



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

**INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y
APLICADAS**

**CENTRO DE INVESTIGACION EN INGENIERÍA
Y CIENCIAS APLICADAS**

**“Cálculo numérico del cambio de fase a
diferentes condiciones de operación en la última
etapa de una turbina de vapor”**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRIA EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

PRESENTA:

I.M. EDER URIEL MARTÍNEZ SANDOVAL

ASESORES:

**DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN
DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ**

SINODALES:

**DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO
DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN
DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ**

CUERNAVACA, MORELOS

FEBRERO 2018



INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS
COORDINACIÓN DE POSGRADO EN INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS



Cuernavaca, Mor., 10 de noviembre de 2017.

DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ
COORDINADOR DE POSGRADO DE INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS
P R E S E N T E.

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada "Cálculo numérico del cambio de fase a diferentes condiciones de operación en la última etapa de una turbina de vapor" que presenta el alumno **EDER URIEL MARTÍNEZ SANDOVAL**, para obtener el título de **MAESTRÍA EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN	Aprobada	
DR. JOSE ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ	Aprobado	
DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO	Aprobado	
DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ	Aprobado	
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN	Aprobado	

PLAZO PARA LA REVISIÓN 20 DÍAS HÁBILES (A PARTIR DE LA FECHA DE RECEPCIÓN DEL DOCUMENTO)

NOTA. POR CUESTION DE REGLAMENTACIÓN LE SOLICITAMOS NO EXCEDER EL PLAZO SEÑALADO, DE LOS CONTRARIO LE AGRADECEMOS SU ATENCIÓN Y NUESTRA INVITACION SERÁ CANCELADA.

Av. Universidad 1001, Col. Chamilpa, Cuernavaca, Morelos, México, C.P. 62209
Tel: (+52) 777 329 7000, ext. 6212 (+52) 777 329 7084
Correo: cicap.posgrado@uaem.mx



RESUMEN

La principal forma de obtener energía eléctrica es a partir de las turbomáquinas. Existen diferentes tipos de turbomáquinas, en este trabajo se investiga el efecto del cambio de fase generado en las últimas etapas de las turbinas de vapor. Además, en este trabajo se incluye, los resultados de una búsqueda bibliográfica sobre cambio de fase en la etapa de baja presión de las turbinas de vapor. Dicha condición, es una de las principales problemáticas que impactan en las condiciones de operación y costos económicos de mantenimiento preventivo y correctivo, de este tipo de turbinas. Con frecuencia hay problemas de baja potencia y eficiencia debido a la formación de gotas de agua, las cuales impactan los álabes de la turbina, causando graves problemas como daños estructurales y modificando el campo de flujo.

En este estudio por medio de análisis numérico se calcula el cambio de fase en la última etapa de una turbina de vapor, con la finalidad de conocer la zona exacta donde empieza la formación de gotas como consecuencia de la variación de la presión de vacío en la descarga de la turbomáquina. La etapa de baja presión está compuesta por álabes de más de 60 cm de largo, sometidos a presiones de vacío y baja temperatura.

La etapa de baja presión que se investiga corresponde a una turbina de vapor de 110 MW. De esta etapa se realizaron simulaciones en 3D, utilizando el modelo de turbulencia Spalart-Almaras, el modelo de vapor húmedo (resuelve el cambio de fase) y la técnica de marco de referencia simple para simular el movimiento del rotor.

Los resultados de las simulaciones en la etapa de baja presión permitieron obtener el comportamiento de la velocidad del vapor, así como contornos de

presión, temperatura, además se localizó la zona donde se genera la nucleación, se presentan resultados de cantidad de gotas por unidad de volumen y fracción de masa líquida. Con este estudio fue posible evaluar como afecta a la eficiencia y la potencia de la turbina de vapor las variaciones de la presión de vacío y se determinó que el cambio de fase ocurre generalmente en la salida de los álabes.

ABSTRACT

The main way to obtain electrical energy is by the turbomachinery, there are different types of turbomachinery and in this work we investigate the effect of the phase change generated in the last stages of the steam turbines, besides this work includes the results of a literature search on phase change in the low pressure stage of steam turbines, this condition is one of the main problems that impact on operating conditions and economic costs of preventive and corrective maintenance, in addition to There are often problems of low power and efficiency due to the formation of water droplets, which impact the blades of the turbine, causing serious problems such as structural damage and modifying the flow field.

In this work, by means of numerical analysis, the phase change in the last stage of a steam turbine is calculated, in order to know the exact area where the formation of drops begins as a consequence of the variation of the vacuum pressure in the discharge of the turbomachine. The low pressure stage consists of blades over 60 cm long, subjected to vacuum and low temperature pressures.

The low pressure stage investigated corresponds to a steam turbine of 110 MW. From this stage, 3D simulations were carried out, using the Spalart-Almaras turbulence model, the wet steam model, which resolves the phase change and the simple reference frame technique to simulate the movement of the rotor.

The results of the simulations in the low pressure stage allowed to obtain the behavior of the steam velocity, as well as pressure contours, temperature, in addition the zone where the nucleation is generated, results of number of drops per unit of volume and fraction of liquid mass. With this study it was possible to

evaluate how variations in vacuum pressure affect the efficiency and power of the steam turbine and it was determined that the phase change generally occurs at the end of the blades.

AGRADECIMIENTOS

A **Dios** por todas las bendiciones y buenas obras hacia mi persona.

Al **Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas** por las facilidades otorgadas, durante la realización del proyecto de tesis.

Al **Dr. Juan Carlos García Castrejón** y la **Dra. Laura Lilia Castro Gómez** por su dirección y por la oportunidad de alcanzar una meta más en mi formación profesional.

Al Honorable comité evaluador: **Dr. Miguel Ángel Basurto Pensado, Dr. José Alfredo Rodríguez** y al **Dr. Gustavo Urquiza Beltrán** por su tiempo y sugerencias para enriquecer este trabajo.

A **CONACYT** por el soporte económico otorgado durante la realización del proyecto (número de becario 745605).

DEDICATORIAS

Este trabajo está dedicado a mi hija Luisa, mi esposa Marcela, mi madre Elena, mi padre Francisco, mi hermana Yedidia y mi abuela Claudia por la compañía, cariño, comprensión, los buenos consejos y sobre todo por el apoyo incondicional que me brindaron, así como a todas las buenas y nuevas amistades que encontré en el CIICAp, ese respaldo que día con día se incrementó, fortaleciendo la amistad y ayudando a cumplir este nuevo reto.

CONTENIDO

	Página
RESUMEN.....	4
ABSTRACT.....	6
AGRADECIMIENTOS.....	8
DEDICATORIAS.....	9
LISTA DE FIGURAS.....	12
NOMENCLATURA.....	14
1 CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	16
1.1 ESTADO DEL ARTE.....	17
1.2 OBJETIVO GENERAL.....	20
1.3 OBJETIVOS PARTICULARES.....	20
1.4 ALCANCES Y LIMITACIONES.....	21
2 CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.....	22
2.1 TURBOMÁQUINAS.....	22
2.1.1 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS.....	22
2.1.2 PARTES DE LAS TURBOMÁQUINAS.....	23
2.1.3 TURBINA DE VAPOR.....	24
2.1.4 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....	25
2.1.5 CONSECUENCIAS DEL CAMBIO DE FASE EN TURBINAS.....	27
2.2 MECÁNICA DE FLUIDOS.....	28
2.2.1 FLUJO DE LOS FLUIDOS.....	29
2.2.2 TURBULENCIA.....	30
2.2.3 COMPRESIBILIDAD DE UN FLUIDO.....	31
2.3 LEYES Y ECUACIONES APLICABLES EN TURBOMÁQUINAS.....	33
2.3.1 LEY DE LA CONSERVACIÓN DE MASA O CONTINUIDAD.....	33
2.3.2 ECUACIONES DE NAVIER-STOKES.....	34
2.3.3 ECUACIÓN DE LA ENERGÍA.....	35
2.3.4 POTENCIA EN UNA TURBOMÁQUINA.....	36
2.3.5 EFICIENCIA EN UNA TURBOMÁQUINA.....	37
2.3.6 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	38
2.3.7 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	39
2.3.8 CONDENSACIÓN EN LA ÚLTIMA ETAPA DE LA TURBINA DE VAPOR.....	53
3 CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA.....	54
3.1 REVISIÓN DE LITERATURA.....	54
3.2 GEOMETRÍA.....	54
3.3 DISCRETIZACIÓN.....	56
3.4 VALIDACIÓN DEL MÉTODO NUMÉRICO.....	57
3.4.1 GEOMETRÍA DE LA TOBERA DE MOSES & STEIN.....	57
3.4.2 MALLADO DE LA TOBERA DE MOSES & STEIN.....	58
3.4.3 SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA TOBERA DE MOSES & STEIN.....	58
3.4.4 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA TOBERA DE MOSES & STEIN	59
3.5 PROCESAMIENTO.....	63

3.6	POSTPROCESAMIENTO	66
4	CAPÍTULO 4. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	67
4.1	RESULTADOS PARA CONDICIONES DE DISEÑO	67
4.1.1	<i>CONTORNOS DE VELOCIDAD</i>	68
4.1.2	<i>VECTORES DE VELOCIDAD</i>	70
4.1.3	<i>CONTORNOS DE PRESIÓN</i>	71
4.1.4	<i>CONTORNOS DE TEMPERATURA</i>	73
4.1.5	<i>CONTORNOS DE LA TASA DE NUCLEACIÓN</i>	75
4.1.6	<i>CONTORNOS DE CANTIDAD DE GOTAS POR UNIDAD DE VOLUMEN</i>	76
4.1.7	<i>CONTORNOS DE FRACCIÓN DE MASA LÍQUIDA</i>	78
4.1.8	<i>POTENCIA DE LA ÚLTIMA ETAPA DE LA TURBINA DE VAPOR</i>	80
4.1.9	<i>EFICIENCIA DE LA ÚLTIMA ETAPA DE LA TURBINA DE VAPOR</i>	82
4.2	RESULTADOS PARA CONDICIONES FUERA DE DISEÑO	83
4.2.1	<i>PERFILES DE PRESIÓN</i>	83
4.2.2	<i>PERFILES DE VELOCIDAD</i>	85
4.2.3	<i>PERFILES DE TEMPERATURA</i>	87
4.2.4	<i>PERFILES DE LA TASA DE NUCLEACIÓN</i>	89
4.2.5	<i>PERFILES DE LA CANTIDAD DE GOTAS POR UNIDAD DE VOLUMEN</i>	90
4.2.6	<i>PERFILES DE LA FRACCIÓN DE MASA LÍQUIDA</i>	92
4.2.7	<i>POTENCIA A DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN</i>	94
4.2.8	<i>EFICIENCIA A DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN</i>	95
5	CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	96
5.1	CONCLUSIONES	96
5.2	RECOMENDACIONES	98

LISTA DE TABLAS

	Página
<i>Tabla 3.1 Condiciones de frontera para la validación de la metodología.....</i>	59
<i>Tabla 3.2 Condiciones de frontera de la última etapa para presiones de descarga de 85-115%.....</i>	65
<i>Tabla 4.1 Cálculo de potencia para diferentes condiciones de vacío a la descarga.</i>	95
<i>Tabla 4.2 Cálculo de la eficiencia para diferentes condiciones de vacío a la descarga.</i>	95

LISTA DE FIGURAS

	Página
<i>Figura 2.1 Triángulo de velocidades de toberas y álabes</i>	26
<i>Figura 2.2 Secciones principales de una turbina de vapor (García Castrejón, 2008).</i>	27
<i>Figura 2.3 Expansión en diagrama h-s (Moreno-Salas & Trejo, 2012).</i>	37
<i>Figura 2.4 Dominio discretizado en pequeños volúmenes (Kessler, 2016)</i>	40
<i>Figura 2.5 Mallas con nodos centrados en los elementos y en los vértices (Sánchez Vazquez, 2004).</i>	43
<i>Figura 2.6 Diagrama de Mollier para el sistema agua-vapor (Gorla & Khan, 2003).</i>	49
<i>Figura 3.1 Dominio utilizado en las simulaciones con CFD vista en 2D.</i>	54
<i>Figura 3.2 Dominio utilizado en las simulaciones con CFD vista en 3D.</i>	55
<i>Figura 3.3 Segmento del último paso de una turbina de vapor con dimensiones de tobera y álabes, corte radial a 0.6 m (García Castrejón, 2008).</i>	56
<i>Figura 3.4 Mallado de los álabes del último paso de una turbina de vapor.</i>	57
<i>Figura 3.5 Geometría de la tobera utilizada para la validación del método numérico.</i>	58
<i>Figura 3.6 Mallado de la tobera utilizada para la validación del método numérico.</i>	58
<i>Figura 3.7 Contornos de presión de la tobera objeto de estudio de Moses y Stein.</i>	60
<i>Figura 3.8 Comparación de perfiles de presión con y sin modelo de vapor húmedo contra los datos experimentales presentados por Moses y Stein.</i>	61
<i>Figura 3.9 Contornos de velocidad de la tobera objeto de estudio de Moses y Stein.</i>	62
<i>Figura 3.10 Contornos de la fracción de masa líquida de la tobera objeto de estudio de Moses y Stein.</i>	62
<i>Figura 3.11 Contornos de la cantidad de gotas por unidad de volumen de la tobera objeto de estudio de Moses y Stein.</i>	63
<i>Figura 4.1 Residuales obtenidos durante los cálculos numéricos.</i>	68
<i>Figura 4.2 Contornos de velocidad para la última etapa de una turbina de vapor.</i>	69
<i>Figura 4.3 Contornos de velocidad en un plano vertical después de los bordes de salida de los álabes.</i>	70
<i>Figura 4.4 Vectores de velocidad absoluta y relativa para la última etapa de una turbina de vapor.</i>	71
<i>Figura 4.5 Contornos de presión para la última etapa de una turbina de vapor.</i>	72
<i>Figura 4.6 Contornos de presión en 3D de la última etapa de una turbina de vapor.</i>	73
<i>Figura 4.7 Contornos de temperatura para la última etapa de una turbina de vapor.</i>	74
<i>Figura 4.8 Contornos de presión en 3D de la última etapa de una turbina de vapor, a) con diferentes posiciones entre tobera y álabes, b) plano ubicado después de los bordes de salida de los álabes.</i>	75
<i>Figura 4.9 Contornos de la tasa de nucleación para la última etapa de una turbina de vapor.</i>	76
<i>Figura 4.10 Contornos de cantidad de gotas por unidad de volumen para la última etapa de una turbina de vapor.</i>	77
<i>Figura 4.11 Contornos de gotas por unidad de volumen de la última etapa de una turbina de vapor, a) con diferentes posiciones entre tobera y álabes, b) plano ubicado después de los bordes de salida de los álabes.</i>	78
<i>Figura 4.12 Contornos de fracción de masa líquida para la última etapa de una turbina de vapor.</i>	79
<i>Figura 4.13 Contorno de la fracción de masa líquida, en un plano vertical después de los bordes de salida de los álabes.</i>	80

<i>Figura 4.14 Cálculo de torque mediante Ansys Fluent.....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 4.15 Cálculo de entalpia isoentrópica con el programa de Chemical SteamTab Companion, (Chemical Logic, 1999).....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 4.16 Perfiles de presión estática en dirección axial para diferentes condiciones de presión de vacío en la descarga.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 4.17 Perfiles de presión estática en dirección transversal para diferentes condiciones de presión de vacío.</i>	<i>85</i>
<i>Figura 4.18 Perfiles de velocidad en dirección axial para diferentes condiciones de presión de vacío.</i>	<i>86</i>
<i>Figura 4.19 Perfiles de velocidad en dirección transversal para diferentes condiciones de presión de vacío.</i>	<i>87</i>
<i>Figura 4.20 Perfiles de temperatura en dirección axial para diferentes presiones de vacío.....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 4.21 Perfiles de temperatura en dirección transversal para diferentes presiones de vacío.....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 4.22 Perfiles de la tasa de nucleación en dirección axial para diferentes presiones de vacío.</i>	<i>90</i>
<i>Figura 4.23 Perfiles de la cantidad de gotas de agua por unidad de volumen en dirección axial para diferentes presiones de vacío.</i>	<i>91</i>
<i>Figura 4.24 Perfiles de la cantidad de gotas de agua por unidad de volumen en dirección transversal para diferentes presiones de vacío.</i>	<i>92</i>
<i>Figura 4.25 Perfiles de la fracción de masa líquida en la dirección axial para diferentes presiones de vacío.</i>	<i>93</i>
<i>Figura 4.26 Perfiles de la fracción de masa líquida en la dirección transversal para diferentes presiones de vacío.</i>	<i>94</i>

NOMENCLATURA

a,b,c	Coordenadas espaciales de posición inicial	[m]
C_μ	Constante de proporcionalidad para la viscosidad turbulenta	adimensional
d	Escala característica de longitud (diámetro)	[m]
e	Escala característica de tiempo (velocidad media)	[m s ⁻¹]
F	Fuerza	[N] o [Nm ⁻¹]
h	Entalpia	[J kg ⁻¹]
s	Entropia	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
\dot{m}	Flujo másico	[Kg s ⁻¹]
f	Frecuencia	[s ⁻¹]
Q	Calor	[J]
W	Trabajo	
ΔU	Incremento de la energía interna	[J]
γ	Relación de calores específicos	Adimensional
C_p	Calor específico a presión constante	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
C_v	Calor específico a volumen constante	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
R	Constante de los gases ideales	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
p	Presión estática	[Pa]
r	Vector de posición	[m]
Re	Número de Reynolds	adimensional
M	Número de Match	adimensional
a	Velocidad del sonido en el fluido	[m s ⁻¹]
t	Tiempo	[s]
v	Campo de velocidad de flujo	[m s ⁻¹]
U	Velocidad de vapor corriente abajo de estator	[m s ⁻¹]
u	Velocidad absoluta	[m s ⁻¹]
ui	Velocidad absoluta en la dirección i	[m s ⁻¹]
ur	Velocidad de vapor relativa	[m s ⁻¹]

V	Velocidad del fluido	[m s-1]
Cw	Velocidad absoluta en la dirección tangencial	[m s-1]
W	Velocidad del rotor con respecto al estator	[m s-1]
x	Coordenada espacial x	[m]
y	Coordenada espacial y	[m]
z	Coordenada espacial z	[m]

Caracteres griegos

$\overline{\rho u_i' u_j'}$	Esfuerzos de Reynolds	[Pa]
ε	Tasa de disipación turbulenta	[m ² s-3]
κ	Energía cinética turbulenta	[m ² s-2]
μ	Viscosidad molecular	[Pa s]
ν	Viscosidad cinemática	[m ² s]
ρ	Densidad	[kg/m ³]
μ_d	Viscosidad dinámica	[Pa s]
μ_{eff}	Viscosidad efectiva	[Pa s]
μ_t	Viscosidad turbulenta	[Pa s]
τ	Torque	[N m]
Ω	Velocidad angular	[rad s-1]

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

Las turbinas de vapor en plantas generadoras de energía son uno de los componentes más importantes en el proceso de generación eléctrica. Cualquier falla que ocurra dentro de ellas implica pérdidas económicas (Zaleta-Aguilar, Correas-Uson, Kubiak-Szyszk, & Sierra-Espinosa, 2007). En la actualidad, con el uso de turbinas de vapor (TV) se obtiene más del 60% de la energía eléctrica generada en el mundo. En México, son el principal proveedor de energía eléctrica. En 2006 la energía eléctrica generada térmicamente con TV fue del 73,6% (SENER, 2006). A pesar de que las turbinas de vapor se han desarrollado desde hace bastante tiempo; existen áreas de investigación que pueden mejorar las condiciones de operación de las turbinas. Por ejemplo, el posible cambio de fase (de vapor a líquido) en las últimas etapas de una turbina de vapor, debido a que si ocurre en tal condición impactará los costos de operación y de mantenimiento.

En este trabajo utilizando cálculo numérico de dinámica de fluidos computacional por sus siglas en inglés (CFD) se determinará la zona de la etapa de baja presión, donde se forman de las primeras gotas, para diferentes condiciones de operación (condiciones de presión de vacío en la salida). Si el cambio de fase ocurre en la sección de las toberas, es posible que el vapor condensado se agrupe en gotas y esto causará daños estructurales severos en los álabes. Uno de los problemas tangibles asociados con la formación de gotas es la erosión de los álabes (Hasini, Mohd Zamri, & Malek, 2012). Los fenómenos de condensación se presentan en las etapas de baja presión (Ahmad, Schatz, & Casey, 2013), los cuales, afectan en costos de operación y repercuten al medio ambiente. Los problemas que ocasionan estos fenómenos son erosión, regreso de flujo, deposición de sustratos, decremento de potencia y eficiencia.

Para validar la metodología del cálculo, se usarán los datos experimentales de cambio de fase, para vapor que pasa por una tobera (Moses & Stein, 1978), este estudio servirá para comparar con los resultados obtenidos que se plantean en el objetivo de este estudio.

1.1 ESTADO DEL ARTE

En 1967, Ryley, presentó estudios sobre la teoría de condensación de Smoluchowski la cual es aplicada en pequeñas gotas que comprenden la niebla de condensación en la turbina de vapor de baja presión, mostró que la probable extensión de la coalescencia de las gotas es muy pequeña durante el tránsito de estas, a través de la turbina, atribuyendo este efecto al poco tiempo disponible entre la tasa de nucleación dentro de la turbina y la condensación final al final de la expansión, además que, manifestó que hay factores que no se pueden evaluar cuantitativamente con confianza como las líneas de corriente y turbulencia, agitación de la niebla, posible presencia de campos acústicos, etc, pero que se sabe que afectan a la aceleración de la condensación, (Ryley, 1967).

Moses y Stein en 1978, presentan resultados experimentales de una tobera de Laval, la cual estaba hecha de aluminio con una garganta de 1 cm por 1 cm y tenía una ventana de una de las paredes laterales, en su experimento midieron la presión estática y la dispersión de la luz, y demostraron que el uso de mediciones de la presión estática como el de la dispersión de la luz son complementarias para algunas condiciones de operación, además notaron que la dispersión de luz es más sensible a los cambios de la distribución del tamaño de las gotas que la presión estática, encontraron que la dispersión de la luz es una prueba más simple y positiva para las expansiones de una presión

baja al inicio que las medidas de la presión estática. Las mediciones duales fueron sutiles para hacer comparaciones de teoría y prueba experimental, ya que, la nucleación y el crecimiento de gotas están acopladas, el uso de boquillas supersónicas para el estudio del crecimiento de las gotas tiene una ventaja, ya que no existe una aglomeración significativa de las mismas, (Moses & Stein, 1978).

Schnerr y Winkler en el 2002, simulan los flujos de condensación típicos de las etapas de baja presión en una turbina de vapor de grandes centrales eléctricas en 2D, con características dinámicas del fluido de inestabilidad, turbulencia, dando lugar a la transición de fase del fluido, consideraron las principales características dinámicas del fluidos como su inestabilidad, alta turbulencia de flujo libre, además de la compleja interacción entre el fluido y el estator/rotor y condiciones metaestables del fluido de trabajo, mostrando que dichas características conducen a una transición parcial al cambio de fase en el flujo transónico. El modelo presentado se centró en el proceso de la condensación, incluyendo la nucleación simultanea homogénea y heterogénea. Encontraron que la reducción del desequilibrio termodinámico por el uso de núcleos heterogéneos puede reducir las pérdidas termodinámicas, pero después de exceder un cierto límite, la eficiencia puede ser menor en comparación con la condensación homogénea, (Schnerr & Winkler, 2002).

En 2007, Rueda, Toledo, Carvajal, Abugaber y Tolentino, mostraron un estudio relacionado con el cambio de fase y, la problemática que presenta las gotas de agua en las últimas etapas, el estudio teórico de la erosión mecánica en un álabe rotor del último paso de la sección de baja presión de una turbina de vapor de 300MW, concluyeron que la influencia de la humedad sobre el rendimiento y el grado de reacción dependen de parámetros geométricos y de régimen: de la configuración de los álabes, relación entre áreas de las coronas de los álabes, además que mostraron que dependiendo de las condiciones de

flujo y el tipo de diseño, será el tamaño de las gotas, (Rueda-Martínez, Toledo-Velazquez, Carvajal-Mariscal, Abugaber-Francis, & Tolentino-Eslava, 2007).

Sun, Zheng y Liu en 2007, realizaron una simulación en 2D, del flujo de vapor húmedo en una turbina de vapor con condensación espontánea, donde demuestran que la expansión ocurre después de la garganta mínima, lo cual contribuye a la pérdida de calor del vapor y cambio de fase (Sun, Zheng, & Liu, 2007).

McFarland en el 2008, presenta un diseño conceptual y estudio de instrumentación para medir el rendimiento de los álabes que están en contacto con el vapor húmedo, ya que en las etapas de baja de presión se encuentran condensación y origina pérdidas en la turbomáquina (McFarland, 2008).

En 2012 Ju, Yan y Han, determina el cálculo numérico en 2D y 3D del flujo de vapor húmedo con condensación espontánea en la sección del estator, basado en el flujo de vapor húmedo de dos fases, verifican los resultados numéricos con resultados experimentales, concluyeron que los resultados con un aumento repentino de la presión local en la superficie de la succión de los álabes es causada principalmente por el crecimiento de gotas en el flujo condensado, (Ju, Yan, & Han, 2012).

Ahmad, Schatz y Casey en el 2013, presentan el estudio experimental de la influencia del tamaño de las gotas de vapor en la etapa de baja presión sobre la erosión de los álabes, donde afirman que, en la última etapa de las turbinas de vapor, las gotas se generan a partir del flujo del vapor húmedo, las cuales chocan con los álabes con casi la velocidad periférica del rotor (Ahmad, Schatz, & Casey, 2013).

En 2013 Cui, Chen, Song y Oyama, publican la investigación sobre la

condensación espontánea en flujos de vapor humedo, considerando la transición de fase y velocidad de deslizamiento, mediante simulaciones numéricas en una boquilla de LAVAL en 2D y en la cascada blanca, determinaron que el flujo de condensación espontáneo en la cascada blanca interfiere en la pérdida irreversible causada por la condensación en la presión total de entrada (aproximadamente 8.78% de la presión total de la entrada), mientras que la pérdida de presión total por la velocidad de deslizamiento se presenta en un porcentaje menor a 1%, (Cui, Chen, Song, & Oyama, 2013).

Como se aprecia en los párrafos anteriores, existen estudios experimentales, además de, simulaciones numéricas en 2D y 3D del cambio de fase en la tobera de la última etapa de una turbina de vapor. La variante de este proyecto de investigación con respecto a los estudios existentes, es que se hace análisis de la simulación numérica en 3D en la zona de las toberas y los álabes de la etapa de baja presión de una turbina de vapor.

1.2 OBJETIVO GENERAL

Calcular el efecto de la presión de salida en la calidad del vapor en la última etapa de una turbina de vapor.

1.3 OBJETIVOS PARTICULARES

1. Determinar, usando CFD, el cambio de fase en dominios en 3D y con rotación del último paso de una turbina de vapor (TV).
2. Evaluar el efecto del cambio de fase para diferentes condiciones de vacío en la potencia y eficiencia de la turbina.

1.4 ALCANCES Y LIMITACIONES

El alcance del trabajo incluye:

- Estudio de la última etapa de una turbina de 110 MW, usando cálculos numéricos de Dinámica de Fluidos Computacional y una geometría en 3D.
- Los cálculos de dinámica de fluidos se realizarán diferentes condiciones de presión de vacío de esta forma, se evalúa su efecto en el cambio de fase, la cual causa pérdidas en la potencia, en la eficiencia de la turbina de vapor y posibles daños mecánicos.

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1 TURBOMÁQUINAS

Las turbomáquinas son máquinas en las cuales, el intercambio de energía se debe a la variación del momento cinético del fluido, al pasar por los conductos del rodete, el cual, se mueve con movimiento de rotación y está conformado de álabes (Mataix, 1975).

El intercambio de energía en las turbomáquinas se describe por la ecuación de Euler para turbomaquinaria. Esta ecuación se basa en el teorema del momento cinético. La cantidad de energía que pueden intercambiar se puede calcular a partir de un balance de momento en la entrada y la salida del rotor.

2.1.1 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS

Las turbomáquinas se pueden clasificar con base a tres criterios: según la compresibilidad del fluido, según el sentido de intercambio de energía y según la dirección del flujo (Romero, Vega, & Rubio, 2005).

De acuerdo a la compresibilidad del fluido (Romero, Vega, & Rubio, 2005).

a) Turbomáquinas térmicas:

El fluido sufre variación en su densidad a través de su paso de la máquina. Por ejemplo: compresores, turbinas de vapor y de gas.

b) Turbomáquinas hidráulicas:

El fluido no sufre variación en su densidad o volumen específico a

través de la máquina, el fluido tiene que ser incompresible.

De acuerdo al intercambio de energía, (Romero, Vega, & Rubio, 2005).

a) Turbomáquinas motoras:

En estas turbomáquinas, el fluido va cediendo energía a su paso por la máquina, es decir, producen potencia expandiendo el fluido hasta una presión más baja, por ejemplo, turbinas de vapor, turbinas de gas y turbinas hidráulicas.

b) Turbomáquinas generadoras:

En éstas, la máquina transmite energía al fluido, la cual, aumenta a su paso por la máquina, por ejemplo, bombas, compresores y ventiladores.

De acuerdo a la dirección del flujo (Romero, Vega, & Rubio, 2005).

a) Turbomáquinas de flujo axial:

La trayectoria del flujo que pasa por la máquina es paralela al eje de rotación.

b) Turbomáquinas de flujo radial:

La trayectoria del flujo está en un plano perpendicular al eje de rotación.

c) Turbomáquinas de flujo mixto

La trayectoria del fluido es de forma diagonal, es decir intervienen las componentes axial y radial de la velocidad.

2.1.2 PARTES DE LAS TURBOMÁQUINAS

Las principales partes de las turbomáquinas son (García-Garrido, 2014):

- a) Rotor: constituido por un disco que da soporte a los álabes y es el lugar donde se produce el intercambio energético entre la máquina y el fluido. Actualmente encontramos rotores axiales, radiales, mixtos y tangenciales

- b) Eje: también conocido como árbol, presenta dos funciones importantes en las turbomáquinas, da soporte al rotor y transmite la potencia desde o hacia el rotor.
- c) Entradas y salidas: partes comunes de todas las turbomáquinas, las cuales, pueden variar de forma y geometría, y son los puntos por donde se abastece o desecha el fluido.
- d) Álabes directores: también conocidos como toberas, son los álabes fijos al estator, por los cuales pasa el fluido de trabajo para que se lleve a cabo el intercambio energético, sus principales características son dirigir el fluido en un cierto ángulo y acelerarlo para optimizar el funcionamiento de la máquina.
- e) Cojinetes: elementos que dan el soporte y permiten el mantenimiento del eje.

2.1.3 TURBINA DE VAPOR

Las turbinas de vapor, son turbomáquinas motoras que transforma la energía de un flujo de vapor en energía mecánica por medio de un intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido y el rotor de la máquina (Fernández Díez, 2000).

El intercambio de cantidad de movimiento se debe a que se utiliza el fluido (vapor) en condiciones de alta presión y alta temperatura en su entrada, el cual se expande conforme pasa por las diferentes etapas de la turbina (alta, baja y media presión), transmitiendo su energía a un eje, el cual, puede estar conectado a un generador para producir electricidad.

CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Las turbinas de vapor se pueden clasificar de acuerdo con ciertos criterios fundamentales de interés como (Ibañez, 2014):

a) El número de etapas o escalonamientos.

Turbinas monoetapa (se utilizan para pequeñas y medianas potencias) y, las turbinas multietapa (aquellas en las que la demanda de potencia es muy elevada).

b) La presión de vapor a la salida.

Contrapresión (el vapor de escape es utilizado posteriormente en el proceso), Escape libre (el vapor de escape va hacia la atmósfera), condensación (el vapor de escape es condensado para ser reutilizado por medio de una caldera).

c) Su grado de reacción

Acción (la expansión ocurre en las toberas) y reacción (la expansión puede llevarse a cabo tanto en el rotor, como en el estator).

d) La dirección del flujo en el rodete

Radiales, axiales y mixtas.

2.1.4 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Como se mencionó en la sección 1.5, el principio de funcionamiento de las turbomáquinas se basa en la ecuación general propuesta por Euler, la cual, permite calcular el trabajo por unidad de masa que se intercambia en el rotor:

$$w = \frac{W}{m} = U_1 C_{w1} \pm U_2 C_{w2} \quad (1)$$

Donde w es el trabajo por unidad de masa, U es la velocidad tangencial del rotor, C_w es la velocidad absoluta en la dirección tangencial y los subíndices 1 y 2 representan la entrada y salida del flujo al rotor.

El fluido conforme pasa a través de las diferentes etapas de las turbomáquinas se expande de alta a baja presión, lo cual, provoca que se incremente su energía cinética y esto a su vez genera el movimiento rotacional del eje. El estator cuenta con álabes fijos directores que permiten que el fluido tenga una aceleración y una dirección para que entre con un ángulo que coincida con el borde de ataque de los álabes móviles del rotor, en la figura 2.1 se muestran los triángulos de velocidad, quienes, definen las características antes mencionadas.

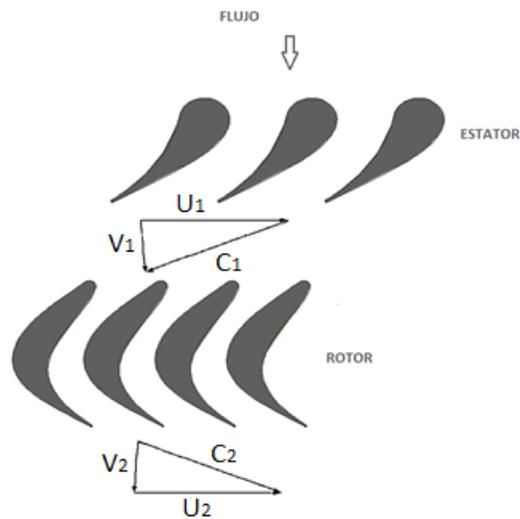


Figura 2.1 Triángulo de velocidades de toberas y álabes

Donde U es la velocidad de rotación de los álabes, V es la velocidad absoluta del fluido y C es la velocidad relativa del fluido.

2.1.5 CONSECUENCIAS DEL CAMBIO DE FASE EN TURBINAS

La presión y la temperatura después de pasar por las diferentes etapas de la turbina disminuyen. Al llegar a la última etapa es probable que el vapor tenga un cambio de fase y se condense. En la figura 2.2 se muestran las cuatro principales secciones de una turbina de vapor, la sección de control, la de alta presión, la de media presión y finalmente la etapa de baja presión. La parte sombreada representa la zona de estudio de este trabajo.

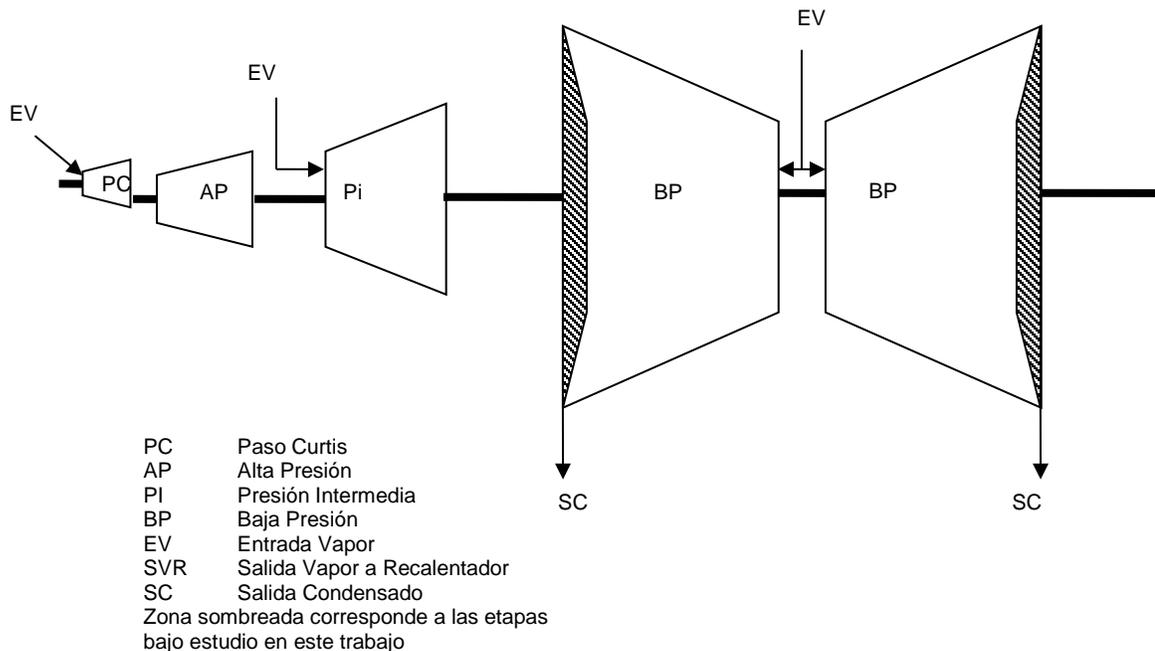


Figura 2.2 Secciones principales de una turbina de vapor (García Castrejón, 2008).

El cambio de fase en la última etapa de una turbina de vapor produce diversos problemas como pérdida de potencia, baja eficiencia, regreso de flujo y erosión en los álabes (Ahmad, Schatz, & Casey, 2013). El mayor conflicto de la

problemática causada por el cambio de fase se ve reflejado en costos de producción y mantenimiento principalmente.

El cambio de fase puede ocurrir en la sección de las toberas. El vapor condensado se agrupe en gotas, lo que causará daños estructurales severos en los álabes. Uno de los problemas asociados con la humedad es la erosión de los álabes (Hasini, Mohd Zamri, & Malek, 2012).

Los principales efectos de la humedad en las turbinas de vapor, son mecánicos, aerodinámicos y termodinámicos. Estos efectos provocan erosión en los álabes, favorecen la condensación y contribuyen con la pérdida de presión.

2.2 MECÁNICA DE FLUIDOS

Para tener una mayor comprensión del comportamiento del vapor dentro de una turbina, es necesario conocer acerca de la mecánica de los fluidos, la cual, estudia las leyes del movimiento de los fluidos (gases y líquidos), interacciones entre el fluido y el contorno que lo limita, así como, las fuerzas que los provocan.

Un fluido cambia de forma de manera continua cuando está sometido a un esfuerzo cortante, por muy pequeño que sea éste, lo que genera que carezcan de forma definida.

La principal diferencia entre un líquido y un gas estriba en las distintas compresibilidades de cada uno. La compresibilidad de los líquidos es muy débil, debido a que las fuerzas atractivas entre las moléculas del líquido vencen al movimiento térmico de las mismas, colapsando las moléculas y

dando origen al líquido. En el caso de los gases, presentan una gran compresibilidad, que influye en las características del flujo, ya que tanto su volumen como densidad varían con facilidad, el movimiento térmico vence a las fuerzas de atracción y, por lo tanto, tienden a ocupar todo el volumen del recipiente que los contiene.

Para la descripción del movimiento de un fluido es necesario recurrir a las leyes generales de la mecánica como las leyes de Newton, leyes de conservación de cantidad de movimiento y de energía (Martín Domingo, 2017), además de, una simplificación importante, suponer que las manifestaciones macroscópicas promedio son el resultado de la acción de una hipotética distribución continua de materia, a la cual se le denomina como medio continuo, este medio permite una gran simplificación en el análisis, ya que las propiedades del fluido varían suavemente de un punto a otro, este concepto es válido siempre que el volumen más pequeño del fluido tenga un suficiente número de moléculas para que los promedios estadísticos arrojen resultados confiables.

2.2.1 FLUJO DE LOS FLUIDOS

Al aplicar una fuerza a un fluido, esta generará que el fluido tenga un movimiento al cual, se le conoce como flujo (Martín Atienza, 2009).

El flujo se puede caracterizar gracias al número de Reynolds, el cual, indica la transición de un fluido laminar a turbulento mientras fluye a una velocidad determinada, basta con conocer el cociente entre las fuerzas de inercia debidas al movimiento del fluido y las fuerzas disipativas viscosas que se oponen al movimiento, para determinar el número de Reynolds:

$$R_e = \frac{\rho v L_c}{\mu} \quad (2)$$

Donde L_c es la longitud característica, ρ es la densidad del fluido, v es la velocidad y μ es la viscosidad absoluta. Un flujo que fluye por un tubo de vidrio de sección circular se considera laminar si tiene un $R_e \leq 2100$ y se considera turbulento si tiene un $R_e \geq 4000$.

FLUJO EN UNA TURBINA DE VAPOR

El flujo dentro de la turbina de vapor es complejo, con la finalidad de transferir la mayor cantidad de movimiento a los álabes que producirán el trabajo mecánico al mover al eje del rotor, continuamente cambia de dirección, se comporta como un fluido turbulento, compresible, existe transferencia de calor y en ocasiones hay fenómenos de cambio de fase. La determinación de estas velocidades es muy complicada, actualmente se hace mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) y por métodos experimentales.

2.2.2 TURBULENCIA

La turbulencia es un régimen caracterizado por su continua inestabilidad del flujo, esto se debe a que la velocidad está fluctuando y presenta variaciones en las cantidades de momento y energía, es decir, es un movimiento desordenado de las moléculas de un fluido, en donde, en lugar de seguir una trayectoria semejante, éstas, siguen trayectorias sinuosas y en forma de torbellinos.

El flujo turbulento se presenta cuando el flujo está sometido a velocidades muy

altas o en fluidos en los que las fuerzas viscosas son muy pequeñas.

Las principales características del flujo turbulento son su impredecibilidad, inestabilidad, es tridimensional, presenta alta difusividad, es transitorio, no lineal, disipativo, incrementa la difusión y es rotacional.

Actualmente se considera a la turbulencia en un campo de aplicación amplio y variado, por ejemplo, en los diseños de aviones, barcos, automóviles, misiles, reactores, entre otros, con la finalidad de mejorar el rendimiento de estos mismos a altas velocidades o conocer la transferencia de calor de ciertos procesos.

Como se indica en la sección (2.2.1), este fenómeno empezó a ser estudiado por el ingeniero y físico irlandés Osborne Reynolds en 1883, quien pudo caracterizar el tipo de flujo de un fluido con su experimento, donde inyectaba un colorante en el eje axial del flujo en una tubería y, de acuerdo a la velocidad del fluido, logró observar que en el flujo laminar el filamento del colorante permanecía recto y coherente, mientras que, en el flujo turbulento el filamento formaba rápidamente pequeños vórtices, los cuales, se propagaban por toda la sección de la tubería.

2.2.3 COMPRESIBILIDAD DE UN FLUIDO

La compresibilidad es una propiedad de la materia, la cual, representa una disminución relativa del volumen por unidad de aumento de presión, todos los fluidos en fase gaseosa son compresibles. Cuando los cambios de volumen son considerables se consideran que es un flujo compresible, es decir muestra una variación significativa de su densidad como resultado de fluir, este hecho sucede cuando la velocidad del flujo es cercana a la velocidad del sonido.

Estos cambios ocurren principalmente en los gases, ya que en general son muy compresibles, sin embargo, los líquidos tienen una compresibilidad muy baja.

Para determinar la compresibilidad de un fluido se utiliza el número de Mach:

$$M = \frac{V}{a} \quad (3)$$

Donde V es la velocidad del fluido y a es la velocidad del sonido en el fluido, ésta a su vez se determina de la siguiente manera:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (4)$$

Donde γ es la razón de calores específicos $\left(\frac{C_p}{C_v}\right)$, R es la constante particular de los gases y T es la temperatura del fluido.

Es relevante la compresibilidad de los fluidos, porque como consecuencia de la variación de la densidad de los fluidos afectan significativamente a la temperatura, presión y velocidad (White, 2003).

Si el flujo es compresible, el fluido utilizado en el proceso de conversión de energía se puede considerar como gas ideal y se utiliza la siguiente ecuación:

$$PV = mRT \quad (5)$$

Donde P es la presión del fluido, v es el volumen ocupado por el fluido, m es la masa, R es la constante de los gases ideales y, por último, T la temperatura a la que se encuentra el fluido en ese momento.

Cabe mencionar que, para la definición de la geometría, como el perfil de los álabes es necesario conocer la presión en diferentes puntos de la etapa de la

turbina y, con el uso de la ecuación (5), se pueden calcular presión y temperaturas dentro la turbomáquina.

2.3 LEYES Y ECUACIONES APLICABLES EN TURBOMÁQUINAS

Para el cálculo de potencias, eficiencias y/o pérdidas de una turbomáquina se emplean las ecuaciones clásicas de la mecánica de fluidos, sin dejar de considerar que los flujos de estas máquinas son turbulentos.

En el análisis de la conservación de masa, cantidad de movimiento y energía se emplea el término volumen de control, el cual, es un espacio arbitrario dentro del sistema limitado por paredes físicas o imaginarias, al cual se le instituye con el objeto de estudio de una manera que facilita el estudio del flujo a través de la turbomáquina.

2.3.1 LEY DE LA CONSERVACIÓN DE MASA O CONTINUIDAD

La ecuación de la continuidad establece que la masa, m , permanece constante en el tiempo dentro del sistema (Streeter, Wylie, & Bedford, 2000), en pocas palabras, el flujo másico que entre a la turbomáquina será el mismo que salga, si se aplican condiciones de frontera al volumen de control, la ecuación de continuidad entre dos puntos queda de la siguiente forma:

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad (6)$$

Donde \dot{m} , es el flujo másico o tasa de flujo, ρ es la densidad el fluido, A es el área transversal del flujo, v es la velocidad del fluido y los subíndices 1 y 2 representan la entrada y salida del volumen de control.

2.3.2 ECUACIONES DE NAVIER-STOKES

Las ecuaciones de Navier-Stokes son un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales que describen la dinámica de fluidos continuos, cabe mencionar que no se dispone de una solución general para este conjunto de ecuaciones, por lo que se recurre al análisis numérico para determinar una solución aproximada.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) \quad (7)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, u_i la velocidad en la dirección i , p es la presión estática y μ es la viscosidad.

Para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes en regiones en rotación como en el caso de una etapa de una turbina, es necesario incluir un término adicional para tomar en cuenta la aceleración del fluido en las zonas en rotación (Fluent, 2005).

En una región en rotación la velocidad absoluta u y la velocidad relativa u_r del fluido se relacionan por:

$$u_r = u - (\Omega \times r) \quad (8)$$

Donde r es el vector de posición en el dominio en rotación y Ω el vector de su velocidad angular.

La ecuación de continuidad se puede resolver en términos de velocidad (absoluta o relativa), sin embargo, la ecuación de momento debe incluir la velocidad relativa, la velocidad angular y el efecto de las fuerzas de Coriolis ($\Omega \times r$) (Fluent, 2005), como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_r u_j) + \rho(\Omega \times u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) \quad (9)$$

2.3.3 ECUACIÓN DE LA ENERGÍA

El primer principio de la termodinámica establece que la energía interna (U) de un sistema cerrado aumenta cuando se le transfiere calor (Q) o se realiza un trabajo (W) a este mismo y, se representa para un sistema cerrado con la siguiente ecuación:

$$\Delta U = Q - W \quad (10)$$

Este principio se basa en sistemas en equilibrio, al igual que todos los principios que rigen a la termodinámica. Además, la ecuación (10) indica que el cambio de la energía interna del sistema es igual a la diferencia del calor transferido con respecto al trabajo realizado por la turbomáquina.

El principio general de la conservación de la energía establece que, la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma, pues bien, la primera ley de la termodinámica es la aplicación de este principio a procesos térmicos; si el sistema es aislado, en el cual, no se intercambia energía con el exterior $\Delta U = 0$, la ecuación (10) queda de la siguiente forma:

$$Q = W \quad (11)$$

El universo se puede considerar como un sistema aislado, lo que significa que su energía total permanece constante.

2.3.4 POTENCIA EN UNA TURBOMÁQUINA

Es determinante el cálculo de la potencia en la turbomáquina, ya que de esta manera se conoce la cantidad de trabajo que realiza por unidad de tiempo, en pocas palabras se puede afirmar que la potencia resulta igual a la energía dividida por el tiempo.

En una turbomáquina sus componentes se encuentran en rotación, por lo tanto, una forma de calcular la potencia de salida se muestra en la ecuación (13), la cual, es el producto del torque por la velocidad angular.

$$\dot{W} = \tau * \omega \quad (12)$$

Donde \dot{W} es la potencia, τ es el torque y ω la velocidad angular.

Otra ecuación empleada en el cálculo de la potencia es a partir de la ecuación de Euler, que involucra en flujo másico y, esta se describe de la siguiente forma:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (13)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico que atraviesa por la turbomáquina, h_1 , es la entalpía del flujo a la entrada de la tobera y h_2 , es la entalpía del flujo a la salida del rotor.

2.3.5 EFICIENCIA EN UNA TURBOMÁQUINA

El estado de entrada de un fluido de trabajo y la presión de escape permanecen fijos para una turbina que opera de forma estable, por lo tanto, el proceso ideal para una turbina adiabática es un proceso isoentrópico entre el estado de entrada y la presión de salida, donde, el trabajo producido por la turbomáquina es la salida deseada. La eficiencia isoentrópica se puede definir como la relación que hay entre el trabajo real de la turbina y la salida de trabajo que se lograría si en el proceso de entrada y salida la entropía permanece constante, proceso que se muestra en el diagrama de entalpia-entropía en la figura 2.3.

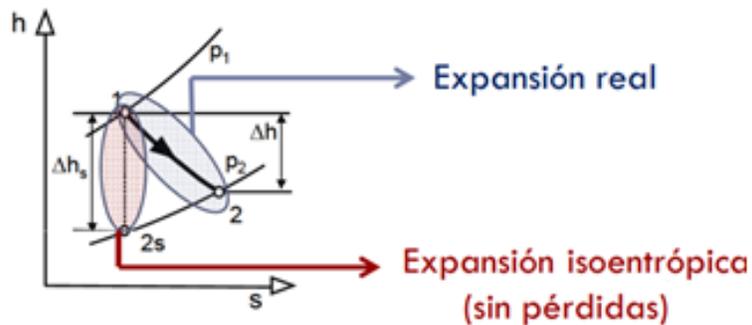


Figura 2.3 Expansión en diagrama h - s (Moreno-Salas & Trejo, 2012).

La eficiencia de la turbomáquina se define con la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (14)$$

Donde h_1 es la entalpia de entrada, h_2 es la entalpia de salida y h_{2s} representa una expansión isoentrópica (sin pérdidas).

2.3.6 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Este principio termodinámico impone restricciones a la dirección de la transferencia de calor, en donde, el calor no fluirá espontáneamente desde un objeto frío hacia uno caliente, además que, en esta ley se considera las pérdidas de la energía en los procesos reales, con el concepto llamado entropía.

La entropía describe un cierto grado de desorden en un sistema termodinámico y, aumentará o permanecerá igual en un proceso cíclico, una forma más sencilla de comprender este concepto es que, es una medida de la cantidad de energía que no está disponible para realizar un trabajo (Olmo & Nave, 2014). La entropía se define por la siguiente ecuación.

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \quad (15)$$

Donde δQ es el calor transferido al sistema y T es la temperatura absoluta.

Cabe mencionar que, la segunda ley también indica que la energía tiene calidad, así como, también de cantidad, es decir, este principio brinda los medios para calcular la calidad y, el nivel de degradación de la energía durante el proceso térmico. “La naturaleza establece que el total de energía asociada con una fuente térmica nunca puede ser transformada íntegra y completamente en trabajo útil. De aquí que todo el trabajo se puede convertir en calor, pero no todo el calor puede convertirse en trabajo (Romero, Vega, & Rubio, 2005).

2.3.7 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una de las ramas de la mecánica de fluidos, en la cual, se utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas de flujo de fluidos, transferencia de calor entre otros.

Se resuelve la ecuación de transporte de la variable de interés, la cual, se representa por el símbolo ϕ y se muestra a continuación (Kessler, 2016).

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} = \oint_A \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\mathbf{A} + \int_V S_\phi dV \quad (16)$$

Todas las ecuaciones de conservación que se resuelven en CFD, presentan la forma de la ecuación (16), con cuatro términos importantes: el término de tiempo, de advección, de difusión y por último el término fuente y, para representar diferentes ecuaciones de conservación, solo se modifican la variable ϕ , el coeficiente de difusión Γ y la fuente S .

Los métodos de discretización empleados en CFD son el método de diferencias finitas, el método de elementos finitos y el método de volúmenes finitos, siendo este último uno de los más utilizados. Con estos métodos, se intercambia el dominio continuo por uno discreto, en el cual, se utiliza un conjunto de volúmenes de control para representar el dominio original, como se muestra en la figura 2.4 y, se resuelve la ecuación algebraica en cada de esos elementos (Kessler, 2016).

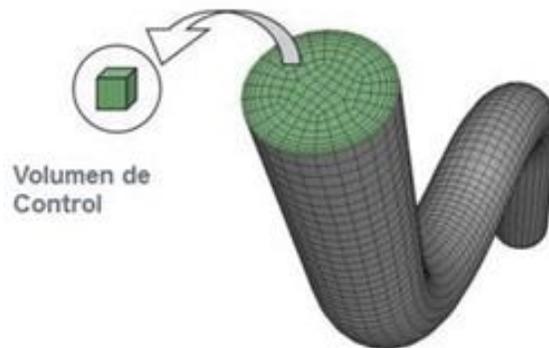


Figura 2.4 Dominio discretizado en pequeños volúmenes (Kessler, 2016)

La ecuación (16) se resuelve en cada uno de los volúmenes de control, de esta forma se genera un sistema de ecuaciones que se resuelve numéricamente, con el apoyo de programas especializados para CFD, los cuales, poseen capacidad para solucionar rápidamente y con precisión las ecuaciones de fluidos usando una gran variedad de técnicas numéricas.

DISCRETIZACIÓN ESPACIAL Y DE LAS ECUACIONES

Para llevar a cabo el análisis por medio de CFD, el primer paso consiste en la discretización espacial del dominio, posteriormente se realiza la aproximación en cada uno de los puntos, para los flujos convectivos y difusivos (Sánchez Vazquez, 2004).

Existen diferentes métodos para llevar a cabo la discretización espacial, estos se pueden clasificar en tres categorías, el método de diferencias finitas, volúmenes finitos y elementos finitos. Todos estos métodos requieren de un mallado previo, para poder realizar la discretización de las ecuaciones que gobiernan el fluido.

Cabe mencionar que, para el cálculo de cambio de fase de este trabajo, se

utiliza el método de volumen finito.

MALLADO ESTRUCTURADO

El mallado estructurado, como su nombre lo dice, consiste en que su discretización presenta una conectividad que sigue un patrón reticular. En este tipo de mallado se utilizan fundamentalmente elementos cuadriláteros y hexaédricos, aunque a partir de estos, se pueden generar triángulos y tetraedros respectivamente (Díaz Morcillo, 2000).

La principal ventaja de este tipo de mallado consiste en rápido y fácil acceso a las celdas vecinas, sumando o restando un número al valor del índice correspondiente, ya que cada punto de las celdas está inequívocamente identificado por los índices i , j y k , en coordenadas cartesianas, al estar representadas cartesianamente las líneas que configuran las celdas son siempre paralelas al sistema de ejes coordenados.

Las mallas estructuradas también se pueden representar en un sistema curvilíneo, en el cual, el sistema de coordenadas está deformado para adaptarse a la geometría del objeto de estudio.

MALLADO NO ESTRUCTURADO

Este tipo de mallado, al contrario que las descritas en la sección 2.3.7.1.1, no presentan un patrón de conectividad predeterminado, ya que está viene determinada con base a el contorno del problema, la situación de los nodos interiores y el método de discretización utilizado (Díaz Morcillo, 2000).

En el mallado no estructurado, los elementos que se emplean son de forma

triangular y tetraédrica. Esta libertad en la conectividad hace posible la discretización de cualquier tipo de dominio con base a una discretización del contorno arbitrario, es decir ofrecen gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas.

DISCRETIZACIÓN DE LAS ECUACIONES

Para obtener la solución numérica de las ecuaciones, como ya se mencionó, se utilizan el método de diferencias finitas, volúmenes finitos y elementos finitos.

MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS

El primer método aplicado en el cálculo fue el de diferencias finitas, éste discretiza las ecuaciones de Navier-Stokes en forma diferencial y, emplea el desarrollo de series de Taylor para discretización de las variables de flujo, esta aproximación es de primer orden, cabe resaltar que este método presenta una importante ventaja, ya que cuenta con una simplicidad teórica y la posibilidad de aumentar la precisión del método tan solo al aumentar el orden de aproximación de las derivadas. Este método está limitado a mallas estructuradas lo que provoca que se vea reducido a problemas con geometrías muy sencillas.

MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS

Este método emplea las ecuaciones de conservación en su forma integral, el dominio de la solución se subdivide en un número finito de volúmenes de control contiguos, en los cuales, las ecuaciones de conservación se aplican a cada uno de estos. Es necesario definir puntos de control en cada volumen generado y, es en los vértices donde se guardan las variables, que

dependiendo del método empleado pueden ser definidos en el centro (a) o en los vértices de las celdas (b), como se muestra en la figura 2.5, la solución con este método es por aproximación de integrales de volumen por integrales de superficie (Juárez, 2012), donde se obtiene una ecuación algebraica para cada volumen de control, en la que aparece un número de valores nodales vecino.

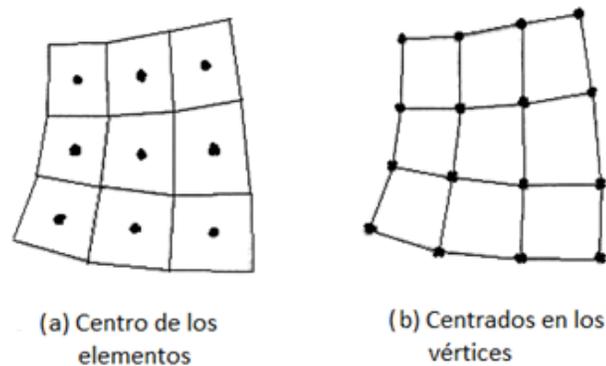


Figura 2.5 Mallas con nodos centrados en los elementos y en los vértices (Sánchez Vazquez, 2004).

Una de las ventajas de este método es que se puede aplicar con mallas estructuradas y no estructuradas, lo que hace que sea el método más empleado en la resolución de flujos de geometrías complejas. Basado directamente en la discretización directa de las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía.

MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El método de elementos finitos se empleó en un principio para el análisis estructural, tiempo después comenzó su utilización para la solución de las ecuaciones de campo en medios continuos, sin embargo, hasta hace dos décadas fue cuando empezó a tener popularidad en la resolución de las ecuaciones de Euler/Navier-Stokes (Sánchez Vazquez, 2004).

Se emplea con mallas no estructuradas, dependiendo del tipo de elemento (triangulares o tetraédricos) y de la precisión que se requiera, se tiene que generar una malla más o menos fina de elementos. Se debe resaltar que el grado de libertad del problema está definido por el número total de nodos multiplicado por el número de variables del problema, además que, para representar la variación de la solución en el interior de los elementos, se debe definir las funciones de forma, las más comunes son normalmente las funciones de forma lineales, que emplean únicamente los nodos pertenecientes a la malla. El método de elementos finitos se utiliza particularmente en fluidos no newtonianos.

MODELOS DE TURBULENCIA

El estudio de los flujos en régimen turbulento es importante en la mecánica de fluidos, debido a que la turbulencia modifica significativamente parámetros como la fricción, coeficiente de transferencia de calor, entre otros. Basta recordar que en el tratamiento de este problema complejo, se le ha dedicado innumerables investigaciones, ya que, la mayor parte de los flujos que se presentan en la naturaleza y en las aplicaciones de ingeniería generalmente se encuentran dentro del régimen turbulento (Noh-Pat, 2004).

Con el desarrollo de CFD surge la necesidad de representar computacionalmente el fenómeno de turbulencia, lo que dio origen a diferentes modelos de turbulencia, los cuales, se pueden clasificar de la siguiente manera:

MODELOS PROMEDIADOS DE REYNOLDS DE LAS ECUACIONES DE NAVIER-STOKES (RANS)

Esta técnica es la más utilizada, cuando se trata de problemas con flujos con elevados números de Reynolds. Consiste en resolver las ecuaciones de

Navier-Stokes promediadas en el tiempo, es decir, todas las magnitudes se sustituyen por la suma de su valor medio y una componente fluctuante, que pueden reproducir las variables instantáneas del flujo turbulento (Capote, Alvear, Abreu, Lázarp, & Espina, 2008),

Una de las ventajas de las RANS, es que reduce el tiempo de computo, por eso es frecuentemente utilizado en análisis de problemas de ingeniería, otra ventaja, es que como no se solucionan las escalas de tiempo más pequeñas, se pueden utilizar mallas temporalmente burdas, pero con el uso de capa limite o zonas donde existan gradientes de diversas variables se debe utilizar una malla refinada.

MODELOS DE SIMULACIÓN DE GRANDES REMOLINOS (LES)

Esta técnica se basa en promediar las ecuaciones de Navier-Stokes volumétricamente, supone propiedades medias en una región del espacio y unas fluctuaciones que caracterizan al fluido. Resuelve las ecuaciones gobernantes para vórtices de mayor escala dependientes del tiempo (el movimiento turbulento de grandes remolinos), mientras que para para escalas más pequeñas se asume un modelo que permita considerar de forma aproximada su influencia en la variación general de los parámetros del flujo, los cuales deben ser modelados como ocurre con las RANS. Para la solución de las escalas temporales el LES, y requiere de mayor tiempo de computo que las RANS (Noh-Pat, 2004).

MODELOS DE SIMULACIÓN NUMÉRICA DIRECTA (DNS)

La técnica DNS es la aproximación más exacta al estudio de la turbulencia, consiste en resolver las ecuaciones de Navier-Stokes instantáneas en tres dimensiones con sus componentes de presión, de velocidad y temperatura, en

todo el dominio espacial y temporal de la turbulencia sin emplear valores promedios o aproximaciones, (Capote, Alvear, Abreu, Lázarp, & Espina, 2008). Esta técnica es útil con geometrías sencillas y números de Reynolds relativamente bajos, por otra parte, si se usa para geometrías complejas y números de Reynolds elevados, el cálculo es complicado debido al tiempo de computo excesivo.

SIMULACIÓN DE REMOLINO SEPARADO (DES)

Esta técnica es una combinación de RANS y LES, la cual, trata de aprovechar los puntos fuertes de cada modelo. Debido a que con las RANS es muy eficiente cerca de la frontera de contorno y, con el LES se obtiene un buen comportamiento en las regiones alejadas de ella, por lo tanto, entre uno y otro se complementan.

Este modelo en un principio fue formulado para el uso del modelo de Spalart-Allmaras (Spalart, Jou, Strelets, & Allmaras, 1997), pero actualmente puede ser implementado con otros modelos de RANS. Cabe recordar que en este proyecto se utiliza el modelo Spalart-Allmaras.

MODELO DE SPALART ALLMARAS

El modelo Spalart-Allmaras (S-A) es relativamente simple, consta de una sola ecuación de transporte para la viscosidad cinemática de turbulencia. Inicialmente este modelo se desarrolló para aplicaciones aeroespaciales, pero actualmente es frecuentemente utilizado en el análisis de turbomaquinaria, debido a que los resultados de estudios numéricos de álabes de turbinas, al ser comparados con resultados experimentales son muy aproximados, con un error relativo bajo, (Tenango-Pirin, y otros, 2016), otra de sus ventajas es la resolución para flujos con capas límites sujetas a gradientes de presión adversa.

La ecuación para la viscosidad cinemática se representa como ν , con la que se obtiene ν_t y ésta, se relaciona con la viscosidad dinámica turbulenta por medio de la densidad: $\mu_t = \nu_t \rho$ (Rodríguez-Pestaña, 2015).

La ecuación utilizada en ANSYS Fluent está dada en la siguiente expresión:

$$\frac{D(\overline{\rho\nu})}{Dt} = \frac{1}{\sigma_\nu} \left[\nabla \cdot ((\mu + \overline{\rho\nu}) \nabla \overline{\nu}) + c_{b2} \rho (\nabla \overline{\nu})^2 \right] + c_{b1} \rho \overline{S} \overline{\nu} \rho - c_{w1} f_w \left[\frac{\overline{\nu}}{d} \right]^2 + S_{\overline{\nu}} \quad (17)$$

En la ecuación (17), el término que representa producción de turbulencia es $c_{b1} \rho \overline{S} \overline{\nu} \rho$, el que representa la destrucción $c_{w1} f_w \left[\frac{\overline{\nu}}{d} \right]^2$ y el término fuente, que es proporcionado por el usuario de ANSYS Fluent es $S_{\overline{\nu}}$.

La viscosidad turbulenta o de remolino está representada en las siguientes expresiones:

$$\nu_t = \overline{\nu} f_{v1}, \quad f_{v1} = \frac{x^3}{x^3 + c_{v1}^3}, \quad x = \frac{\overline{\nu}}{\nu} \quad (18), (19) \text{ y } (20)$$

Las funciones y constantes que aparecen en la ecuación, están definidas como:

$$\overline{S} = w + \frac{\overline{\nu}}{k^2 d^2} f_{v2} \quad (21)$$

Donde, d es la distancia a la pared, w es la vorticidad y por último la constante de von-Kármán como k .

$$w = \left[\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right] \quad (22)$$

$$f_{v2} = -1 \frac{x}{1+x f_{v1}} \quad (23)$$

$$f_w = g \left(\frac{1+c_{w3}^6}{g^6+c_{w3}^6} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (24)$$

Donde

$$g = r + c_{w2}(r^6 - r), \quad r = \frac{\bar{v}}{\bar{s}k^2d^2} \quad (25) \text{ y } (26)$$

Las constantes utilizadas en las ecuaciones son:

$$\sigma_v = \frac{2}{3} \quad c_{b1} = 0.1355 \quad c_{b2} = 0.622 \quad c_{w1} = \frac{c_{b1}}{k^2} + \frac{1+c_{b2}}{\sigma}$$

$$c_{w2} = 2 \quad k = 0.4187 \quad c_{v1} = 7.1$$

Para completar el modelo de turbulencia es necesario fijar las condiciones iniciales y de contorno (Rodríguez-Pestaña, 2015).

MODELO DE VAPOR HÚMEDO (WET STEAM)

El modelo de Wet Steam, es el encargado de simular la condensación, además que, proporciona la facilidad de ser ajustado mediante la modificación de UDF y de esta manera, acoplarlo a otro tipo de situaciones (Posadas-Razo, 2009).

Es necesario mencionar que, durante la expansión del vapor a lo largo de las

diferentes etapas de la turbina, surge un proceso de condensación, en el cual, el fluido que en un inicio es vapor sobrecalentado pasa a ser vapor saturado, esto sucede cuando la temperatura cruza la línea de saturación (separa la zona vapor saturado y vapor sobrecalentado), dando origen al vapor húmedo (mezcla de vapor saturado y pequeñas gotas de líquido). El diagrama de Mollier es de gran ayuda para la representación de las propiedades del agua y vapor de agua, donde, se usa principalmente coordenadas de entalpia y entropía, véase figura 2.6.

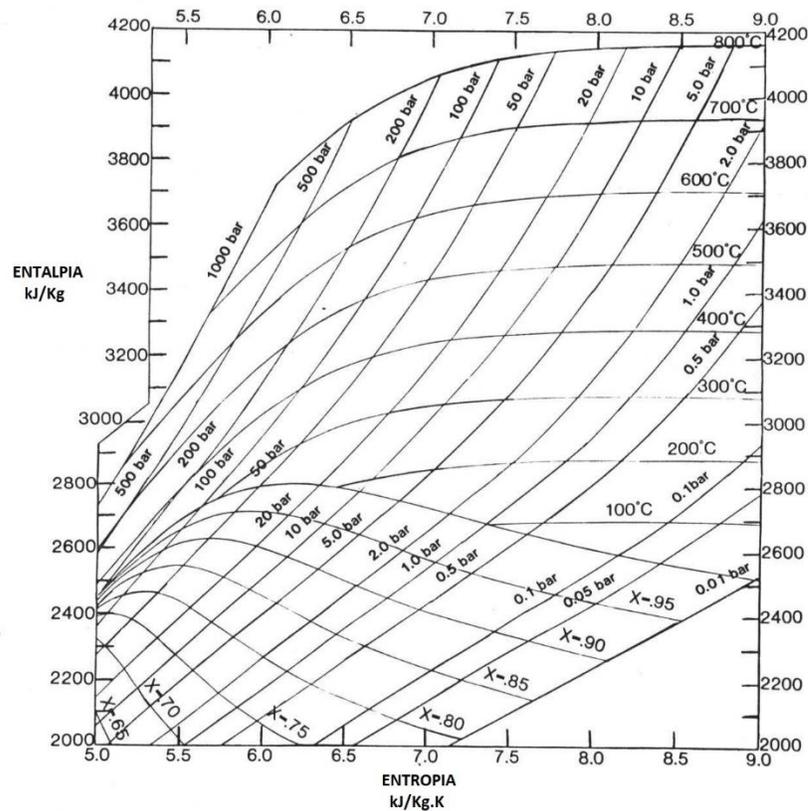


Figura 2.6 Diagrama de Mollier para el sistema agua-vapor (Gorla & Khan, 2003).

El modelo de Wet Steam utiliza la siguiente ecuación de estado, relacionando la presión con la densidad de vapor y la temperatura y, se expresa de la siguiente forma (Young, 1988):

$$P = \rho_v RT(1 + B\rho_v + C\rho_v^2) \quad (27)$$

Donde B y C son el segundo y tercer coeficiente virial dado por las siguientes funciones empíricas;

$$B = a_1 \left(1 + \frac{\tau}{\alpha}\right)^{-1} + a_2 e^{\tau} (1 - |e^{-\tau}|^{\frac{5}{2}}) + a_3 \tau \quad (28)$$

$$C = a(\tau - \tau_0)e^{-\alpha\tau} + b \quad (29)$$

Donde B está dado por $\tau = \frac{1500}{T}$ con T dada en Kelvin, $\alpha = 1000$, $a_1 = 0.0015$, $a_2 = 0.000942$ y $a_3 = -0.0004882$ y C se obtiene de $\tau = \frac{T}{647.286}$, $\tau_0 = 0.8978$, $\alpha = 11.16$, $a = 1.772$ y $b = 1.5 \times 10^{-06}$. Las dos funciones empíricas que definen el coeficiente virial B y C cubren un rango de temperatura desde 273K a 1073K (Posadas-Razo, 2009).

En el modelo de cambio de fase, la velocidad de generación de masa Γ en la teoría de nucleación clásica durante el no-equilibrio del proceso de condensación, se obtiene mediante la suma del incremento de masa, esto se debe por la formación de tamaños críticos de gota, al igual que al crecimiento/desaparición de estas mismas (Ishazaki, Ikphagi, & Daiguji, 1995).

La velocidad de generación de masa se define como:

$$\Gamma = \frac{4}{3}\pi\rho_l I r_*^3 + 4\pi\rho_l \eta \bar{r}^2 \frac{\partial \bar{r}}{\partial t} \quad (30)$$

Donde \bar{r} es el radio promedio de la gota y r^* es el radio crítico de Kelvin-Helmholtz sobre el cual crecerá y debajo del cual la gota se evaporará (Young, 1992). Para calcular r^* se obtiene de la siguiente expresión:

$$r^* = \frac{2\sigma}{\rho_l RT \ln S} \quad (31)$$

Donde σ es la tensión superficial del líquido analizado a la temperatura T , la densidad del líquido condensado se identifica como ρ_l y por último el radio de super-saturación como S .

$$S = \frac{P}{P_{sat}T} \quad (32)$$

El proceso de la condensación envuelve a la transferencia de masa del vapor a las gotas y la transferencia de calor de las gotas al vapor en forma de calor latente, esta relación de transferencia de energía se expresa como:

$$\frac{\partial \bar{r}}{\partial t} = \frac{P}{h_{lv} \rho_{lv} \sqrt{2\pi RT}} \frac{\gamma+1}{2\gamma} Cp(T_0 - T) \quad (33)$$

Donde la temperatura de la gota es T_0 .

Se puede describir gracias a la teoría clásica de la nucleación, la formación de una fase líquida en forma de gotas a partir de una fase saturada en ausencia de partículas extrañas o impurezas (Posadas-Razo, 2009).

La velocidad de la nucleación descrita por el estado estable y corregida para efectos no isotérmicos se presenta por:

$$I = \frac{q_c}{(1+\theta)} \left(\frac{\rho_v^2}{\rho_l} \right) \sqrt{\frac{2\sigma}{M_m^3 \pi}} e^{-\left(\frac{4\pi r^2 \sigma}{3K_b T} \right)} \quad (34)$$

Ecuación, en donde, q_c es el coeficiente de evaporación, K_b es la constante de Boltzmann y M_m es la masa de la molécula.

Un factor de corrección para el cambio de temperatura a través del tiempo y/o el espacio, no isotérmico, está expresado por:

$$\theta = \frac{2(\gamma-1)}{\gamma+1} \left(\frac{h_{lv}}{RT} \right) \left(\frac{h_{lv}}{RT} - 0.5 \right) \quad (35)$$

Donde la entalpía específica de evaporación es h_{lv} y γ es el ratio de calor específico.

MODELO DE MALLA DESLIZANTE

La última etapa de la turbina de vapor, como se mencionó anteriormente, está conformada por el estator (parte estática) y el rotor (parte móvil), por lo que es necesario modelar la rotación de los álabes, el modelo que permite simular el flujo en partes en movimiento es el modelo de malla deslizante.

El modelo de malla deslizante no asume que el flujo es estable o que es el resultado de un promedio, lo cual, permite modelar con fidelidad las interacciones diafragma-rotor (Fluent, 2005).

Con las ecuaciones (8) y (9) se pueden resolver las ecuaciones de movimiento en dominios con rotación, usando la velocidad absoluta u o la velocidad relativa u_r , además de, considerar la velocidad angular del dominio Ω .

2.3.8 CONDENSACIÓN EN LA ÚLTIMA ETAPA DE LA TURBINA DE VAPOR

Los principales factores que se toman en cuenta para los estudios relacionados con la condensación en las últimas etapas de una turbina son la transferencia de masa, el cambio de fase y el equilibrio líquido-vapor.

Cuando se presenta la expansión de vapor en esta última etapa, puede partir desde la región de vapor sobrecalentado, hasta la región comprendida por debajo de la línea de saturación (vapor saturado) en donde, es posible que parte del vapor se condense, lo que da origen al cambio de fase y, en este caso se debe considerar la calidad del vapor (Kearon William, 1961).

La razón por la que el vapor sobrecalentado llega a convertirse en vapor saturado es debido a diversos factores como la caída de presión y de temperatura, el desprendimiento de la capa límite, pérdida de velocidad debido a la fricción del fluido y las paredes de la etapa, entre otros.

CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA

La metodología para el cálculo numérico del cambio de fase en la última etapa de una turbina de vapor que se llevó a cabo es la siguiente:

3.1 REVISIÓN DE LITERATURA

Revisión de la literatura especializada sobre los estudios e investigaciones acerca del cambio de fase en las últimas etapas de una turbina de vapor utilizando la dinámica de fluidos computacional. Se encontró una publicación de Moses y Stein, la cual, se utiliza para validar la metodología de este proyecto, porque cuenta con datos experimentales de cambio de fase del vapor para una tobera.

3.2 GEOMETRÍA

Se usaron los datos de la geometría de la última etapa de una turbina de 110 MW, la cual está formada por 55 toberas y 110 álabes. Sin embargo, solo se utiliza un segmento de la geometría para la simulación. Este segmento consta de una tobera y dos álabes. En la figura 3.1 se muestra con un corte transversal a media altura y en 2D el dominio antes mencionado.

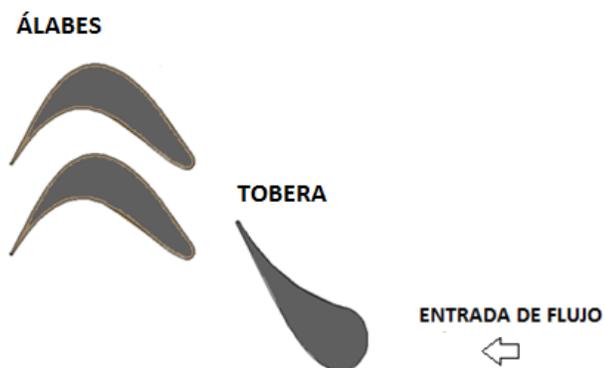


Figura 3.1 Dominio utilizado en las simulaciones con CFD vista en 2D.

En la figura 3.2 se muestra el dominio utilizado para el cálculo de cambio de fase en su geometría en tres dimensiones.



Figura 3.2 Dominio utilizado en las simulaciones con CFD vista en 3D.

La geometría en 3D se realizó en el preprocesador ANSYS ICEM®, con base a las dimensiones características de la garganta mínima, borde de entrada, borde de salida, mostradas en la figura 3.3. El álabe se digitalizó usando una máquina universal de coordenadas, ya que la sección transversal del álabe cambia con la altura (García Castrejón, 2008).

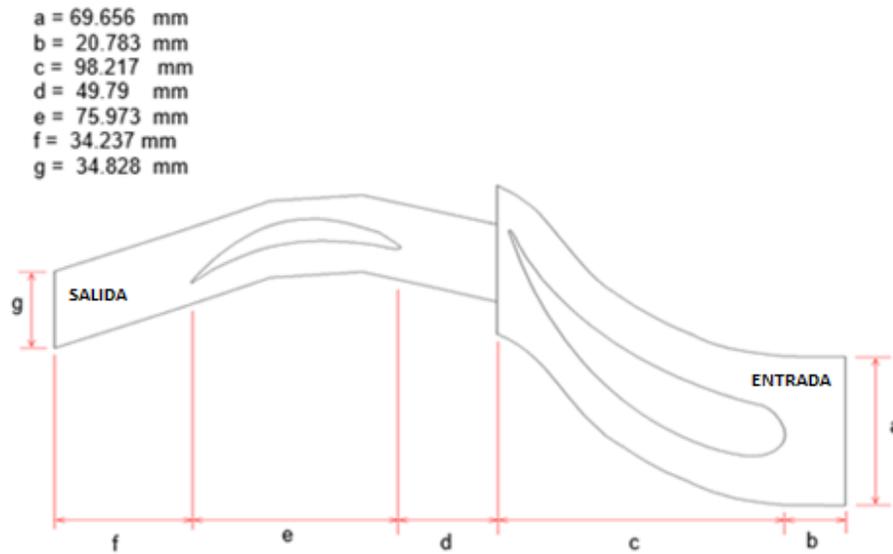


Figura 3.3 Segmento del último paso de una turbina de vapor con dimensiones de tobera y álabes, corte radial a 0.6 m (García Castrejón, 2008).

3.3 DISCRETIZACIÓN

La geometría de los álabes, se discretizó con un mallado estructurado y con celdas tipo cuadrilátero y hexaédricas, cuenta con 2,074,723 nodos y 198,000 elementos. En la figura 3.4, se muestra el modelo del mallado a detalle del último paso. La discretización se realizó en el preprocesador de ICEM.

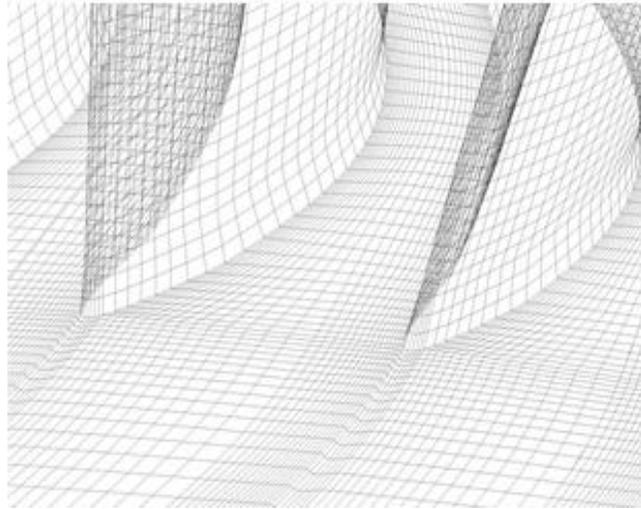


Figura 3.4 Mallado de los álabes del último paso de una turbina de vapor.

3.4 VALIDACIÓN DEL MÉTODO NUMÉRICO

Para validar los resultados, se utiliza el estudio presentado por Moses y Stein en 1978, en el cual, muestran datos experimentales del cambio de fase del vapor en una tobera.

3.4.1 GEOMETRÍA DE LA TOBERA DE MOSES & STEIN

Se utiliza la siguiente geometría, para la validación del modelo numérico del vapor húmedo, las dimensiones son de 4 cm a la entrada, 2 cm a la salida y una longitud de 14 cm, como se puede apreciar en la figura 3.5.

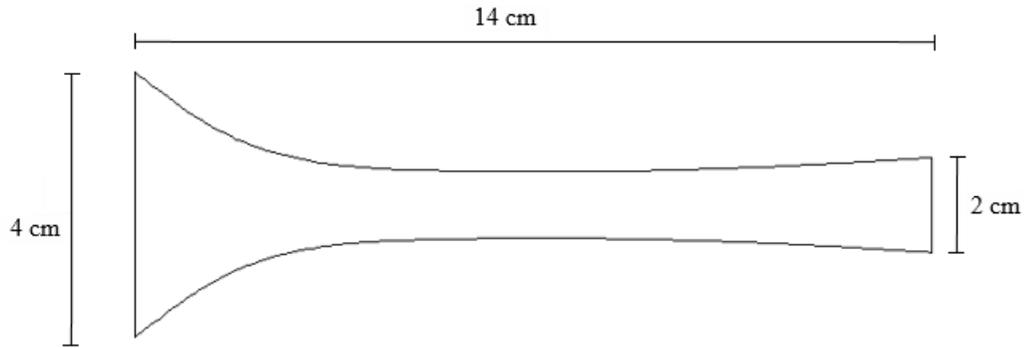


Figura 3.5 Geometría de la tobera utilizada para la validación del método numérico.

3.4.2 MALLADO DE LA TOBERA DE MOSES & STEIN

La discretización de la tobera utilizada por Moses y Stein tiene un mallado estructurado de 3000 celdas. El tamaño mínimo de la malla es $2.5 \times 10^{-4} m^2$ y un tamaño máximo de $1.16 \times 10^{-3} m^2$. En la figura 3.6, se muestra el mallado de la tobera utilizada en la validación de la metodología.

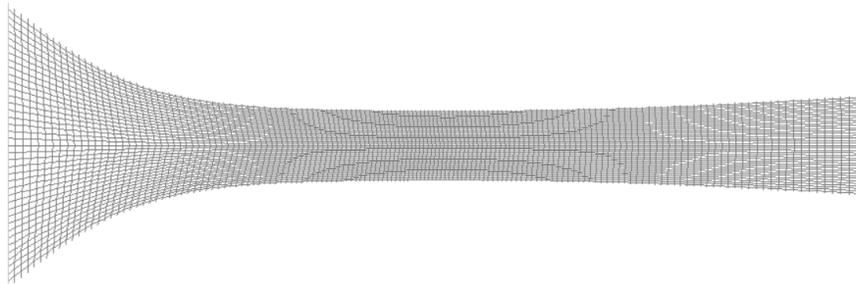


Figura 3.6 Mallado de la tobera utilizada para la validación del método numérico.

3.4.3 SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA TOBERA DE MOSES & STEIN

Para la simulación numérica de la tobera presentada por Moses y Stein, se

utiliza el modelo de vapor húmedo (Wet Steam), el algoritmo principal basado en la densidad del fluido. Las variables como el flujo del fluido y energía fueron de doble precisión. El cálculo numérico se realiza con una tobera en 2D y en estado estacionario, por último, el modelo de turbulencia utilizado es el de Spalart-Allmaras.

Las condiciones de frontera, como presión de entrada, presión de salida y temperatura de entrada se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Condiciones de frontera para la validación de la metodología.

PRESIÓN DE ENTRADA [kPa]	TEMPERATURA DE ENTRADA [K]	PRESIÓN DE SALIDA [kPa]
70.72	377	4.9

3.4.4 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA TOBERA DE MOSES & STEIN

Los resultados obtenidos con el cálculo numérico, para la validación de la metodología se analizan por medio de contornos de presión, velocidad y fracción de masa líquida.

CONTORNOS DE PRESIÓN

Como se puede apreciar en la figura 3.7, la presión a la entrada de la tobera es mayor respecto a la salida, y ésta, va disminuyendo a lo largo que atraviesa la etapa, excepto justo después de la garganta mínima, en donde, se incrementa debido que es la zona donde comienza a generar el cambio de fase.

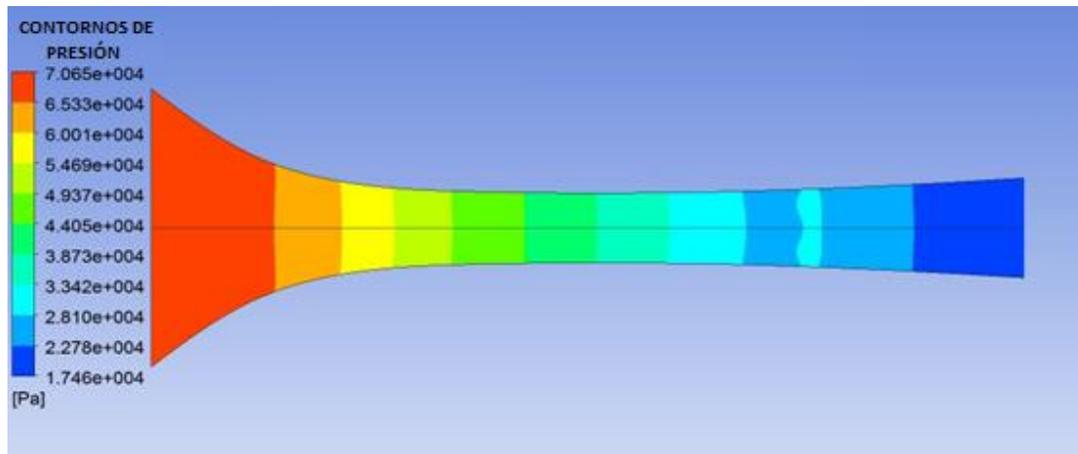


Figura 3.7 Contornos de presión de la tobera objeto de estudio de Moses y Stein.

COMPARACIÓN DE RESULTADOS NUMÉRICOS Y DATOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS POR MOSES & STEIN

Se comparan los perfiles de presión, utilizando el modelo de vapor húmedo, no utilizando el modelo y los datos experimentales de las mediciones de presión reportadas por Moses y Stein, con la finalidad apreciar el comportamiento que tiene dicha variable del fluido a lo largo de toda la etapa de la tobera.

En la figura 3.8, se muestra la expansión del vapor obtenida con ANSYS Fluent, a lo largo de la tobera. Además, las mediciones experimentales y los cálculos numéricos con el modelo de Wet Steam y modelo de turbulencia Spalart-Allmaras, tienen una tendencia similar a los datos experimentales reportados en 1978, con un error relativo porcentual de $E_R = 2.88\%$.

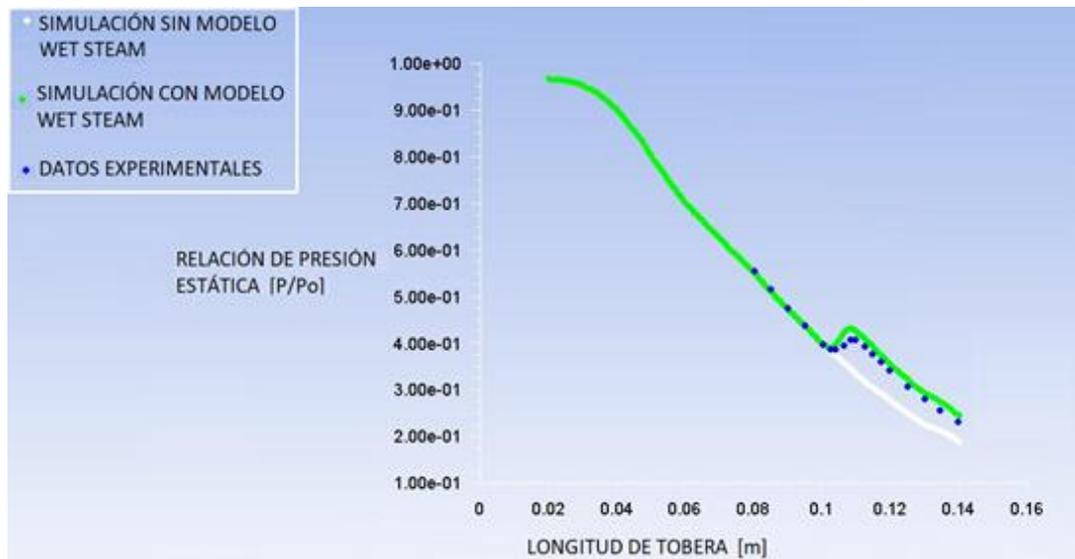


Figura 3.8 Comparación de perfiles de presión con y sin modelo de vapor húmedo contra los datos experimentales presentados por Moses y Stein.

Con base a la comparación entre el comportamiento de la presión con la simulación numérica, se puede deducir que los cálculos realizados con el modelo de Wet Steam de Fluent son válidos.

CONTORNOS DE VELOCIDAD

En la figura 3.9, se presenta el comportamiento de la velocidad dentro de la tobera estudiada por Moses y Stein. Se puede apreciar que la velocidad aumenta a medida que pasa el flujo de vapor a través de la tobera, en donde, tiene una magnitud menor en la entrada y alcanza un valor máximo en la salida. Además, la velocidad del flujo presenta una tendencia ascendente hasta el final de la tobera.

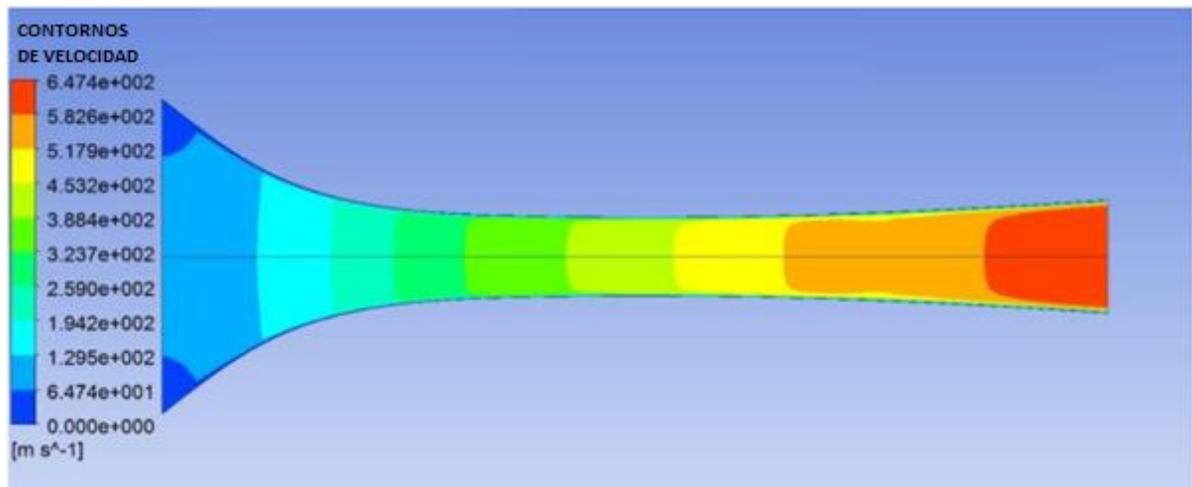


Figura 3.9 Contornos de velocidad de la tobera objeto de estudio de Moses y Stein.

CONTORNOS DE FRACCIÓN DE MASA LÍQUIDA

Con los siguientes contornos, se visualiza, la cantidad de masa líquida, la cual incrementa a razón del aumento de la cantidad de gotas por unidad de volumen. En la figura 3.10, se muestra que en la salida de la tobera es la zona donde se encuentra la mayor cantidad de masa líquida.

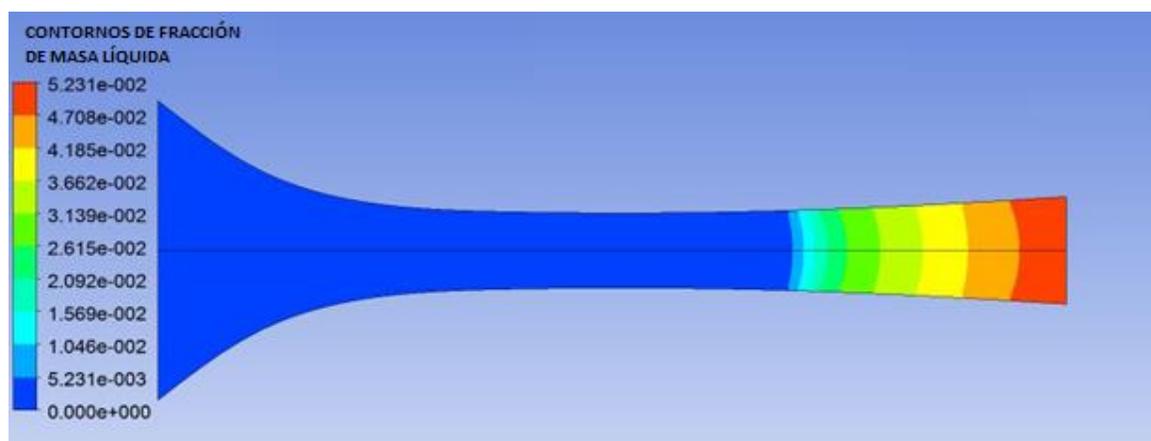


Figura 3.10 Contornos de la fracción de masa líquida de la tobera objeto de estudio de Moses y Stein.

CONTORNOS DE GOTAS POR UNIDAD DE VOLUMEN

Los contornos de la cantidad de gotas por unidad de volumen se muestran en la figura 3.11, en la cual, se puede observar que dicha cantidad se presenta después de la garganta mínima y hasta la salida de la tobera. Después de la garganta mínima se produce la expansión, contribuyendo al enfriamiento del vapor y al cambio de fase (Sun, Zheng, & Liu, 2007).

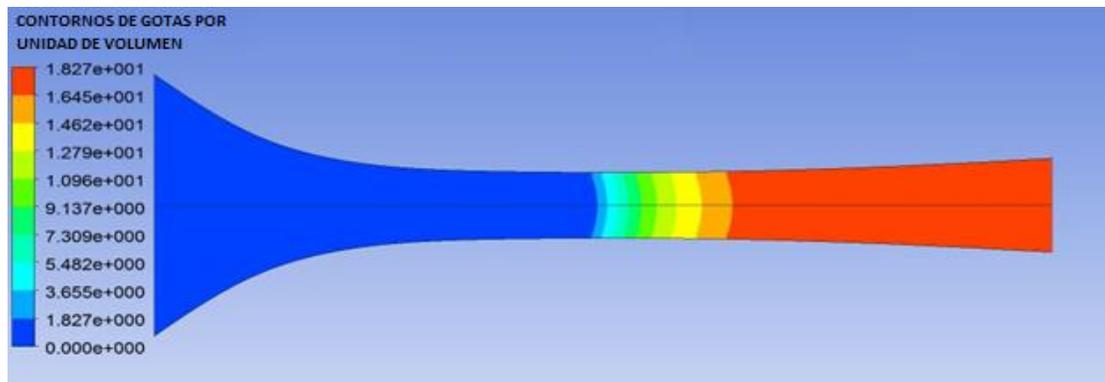


Figura 3.11 Contornos de la cantidad de gotas por unidad de volumen de la tobera objeto de estudio de Moses y Stein.

3.5 PROCESAMIENTO

Para realizar el procesamiento en ANSYS Fluent, se deben de utilizar los siguientes modelos.

El cambio de fase se determina mediante el modelo de vapor húmedo (*Wet Steam*). El cual, considera un fluido multifásico, basando su algoritmo principal en la densidad del fluido. Con este modelo se puede caracterizar, la fracción de masa líquida, la cantidad de gotas por unidad de volumen y la tasa de nucleación.

El fenómeno de turbulencia se calcula con el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras. Este modelo solo contiene una ecuación lo cual facilita la convergencia para la obtención de resultados mostrados en dominios con rotación de turbomáquinaria (Hernández R., Mazur C., Demeulenaere, & Jópez H., 2009).

El movimiento de los álabes fue mediante el modelo de malla deslizante. El rotor se le asignó la velocidad angular de 3600 revoluciones por minuto.

El cálculo numérico es dependiente del tiempo. Es decir, si el flujo en un punto cambia con el tiempo, se dice que es un flujo transitorio, (Welty, Wicks, & Wilson, 1999).

Se determinó el paso temporal con relación a una escala de tiempo y una escala de longitud, las cuales, tuvieran un vínculo con el movimiento de los álabes y con el flujo que pasa a través de la etapa de baja presión de la turbina de vapor. Para la escala temporal se seleccionó la velocidad del rotor ($376 \frac{rad}{s}$) para un plano situado a 0.66 m y para la escala de longitud se optó por la distancia entre los bordes de salida de las toberas ($75.74 \times 10^{-3} m$), debido a que esta distancia se aproxima a la longitud que hay entre las estelas de las toberas. Se determinó el tiempo necesario para que el borde de entrada de un álabe viaje desde una estela hasta la siguiente.

$$t = \frac{l}{v} = \frac{75.74 \times 10^{-3} m}{250 m/s} \approx 30 \times 10^{-5} s$$

El paso temporal, son los incrementos en el tiempo de simulación para alcanzar el tiempo que requiere el borde de entrada de un álabe para pasar entre dos estelas. Para cada paso se requiere obtener un dato de presión y de

fuerza, así que, con 30 puntos se estima que se obtendrá el comportamiento de la presión y la fuerza (García Castrejón, 2008).

$$\Delta t = \frac{t}{30 \text{ pasos}} = \frac{30 \times 10^{-5} \text{ s}}{30} = 1 \times 10^{-5} \text{ s}$$

Por lo tanto, el paso temporal utilizado en las simulaciones dependientes del tiempo es de $1 \times 10^{-5} \text{ s}$.

Para fijar las condiciones de frontera y poder determinar el cambio de fase a diferentes condiciones de operación en la última etapa de la turbina, se simula a condiciones de diseño, presión de entrada a 28.61 kPa con una temperatura de 341 K y a condiciones fuera de operación normal (entre 85% y 115% de presión de vacío), con base a la tabla 3.2.

Tabla 3.2 Condiciones de frontera de la última etapa para presiones de descarga de 85-115%.

PRESIÓN DE DESCARGA [%]	PRESIÓN DE ENTRADA [kPa]	TEMPERATURA DE ENTRADA [K]	PRESIÓN DE SALIDA [kPa]
85	28.61	341	9.54
90	28.61	341	10.10
95	28.61	341	10.66
100 CONDICIONES DE DISEÑO	28.61	341	11.23
105	28.61	341	11.79
110	28.61	341	12.35
115	28.61	341	12.91

3.6 POSTPROCESAMIENTO

Por último, se realiza el análisis de los resultados obtenidos con la simulación de CFD, la cual, permite obtener los diferentes efectos causados por la variación de presión de vacío a la salida de la turbina de vapor.

El cálculo numérico permite obtener contornos de presión, contornos de velocidad, vectores de velocidad, contornos de fracción de masa líquida, contornos de gotas por unidad de volumen y contornos de la tasa de nucleación.

Mediante CFD se obtiene el valor del torque, con el cual, se estima la potencia de la última etapa de la turbina, además de, obtener los valores de la entalpía del flujo en la entrada y en la salida de la etapa de baja presión de la turbina de vapor, para así estimar la eficiencia de la misma.

CAPÍTULO 4. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se obtuvieron simulaciones numéricas para el cambio de fase en el último paso de una turbina de vapor en condiciones normales de operación y en condiciones fuera de diseño. Los resultados y el análisis de resultados se presentan en el siguiente orden: **4.1** Resultados para condiciones de diseño y **4.2** Resultados para diferentes condiciones de vacío a la salida de la turbina.

Se realizó un corte transversal, con la finalidad de apreciar el comportamiento del fluido a lo largo del canal. Los contornos que a continuación se muestran están a la mitad de la altura del álabe, ya que es en donde los cambios son más representativos.

4.1 RESULTADOS PARA CONDICIONES DE DISEÑO

En todos los cálculos se usó el modelo de cambio de fase (Wet Steam) y el modelo de turbulencia Spallart-Allmaras. En la figura 4.1 se muestra la gráfica de convergencia de los residuales, en la cual se aprecia la convergencia de cada una de las variables en diferentes pasos temporales. El nivel de convergencia para cada una de las variables se utilizó el valor de 1×10^{-3} con excepción de la variable de energía, en la cual se utilizó un nivel de convergencia de 1×10^{-6} .

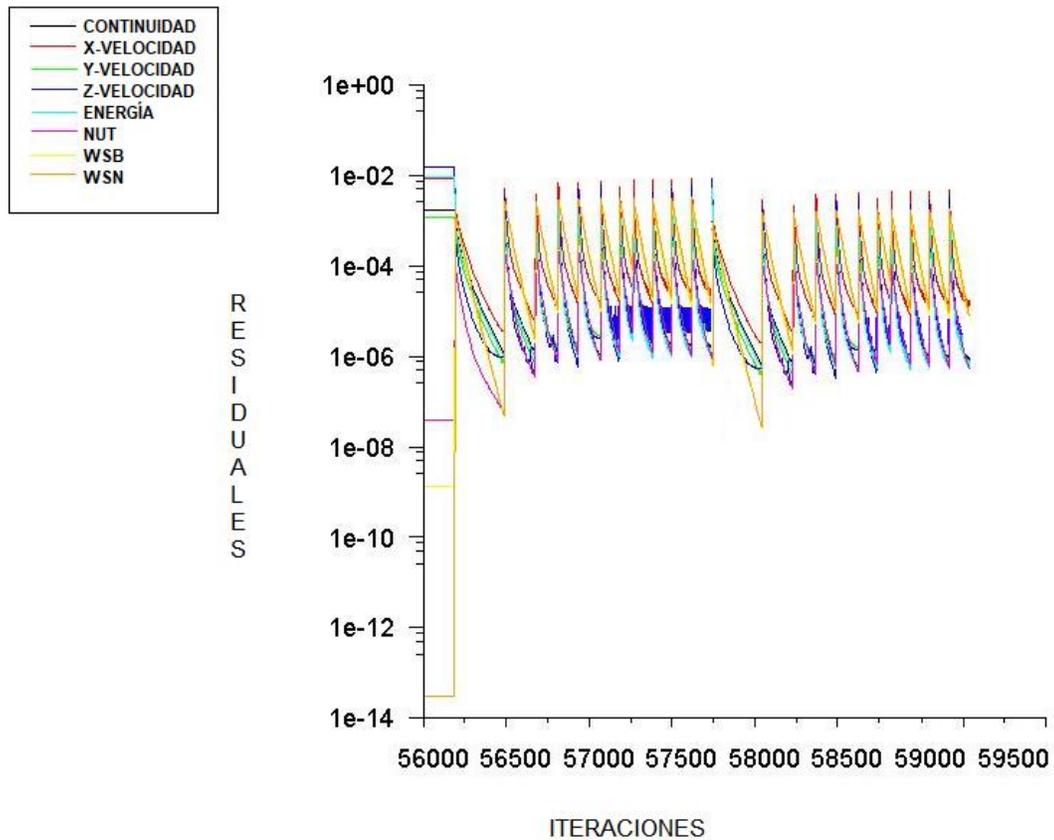


Figura 4.1 Residuales obtenidos durante los cálculos numéricos.

4.1.1 CONTORNOS DE VELOCIDAD

Los contornos de velocidad se muestran en la figura 4.2. En la parte de la tobera se muestran contornos de velocidad absoluta del fluido, mientras que en la sección de los álabes se aprecian contornos de velocidad relativa del rotor respecto al fluido.

Se observa que la velocidad del fluido se incrementa en la tobera conforme atraviesa la sección. La zona más visible de este aumento, es en la parte de la garganta mínima y la velocidad de la pared de la tobera es cero.

La velocidad del vapor en la sección del rotor al igual que en la tobera se incrementa en la parte de la garganta mínima. Se tiene una velocidad igual a cero en la pared. Se forman pequeñas estelas en el borde de salida de los álabes. Con base al funcionamiento estator-rotor, los resultados obtenidos son los que se esperaban, donde la velocidad máxima se tiene en la zona de la garganta mínima, esto se debe a las condiciones de operación para las cuales fueron diseñadas.

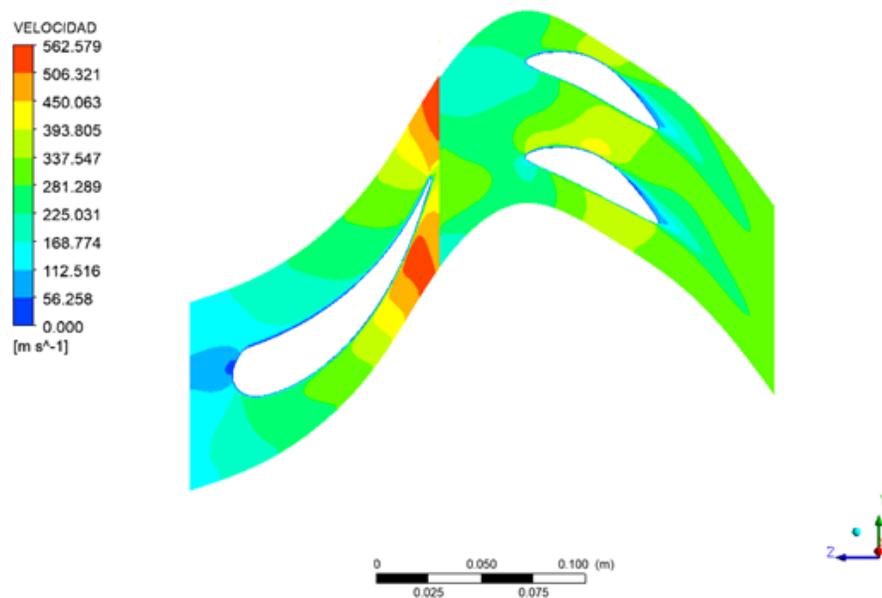


Figura 4.2 Contornos de velocidad para la última etapa de una turbina de vapor.

Como se mencionó en el párrafo anterior, se forman estelas después que el vapor pasa el borde de salida de los álabes, en la figura 4.3, se aprecia con el mapa de colores del plano vertical ubicado después de la salida de los álabes.

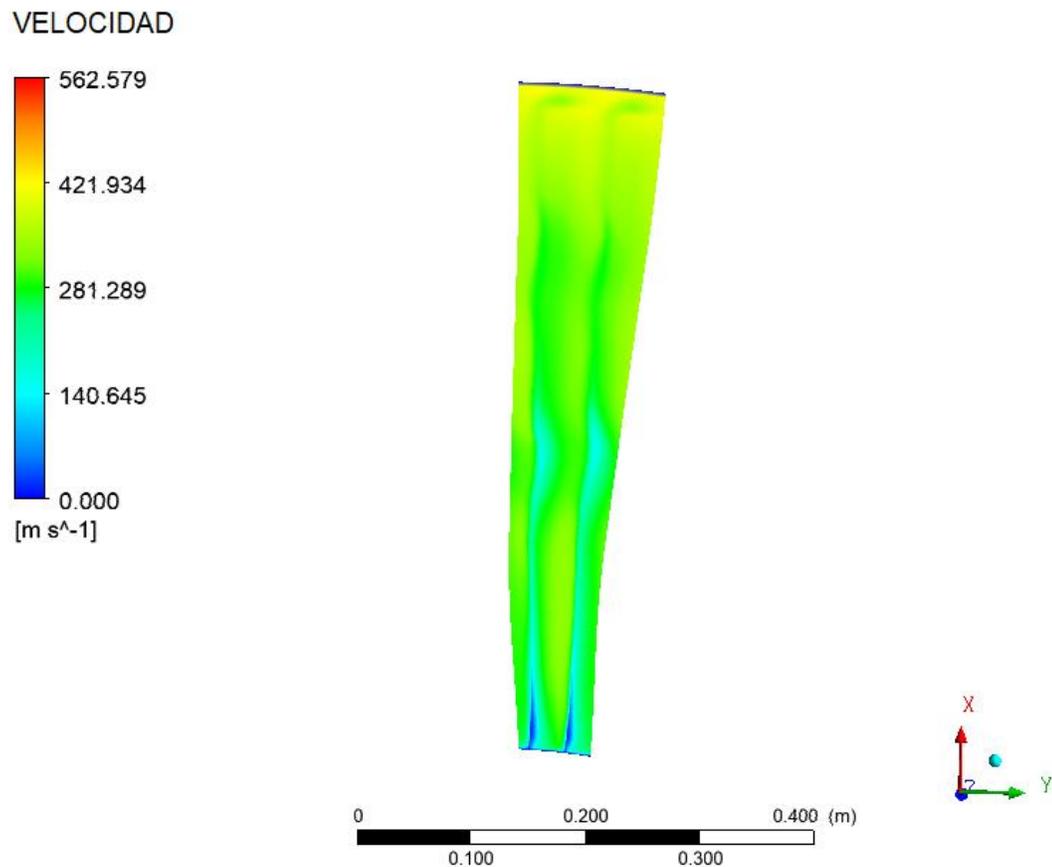


Figura 4.3 Contornos de velocidad en un plano vertical después de los bordes de salida de los álabes.

4.1.2 VECTORES DE VELOCIDAD

De la misma forma en la que se muestran los contornos de velocidad, se utilizan vectores de velocidad absoluta para la sección de la tobera y vectores de velocidad relativa en la sección de los álabes.

Con la figura 4.4 se aprecia que los vectores de velocidad absoluta están alineados con la forma de la tobera. Los vectores de la velocidad relativa se encuentran alineados con la forma de los álabes. Además, la velocidad del fluido se va incrementado a lo largo que transita la última etapa de la turbina

de vapor.

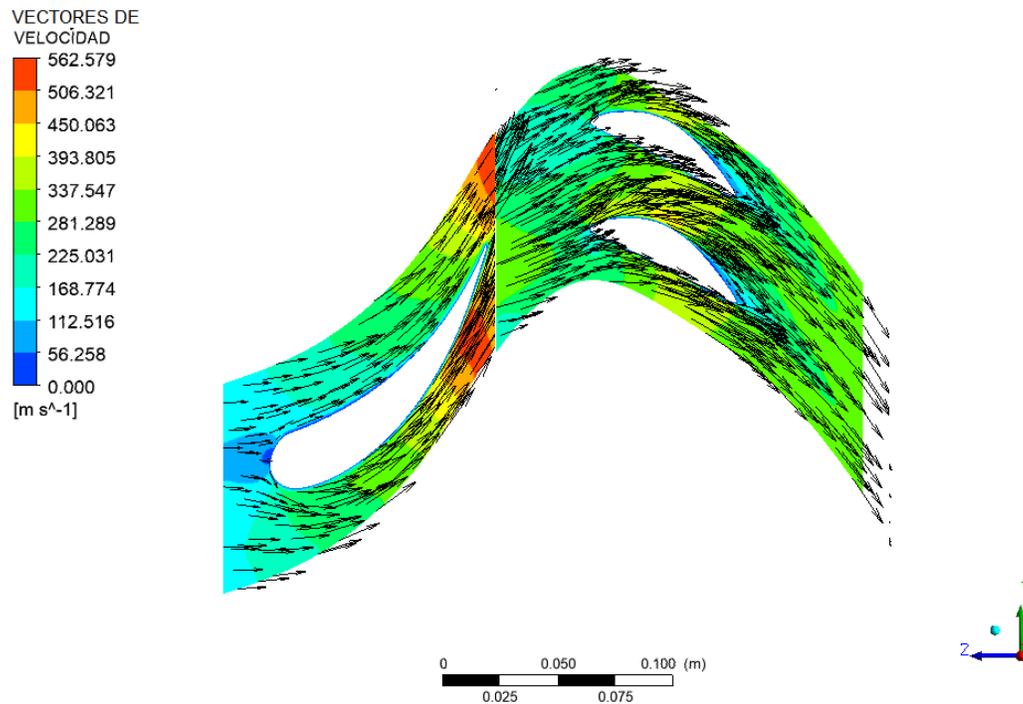


Figura 4.4 Vectores de velocidad absoluta y relativa para la última etapa de una turbina de vapor.

4.1.3 CONTORNOS DE PRESIÓN

En la figura 4.5 se muestran los contornos de presión estática, la cual es máxima a la entrada de la etapa y decrece a lo largo de la misma hasta la salida de la sección de los álabes, debido a la caída de presión que existe por el contacto del fluido y las paredes del rotor y estator. Con base al mapa de colores se puede apreciar que la presión estática es máxima a la entrada y decrece a un valor mínimo en la zona de la garganta mínima de los álabes. En esta zona la presión es mínima y la velocidad es máxima, es decir la presión dinámica está en su punto máximo dentro de la etapa de baja presión.

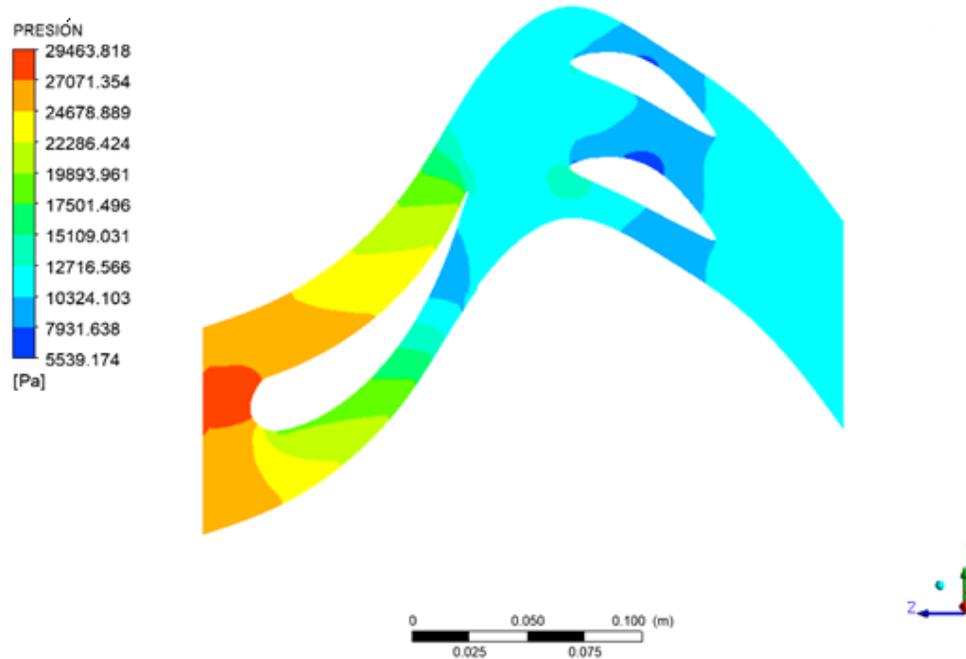


Figura 4.5 Contornos de presión para la última etapa de una turbina de vapor.

En la figura 4.6, se muestran los contornos de presión de la última etapa de una turbina de vapor en 3D y, se puede apreciar que la presión a lo largo de toda la superficie no tiene el mismo valor, lo cual se debe al diseño de la geometría de tobera y álabes.

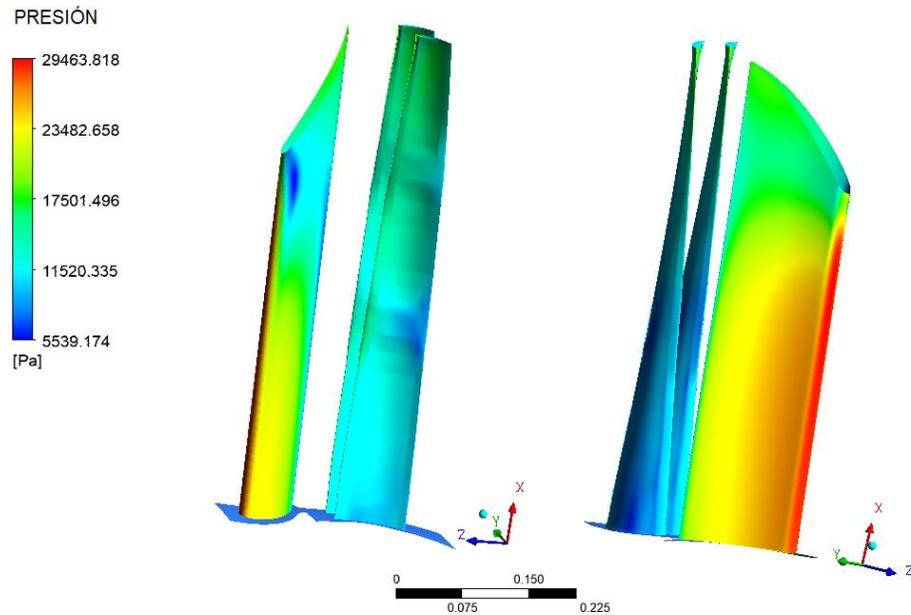


Figura 4.6 Contornos de presión en 3D de la última etapa de una turbina de vapor.

4.1.4 CONTORNOS DE TEMPERATURA

En la figura 4.7 se presentan los contornos de temperatura, en donde se aprecia que al inicio de la etapa es más alta respecto a toda la sección y acorde el fluido va pasando a lo largo del estator y llegando al rotor ésta va disminuyendo, posteriormente vuelve a incrementarse al final de los álabes.

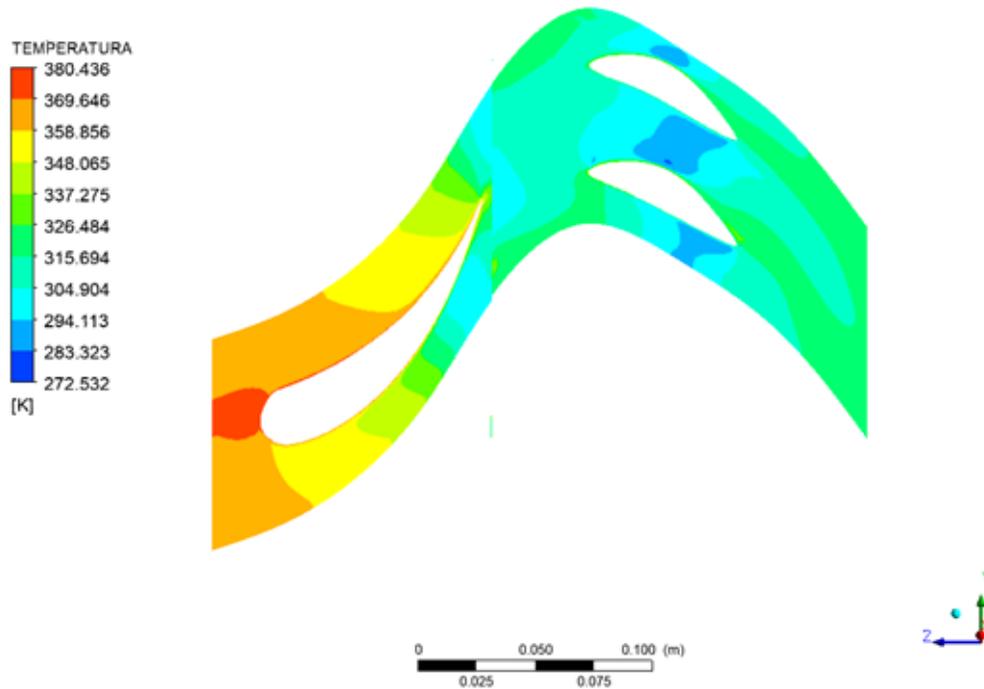


Figura 4.7 Contornos de temperatura para la última etapa de una turbina de vapor.

En la figura 4.8, se muestran los contornos de temperatura en 3D, en a) se aprecia el dominio utilizado para el cálculo de cambio de fase en dos diferentes posiciones de tobera y álabes, mientras que en b) se presenta el plano vertical ubicado después del borde de salida de los álabes, donde se pueden apreciar las estelas que se forman en la última etapa, descritas en la sección 4.1.1, con los contornos de velocidad.

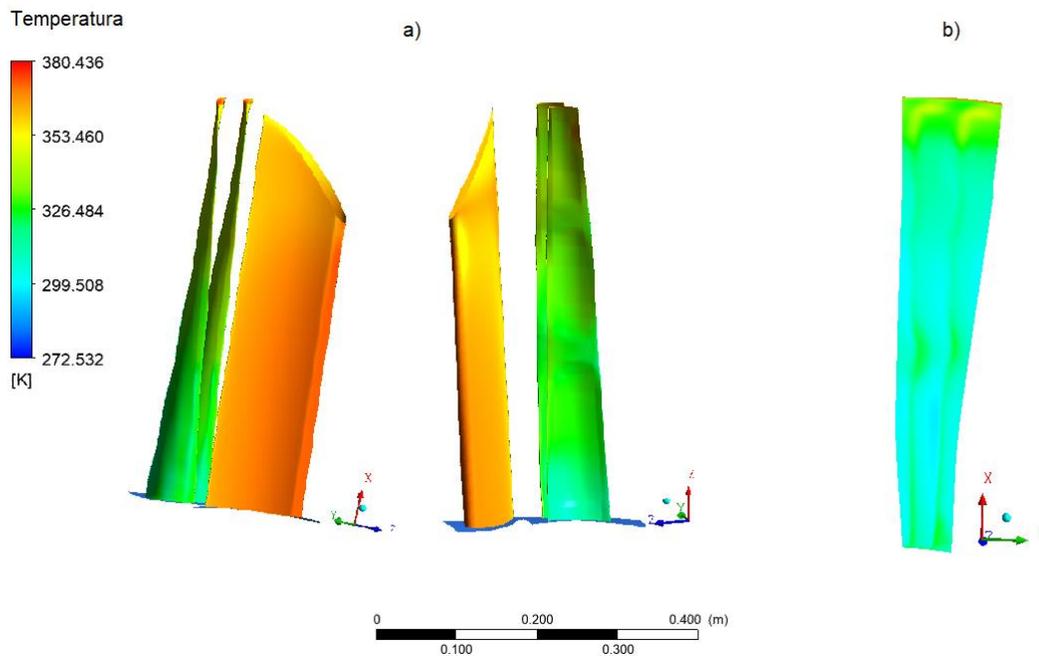


Figura 4.8 Contornos de presión en 3D de la última etapa de una turbina de vapor, a) con diferentes posiciones entre tobera y álabes, b) plano ubicado después de los bordes de salida de los álabes.

4.1.5 CONTORNOS DE LA TASA DE NUCLEACIÓN

En la figura 4.9 se presentan los contornos de la tasa de nucleación del vapor de la última etapa de la turbina. Este fenómeno se refiere al momento en el espacio y el tiempo en el que el fluido comienza a cambiar de fase debido a las condiciones de presión, velocidad y temperatura. Se puede apreciar en condiciones de diseño, en la sección de la tobera no hay cambio de fase, la única zona en donde la tasa de nucleación es mayor es en la garganta mínima de los álabes, la tasa de nucleación decremente al salir de los álabes. Al ser casi nulo el cambio de fase en el estator asegura que no habrá gotas de agua que impacten los álabes y puedan afectarlos.

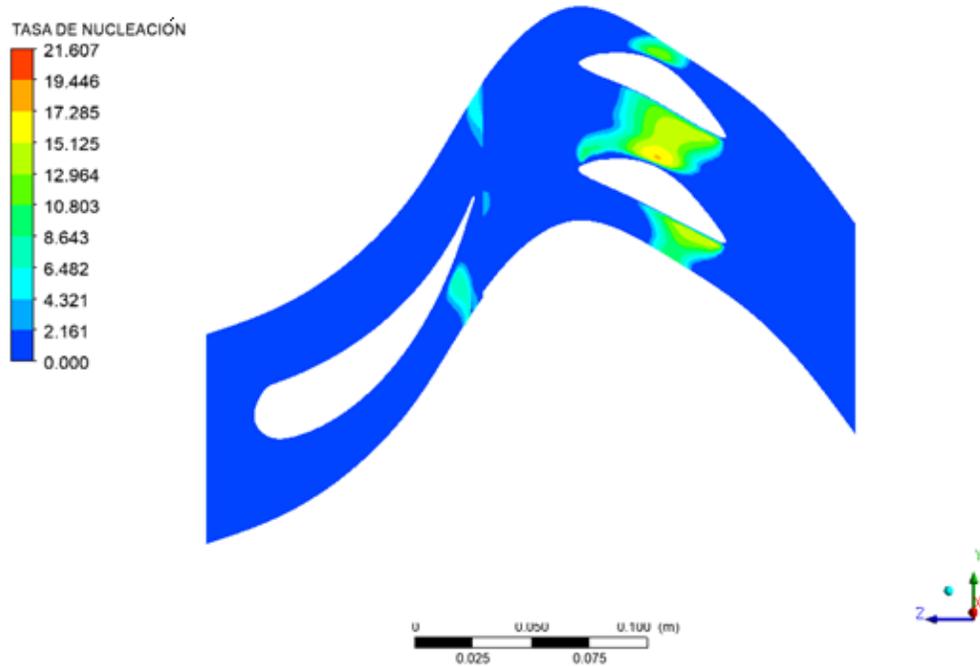


Figura 4.9 Contornos de la tasa de nucleación para la última etapa de una turbina de vapor.

4.1.6 CONTORNOS DE CANTIDAD DE GOTAS POR UNIDAD DE VOLUMEN

Como se muestra en la figura 4.10, se puede asegurar que no hay gotas a todo lo largo de las toberas. Las gotas por unidad de volumen se empiezan a presentar e incrementarse después de la garganta mínima de los álabes, de acuerdo con el mapa de colores hay hasta 1.23 ($\log_{10}(17)$) gotas por cada metro cúbico del flujo de vapor que recorre el dominio de estudio.

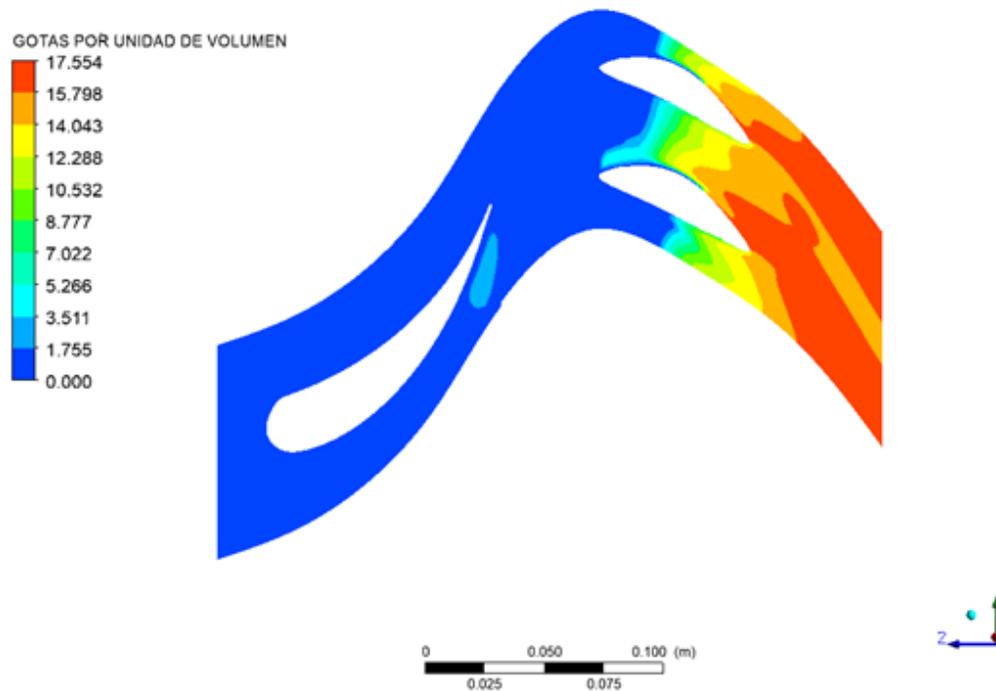


Figura 4.10 Contornos de cantidad de gotas por unidad de volumen para la última etapa de una turbina de vapor.

En la figura 4.11, se muestran los contornos de la cantidad de gotas por unidad de volumen en 3D, en a) se aprecia la tobera y los álabes en dos diferentes posiciones, mientras que en b) se presenta el plano vertical ubicado después del borde de salida de los álabes, donde se pueden ver que la cantidad de gotas por unidad de volumen está en mayor cantidad después del borde de salida de los álabes.

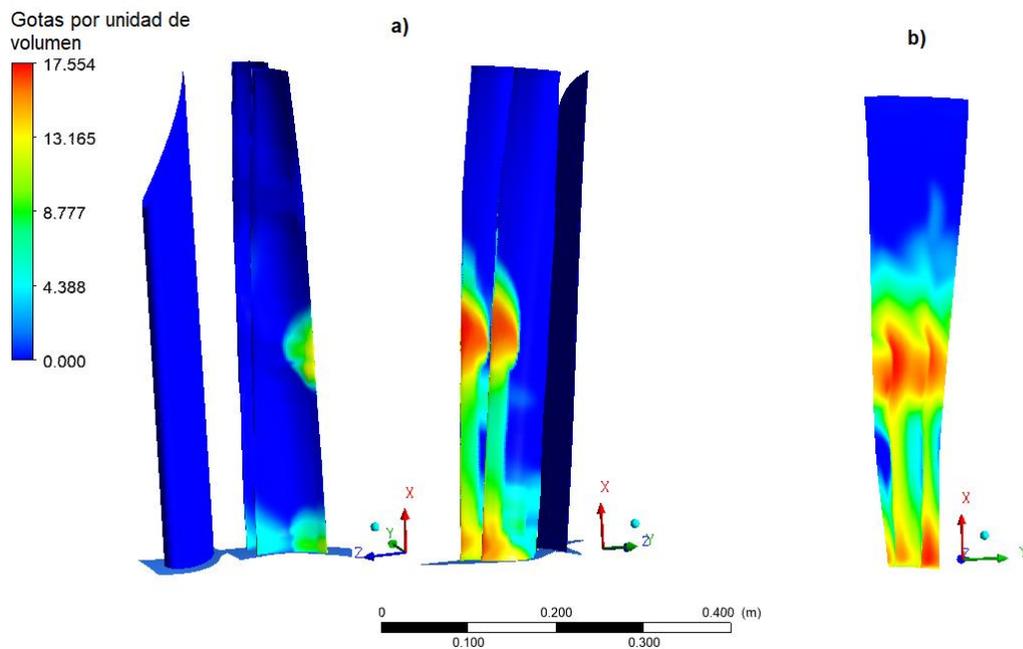


Figura 4.11 Contornos de gotas por unidad de volumen de la última etapa de una turbina de vapor, a) con diferentes posiciones entre tobera y álabes, b) plano ubicado después de los bordes de salida de los álabes.

4.1.7 CONTORNOS DE FRACCIÓN DE MASA LÍQUIDA

Los contornos de la fracción de masa líquida se muestran en la figura 4.12, en la cual, se aprecia que hay un cambio de fase después de la salida de los álabes, ya que, esta variable nos indica que cantidad de nuestro volumen está en forma líquida. Con base a la escala de colores se puede apreciar que en la sección de la tobera y poco después de la garganta mínima de los álabes no hay condensación del vapor.

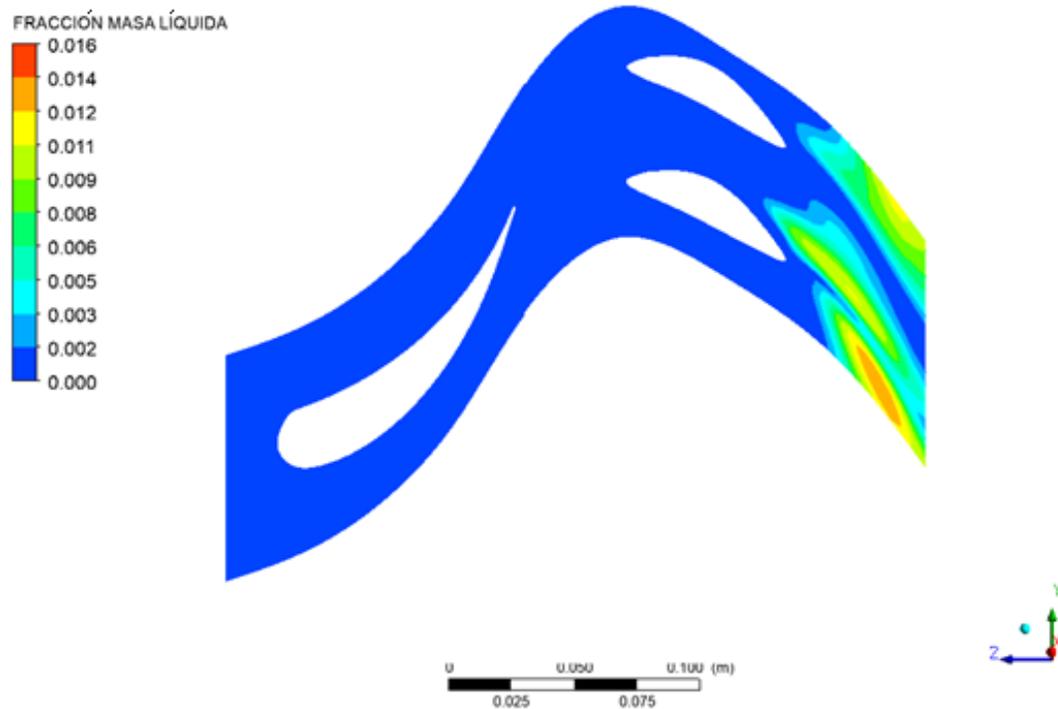


Figura 4.12 Contornos de fracción de masa líquida para la última etapa de una turbina de vapor.

En la figura 4.13, se muestra los contornos de la fracción de masa líquida en un plano vertical, ubicado después del borde de salida de los álabes, la cantidad de volumen que está en forma líquida no impactará ni dañará a los álabes, debido que el vapor húmedo se presenta después de la sección de los álabes.

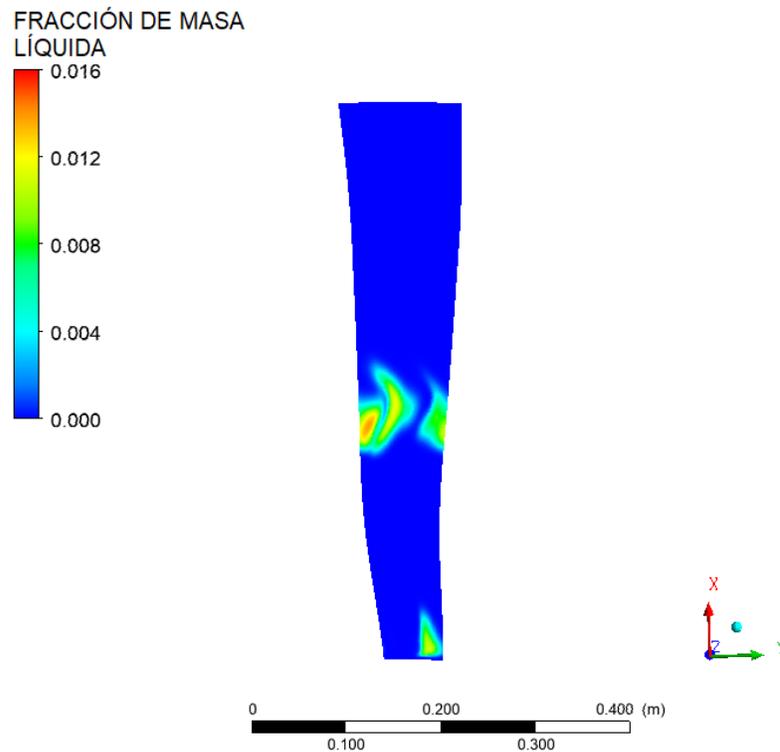


Figura 4.13 Contorno de la fracción de masa líquida, en un plano vertical después de los bordes de salida de los álabes.

4.1.8 POTENCIA DE LA ÚLTIMA ETAPA DE LA TURBINA DE VAPOR

Para el cálculo de la potencia de la última etapa, se hace con base a la ecuación (13), en la cual necesitamos la velocidad angular y el torque generado por los álabes.

El rotor gira a una velocidad de 3600 rpm, por lo tanto, tiene una velocidad angular de $120\pi \frac{rad}{seg}$, la cual se determina con la siguiente expresión.

$$\omega = \left(\frac{3600 \text{ rev}}{\text{min}}\right) \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}\right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}\right) = 120\pi \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

El valor del torque se obtiene de Fluent, como se muestra en la figura 4.14, el cual es de 75.42 Nm . El valor de dicha variable es de un solo álabe, por lo que se debe multiplicar por el número total de álabes de la última etapa de la turbina de vapor.

$$\begin{aligned}\dot{W} &= \tau \cdot \omega \\ &= (75.42 \text{ Nm})(110 \text{ álabes}) \left(\frac{120\pi \text{ rad}}{\text{seg}} \right) \left(\frac{\text{kW}}{1000\text{W}} \right) \\ &= 3127.6 \text{ kW}\end{aligned}$$

Por lo tanto, la etapa de baja presión de la turbina de vapor tiene una potencia mecánica de 3127.6 kW .

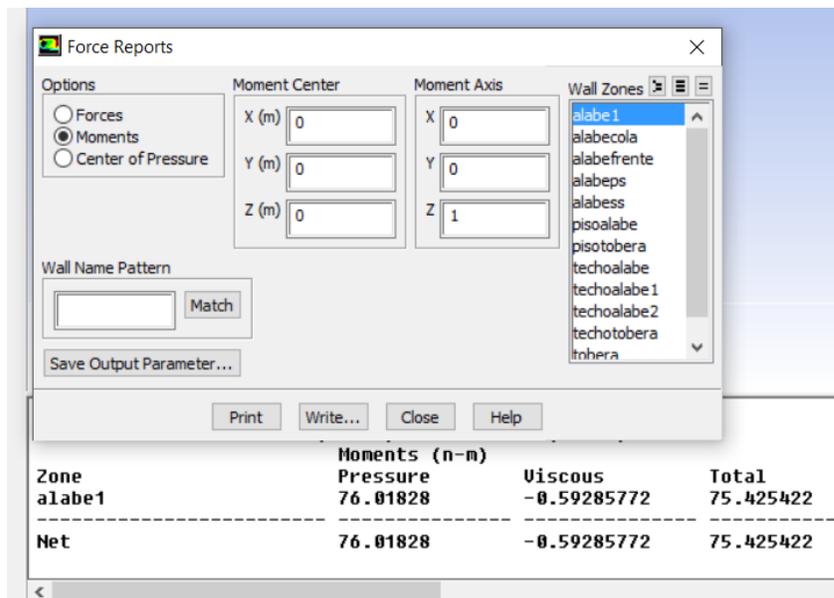


Figura 4.14 Cálculo de torque mediante Ansys Fluent.

4.1.9 EFICIENCIA DE LA ÚLTIMA ETAPA DE LA TURBINA DE VAPOR

Con el uso de la ecuación (15) se puede determinar la eficiencia isoentrópica de la última etapa de la turbina de vapor. Con Ansys Fluent a las condiciones de operación a la entrada de la tobera $T_1 = 373 \text{ K}$ y $P_1 = 28610 \text{ Pa}$, se obtienen el valor de entalpía y la entropía los cuales son $h_1 = 2667.64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ y $s_1 = 7.95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$ respectivamente y, con el programa de *ChemicalLogic SteamTab Companion*, el valor de la entalpía isoentrópica es de $h_{2s} = 2539.29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, la cual se obtiene con la presión de salida de los álabes $P_1 = 11232 \text{ Pa}$ (0.1123 Bar) y la entropía antes calculada (s_1) como se muestra en la figura 4.15. El valor de la entalpía a la salida de los álabes es de $h_2 = 2584.55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, valor obtenido con Ansys Fluent.

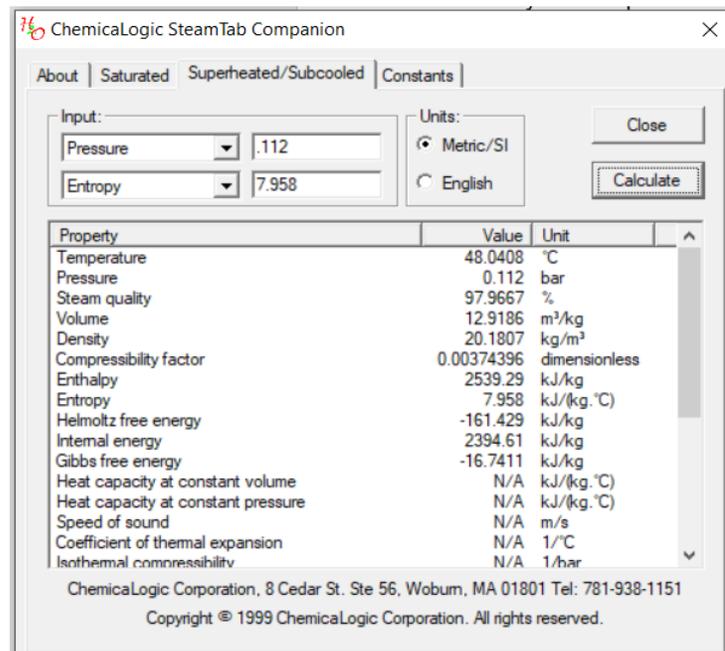


Figura 4.15 Cálculo de entalpía isoentrópica con el programa de *Chemical SteamTab Companion*, (Chemical Logic, 1999).

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\eta = \frac{2668.64 \frac{kJ}{kg} - 2584.55 \frac{kJ}{kg}}{2668.64.85 \frac{kJ}{kg} - 2539.66 \frac{kJ}{kg}} = 0.65$$

Por lo tanto, la última etapa de la turbina de vapor tiene una eficiencia isoentrópica del 65%.

4.2 RESULTADOS PARA CONDICIONES FUERA DE DISEÑO

En esta sección se presentan perfiles de presión, velocidad, temperatura, fracción de masa líquida, gotas por unidad de volumen y la tasa de nucleación, con el propósito de analizar el efecto que tiene la presión de vacío en el cambio de fase, eficiencia y potencia de la última etapa de una turbina de vapor.

Los perfiles que se presentan son en la dirección axial, es decir a la mitad del canal de flujo desde la entrada a la tobera hasta la salida de los álabes y, en dirección transversal a la mitad de la altura del álabe, justo después de la salida de los álabes, de esta manera se aprecia mejor el comportamiento de las variables antes mencionadas.

Como se mencionó en el capítulo anterior, la presión de vacío en la descarga se varió para un rango de 85% a 115% respecto a las condiciones de diseño de operación normal.

4.2.1 PERFILES DE PRESIÓN

En la figura 4.16 se aprecia el comportamiento de la presión estática, la cual disminuye a lo largo de toda la etapa, ya que tiene una presión a la entrada de

28 kPa y la presión de salida es de un rango de 9 kPa a 13 kPa.

También se puede observar que la presión tiene el mismo comportamiento a lo largo de toda la etapa para las diferentes condiciones de operación y, justo después de la salida de los álabes, el perfil cambia. Cabe mencionar que en la parte de la garganta mínima de los álabes la presión decremanta, en esta zona es posible que haya cambio de fase al tener una presión menor.

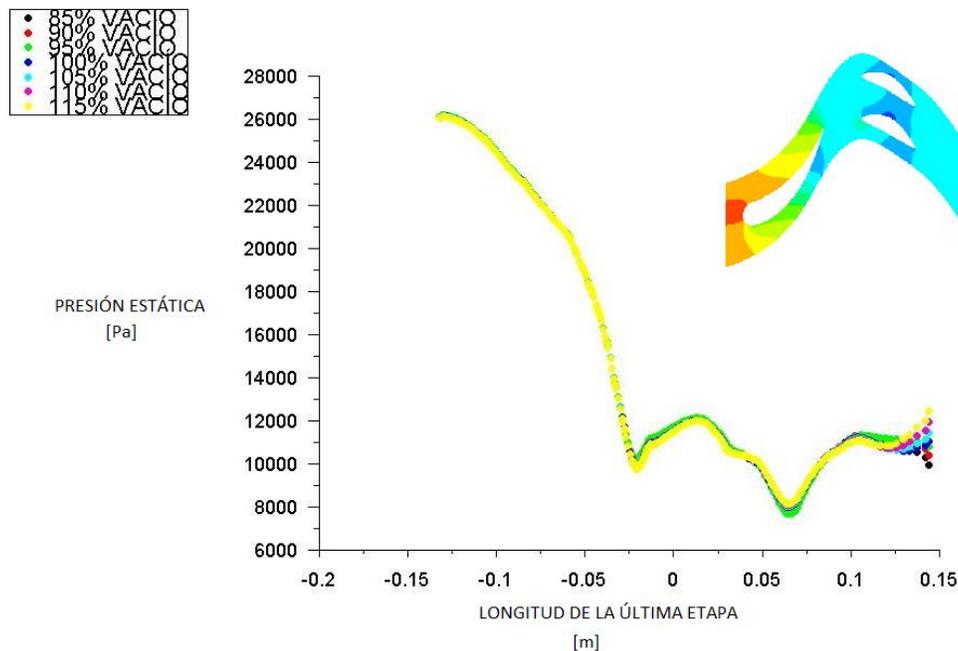


Figura 4.16 Perfiles de presión estática en dirección axial para diferentes condiciones de presión de vacío en la descarga.

En la figura 4.17 se muestra los perfiles de la presión estática en dirección transversal al canal, en donde se aprecia la formación de un pico a una longitud

de 0.06m, que coincide con la posición espacial a la salida de los álabes, en esta zona las diferentes presiones de vacío provocan disminuciones de la presión en los pasajes de los álabes y, al disminuir la presión estática se incrementa la presión dinámica o velocidad.

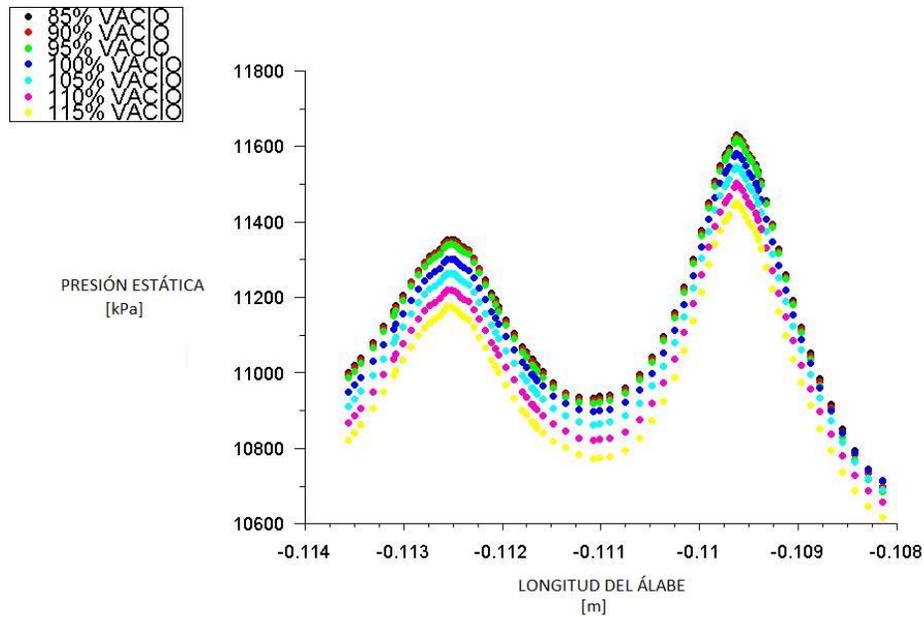


Figura 4.17 Perfiles de presión estática en dirección transversal para diferentes condiciones de presión de vacío.

4.2.2 PERFILES DE VELOCIDAD

El comportamiento de la velocidad a lo largo de la dirección axial y en la dirección transversal se presentan en las figuras 4.18 y 4.19 respectivamente. En la imagen donde se muestran los perfiles de la velocidad en la dirección axial se puede observar que de la misma manera que en el caso de los perfiles de la presión no tienen variación en toda la etapa sino hasta después de la salida de los álabes. Con base a la escala mostrada en la figura 4.18, es notorio que la velocidad se incrementa en la zona de la garganta mínima de los álabes, zona donde la presión es más baja, además que, para presiones

de vacío menores, se obtienen velocidades mayores a la salida de la última etapa de la turbina de vapor.

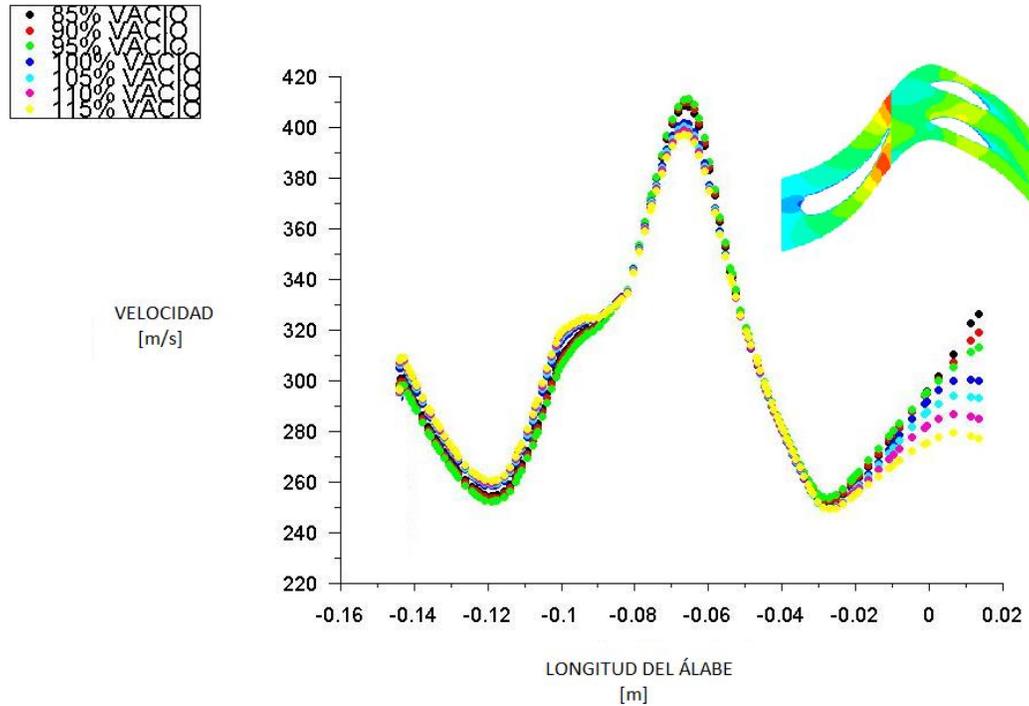


Figura 4.18 Perfiles de velocidad en dirección axial para diferentes condiciones de presión de vacío.

Como se mencionó en el párrafo anterior, la velocidad en la dirección transversal se incrementa cuando la magnitud de la presión a la salida baja y viceversa, de esta manera se puede llegar a la conclusión que el valor de la velocidad es inversamente proporcional a la presión de descarga.

En la figura 4.19 se puede observar que hay una formación de valles, los cuales coinciden con la posición espacial de las estelas que se formaron justo después de la salida de los álaves.

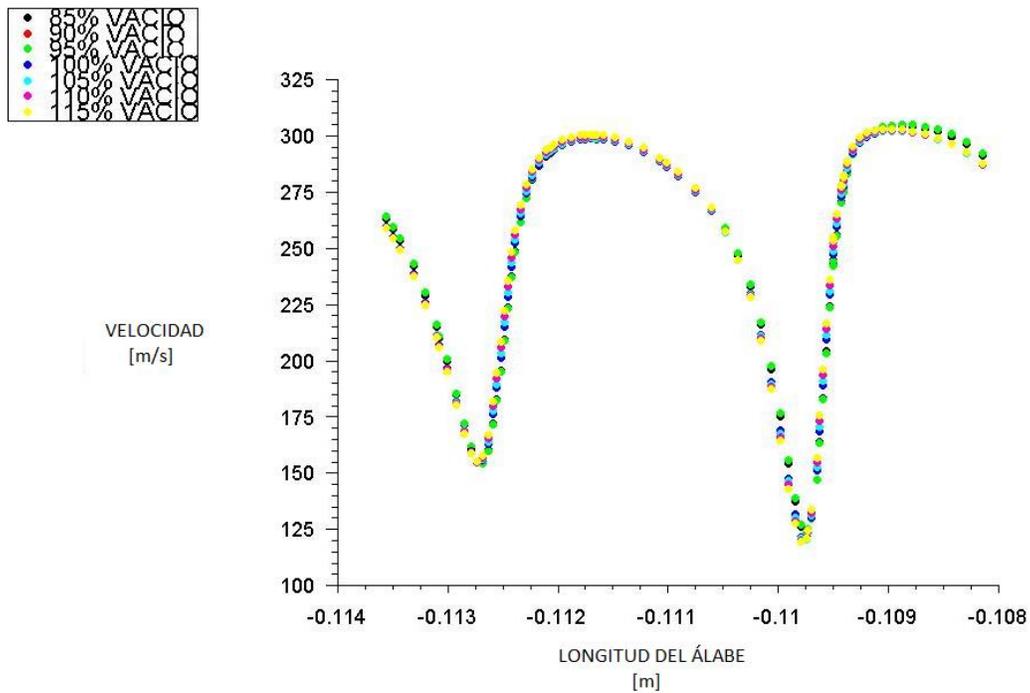


Figura 4.19 Perfiles de velocidad en dirección transversal para diferentes condiciones de presión de vacío.

4.2.3 PERFILES DE TEMPERATURA

En la figura 4.20 se muestra el comportamiento de la temperatura a lo largo de toda la etapa, la cual disminuye conforme va pasando la sección de toberas y álabes, pero tiene un decremento importante en la zona de la garganta mínima en el rotor, esta baja temperatura puede generar la formación de pequeñas gotas. De igual manera que en los casos anteriores el perfil es muy similar a lo largo de toda la etapa para cada diferente presión de vacío y solo hasta la salida de los álabes hay una considerable variación en la magnitud de la temperatura.

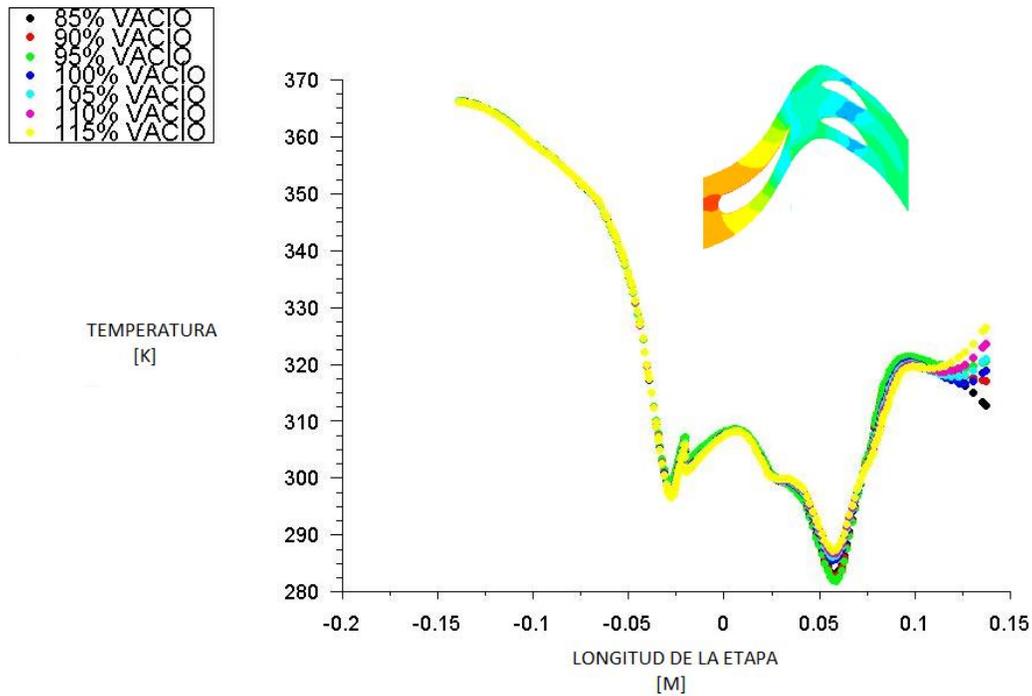


Figura 4.20 Perfiles de temperatura en dirección axial para diferentes presiones de vacío.

En la siguiente figura se muestra la variación de la temperatura en la sección transversal ubicada después del borde de salida de los álabes, la cual tiene el mismo comportamiento para cada una de las condiciones que se analizaron, con una variación promedio del error relativo de 0.66% desde la presión de vacío de 85% a 115%, donde se puede apreciar la formación de un valle que coincide con la posición espacial a la salida de los álabes, además que el perfil es parecido al de la presión estática, descrito en la sección 4.2.1, por lo que se puede determinar que la temperatura es directamente proporcional a la presión e inversamente proporcional a la velocidad.

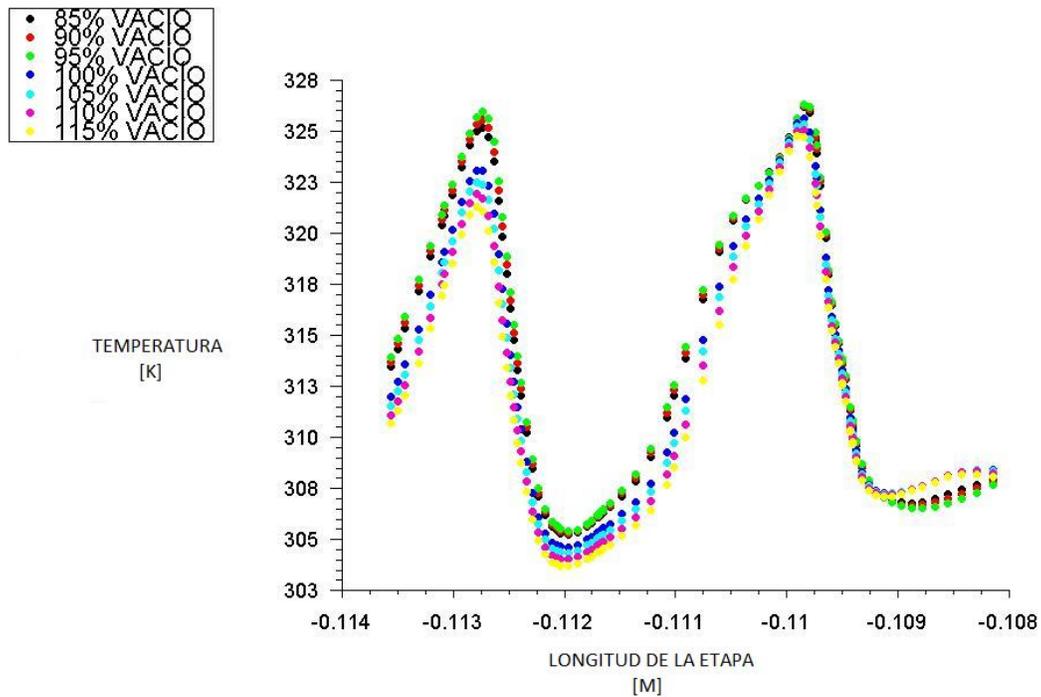


Figura 4.21 Perfiles de temperatura en dirección transversal para diferentes presiones de vacío.

4.2.4 PERFILES DE LA TASA DE NUCLEACIÓN

Los perfiles de la tasa de nucleación se muestran en la figura 4.22, en donde se puede apreciar que en la sección de la tobera hay un pico, esto significa que empieza haber una pequeña formación de gotas de agua, pero es tan pequeña que el vapor continúa expandiéndose como vapor monofásico seco y en estado estable, pero al llegar a la zona de la garganta mínima de los álabes, la tasa de nucleación se incrementa a más del doble.

Se debe mencionar que la variación de la tasa de nucleación entre cada una de las diferentes condiciones de presión de vacío es casi nula (error relativo de 1.9%), por lo que se puede asumir que su comportamiento es el mismo a lo largo de toda la última etapa.

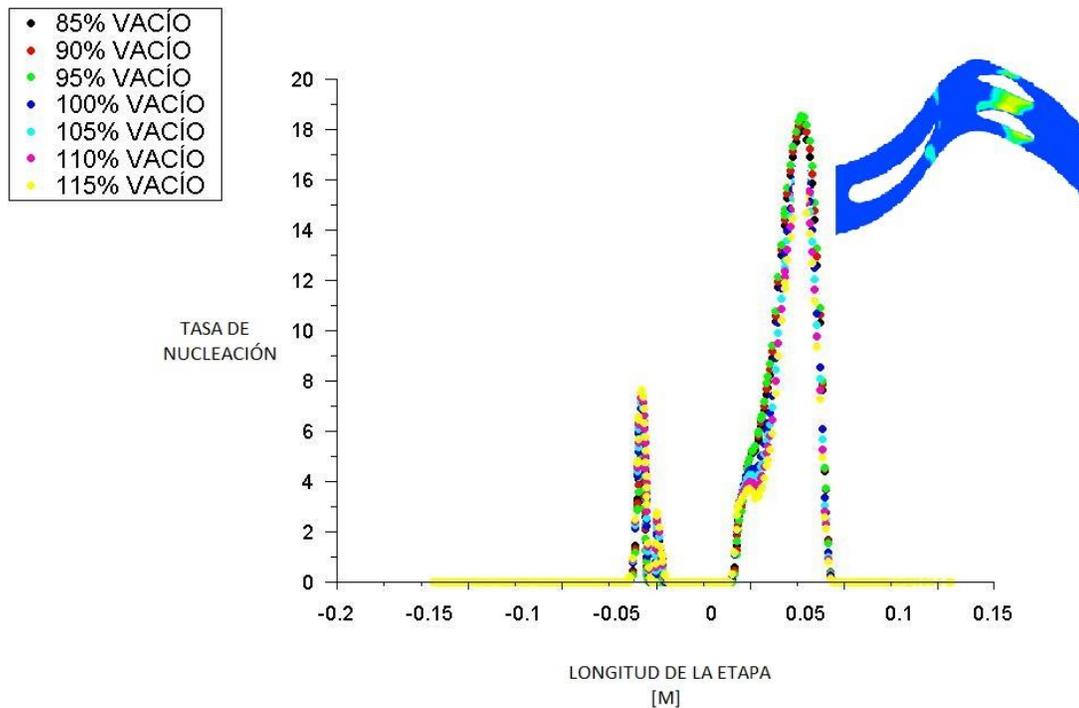


Figura 4.22 Perfiles de la tasa de nucleación en dirección axial para diferentes presiones de vacío.

4.2.5 PERFILES DE LA CANTIDAD DE GOTAS POR UNIDAD DE VOLUMEN

De igual forma que el perfil de la tasa de nucleación, la variación de la cantidad de gotas por unidad de volumen es tan pequeña entre cada uno de los valores obtenidos al variar las presiones de vacío a la descarga, por lo tanto, se puede asumir que se comporta de una forma similar durante toda la etapa. En la figura 4.23 se puede apreciar que la cantidad de gotas aumenta después del borde de salida de los álabes.

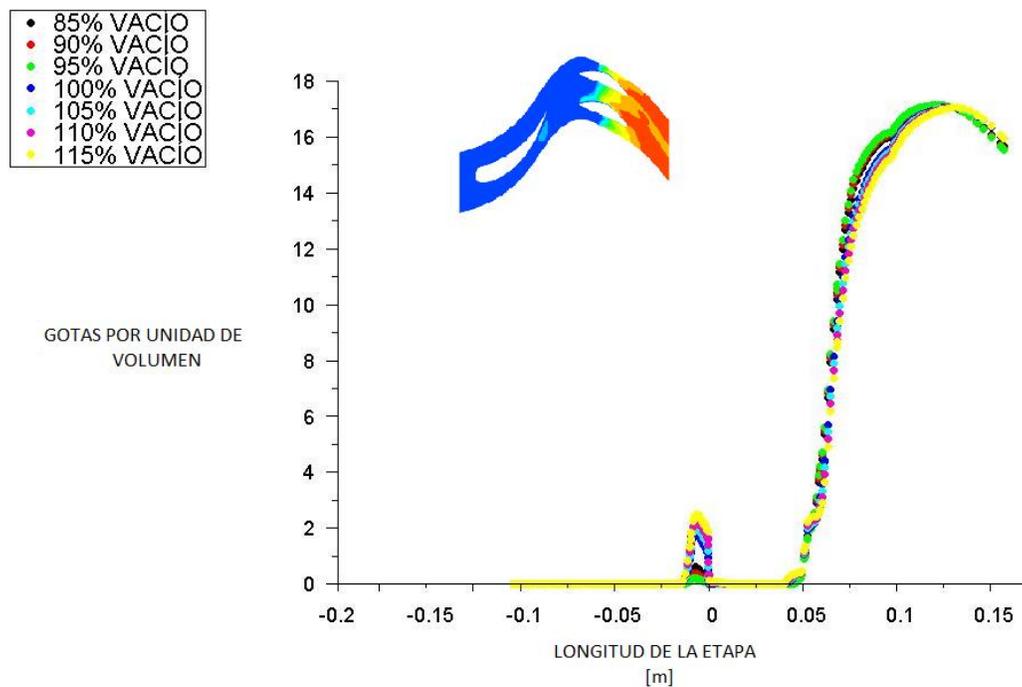


Figura 4.23 Perfiles de la cantidad de gotas de agua por unidad de volumen en dirección axial para diferentes presiones de vacío.

En la figura 4.24 se presenta la cantidad de gotas por unidad de volumen en la dirección transversal, dicha imagen ayuda a visualizar con mayor facilidad que, la cantidad de gotas aumenta justo después del borde de salida de los álabes, ya que coincide con su posición espacial, además que, a presiones de vacío por debajo de las condiciones de diseño, la cantidad de gotas por unidad de volumen es mayor y viceversa.

Cabe mencionar que al encontrar el cambio de fase después del borde de salida de los álabes y no en la sección de las toberas, se evita que las gotas se impacten en el rotor y provoquen daños estructurales teniendo como principales consecuencias fracturas, erosión y baja eficiencia de la última etapa.

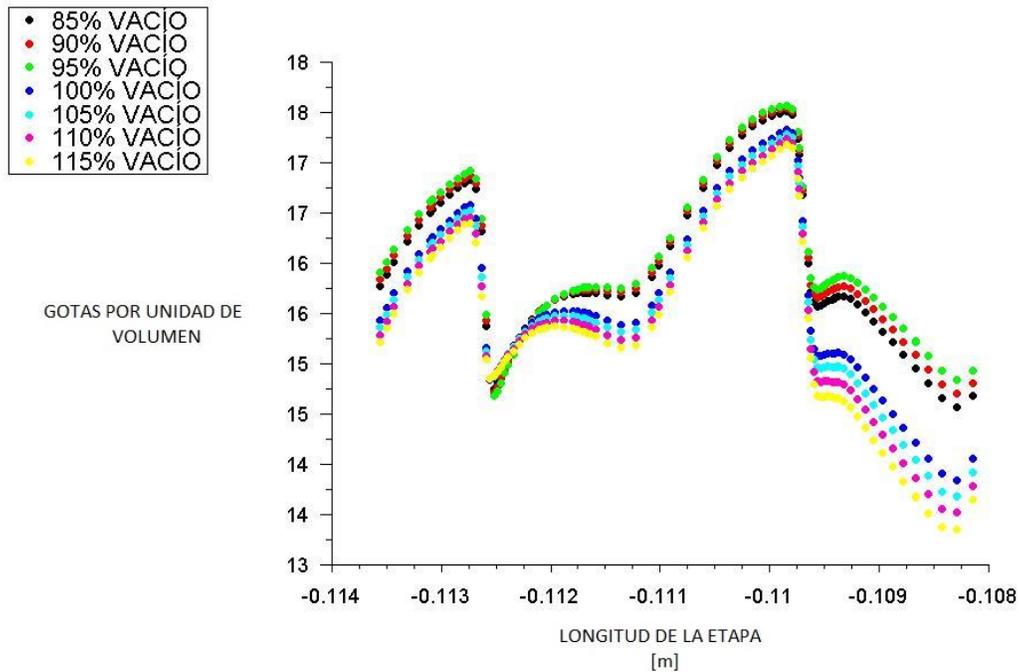


Figura 4.24 Perfiles de la cantidad de gotas de agua por unidad de volumen en dirección transversal para diferentes presiones de vacío.

4.2.6 PERFILES DE LA FRACCIÓN DE MASA LÍQUIDA

Los perfiles de la fracción de masa líquida en la dirección axial se muestran en la figura 4.25, donde se puede apreciar que tiene un comportamiento muy similar a la cantidad de gotas por unidad de volumen, esto se debe a que están ligadas las dos variables, es decir, cuando la cantidad de gotas por unidad de volumen se incrementa, la fracción de masa líquida también y viceversa, como se mencionó en la sección 4.1.7, la fracción de masa líquida indica la cantidad de volumen líquido hay en el dominio analizado. Con base a la siguiente figura, la cantidad de la fracción de masa líquida se incrementa después del borde de salida de los álabes.

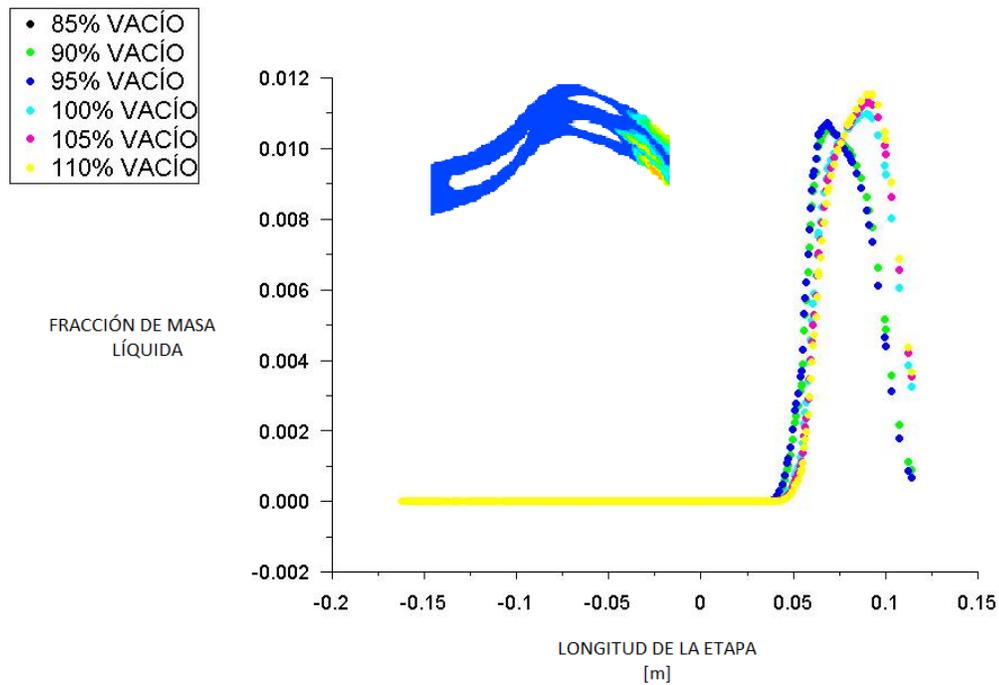


Figura 4.25 Perfiles de la fracción de masa líquida en la dirección axial para diferentes presiones de vacío.

En la figura 4.26 se muestra los perfiles de la fracción de masa líquida en dirección transversal, donde se visualizan dos picos, uno más alto en comparación del otro, esto se debe que hay mayor cantidad de volumen líquido en uno de los dos bordes de salida de los álabes, si se compara el perfil con respecto al contorno de fracción de masa líquida (ver figura 4.8), coincide que en el borde de salida del álabe inferior es mayor la cantidad de masa líquida, además que, a presiones de vacío inferiores a la de diseño, la cantidad de la fracción de masa líquida es mayor.

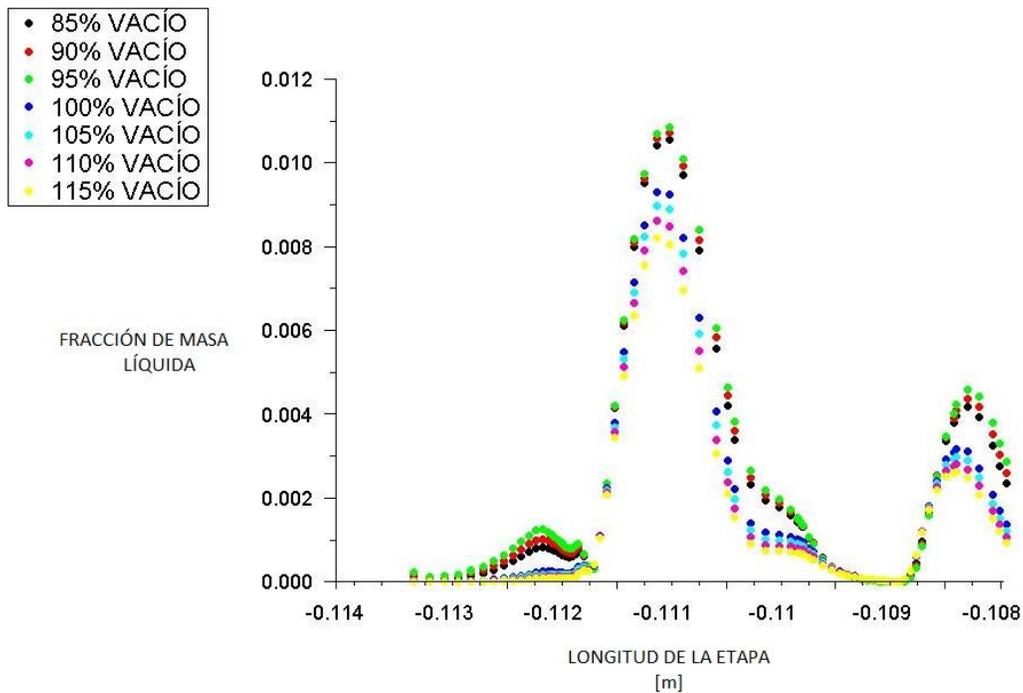


Figura 4.26 Perfiles de la fracción de masa líquida en la dirección transversal para diferentes presiones de vacío.

4.2.7 POTENCIA A DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN

Se determinó la potencia para cada una de las diferentes condiciones de presión de vacío a la descarga de los álabes, como se muestra en la Tabla 4.1, en la tabla se puede apreciar que a presiones de vacío superiores a la presión de vacío de diseño se obtiene mayor potencia mecánica.

El torque calculado en los álabes se obtuvo mediante el programa de Ansys Fluent, el cual se multiplica por el número total de álabes para conocer el torque total que se ejerce en la flecha de la turbina de vapor, posteriormente se multiplica por la velocidad angular del rotor y de esta manera se establece la potencia mecánica para cada simulación.

Tabla 4.1 Cálculo de potencia para diferentes condiciones de vacío a la descarga.

PRESIÓN DE VACÍO [%]	TORQUE/ÁLABE [Nm]	NÚM. DE ÁLABES [UNIDADES]	VEL ANGULAR [Rad/s]	POTENCIA [Kw]
85	73.66	110	376.99	3054.61
90	73.26	110	376.99	3038.02
95	72.88	110	376.99	3022.26
100 CONDICIONES DE DISEÑO	75.42	110	376.99	3127.59
105	75.83	110	376.99	3144.60
110	76.28	110	376.99	3163.26
115	76.76	110	376.99	3183.16

4.2.8 EFICIENCIA A DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN

En la tabla 4.2 se muestra el cálculo de la eficiencia para diferentes presiones de vacío a la descarga, en la cual se puede observar que con condiciones de diseño tiene una eficiencia mayor respecto a los seis escenarios que se utilizaron para determinar el cálculo de cambio de fase. Por lo que a condiciones de diseño tiene menor potencia mecánica, pero trabaja con mayor eficiencia.

Tabla 4.2 Cálculo de la eficiencia para diferentes condiciones de vacío a la descarga.

PRESIÓN DE VACÍO [%]	PRESIÓN ENTRADA [kPa]	PRESIÓN DE SALIDA [kPa]	TEMP ENTRADA K	h1 kJ/kg	s1 kJ/kg°C	h2 kJ/kg	h2s kJ/kg	EFICIENCIA %
85	28.61	9.62	373	2668.64	7.9566	2576.91	2515.94	60.1
90	28.61	10.19	373	2668.64	7.9566	2586.57	2524.1	56.8
95	28.61	10.75	373	2668.64	7.9566	2594.42	2531.86	54.3
100 CONDICIONES DE DISEÑO	28.61	11.32	373	2668.64	7.9566	2584.55	2539.66	65.2
105	28.61	11.89	373	2668.64	7.9566	2587.90	2543.05	64.3
110	28.61	12.45	373	2668.64	7.9566	2592.62	2550.33	64.3
115	28.61	13.02	373	2668.64	7.9566	2602.67	2559.63	60.5

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

Se logró calcular el cambio de fase a diferentes condiciones de operación en la última etapa de una turbina vapor, las diferentes condiciones de operación se obtuvieron variando la presión de vacío en la descarga de la etapa de baja presión.

Mediante la herramienta de dinámica de fluidos computacional (CFD), se determinó la zona donde se presenta el cambio de fase en dominios en tres dimensiones con rotación del último paso de una turbina de vapor.

También se determinó el efecto que tiene el cambio de fase para diferentes condiciones de vacío en la potencia y eficiencia de la turbina de vapor.

Gracias a las simulaciones numéricas se pudo observar que tanto la presión como la temperatura es mayor a la entrada de las toberas y a lo largo que van pasando por el dominio estas van disminuyendo, es decir tienen el mismo comportamiento a lo largo de toda la etapa, la presión y la temperatura son directamente proporcionales. Además, en la zona de la garganta mínima de los álabes la presión y la temperatura disminuyen, mientras que la velocidad del fluido se incrementa, por lo tanto se puede asumir que la velocidad es inversamente proporcional a la presión.

Con base a los perfiles obtenidos de las simulaciones numéricas se puede establecer que la presión y la temperatura tienen la misma tendencia en toda la etapa con ligeras variaciones con errores relativos promedios inferiores a 1%, desde el borde de ataque de las toberas hasta justo después del borde de

salida de los álabes, en donde la presión de vacío cambia.

Se determinó la magnitud y la zona en donde empieza la formación de gotas de agua, con base a la tasa de nucleación se observó que cerca del borde de salida de la tobera hay un ligero incremento de esta variable, en pocas palabras, la formación de gotas de agua es mínima, tan pequeña que el vapor continúa expandiéndose como vapor seco, cabe mencionar que la tasa de nucleación se incrementa a más del doble en los canales de los álabes, es decir, en la zona de la garganta mínima de los álabes la cantidad de líquido que hay en nuestro dominio es mayor con respecto a las toberas.

De acuerdo con el párrafo anterior, en las toberas no hay cambio de fase, este se empieza a presentar después del borde de salida de los álabes, en esta sección se determinó que puede haber hasta $1.23 (\log_{10}(17))$ gotas por cada metro cúbico del vapor que pasa en esa zona, con base a los resultados mencionados se puede establecer que la magnitud máxima para la fracción de masa líquida se encuentra justo a la salida de los álabes y que la presión es inversamente proporcional a la fracción de masa líquida.

Al no haber gotas en las toberas se evita que estas impacten a los álabes, de esta manera no hay peligro de daño estructural o erosión que causen una baja eficiencia en la turbina. La principal consecuencia de daños en los álabes es el incremento en pérdidas económicas debido a mantenimientos preventivos, correctivos.

Para todas las condiciones utilizadas en la simulación numérica se observó que el cambio de fase ocurre desde la parte media de los álabes hasta la salida de los mismos.

Con base en los contornos de fracción de masa líquida se puede establecer

que a condiciones de diseño no hay un cambio de fase de vapor drástico garantizando que no habrá impacto de gotas en el rotor.

Se determinó que en condiciones de diseño la turbina trabaja con menor potencia mecánica ($\dot{W} = 3127.59 \text{ kW}$), pero es más eficiente ($\eta = 65.2\%$) comparado con las otras condiciones utilizadas en la simulación numérica.

5.2 RECOMENDACIONES

En el presente trabajo de investigación se obtuvo el cálculo de cambio de fase para diferentes condiciones de vacío a la descarga, con rotación en la última etapa, por lo que se recomienda considerar el efecto que genera la capa límite en la superficie de álabes y toberas.

Otra consideración que se podría hacer es la variación del flujo volumétrico que entra a la última etapa de la turbina de vapor.

Con estas dos últimas consideraciones se podría obtener un mejor panorama de las condiciones ideales para que la etapa de baja presión opere con una mejor eficiencia y potencia, con el principal objetivo de evitar daños en los álabes y de esta manera reducir costos de mantenimiento y operación.

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- Ahmad, M., Schatz, M., & Casey, M. V. (2013). Experimental investigation of droplet size influence on low pressure steam turbine blade erosion. *Wear* 303(1), 83-86.
- Capote, J., Alvear, D., Abreu, O., Lázarp, M., & Espina, P. (2008). Influencia del modelos de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño de Ingeniería* 24(3), 227-245.
- Cui, K., Chen, H. L., Song, Y. P., & Oyama, H. (2013). Research on wet steam spontaneous condensing flows considering phase transition and slip. *Journal of Thermal Science*, 22(4), 320-326.
- Chemical Logic, C. (1999). ChemicalLogic SteamTab Companion. Woburn Massachusetts, U.S.A.
- Díaz Morcillo, A. (2000). *Métos de mallado y algoritmos adaptivos en dos y tres dimensiones para la resolución de problemas electromagnéticos cerrados mediante el método de los elementos finitos*. Valencia, España: Universidad Politécnica de Valencia.
- Fernández Diez, P. (2000). *Trubinas de vapor*. Santander España: Escuelas de Ing. Industriales y de Ing. de Caminos de la Universidad de Cantabria.
- Fluent, I. (2005). *6.2 User's Guide*. Lebanon, NH: ANSYS Fluent Inc.
- García Castrejón, J. C. (2008). *Determinación de fuerzas inducidas por flujo de vapor en turbinas*. Cuernavaca: UAEM.
- García-Garrido, S. (2014). *Turbinas de gas: montaje, puesta en marcha, operación y mantenimiento de turbinas de gas*. Madrid, España: Renovetec.
- Gorla, R., & Khan, A. (2003). *Turbomachinery Design and Theory*. New York: Marcel Dekker.
- Hasini, H., Mohd Zamri, Y., & Malek, N. A. (2012). Numerical Modeling of Wet Steam Flow in Steam Turbine Channel. *INTECH Open Access Publisher*.
- Hernández R., A., Mazur C., Z., Demeulenaere, A., & Jópez H., J. (2009). The effect of star-up cycle in ceramic coating used as thermal barrier for a gas turbine bucket. *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 14-15, 3056-3065.
- Ibañez, J. (2014). *Turbinas de vapor: tipos, características y clasificación*. Cartagena, España: INEVID.
- Ishazaki, K., Ikphagi, T., & Daiguji, H. (1995). A high-resolution numerical method for transonic non-equilibrium condensation flows through a steam turbine cascade. *In Proceedings of the 6th International*

- Symposium on Computational Fluid Dynamics, volume 1, 479-484.*
- Ju, F. M., Yan, P. G., & Han, W. J. (2012). Numerical investigation on wet steam non-equilibrium condensation flow in turbine cascade. *Journal of Thermal Science, 21(6)*, 525-532.
- Juárez, H. (2012). *Métodos numéricos para fluidos*. Querétaro: XLV Congreso Nacional de la SMM.
- Kearon William, J. (1961). *Steam turbine theory and practice*. Londrés: Sir Isaac Pitman & sons, Ltd.
- Kessler, M. (2016). *Dinámica de fluidos computacional: ¿Qué es? ESSS*.
- Martín Atienza, B. (2009). *Fluidos en movimiento*. Ensenada, Baja California: UABC.
- Martín Domingo, A. (2017). *Apuntes de Mecánica de Fluidos*.
- Mataix, C. (1975). *Turbomáquinas hidráulicas: turbinas, bombas, ventiladores*. Madrid: ICAI.
- McFarland, J. A. (2008). Conceptual Design and Instrumentation Study For a 2-D, Linear, Wet Steam Turbine Cascade Facility.
- Moreno-Salas, N., & Trejo, V. (2012). *Eficiencia*. Universidad Simón Bolívar.
- Moses, C. A., & Stein, G. D. (1978). On the Growth of steam droplets formed in a laval nozzle using both static pressure and light scattering measurements. *Journal of fluids emgineering, 311-321*.
- Noh-Pat, F. (2004). *Estudio de diferentes modelos de turbulencia IC-E para aplicación en problemas de transferencia de calor*. Cuernavaca: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- Olmo, M., & Nave, R. (2014). Obtenido de HyperPhysics: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/thermo/seclaw.html#c4>
- Posadas-Razo, J. J. (2009). *Estudio del fenómeno de condensación asociado a corrosión mediante simulación matemática*. México, D.F.: Instituto Politécnico Nacional.
- Rodríguez-Pestaña, C. (2015). Simulación numérica de la estela tras un cuerpo de base roma a número de Reynolds altos: La influencia de los modelos de turbulencia. Madrid, España: Universidad Carlos III de Madrid.
- Romero, C., Vega, J., & Rubio, G. (2005). *Curso Fenómenos de Transporte*. San Cristobal, Táchira Venezuela.: Universidad Nacional Experimental del Táchira (UNET).
- Rueda-Martínez, F., Toledo-Velazquez, M., Carvajal-Mariscal, I., Abugaber-Francis, J., & Tolentino-Eslava, G. (2007). Estudio teórico de la erosión mecánica de un alabe rotor del último paso de la sección de baja presión de una turniba de vapor de 300MW. *Científica 11(3)*, 135.
- Ryley, D. J. (1967). Condesation Fogs in low pressure steam turbines. *International Journal of Mechanical Sciences, 729-741*.
- Sánchez Vazquez, J. (2004). *Simulación numérica directa de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos con capa limite desprendida*. Sevilla: Universidad de Sevilla.
- Schnerr, G. H., & Winkler, G. (2002). Homogeneous/heterogeneous

- condensation in transonic steam turbine stages including rotor/stator interaction. *PAMM1*(1), 363.
- SENER. (2006). *SECRETARIA DE ENERGÍA*. Obtenido de <http://egob2.energia.gob.mx/portal/electricidad.html>
- Spalart, P. R., Jou, W. H., Strelets, M., & Allmaras, S. R. (1997). *Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach*. Arlington, Tx: Advances in DNS/LES, 1,4-8.
- Streeter, V., Wylie, B., & Bedford, K. (2000). *Mecánica de fluidos*. Bogota, Colombia: McGraw Hill.
- Sun, L. X., Zheng, Q., & Liu, S. L. (2007). 2D-simulation of wet steam flow in a steam turbine with spontaneous condensation. *Journal of Marine Science and Application*, 6(2), 59-63.
- Tenango-Pirin, O., García, J. C., Castro-Gómez, L., Rodríguez, J. A., Sierra, F., De Santiago, O., & Rodríguez-Lelis, J. M. (2016). Effect of the modification of the star-up sequence on the thermal stresses for a microhas turbine. *Internatonial Journal of Rotating MAchinery*.
- Welty, J., Wicks, C., & Wilson, R. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa*. México: Limusa.
- White, M. F. (2003). *Fluid Mechanics*. McGraw Hill.
- Young, J. B. (1988). An equation of state for steam for turbomachinery and otger flow calculations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110:1-7.
- Young, J. B. (1992). Two Dimensional, Nonequilibrium, Wet Steam Calculations for Nozzles and Turbine Cascades. *Journal of Turbomachinery*, 114, 569-579.
- Zaleta-Aguilar, A., Correas-Uson, L., Kubiak-Szyszk, J., & Sierra-Espinosa, F. (2007). Concept on thermoeconomic evaluation of steam turbines. *Applied thermal engineering* 27(2), 457-466.