = 0.;
}
end_f_loop(f, t)
}
else
{
CX_Message("Omitiendo CARAS no enlazadas. %d.\n", THREAD_ID(t));
}
}
thread_loop_c(t, domain)
{
if (NNULLP(THREAD_STORAGE(t,SV_UDM_I)))
{
begin_c_loop(c, t)
{
for (i = 0; i < NUM_OF_USED_UDM; i++)
C_UDMI(c, t, i) = 0.;
}
end_c_loop(c, t)
}
else
{
CX_Message("Omitiendo CARAS no enlazadas. %d.\n", THREAD_ID(t));
}
/*Una omision de celdas enlazadas puede suceder si el usuario*/
}
/*utiliza reset_UDM antes de inicializar. */
CX_Message("---Ejecutado.\n");
}
DEFINE_DPM_SCALAR_UPDATE(dpm_scalup, c, t, if_init, p)
{ if (if_init)
P_USER_REAL(p, 0) = 0; /*Inicialización simple. Utilizada después para...*/
}
/*interrumpir los cálculos de trayectoria.*/
DEFINE_DPM_EROSION(dpm_accr, p, t, f, normal, alpha, Vmag, Mdot)
{
real A[ND_ND], area;
int num_in_data;
Thread *t0;
cell_t c0;
real radi_pos[2], radius, imp_vel[2], vel_ortho;
/*Lo que sigue es válido solamente para cálculos en 2d-axisimétrico!!!*/
/*Se deben hacer esfuerzos adicionales para estos cálculos debido a...*/
/*que DPM tracking está hecho para tres dimensiones*/
radi_pos[0] = p->state.pos[1]; /*Vector de localización radial.*/
radi_pos[1] = p->state.pos[2]; /*(Y y Z en 0 y 1...)*/
radius = NV_MAG(radi_pos);
NV_VS(radi_pos, =, radi_pos, /, radius); /*Vector de dirección radial normalizado.*/
imp_vel[0] = P_VEL(p)[0]; /*Componente axial de velocidad de partícula.*/
imp_vel[1] = NVD_DOT(radi_pos, P_VEL(p)[1], P_VEL(p)[2], 0.);
/*El producto punto del vector radial normalizado y los componentes Y y Z*/
/*del vector de velocidad de la partícula da la componente radial de la velocidad de la partícula.*/
vel_ortho = NV_DOT(imp_vel, normal); /*velocidad ortogonal a la pared*/
if (vel_ortho < MIN_IMPACT_VELO) /*Ver arriba, MIN_IMPACT_VELO*/
return;
if (!UDM_checked) /*Se necesitarán algunas UDM's,*/
if (!check_for_UDM()) /*entonces se chequea su disponibilidad...*/
return; /*(Utilizando la variable int para velocidad podría,*/
c0 = F_CO(f, t); /*incluso, solo llamar check_for_UDFM().)*/
t0 = F_CO_THREAD(f, t);
}

```

```

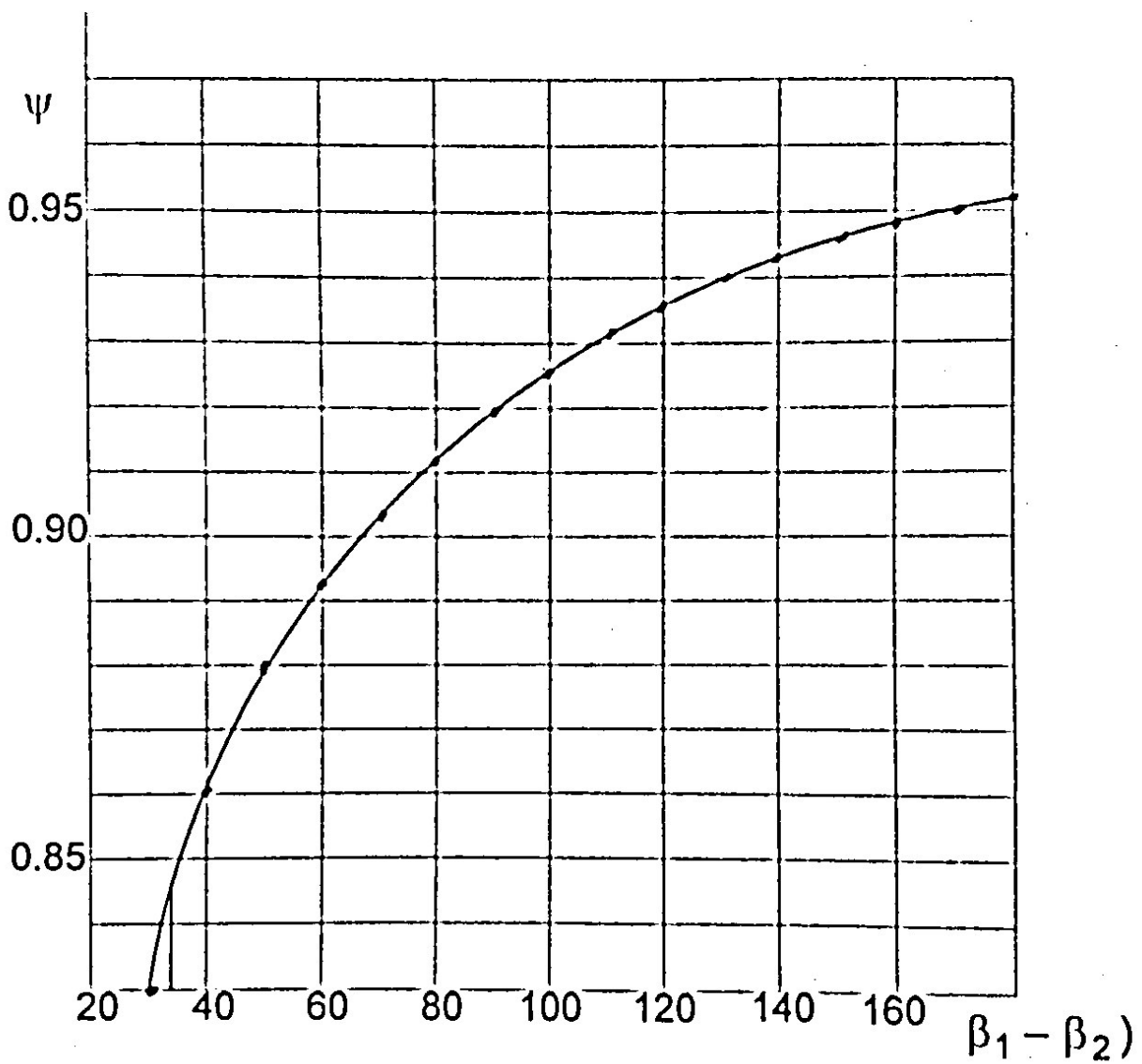
num_in_data = F_UDMI(f, t, NUM_OF_HITS);
/*Sumando las partículas a las estadísticas: Calcular...:
current_particle_property +
earlier_particles_averaged_property * number_of_earlier_particles
number_of_earlier_particles + 1 */
/*El diámetro promedio de las partículas que golpean una cara en particular:*/
F_UDMI(f, t, AVG_DIAMETER) = (P_DIAM(p)
+ num_in_data * F_UDMI(f, t, AVG_DIAMETER))
/ (num_in_data + 1);
C_UDMI(c0,t0,AVG_DIAMETER) = F_UDMI(f, t, AVG_DIAMETER);
/*La velocidad promedio de las partículas, normal a la pared donde golpean:*/
F_UDMI(f, t, AVG_RADI_VELO) = (vel_ortho
+ num_in_data * F_UDMI(f, t, AVG_RADI_VELO))
/ (num_in_data + 1);
C_UDMI(c0,t0,AVG_RADI_VELO) = F_UDMI(f, t, AVG_RADI_VELO);
F_UDMI(f, t, NUM_OF_HITS) = num_in_data + 1;
C_UDMI(c0,t0,NUM_OF_HITS) = num_in_data + 1;
F_AREA(A, f, t);
area = NV_MAG(A);
F_STORAGE_R(f,t,SV_DPMS_ACCRETION) += Mdot / area; /*copiado desde la fuente.*/
P_USER_REAL(p, 0) = 1.; /*"Evaporado"*/
}
DEFINE_DPM_LAW(stop_dpm_law, p, if_cp1d)
{
if (0. < P_USER_REAL(p, 0))
P_MASS(p) = 0.; /*"Evaporado"*/
}
DEFINE_ON_DEMAND(reset_UDM)
{
/*asignar un puntero al dominio con el dominio global*/
domain = Get_Domain(1);
reset_UDM_s();
}

```

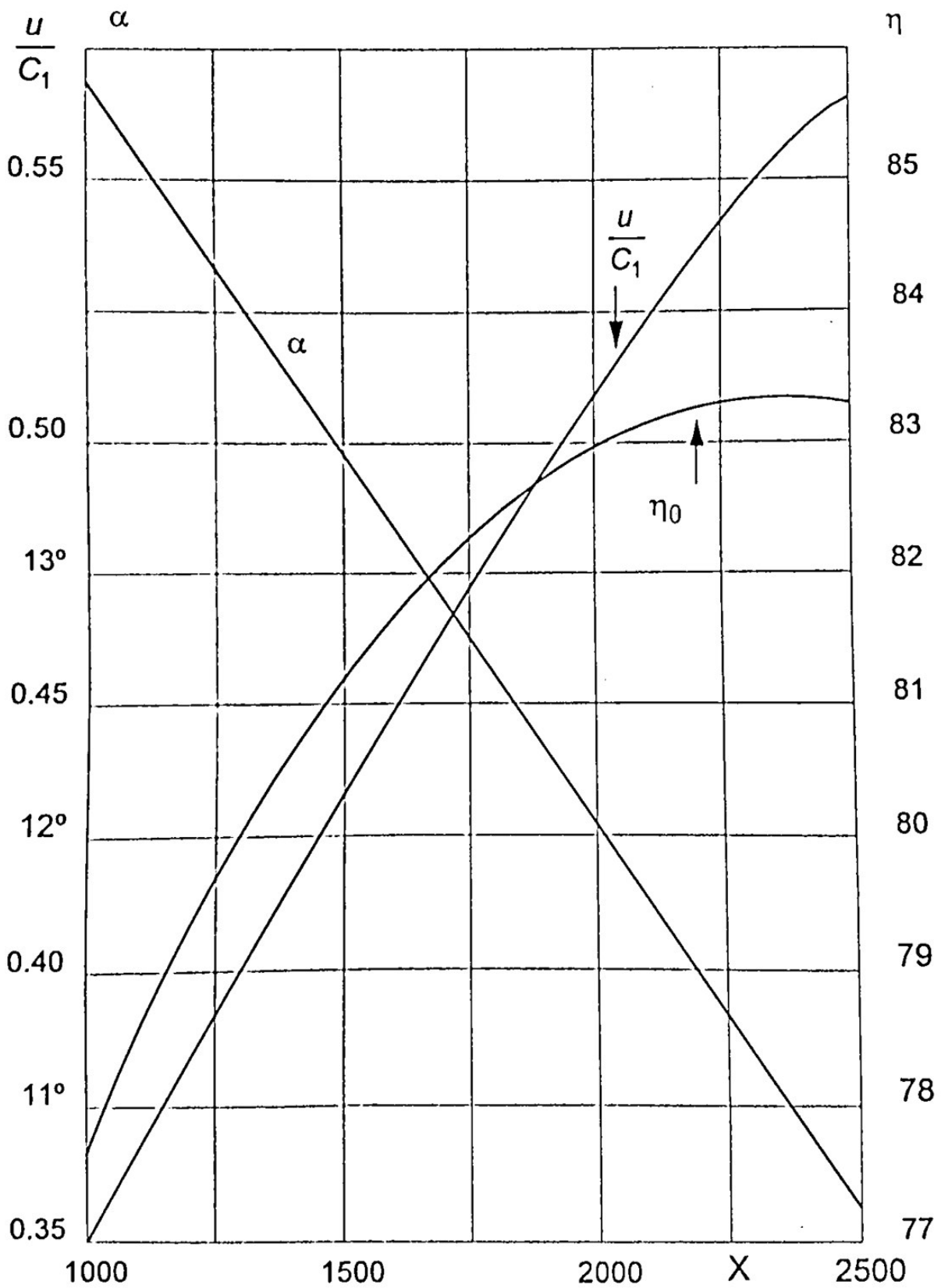
---

*Apéndice B – Gráficas para cálculo de perfil de álabes*

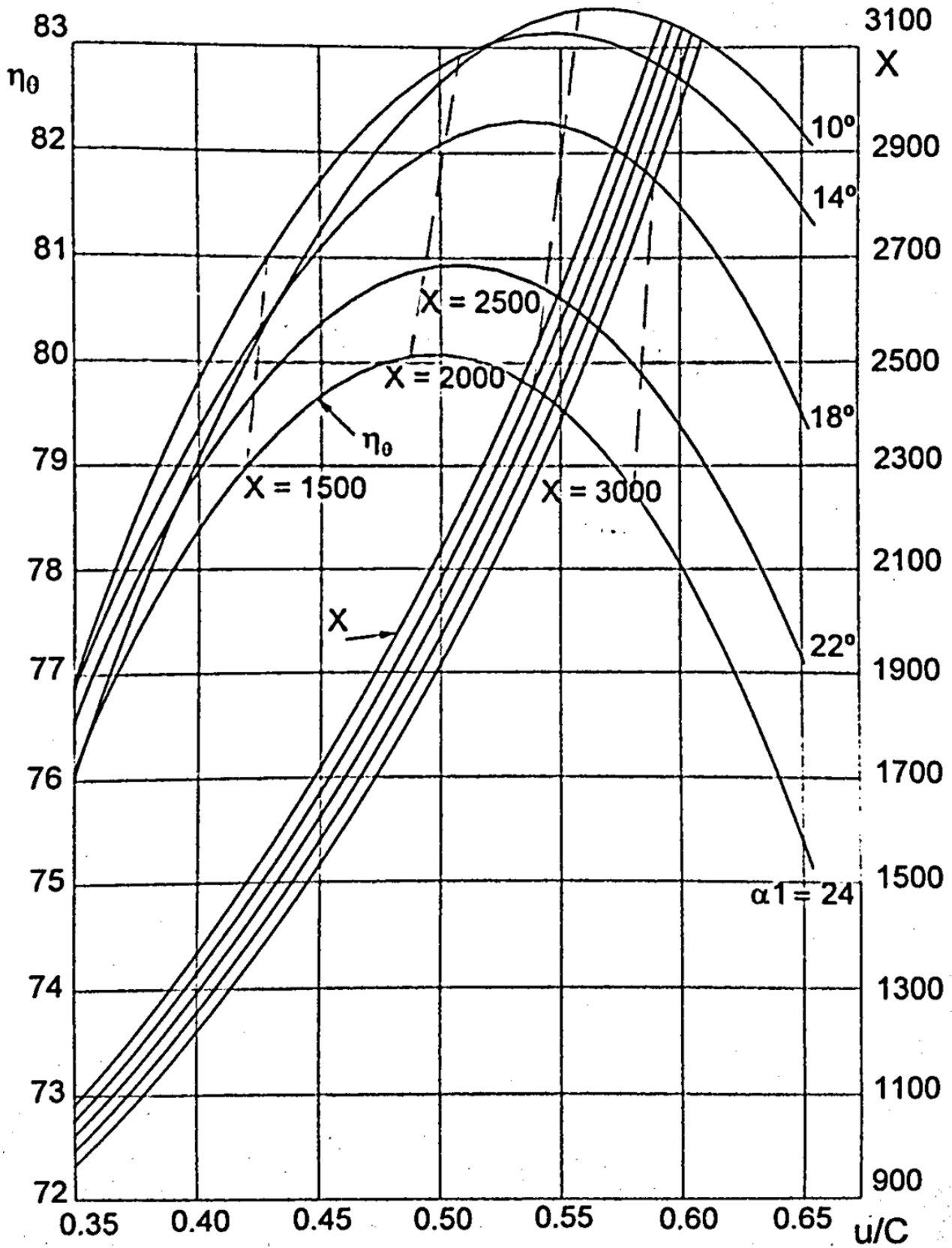
---



B.1 Coeficiente de velocidad de los álabes móviles para cálculo de la geometría del perfil



B.2 Parámetros dimensionales en función del número de Parsons



B.3 Selección del ángulo  $\alpha_1$  en función del número de Parsons

---

## Referencias

---

- [1] **Cotton K. C. (1993)**, Evaluating and Improving Steam Turbine Performance, Cotton Fact Inc.
- [2] **Star-CD (2004)**, CD-Adapco, User's Guide, Equations for Star-CD Erosion Modelling.
- [3] **Zdzislaw Mazur Czerwiec, Alfonso Campos Amezcua y Rafael Campos Amezcua (2010)**, Análisis y control de erosión por partículas sólidas en los elementos del sistema de flujo de turbinas de vapor; boletín IIE.
- [4] **Fluent V6.1.18 (2003)**, User's Guide, Fluent Inc., Canterra Resource Park, 10 Covendish Court, Lebanon NH03766, EUA.
- [5] **Streeter Victor, Wylie Benjamin (1987)**, Mecánica de los Fluidos; Octava edición, Editorial McGraw Hill
- [6] **Frank Incropera, David DeWitt (1999)**, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Fourth Edition, Prentice Hall
- [7] **W. Tabakoff and T. Wakeman. (1982)** Measured particle rebound characteristics useful for erosion prediction. ASME paper 82-GT-170
- [8] **Neilson, J.H; Gilchrist, A. (1968)** Erosion by a stream of solid particles. Wear, Vol. 11
- [9] **Ahlert R, Kevin (1994)** Effects of particle impingement angle and surface wetting on solid particle erosion of ANSI 1018 steel. MS thesis, University of Tulsa, USA.
- [10] **McLaury B.S.; Shirazi, S.A., Shadley, J.R., Rybicki, E.F., (1996)** Modelling erosion in chokes. ASME, Fluids Engineering división (publication) FED, vol 236, No. 1
- [11] **Haugen, K., Kvernfold, O., Ronold, A., Sandberg, R., (1995)** Sand erosion of wear-resistant materials: Erosion in choke valves. Wear, vol 186-187.
- [12] **Kubiak Szyszka, Janusz (1996)**, Turbinas de vapor, parte 1, Para Ingenieros de Operación y Mantenimiento de Plantas; Primera Edición, Grupo Fogra.
- [13] **L.C. Hernandez, J. Puente Gomez (1984)**; Balance Térmico Unidades 3 y 4, Central Termoeléctrica Manzanillo, CFE.
- [14] Causas del decremento de la eficiencia en una turbina de vapor, Unidad de Turbomaquinaria del Instituto de Investigaciones Eléctricas.
- [15] **Wallace Malcolm Scott (2001)**; CFD-based erosion modelling of simple and complex geometries; PhD thesis, Department of Mechanical engineering, University of Strathclyde, Scotland.
- [16] **Budynas Richard, J. Keith Nisbett, (2009)**; Shigley's Mechanical Engineering Design; 9th Edition.