



**UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO**



**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANÁLISIS DE UN ÁLABE EN LA RUEDA L-2 DE
UNA TURBINA DE VAPOR DE UNA CENTRAL
TERMoeLECTRICA DE 350 MW**

TESIS

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

PRESENTA:

ING. JOSÉ GIL VELÁZQUEZ AGUILAR

ASESOR:

DR. J. JESÚS PACHECO IBARRA

COASESOR:

DR. SERGIO R. GALVÁN GONZÁLEZ

Morelia Michoacán, Mayo del 2011.

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado con mucho amor y cariño para:

DIOS: Que el creer en él a través de la fe, continuamos pensando que existe y gracias a esto estamos en este mundo, mi agradecimiento por la vida.

MI ESPOSA: Juana María Virginia Blanco de la Cruz.

Que gracias a su total e incondicional apoyo durante toda la etapa de nuestro matrimonio a servido como un aliciente para continuar con mi preparación tanto académica como profesional y ha permitido que concluya con este postgrado que ha significado un logro personal y que ha venido a fortalecer nuestra familia.

MIS HIJOS: Arq. José Roberto Velázquez Blanco, David Alberto Velázquez Blanco.

Que cuando nacieron, me enseñaron a ver que la vida es muy importante, como ellos mismos y que el cuidarlos y prepararlos para enfrentar los retos que se nos presentan en el trayecto de toda la vida, es tan importante como el mantenernos unidos.

MIS PADRES: Enrique Velázquez Carranza, Amalia Aguilar Alcaraz (q.e.p.d).

Que gracias a ellos, yo existo en la faz de la tierra porque mi madre estaría orgullosa de mi, dios la bendiga y la tenga en su gloria.

A mi padre que aunque se encuentre lejos, se que siempre está conmigo, con todo mi amor y cariño.

A MIS HERMANOS(AS) Y CUÑADOS:

Que gracias a su apoyo encontramos en ellos el cariño necesario para continuar adelante.

AGRADECIMIENTOS:

A MIS PROFESORES:

Gracias por la dedicación, la paciencia y el tiempo que han aportado en mi formación profesional.

A MIS AMIGOS:

Por compartir momentos agradables durante mi formación.

A MIS ASESORES:

Por su gran apoyo para la realización de este trabajo y por dedicar tiempo valiosísimo para desarrollarlo en forma oportuna.

A MIS SINODALES:

Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra

Dr. Sergio R. Galván González

Dr. Carlos Rubio Maya

M.C. Víctor López Garza

Dra. Georgina Carbajal de la Torre

Que han contribuido de una manera positiva en cada una de las revisiones necesarias para poder llegar a la culminación de este trabajo.

Gracias a todos y cada uno de ustedes, dios los bendiga y este siempre con ustedes.

A la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo por permitirme cursar en estos años la maestría que ha contribuido en mi formación profesional.

Al consejo Nacional de Ciencia y tecnología (CONACYT) por su apoyo fundamental para la realización de este trabajo.

Tabla de contenido

INDICE DE FIGURAS.....	6
CAPITULO I	13
1 INTRODUCCION.	13
1.1 HISTORIA DE LAS TURBINAS DE VAPOR.	13
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	17
1.2.1 Caso de estudio.....	18
1.3 ANTECEDENTES.	19
1.3.1 Fallas en turbinas de alta presión.....	19
1.3.2 Fallas en turbinas de presión intermedia.....	20
1.3.3 Fallas en turbinas de baja presión.....	20
1.3.4 Pérdidas en las toberas y álabes estacionarios:	23
1.3.5 Pérdidas en los álabes móviles debido a la "fricción" del vapor y a otros fenómenos:	23
1.3.6 Pérdidas por fugas:	23
1.3.7 Pérdidas por fricción:	23
1.3.8 Pérdidas por el venteo en las etapas:.....	24
1.3.9 Pérdidas por sellos externos-glándulas de laberinto:.....	24
1.3.10 Pérdidas mecánicas:.....	24
1.4 JUSTIFICACION.	25
1.5 OBJETIVO.	27
1.5.1 General.	27
1.5.2 Particulares.	27
1.6 HIPOTESIS.....	27
CAPITULO II.....	29
2 INTRODUCCION.	29
2.1 LAS ECUACIONES DE NAVIER STOKES.	31
2.1.1 Conservación de la masa.....	32
2.1.2 Conservación del momento en las tres direcciones espaciales x, y, z.....	32
2.1.3 Conservación de la energía:.....	33
2.2 PRINCIPIO DE TURBULENCIA.....	34
2.2.1 Ecuación de Continuidad para flujos turbulentos.....	36
2.2.2 Conservación de momento en flujo turbulento.....	36
2.3 TRANSFERENCIA DE CALOR.	37
2.3.1 Ecuación de la Energía:	39

CAPITULO III.	40
3 INTRODUCCION.	40
3.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.	41
3.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.	41
3.3 METODO PARA PREDECIR EL FUNCIONAMIENTO DE LOS TURBOGENERADORES DE VAPOR.	42
3.4 PRINCIPIO DE LA ELIPSE DE <i>STODOLA</i> .	43
3.4.1 <i>Ley de la Elipse</i> .	44
CAPITULO IV.	45
4 INTRODUCCION.	45
4.1 CFD (DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL).	45
4.1.1 <i>Ventajas de un código CFD.</i>	45
4.2 LA TECNICA CFD.	46
4.2.1 <i>Preprocesador.</i>	47
4.2.2 <i>Procesador.</i>	47
4.2.3 <i>Postprocesador.</i>	47
4.3 DISCRETIZACION POR LA TECNICA DE VOLUMEN FINITO.	48
4.3.1 <i>Solución de las ecuaciones algebraicas por un método iterativo.</i>	48
4.4 ÁLABE DE ESTUDIO.	52
4.4.1 <i>Área de fractura.</i>	52
4.4.2 <i>Construcción de la malla en el área de paso.</i>	52
4.5 ESCENARIOS DE ANALISIS.	57
4.5.1 <i>Primer testimonio de solución</i>	59
4.5.2 <i>Análisis estructural por elemento finito.</i>	70
4.5.3 <i>Segundo escenario de solución</i>	79
4.5.4 <i>Análisis estructural por elemento finito.</i>	88
CAPITULO V.	92
5 CONCLUSIONES.	92
5.1 PERSPECTIVAS.	96
6 APENDICE.	102

INDICE DE FIGURAS.

Figura 1. Turbina de vapor de <i>HERÓN</i> .	13
Figura 2. Turbina de impulso de <i>Di Branca</i> .	14
Figura 3. Diagrama esquemático del ciclo de potencia.	18
Figura 4. Pérdidas en plantas típicas de combustibles fósiles	24
Figura 5. Pérdidas detalladas en un típico ciclo-condensador después de la caldera.	24
Figura 6. Pérdidas detalladas en turbogenerador.	25
Figura 7. Tipos de Mallados manejados en FLUENT®	50
Figura 8. Secuencia Computacional de trabajo.	51
Figura 9. Algoritmo de trabajo General Empleado en la Simulación matemática.	51
Figura 10. Álabes de estudio, mostrando zona de fractura.	52
Figura 11. Zona de paso de flujo.	52
Figura 12. Configuración del álabes.	53
Figura 13. Posición de dos álabes, mostrando la zona de paso del fluido.	53
Figura 14. Configuración de los álabes, formación de líneas.	54
Figura 15. Configuración de los álabes, conformando áreas.	54
Figura 16. Configuración de los álabes, conformando volúmenes.	55
Figura 17. Formación de nodos en la zona de paso del fluido.	55
Figura 18. Formación de la malla en la zona de paso del fluido.	56
Figura 19. Formación de la malla en cada una de las caras.	56
Figura 20. Formación de malla en el volumen de la zona de paso del fluido.	57
Figura 21. Gráfica de iteraciones.	59
Figura 22. Comportamiento de la presión en la zona de paso del fluido.	60
Figura 23. Comportamiento de conservación de masa.	60
Figura 24. Diferentes niveles de análisis.	61
Figura 25. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo 0.0 mm.	62
Figura 26. Comportamiento de la velocidad en la zona de paso del fluido 0.0 mm.	62
Figura 27. Contornos de presión en la zona de paso del fluido 0.0 mm.	63
Figura 28. Comportamiento del fluido en la zona de paso entre dos álabes.	64
Figura 29. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 150 mm.	65
Figura 30. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 150 mm.	65
Figura 31. Contornos de presión en la zona del fluido, 150 mm.	66
Figura 32. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 300 mm.	67
Figura 33. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 300 mm.	67
Figura 34. Contornos de presión en la zona de paso del fluido, 300 mm.	68
Figura 35. Contornos de presión en la zona total del fluido.	69
Figura 36. Comportamiento de la velocidad en la zona total del paso del fluido.	69
Figura 37. Comportamiento de presión y velocidad en el lado convexo al lado cóncavo en zona total del fluido.	70

Figura 38. El método del elemento finito físico.	72
Figura 39. Elementos lineales (1D).	73
Figura 40. Elementos planos (2D).	73
Figura 41. Elementos sólidos (3D).	73
Figura 42. Formación de áreas en el álabe.	74
Figura 43. Malla en primer nivel, forma hexaédrica.	74
Figura 44. Conformación de la malla en el álabe.	75
Figura 45. Comportamiento de los esfuerzos de <i>Von Mises</i> , en el álabe.	76
Figura 46. Comportamiento del segundo esfuerzo principal en el álabe.	76
Figura 47. Comportamiento del primer esfuerzo principal en el álabe.	77
Figura 48. Posición normal y desplazamiento del álabe.	78
Figura 49. Gráfica de iteraciones para 2126488 nodos.	79
Figura 50. Comportamiento de la presión en la zona del fluido.	80
Figura 51. Comportamiento de la conservación de masa.	80
Figura 52. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 0.0 mm.	81
Figura 53. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 0.0 mm.	81
Figura 54. Contornos de presión en la zona del fluido, 0.0 mm.	82
Figura 55. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 150 mm.	83
Figura 56. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 150 mm.	83
Figura 57. Contornos de presión en la zona del fluido, 150 mm.	84
Figura 58. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 300 mm.	85
Figura 59. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 300 mm.	85
Figura 60. Contornos de presión en la zona del fluido, 300 mm.	86
Figura 61. Comportamiento de la velocidad en la zona total del fluido.	87
Figura 62. Contornos de presión en la zona del fluido.	87
Figura 63. Comportamiento de presión y velocidad desde el lado convexo al cóncavo en la zona del fluido.	88
Figura 64. Comportamiento de los esfuerzos de <i>Von Mises</i> a lo largo del álabe.	89
Figura 65. Comportamiento del primer esfuerzo principal a lo largo del álabe.	89
Figura 66. Comportamiento del segundo esfuerzo principal a lo largo del álabe.	90
Figura 67. Posición normal del álabe y desplazamiento sufrido por la presión.	91

INDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Costos de mal- función por desviación de RT.-----	26
Tabla 2. Valores de presión y velocidad desde el lado convexo al cóncavo, 00 mm. -----	63
Tabla 3. Valores de presión y velocidad desde el lado convexo al lado cóncavo, 150 mm	66
Tabla 4. Valores de presión y velocidad en lado convexo y cóncavo, 300 mm-----	68
Tabla 5. Valores de deformación y esfuerzos en el álabe, 1er. Análisis -----	77
Tabla 6. Valores de presión y velocidad en el lado convexo y en lado cóncavo, 00 mm---	82
Tabla 7. Valores de presión y velocidad en lado convexo y lado cóncavo, 150 mm-----	84
Tabla 8. Valores de presión y velocidad en lado convexo y lado cóncavo, 300 mm-----	86
Tabla 9. Valores de deformación y esfuerzo en el álabe, 2do. Análisis-----	90
Tabla 10. Valores de la presión estática en función del No. de nodos.-----	92

NOMENGLATURA.

E	Energía
Q	Energía transferida mediante calor
W	Energía transferida mediante trabajo
m	Flujo de masa
h	Entalpía específica
C	Velocidad del fluido
g	Constante de gravedad
z	Variable de posición
S	Entropía
A	Disponibilidad de energía
b	Exergía específica
I	Irreversibilidad
w _i	Flujo al próximo grupo de paso
P _i	Presión en la rueda o carcasa
v _i	Volumen específico, correspondiente al punto de estado en P _i
	Coefficiente de flujo másico
B _i	Presión estática salida del último pasó en cualquier grupo
Y _p	Distancia del punto P a la pared
	Densidad del fluido
	Viscosidad del fluido
k	Conductividad térmica.
V _x	Velocidad en la componente x
∇	Divergencia

Φ	Tensor de flujo de cantidad de flujo combinado.
q	Densidad de flujo de calor. Velocidad con ajuste de tiempo en la componente z . Velocidad fluctuante en la componente z . Tensor de densidad de flujo de cantidad de movimiento turbulento. Densidad de flujo de calor turbulento.
T	Temperatura. Temperatura con ajuste de tiempo. Fluctuaciones de temperatura.
C_p	Calor específico. Velocidad de disipación de energía turbulenta.

RESUMEN.

En este trabajo se desarrolló el análisis fluidodinámico de la región entre dos álabes móviles de una turbina de baja presión de una central termoeléctrica de 350 MW, para este trabajo como primer paso se obtuvo la geometría del álabe en una meza de coordenadas, para posteriormente ser transportado a los programas de análisis. Los programas de análisis que se utilizaron fueron Gambit ®, Fluent ®, ANSYS ® y el EES ®. El análisis fluidodinámico permitió determinar la distribución de presión y velocidades en la región de paso, mismas que fueron utilizadas en el programa de ANSYS ® para determinar la concentración de esfuerzos en el álabe, obteniéndose resultados satisfactorios en concordancia con la hipótesis planteada en este trabajo.

Para dar cumplimiento a los objetivos planteados en este trabajo, se realizaron discretizaciones de malla con diferentes densidades y utilizando el método de solución , en cada una de ellas, se encontraron resultados parecidos a la de los parámetros operativos de esta central termoeléctrica. Esto permitió hacer uso de los valores de presión obtenidos en estos cálculos para utilizarlos en el programa de ANSYS ® y obtener en base a esto las concentraciones de esfuerzos en el álabe. En este programa se seleccionó el elemento SOLSH190, el cual contempla 8 grados de libertad y una de sus características es que el elemento contempla el análisis desde una pared delgada a una gruesa, lo cual se adapta bien a la geometría del álabe en estudio. Los resultados de la distribución de esfuerzos en el álabe indicaron que su concentración se encuentra en la parte inferior del mismo, fijándose con mayor énfasis en la entrada del fluido. Para la realización de este análisis se despreciaron otras fuerzas como las de vibración y fuerzas centrífugas, que serán consideradas en otros estudios.

ABSTRACT.

In this work was developed the fluid-dynamic analysis between two mobile blades of a low pressure turbine of a power plant with 350 MW, as a first step in this work, the geometry in a coordinate table machine was made, to be subsequently translated to the analysis programs. The programs that were used are Gambit ®, Fluent ®, ANSYS ® and the EES ®. The fluid-dynamic analysis permitted to determine the pressure and velocity distribution in the pass flow zone, which were used in the ANSYS program to determine the stresses concentration in the blade, to compare the results with the hypothesis established in this work.

To give compliance to the planned objectives in this work were made mesh discretizations with different densities and using the method solution in each of them, similar results were found to the operations parameters of this power plant. This allowed the use of the pressure values obtained in the ANSYS ® program and get on this basis, the concentrations

of blade stresses. In this program was selected the element SOLSH190, which provides 8 degrees of freedom and one of the characteristics that the element includes in the analysis from wall with different thicknesses, which is well adapted to the geometry of the blade under study. The results of the distribution of the stresses in the blade indicated that their concentration is at the bottom, fixed with greater emphasis at the entrance of the fluid. For the realization of this analysis other forces are neglected such as vibration and centrifugal forces, which will be considered in further studies.

CAPITULO I

1 INTRODUCCION.

1.1 HISTORIA DE LAS TURBINAS DE VAPOR.

Un filósofo de Alejandría describió la primera turbina de vapor, como una máquina que utilizaban los antiguos Egipcios.

La primera turbina a vapor de la cual se tiene constancia histórica es la turbina de “*Herón*”, la cual data del año 175 A.C. Esta turbina estaba formada por una esfera hueca que giraba libremente sobre un eje diametral. Los extremos del eje se prolongaban en dos conductos que a la par apoyaban la esfera, por estos conductos ascendía el vapor hasta el interior de la misma. Por unos tubos que se encontraban situados como un eje diametral perpendicular al de giro de la esfera, salía el vapor, en sentidos opuestos por cada una. Este mecanismo que transforma la presión del vapor en movimiento, constituye la primera turbina de reacción pura. Como se muestra en la figura 1. El agua se calentaba hasta convertirse en vapor, en la base donde estaban descansando los pedestales que alojaban las chumaceras [1, 2].

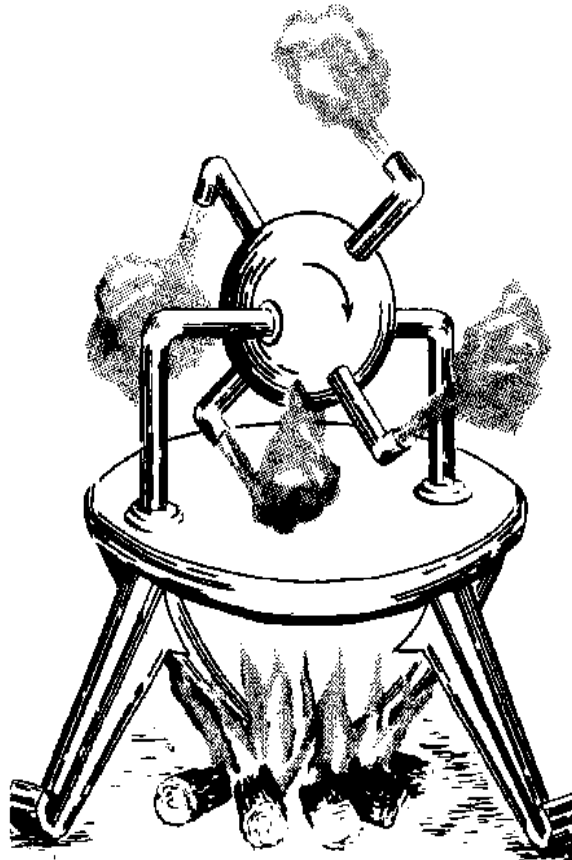


Figura 1. Turbina de vapor de *HERÓN*.

Después, en el año de 1619, un científico Italiano llamado *Giovanni Di Branca* diseñó una turbina, Figura 2, en la que un chorro de vapor saliendo a una alta velocidad a través de una tobera se dirigía a unas aspas colocadas radialmente en una rueda [3].

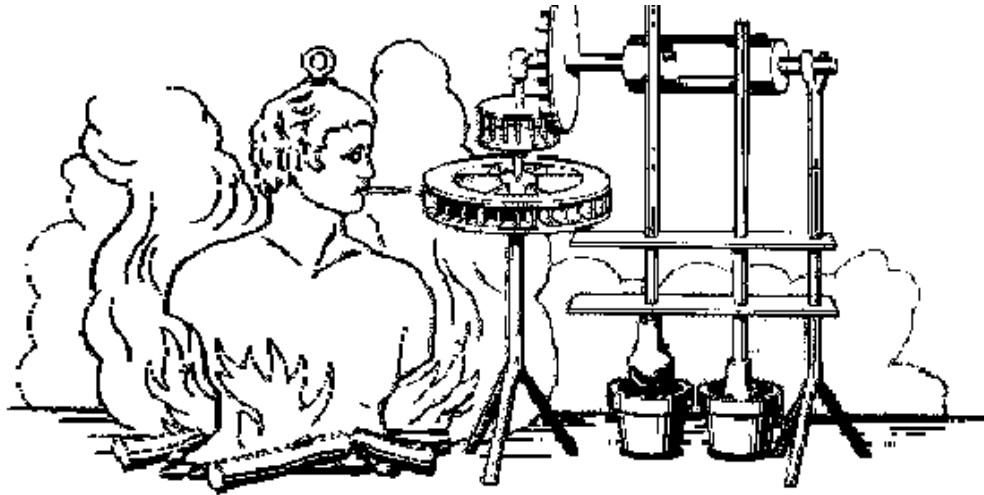


Figura 2. Turbina de impulso de *Di Branca*.

El principio de operación de estas turbinas ha sido usado en diferentes tipos de máquinas, las ruedas de agua que fueron usadas para operar los molinos de los granos de diferentes harinas en los tiempos de la colonia y los molinos de viento que usaron bombas de agua.

Estos son ejemplos del funcionamiento de una turbina, en donde la energía cedida es el efecto del viento o la acción de aguas abajo que actúan sobre un juego de álabes.

En una turbina de vapor, el vapor hace el mismo propósito que el viento y el flujo de agua.

Estos métodos de funcionamiento, son usados en el diseño y construcción de una turbina y son aplicados para obtener los resultados buscados.

Estos principios son llamados, principio de impulso y principio de reacción, ambos métodos se basan en convertir la energía térmica almacenada del vapor en trabajo mecánico giratorio [4].

Estas turbinas no fueron más que un simple bosquejo de lo que actualmente son estas importantes máquinas. Fue a principios del siglo XIX cuando empezó el progreso de estos equipos, en los años de 1800 a 1850 un sin número de turbinas de vapor se patentaron, pero ninguna de ellas fue tan importante sino hasta finales del siglo XIX.

A base de muchos esfuerzos y buscando los materiales adecuados para la fabricación de estas máquinas que se llegaron a mejorar, alcanzando la perfección en la construcción de turbinas con la tecnología adecuada de materiales, dando así una eficacia en su operación y fabricación.

Las turbinas, estaban destinadas a ser la revelación de las máquinas alternativas de vapor.

Gustav de Laval en Suecia y *Charles Parson* en Inglaterra comenzaron a trabajar cada uno por su lado en diseñar una turbina de acuerdo a las necesidades de empleo, el primero creó una turbina de reacción de alta velocidad (42000 RPM), pero no fue prácticamente funcional, así que desarrolló posteriormente una turbina de impulso de una sola etapa y que aún lleva su nombre, él fue el primero en emplear una tobera convergente-divergente. Su primer prototipo fue ensayado en 1890, y la primera unidad comercial de 5 C.V. entro en servicio en 1891 y en 1892 se construyo una turbina para barcos de 15 C.V. con dos coronas de paletas, una para la propulsión avante y otra para ir hacia atrás.

Parson, desarrolló la turbina multietapas de reacción, una máquina de baja velocidad destinada también a la propulsión naval. La primera turbina *Parson* se construyo en 1884.

En 1895 el primer buque dotado de una turbina fue nombrado "*Turbinia*", el cual constaba de dos grupos de elementos, uno para la marcha avante y otro para marchar hacia atrás.

Rateau desarrolló en Francia el principio de impulso multietapas (con escalonamiento de presiones).

Charles G. Curtis desarrolló el concepto de una turbina de vapor en 1880 utilizando la etapa de impulso con escalonamiento de velocidades, esto fue en EE.UU. George Washington obtuvo allí los derechos de la turbina de *Parson*, instalando las primeras unidades comerciales de 400 Kw de potencia, en la *Westinghouse Air Brake Co de Wilmerding* Pennsylvania.

Así, para los años de 1890 a 1895 ya existía una cantidad de turbinas en servicio, todas de una capacidad de 500 Kw y con muy buena eficiencia y confiabilidad.

El despegue de las turbinas se puede considerar a partir de 1899 cuando en la ciudad de *Hartford Conn USA*, se instaló una turbina con el doble de capacidad de cualquier otra instalada anteriormente. A partir de ese momento, compañías como *General Electric* comenzaron la construcción de unidades de 1000. 1500 y 5000 Kw, todas ellas con eje vertical.

Poco después del comienzo del siglo XX, las turbinas de vapor comenzaron a sustituir a las máquinas alternativas de vapor en las centrales. Ello fue seguido de un rápido desarrollo. Hacia 1909, en la central térmica *Fisk* de Chicago E.E.U.U; se instalaban ya grupos de 12

MW. El funcionamiento y rendimiento de las turbinas superaba al de las máquinas alternativas, permitiendo la utilización de vapor sobrecalentado a una escala cada vez mayor. Esto condujo al empleo de la fundición del acero en la fabricación de turbinas en lugar de continuar utilizando el hierro.

Diez años después se fue depurando la tecnología, la construcción de turbinas de 30 MW era la más frecuente.

En aquellos tiempo, compañías particulares invirtieron en investigaciones que a la postre sirvieron de base para el diseño y construcción de las turbinas de hoy en día. Así, en el año de 1929 se instala una turbina de 208 MW “*Triple Cross Compound*” en la *State Line Generating Co.* que sería la más grande del mundo hasta 1953.

Las capacidades crecieron rápidamente, ya en 1929 se instaló en *New York* un grupo de turbinas de 208 MW. Este incremento vino ayudado en 1937 por la utilización de generadores eléctricos de 3600 rpm refrigerados por hidrogeno.

Para final del decenio de 1950, las capacidades de los grupos turbogeneradores alcanzaron los 450 MW, en los años que siguieron a la segunda guerra mundial, las potencias rebasaron los 1000 MW convirtiéndose en *standard* la velocidad de 3600 RPM en grupos de alta presión, para la corriente de 60 Hz utilizada en América, (3000 RPM para la corriente de 50 Hz empleada en casi todo el resto del mundo), y las de 1800 RPM (1500 RPM en Europa) en los grupos de baja presión (como son los usados en las centrales nucleares).

La turbina de vapor ha llegado hasta nuestros días convertida en el elemento básico de la generación eléctrica y promete seguir siéndolo en el próximo futuro.

Así, no solamente la capacidad de las unidades se ha incrementado desde entonces, sino también, las condiciones a las que estos equipos trabajan.

Muchos detalles han sido perfeccionados en el transcurso de los años, principalmente en mejorar la eficiencia de las turbinas [5, 6].

De esta manera, muchas turbinas actualmente trabajan a temperaturas de 537.8°C (1000°F) y a presiones de 168.9 — (2400 Psi), existiendo inclusive varias unidades que trabajan a temperaturas de 648.9°C (1200°F) y presiones “súper críticas” de 246.3 — (3500Psi), 316.7 — 4500Psi) y 351.9 — (5000 Psi) [7].

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Los elevados costos de operación de los sistemas de potencia debido a los incrementos continuos del precio de los combustibles, aunado a la baja eficiencia de los equipos y a los deterioros naturales, problemas internos y factores externos, más la preocupación del hombre por mantener en lo menos posible el deterioro ambiental, conducen a que las grandes, medianas y pequeñas industrias se enfrenten, actualmente, a retos indiscutibles tales como: reducción del costo en el producto final, reducción de los recursos iniciales, reducción de emisiones contaminantes y mejora en la efectividad de sus procesos; los cuales han de ser necesariamente solucionados o encauzados a la brevedad posible.

El deterioro interno de los equipos de potencia, es sin duda uno de los problemas más preocupantes de una planta de potencia debido a que cuando éstas son presentadas en magnitudes considerables, el disparo de operación de la máquina es inevitable lo cual representa grandes pérdidas económicas.

Las principales fallas internas de los equipos de potencia, específicamente, de turbinas de vapor pueden ser: roturas, sedimentos, rugosidades, deterioros en caminos de vapor, cierres, huelgos, fisuras, entre otros.

Debido a lo anterior, en este trabajo, se analizará una falla interna de una turbina de vapor ocurrida en la rueda llamada comúnmente L-2 (cuarto paso) de la turbina de baja presión propiedad de la CFE (Comisión Federal de Electricidad). La descripción detallada de la localización y nombre de la Central son datos confidenciales que por políticas entre instituciones no pueden ser especificadas [8].

La central termoeléctrica donde se localiza la turbina bajo análisis cuenta con 6 unidades de potencia de 350 MW cada una, con un total de 2100 MW, los ciclos que componen cada unidad se encuentran dentro de los ciclos *Rankine* convencionales, es decir, Ciclo *Rankine* con Recalentamiento, Regenerativo de 7 extracciones de vapor para disminución del RT¹.

El ciclo termodinámico de la figura 3, muestra una descripción esquemática del ciclo, en la cual se pueden ver cada uno de los equipos térmicos y de potencia que componen el ciclo. Esta central, utiliza combustible diesel para arranques y carbón como combustible principal con un gasto de 132 ton/h y combustóleo como respaldo con un gasto de 77 ton/h.

Este ciclo se compone de una turbina de vapor de alta presión, una de presión intermedia y una de baja presión, donde se enfoca el análisis del presente trabajo.

Cuenta además con 6 intercambiadores de calor cerrados y uno de mezcla que funciona como deareador o desgasificador, cuenta además con un sistema de enfriamiento abierto que descarga al mar, subsistema en donde se desperdicia aproximadamente el 45 % de la

¹ Regimen Térmico,- Definido como el inverso de la eficiencia del ciclo.

energía suministrada al ciclo, pero con una calidad de energía muy baja, razón por la cual se excluye de la mayoría de los análisis.

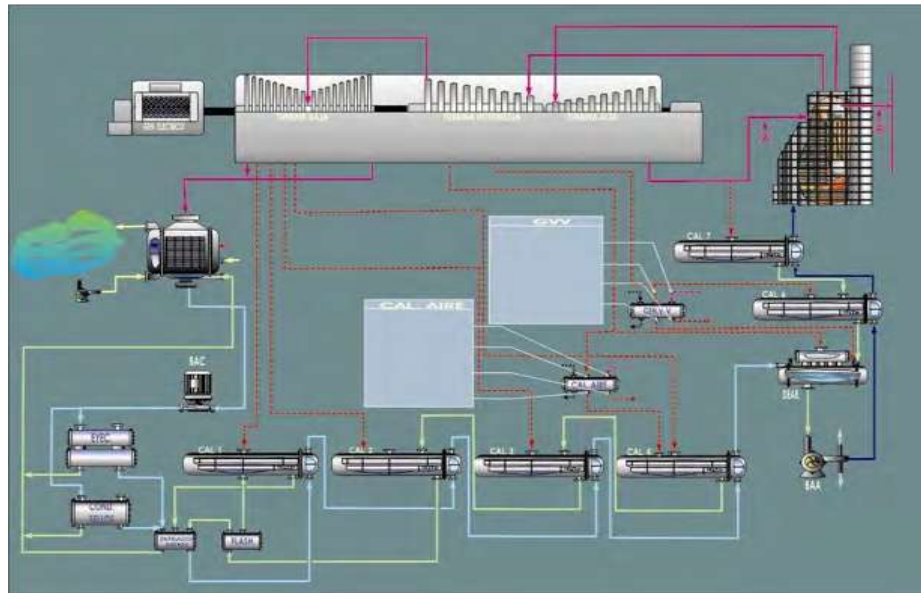


Figura 3. Diagrama esquemático del ciclo de potencia.

En este trabajo se considerará el análisis fluido-dinámico por volumen finito y el análisis estructural por elemento finito para determinar las distribuciones de velocidad, presión y esfuerzos en el álabe de la turbina de baja presión ubicado en la rueda L-2 (cuarto paso) y poder explicar el porqué la fractura se presentó en esa zona.

Este análisis es inspirado en el problema presentado en la Unidad de Generación de 350 MW perteneciente a la CFE en el año 2004. Este problema ocasionó el paro urgente de toda la unidad debido a que hubo rotura de 24 álabes de esa rueda.

En este trabajo se pretende analizar el origen del problema y explicar el porqué de la rotura, ya que el análisis visual y de laboratorio demostró que la causa era consecuencia de fracturas presentadas entre la raíz y el álabe.

1.2.1 Caso de estudio.

Para poder realizar el análisis fluido-dinámico y el análisis por elemento finito, es necesario primeramente realizar el análisis termodinámico del ciclo de trabajo, lo cual permitirá determinar las condiciones operativas del sistema, determinando las propiedades termodinámicas a las cuales estará sujeto el análisis, en otras palabras, las condiciones de frontera [9].

Sin embargo, el análisis termodinámico no puede ser realizado exclusivamente en la zona de análisis, la cual se ubica en la turbina de baja presión, sino que debe contemplar todo el

sistema, ya que una falla en un equipo es propagado a través de todo el sistema induciendo mal-funciones operativas en equipos aguas arriba o debajo de donde se presenta la falla, esto incrementa el orden de la mal-función² de la función objetivo, definida para este análisis como el Régimen Térmico del Ciclo y considerado como el inverso de la eficiencia.

Por lo tanto, el análisis se acompañará del uso de las Leyes principales de la Termodinámica, Continuidad, Leyes de la Mecánica de Fluidos, Ecuaciones de Turbulencia, Métodos de predicción, Ecuaciones de Elipse de *Stodola* para predecir presiones de admisión en cuerpos de expansión sin control, entre otras [10]. Este análisis se realizará en el Software EES®, con ayuda de los balances térmicos del ciclo de la central bajo estudio.

1.3 ANTECEDENTES.

Las fallas generadas en álabes de turbinas de vapor, se constituyen como una de las principales causas de paros forzados en plantas generadoras de electricidad. Se estima que del total de estas salidas forzadas, un 25 por ciento es a consecuencia de los propios álabes y, de aquí, una tercera parte involucra problemas de corrosión bajo esfuerzo y corrosión fatiga.

1.3.1 Fallas en turbinas de alta presión.

La historia marca que la gran cantidad de turbinas de vapor que existe en el mundo y la complejidad de operación de las mismas, ha llevado también a que han surgido grandes problemas como lo sucedido en la India en 1998, en una turbina de vapor de una planta nuclear, en donde se presentó una fractura en la región del rotor en uno de los álabes de cierre en el III paso de la turbina de alta presión. El álabe de cierre es el último álabe colocado en la ranura de la máquina especialmente, lo cual está disponible en el rotor para un paso en particular. Este álabe solo es conectado al rotor usando tres pernos y para remover cualquier otro, el álabe de cierre deberá ser retirado primeramente. El inicio de la fractura apareció en la mitad del agujero proporcionado para insertar el perno y se extendió a la superficie. En este caso se decidió remplazar el álabe fracturado por uno nuevo [11].

La cantidad de fallas en turbinas es muy extenso, por lo que mencionaremos otro caso, suscitado en la India, en una planta nuclear de la *Power Corporation LTD*, en el año 2003, donde los anillos de amarre de los álabes de la rueda del tercer paso de las turbinas de alta y presión intermedia se fracturaron, así como los barrenos de los álabes del cuarto paso de la turbina de baja presión [12].

La importancia de respetar los parámetros operativos de las turbinas de vapor, son vitales para prolongar su vida útil, ya que los paros y arranques deterioran al material de estas

² Malfuncion o Malfunciones. Palabra no definida en el diccionario castellano, pero que en este trabajo se refiere a una condición de operación anómala de un equipo, sistema o subsistema.

máquinas, debido a que los esfuerzos alcanzados son críticos, como lo sucedido en una turbina de una planta nuclear de Ucrania en el año 2010, en donde las investigaciones en este campo demostraron que las áreas en donde los esfuerzos, son más altos en los rotores de las turbinas, bajo variaciones de operación y estos fueron determinados con las condiciones de frontera de los cambios de temperatura.

En el rotor de alta presión de una turbina, la intensidad de los máximos esfuerzos son presentados durante arranque en caliente de la unidad después de disparos que mantienen fuera de servicio a la máquina por más de 8 horas.

Las líneas isotérmicas y la intensidad de la distribución de los esfuerzos máximos se presentan en el rotor del quinto paso y los esfuerzos circunferenciales sobre la superficie interna del rotor no ceden de intensidad de los 200 MPa donde esfuerzos axiales de compresión en las ranuras de los discos son máximos. Durante los periodos de arranques en frío hasta alcanzar los 100 MW, la intensidad de los esfuerzos en la etapa de alta presión alcanza los 170 MPa sobre la superficie interna y es máxima durante todos los periodos de arranque y paro [13].

1.3.2 Fallas en turbinas de presión intermedia.

Las turbinas supercríticas llegan a alcanzar temperaturas elevadas en los cilindros de alta y presión intermedia, provocando con esto grandes esfuerzos en los metales, los cuales llegan a dañar estas partes, como sucedió en una turbina de vapor supercrítica en Rusia en el año 2008 provocando su salida inmediata, razón por lo cual se han diseñado formas para hacer pasar vapor para enfriar estas partes [14].

1.3.3 Fallas en turbinas de baja presión.

El primer reporte alarmante de corrosión bajo esfuerzo en un disco de turbina de baja presión, fue la ruptura catastrófica en 1969 de la abrazadera de un disco 3Cr-1/2Mo en una planta nuclear en Inglaterra. La ruptura ocurrió durante una prueba rutinaria de sobre-velocidad después de cuatro años de servicio [15].

Se consideró que la corrosión bajo esfuerzo ocurrió por una combinación de baja tenacidad a la fractura promovida por la fragilización generada durante el lento enfriamiento después de un tratamiento térmico, y por la concentración de NaOH presente en el sistema.

El problema de corrosión en materiales de componentes de turbinas de vapor no es exclusivo de plantas nucleares, también incluye a aquéllas utilizadas en plantas convencionales; la principal diferencia entre ambos sistemas es que mientras las turbinas de vapor de baja presión en plantas nucleares operan a temperaturas de hasta 260 °C y una presión de aproximadamente 1.4 MPa, las que utilizan combustibles orgánicos lo hacen en intervalos de 510 a 565 °C y 10 a 24 MPa. Comúnmente, los aceros utilizados para la construcción de álabes son aceros martensíticos del tipo 17-4PH, 403 y aquéllos

identificados como NiCrMoV. Los ambientes corrosivos caracterizados por soluciones de sales sobresaturadas (por ejemplo cloruros y sulfatos) tienen un efecto drástico en el detrimento de la resistencia a la fatiga del acero con aleación del 13% Cr, particularmente a PH's ácidos y con la presencia de oxígeno disuelto.

Derivado de las condiciones de operación las turbinas deben ser operadas en forma confiable, para evitar llevarlas a condiciones extremas, que provoquen daño.

Las fallas en turbinas se presentan en todos los tipos ya sean de gas, de vapor, hidráulicas, etc pero siguen siendo tan relevantes como complejas y todas son tratadas de una manera particular pero con la misma importancia ya que repercuten principalmente en el proceso de generación. Otro de los casos es el ocurrido en los álabes de un compresor de una turbina de gas en una central en Ucrania en el año de 1997, en donde se puso fuera de servicio el equipo por sufrir fracturas en la mayoría de sus componentes [16].

En las turbinas se pueden presentar efectos en los álabes, como la intensidad de una vibración torsional inducida por el fluido. En una central termoeléctrica de China se analizo el efecto de influencia en álabes del último paso de las turbinas de vapor de baja presión de una unidad de 200 MW y otra de 300 MW, en las cuales se presentaron fracturas, esto sucedió en el año de 1998 [17].

Como se ha mencionado, los últimos pasos de una turbina de vapor de baja presión están expuestos a daños, principalmente los de baja presión. Como lo que ocurrió en una turbina de vapor en la planta de cogeneración de *Lenenergo company*, se tuvieron daños en los últimos álabes producto del bombardeo constante de las gotas de agua, esto ocurrió en Rusia en el año 2002 [18].

En una central termoeléctrica de Rusia en el año 2003 se estudio el efecto provocado por las condiciones térmicas del fluido a través de las áreas de paso, las cuales se manifiestan en incrustaciones de sales, esto perjudica la eficiencia de la turbina [19].

Se ha mencionado que es muy común que los últimos pasos de una turbina de vapor de baja presión sean más propensos a presentar fallas, debido a la influencia de estar en contacto con la humedad del vapor. Un caso muy particular es el que sucedió en una planta geotermoeléctrica en México, en una unidad de 110 MW, en el año 2005, en donde se presentaron fallas en los álabes de la rueda L-0, provocando la salida de la máquina y en consecuencia perdidas de generación [20].

Otra falla de las turbinas de vapor se presento en Octubre del 2006 en las inmediaciones de *Yekaterinburg*, Rusia, de la compañía "*Ural turbine plant*", la cual sufrió daños en partes (álabes y discos del rotor de baja presión) que se encuentran expuestas en la zona de cambio de fase, los cuales fueron considerables y motivos de exhaustivos análisis. [21].

En otra de las turbinas de vapor, sucedió una falla en la cintilla de unión de los álabes del último paso de una turbina de baja presión, debido al desgaste del material ocasionado por el paso de gotas de humedad a través de estos, hecho ocurrido en Noviembre del 2006, en la planta de *Mosenergo company* Rusia [22].

Una de las causas de daños en los álabes y ruedas en turbinas se encuentra en los cilindros de baja presión y los cuales están influenciados por la zona de inicio de la condensación (en la fase de transición), estos daños son provocados por fatigas producidas por corrosión y esfuerzos bajo corrosión en forma natural. Datos estadísticos indican que las etapas de una turbina en operación en esta fase de transición alcanzan fallas y daños en cerca del 20-25%. Los daños por corrosión pueden aparecer en algunos pasos de la turbina, la relación de la corrosión puede ser grande dependiendo de las condiciones del vapor. La razón de esto es que va formando soluciones agresivas en la superficie del álabe, como lo que sucedió en una turbina de vapor en Rusia en el año 2007 [23].

En una turbina de 320 MW de la planta termoeléctrica Santa Catalina en Brasil en el año 2007, se presentó una falla en álabes del quinto paso de la etapa de baja presión. La inestabilidad del fluido por encontrarse en la zona de condensación fue la causa que provocó la ruptura en un álabe y algunos más mostraron fracturas, provocando así una salida inmediata y por consecuencia pérdida de generación [24].

En una turbina de baja presión ubicada en Corea, en el año del 2008 ocurrió fractura en la raíz de los álabes del tercer paso provocando la salida de la máquina [25].

Las fallas en turbinas de vapor, son muy comunes en casi todas sus partes y los rotores de alta presión no son la excepción y en estos están los esfuerzos más altos. Algunas fracturas que se presentan son en los barrenos en el disco, o en la superficie misma del rotor.

Las fracturas en la superficies del rotor son problemas atribuidos a fatigas térmicas, las fracturas ocurren en ranuras de los sellos laberínticos y son superficiales y pueden presentarse también en rotores de baja presión [26], como lo ocurrido en una turbina que genera 8.25 MW y que gira a una velocidad de 10000 rpm en la India en el año 2010, en donde el disco del rotor sufrió serias fracturas [27].

Durante los mantenimientos de las turbinas, es común observar desgaste en toberas, diafragmas y sellos, daños en álabes móviles ocasionados por partículas sólidas; estos desgastes reducen considerablemente la eficiencia de la turbina, reflejándose en un incremento en el régimen térmico, y teniendo como consecuencia final una pérdida económica considerable.

La alta complejidad de las turbinas de vapor, los altos costos de operación y mantenimiento conlleva a análisis complejos de las mismas, los cuales tratan de predecir los

comportamientos para evitar la mal-función³ de las mismas y mantenerlas en las mejores condiciones operativas. Es de vital importancia la selección de los materiales de construcción, tanto de carcasa, diafragmas, álabes y rotores, así como la correcta operación roto-dinámica de las mismas para evitar las fallas o disparos por vibración, lo cual son problemas típicos en la operación de una central termoeléctrica.

En las termoeléctricas del país se ha observado que uno de los problemas que se ha manifestado en forma considerable son las fallas en los álabes de la última y penúltima rueda de la turbina de baja presión, llamados comúnmente L-0, L-1 [28].

Aparentemente las fallas anteriormente mencionadas son presentadas por encontrarse en el cambio de fase del vapor a condensación, al escape de la misma. Durante el mantenimiento de la unidad 1 de una central termoeléctrica del país se encontró una falla en los álabes de la antepenúltima rueda llamada L-2, con fracturas considerables entre raíz y álabe, (24 en un total de 94 álabes en esta rueda), se diagnosticó que la falla fue debido a la cantidad de esfuerzos a la que son expuestos estos elementos durante la operación, por lo tanto, un estudio detallado en la zona de falla del álabe puede proporcionar los elementos necesarios para determinar si efectivamente, estas fracturas son función de los esfuerzos que se manifiestan en esa zona.

Las principales pérdidas de las turbinas de vapor son:

1.3.4 Pérdidas en las toberas y álabes estacionarios:

Se deben a que la velocidad real del vapor que deja la tobera es menor que la velocidad teórica, principalmente por la "fricción" del vapor sobre las paredes de la tobera (y otros fenómenos de aerodinámica).

1.3.5 Pérdidas en los álabes móviles debido a la "fricción" del vapor y a otros fenómenos:

Este tipo de pérdidas son debidas a la fricción que causa el vapor sobre la superficie de los álabes móviles así como erosiones causadas por partículas sólidas arrastradas por el vapor.

1.3.6 Pérdidas por fugas:

Algunas porciones del vapor en su paso por los álabes no proporcionan trabajo. Esta pérdida afecta especialmente la turbina de reacción y depende del área del sello.

1.3.7 Pérdidas por fricción:

Son causadas por la fricción del disco en el vapor.

³ Termino utilizado en este trabajo para referirse a una condición de operación de los equipos, fuera de sus condiciones normales de operación.

1.3.8 Pérdidas por el venteo en las etapas:

Este es un trabajo hecho por el disco cuando se usa la admisión parcial del vapor. Esto es válido para la primera etapa de la turbina de alta presión.

1.3.9 Pérdidas por sellos externos-glándulas de laberinto:

Flujo de vapor que sale del sellado del rotor de las turbinas, hacia las glándulas reguladoras de presión de vapor de sellos.

1.3.10 Pérdidas mecánicas:

La pérdida de la energía debido a la fricción en los cojinetes y por la bomba de aceite principal.

Una distribución típica de la energía en un sistema energético puede ser el propuesto por el código *Performance Monitoring Guidelines for Steam power Plant* del ASME PTC-PM-1993 el cual se muestra en las figuras 4,5 y 6 [29].

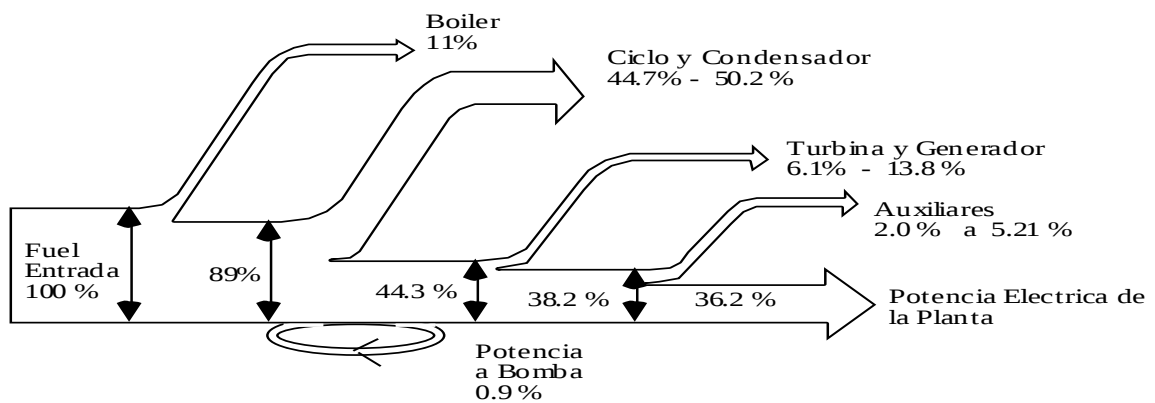


Figura 4. Pérdidas en plantas típicas de combustibles fósiles

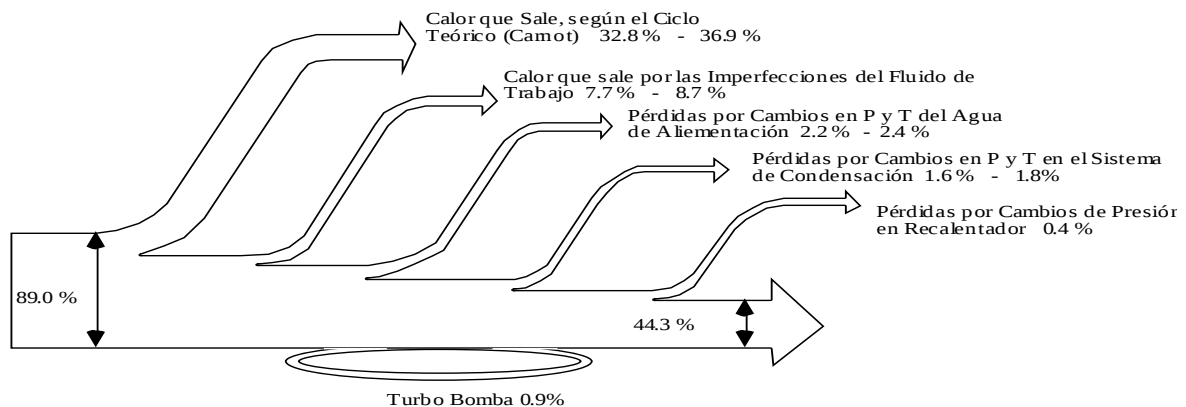


Figura 5. Pérdidas detalladas en un típico ciclo-condensador después de la caldera.

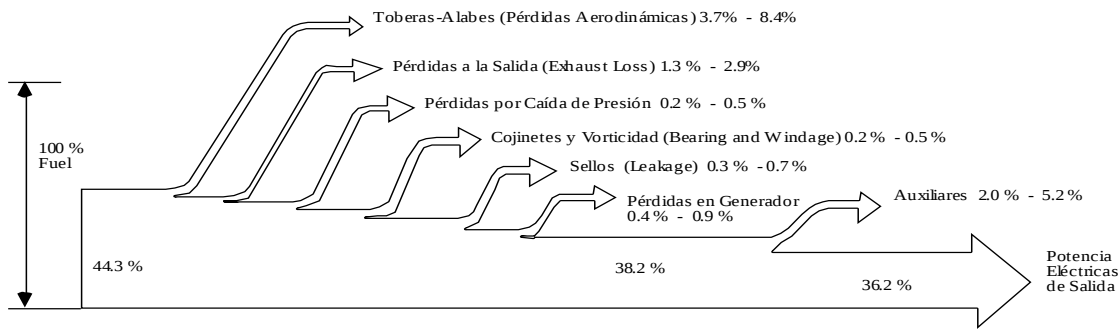


Figura 6. Pérdidas detalladas en turbogenerador.

Como se puede observar, en las figuras 4,5 y 6, gran parte de la energía suministrada al ciclo es pérdida en la sección de turbina, aproximadamente del 6.1 % al 13.8 %. Esto es considerable, ya que para una central de 350 MW de potencia con una eficiencia típica del 30 % sería necesario suministrar alrededor de 1150000 kW de energía y de este total entre el 6.1 % y el 13.8 % son perdidos en la turbina, lo cual representa alrededor de 70,000 y 160,000 kW

Las pérdidas de energía pueden ser encontradas y cuantificadas realizando un diagnóstico a turbina abierta o cerrada según el caso [30].

1.4 JUSTIFICACION.

La justificación del presente trabajo se fundamenta en los altos costos derivados de la presencia de mal-funciones en las turbina de vapor de alta potencia, como es el caso de estudio.

Los problemas típicos en turbinas, de cualquier índole traen consigo pérdidas económicas tanto en la generación de energía como en la reposición de partes mecánicas, además de los gastos ocasionados por el remplazo de los mismos (mano de obra). Las fallas en componentes y pérdidas de eficiencia son muy costosas, el costo por pérdida de producción suele ser a grosso modo 10 veces más alto que los costos por reparación, a lo largo de los años se ha demostrado que arriba de 15% de la potencia pérdida en la capacidad total de generación, es causada por depósitos y erosión en los álabes.

Existen miles de turbinas en el mundo en donde sus funcionamientos se ven afectados por el deterioro de las superficies de sus álabes o por depósitos en ellos. Estos problemas han creado oportunidades para mejorar y han sido estudiados por más de 50 años, así las grandes industrias y las competencias manufactureras de hoy se han involucrado y han proporcionado fuertes incentivos para mejorar el funcionamiento de estas máquinas.

Por ejemplo para una unidad con problemas de depósitos, en el que el resultado es una pérdida de 30 MW en la capacidad de generación, y una diferencia entre el precio de venta

y el costo de generación de \$ USD 30.00 por MWh, las pérdidas anuales pueden ascender a más de \$ 5 millones de dólares [31].

Considérese otro ejemplo, para brindar una idea de los altos costos que se derivan por fallas, suponiendo que la unidad termoeléctrica cuya capacidad es de 350 MW de potencia con un Régimen Térmico en condiciones de diseño de 2100 kcal/kWh (8792 kJ/kw), sufre una mal- función en la turbina de vapor que conlleva a una desviación del RT de orden del 1 al 5 % con un costo del combustible de 0.00013 \$/kcal (0.00003105 \$/kJ), entonces las pérdidas por generación llegan a ser de hasta 30 millones. Las pérdidas anuales se muestran en la tabla 1 como una función del % de impacto.

Tabla 1. Costos de mal- función por desviación de RT.

Impacto, %	Costo de desviación, \$/Año
1	6,696,144.000
2	13,392,288.000
3	20,088,432.000
4	26,784,576.000
5	33,480,720.000

En la tabla 1 se puede observar que, los costos asociados a la presencia de mal- funciones son bastante considerables. Considérese ahora cuanto se pierde por una máquina fuera de servicio, lo cual es necesario cuando son presentadas mal-funciones como roturas y fracturas de álabes, que es el caso al que corresponde el análisis propuesto en este trabajo. Considérese un costo de generación típico de una central termoeléctrica de 350 MW igual a 0.5 \$/kWh y tomando en cuenta que cuando ocurre un paro de servicio por un problema de esta naturaleza, son requeridos aproximadamente 15 días, en caso de contar con materiales o repuestos en el almacén, los cuales pueden ser muchos mayores. Sin embargo, para efectos demostrativos, considérense 15 días de paro, lo cual representa una pérdida equivalente a \$ **63, 000,000.00**.

Este análisis de falla por fractura en los álabes que se pretende estudiar, ayudara a predecir el paro de una unidad de generación, lo que representaría un ahorro bastante considerable en cuestión de kW/h de energía.

El conocer la causa que provoca una falla de esta magnitud proporciona datos importantes, los cuales se pueden usar para poder determinar las condiciones operativas adecuadas y poder trabajar la máquina en forma confiable. Ya que esto ahorrara tiempo en la disponibilidad de una unidad generadora de electricidad y costos por estar fuera de servicio para su corrección.

El conocer lo que provoca una falla dará un panorama amplio en la operación de estas máquinas y poder llegar a tener el conocimiento de cuanto se puede permitir una variación de los parámetros operativos, ya que variaciones considerables en las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo puede provocar vibraciones excesivas de los equipos rotativos [32].

1.5 OBJETIVO.

1.5.1 General.

Realizar el estudio fluido-dinámico de un álabe de la rueda L-2 de una turbina de vapor de baja presión de una unidad generadora de 350 MW, para determinar las posibles causas de los orígenes de la fractura en la zona de raíz del álabe.

También se pretende determinar si las causas que dieron origen a la rotura de los álabes de la rueda mencionada son de origen termodinámico o de material del álabe sin considerar los análisis de vibración.

1.5.2 Particulares.

- Realizar el análisis termodinámico del ciclo de la unidad generadora de 350 MW sujeto de estudio para determinar las condiciones operativas y las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo, las cuales son complemento del análisis fluido dinámico y estructural que se llevará a cabo [9].
- Realizar el análisis fluido-dinámico con herramientas numéricas (dinámica de fluido computacional) de un álabe de la rueda L-2 de una turbina de baja presión.
- Realizar el análisis estructural por medio de elemento finito para determinar el lugar de la concentración de esfuerzos máximos en el álabe bajo estudio por condiciones solamente fluido- dinámicas, sin considerar otros factores como vibración.

1.6 HIPOTESIS.

La combinación del análisis termodinámico con el análisis fluido-dinámico es suficiente para poder determinar el comportamiento del fluido en la zona de paso y del efecto que este ejerce en las paredes de los álabes de la rueda L-2 de una turbina de vapor.

Al conocer las fuerzas que el fluido ejerce en las paredes de los álabes y con apoyo de un análisis estructural (elemento finito) se puede confirmar si la mayor concentración de esfuerzos de un álabe de la rueda L-2 de una turbina de vapor se encuentra en su raíz.

CAPITULO II

METODO DE SOLUCION.

2 INTRODUCCION.

La dinámica de fluidos computacional, es un análisis de sistemas que involucran el comportamiento del flujo de fluidos, la transferencia de calor y otros fenómenos asociados por medio de métodos de solución computacional. Las técnicas utilizadas son muy valiosas porque además de efectuar una solución muy aproximada, tiene una amplia aplicación en procesos industriales y de cualquier otro tipo como:

- Aerodinámica de aviones y de vehículos
- Hidrodinámica de barcos.
- Plantas de potencia, como motores de combustión, turbinas de todo tipo.
- En la ingeniería eléctrica y electrónica
- Procesos químicos de ingeniería.

La dinámica de fluidos como herramienta es de gran relevancia ya que haciendo una comparación, se tiene que los costos de una experimentación, en términos de facilidad y/o costos de horas-hombre, son proporcionales al número de los puntos de referencia y al número de las configuraciones probadas, los códigos de la dinámica de fluidos computacional pueden producir volúmenes de resultados extremadamente grandes virtualmente a ningún costo agregado y es muy barato para realizar estudios paramétricos, por ejemplo simular el comportamiento del fluido a través de los álabes de una turbina como el presente caso de estudio.

La dinámica de fluidos computacional, además de ser útil enseña a entender los eventos físicos que ocurren en el flujo de fluidos alrededor y a través de objetos designados. Estos eventos están relacionados a la acción e iteración de fenómenos tales como disipación, difusión, convección, ondas de choque, deslizamientos superficiales, capas límite y turbulencias.

En el campo de la aerodinámica todos esos fenómenos son gobernados por las ecuaciones de *Navier Stokes* [33]. Muchos de los aspectos más importantes de esas relaciones no son lineales y como consecuencia es seguida de una solución no analítica.

La solución numérica está asociada con ecuaciones diferenciales parciales, al mismo tiempo parecería que el uso de la algebra lineal seria invalidada para la clasificación de los métodos numéricos.

El uso de métodos numéricos para resolver ecuaciones diferenciales parciales inducen a una aproximación tal que el efecto puede cambiar la forma básica de esas mismas ecuaciones

diferenciales, la solución de los fenómenos que representa una ecuación diferencial será determinado por el método de solución apropiado y estas pueden y probablemente simularen el fenómeno físico de una manera que no es exactamente el mismo que una solución exacta a la ecuación diferencial básica, existiendo de esa manera un error denominado de truncacion.

La teoría asociada con un análisis numérico de la mecánica de fluidos fue desarrollada primeramente por científicos que se interesaron profundamente en la física del flujo de fluidos, y como una consecuencia, esos errores son identificados como un fenómeno físico particular sobre el cual tiene un efecto considerable. Se ha dicho que estos métodos tienen mucho de la viscosidad artificial y se dice que ha sido altamente disperso. Esto significa que los errores causados por la aproximación numérica resultan en una modificación de las ecuaciones diferenciales parciales teniendo términos adicionales que pueden ser identificados con la disipación física en un primer caso y una dispersión en un segundo caso, con la identificación del error en un proceso físico, los métodos numéricos usados en la práctica para resolver la no disipación en las ecuaciones de *Euler*, crea una modificación en la ecuación diferencial parcial la cual produce alguna forma de disipación. De cualquier modo, usando la interpretación apropiada, estos métodos dan información muy útil.

El campo de la dinámica de fluidos computacional tiene un rango amplio de aplicación independientemente de la aplicación específica bajo estudio, el primer paso relaciona la especificación del problema, incluyendo una geometría, condiciones del fluido y los requerimientos de la simulación. La geometría puede resultar de una medición de una configuración existente o puede ser asociada con un estudio diseñado.

Alternativamente, en un contexto de diseño, la geometría no es necesaria para ser suministrada, las condiciones del fluido deberán ser incluidas, los requerimientos de una simulación incluye resultados tales como el nivel de exactitud necesario, el tiempo de respuesta requerido y los parámetros de solución de interés, como un ejemplo el punto de interés es, el detalle del flujo en alguna localización específica.

Una vez que el problema ha sido especificado, un conjunto apropiado de las ecuaciones de gobierno y condiciones de frontera podrán ser seleccionados, esto es generalmente aceptado para el fenómeno de importancia al campo continuo de la dinámica de fluidos, las cuales son gobernadas por la conservación de masa, momento y energía. Las ecuaciones diferenciales parciales resultan de las leyes de conservación y son referidas como las ecuaciones de *Navier Stokes*.

Sin embargo, con el interés de ser más eficiente, siempre es prudente considerar simplificar las formas de solución de las ecuaciones de *Navier Stokes*, cuando la simplificación conserva lo físico lo cual es esencial en una solución global, simplificar las ecuaciones de gobierno incluida la ecuación potencial del flujo, la ecuación de *Euler* y la delgada capa en

las ecuaciones de *Navier Stokes*. Estas pueden ser en condición estable o inestable o compresible e incompresible. Los tipos de fronteras pueden ser encontradas incluidos en paredes sólidas, flujos entrando y saliendo, periódicas y simétricas. Las condiciones de frontera pueden ser especificadas de acuerdo a las ecuaciones de gobierno. Por ejemplo, en una pared sólida, las ecuaciones de *Euler* requieren de flujos tangenciales que serán forzados hasta que las ecuaciones de *Navier Stokes* requieran la condición de no deslizamiento.

Modelos físicos podrían ser escogidos para procesos, los cuales no pueden ser simulados sin contener las especificaciones apropiadas. La turbulencia es un ejemplo de proceso físico el cual raramente es simulado en un contexto práctico. El suceso de simulación depende grandemente de la ingeniería involucrada, en seleccionar correctamente las ecuaciones de gobierno y de los modelos físicos basados sobre los problemas especificados [34, 35].

2.1 LAS ECUACIONES DE NAVIER STOKES.

En un flujo isotérmico general, las incógnitas principales, incluyen la presión, P , y las componentes del vector de velocidad, U , las cuales están en función de las coordenadas espaciales y el tiempo.

En problemas en donde se involucra un desconocimiento de las condiciones de frontera, tal como en una superficie libre o en una interface, la localización H de esta condición está usualmente determinada por la ecuación cinemática.

Otras variables de flujos, como son los nueve componentes del tensor de esfuerzos, el tiempo de permanencia, las líneas de flujo etc. Pueden ser evaluadas posteriormente una vez que las incógnitas han sido calculadas.

Esto es una regla general matemática, el determinar que el número de incógnitas sea igual al número de ecuaciones para ser resueltas.

Por lo tanto, las cinco ecuaciones: continuidad, los tres componentes de movimiento y la ecuación cinemática, pueden ser resueltas para las cinco incógnitas (P , U_x , U_y , U_z , H) solamente si los componentes de los esfuerzos , son considerados.

Las relaciones constitutivas, son la relación entre tensiones y esfuerzos, esta relaciones pueden conservarse para todo el evento durante el movimiento de las partículas del fluido, los cuales contribuyen a las tensiones locales, los efectos medibles de estos eventos, los esfuerzos y la relación de tensiones, pueden ser cuantificados por tensores de tensión de *Rivlin-Ericksen* [36, 37].

Las ecuaciones de *Navier-Stokes* son un grupo complejo de ecuaciones diferenciales parciales no lineales, derivadas de la ecuación de la conservación de masa, momento y energía.

2.1.1 Conservación de la masa.

Esta ecuación, describe la velocidad de variación respecto al tiempo de la densidad del fluido en un punto fijo en el espacio.

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

Esta ecuación también se puede escribir de la siguiente manera:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2.2)$$

En donde $\frac{D\rho}{Dt}$ se denomina “divergencia de $\rho \mathbf{u}$ ”.

El vector $\rho \mathbf{u}$ es la densidad de flujo de materia y su divergencia tiene un significado simple: es la velocidad neta con que sale o se emite la densidad de flujo de materia por unidad de volumen.

Una forma muy importante de la ecuación de continuidad es aquella para un fluido de densidad constante, asumiendo la forma siguiente:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2.3)$$

Sin embargo ningún fluido es verdaderamente incompresible. Aunque siempre se supone una densidad constante ya que esto simplifica el resultado obtenido y considera un error pequeño, como se ha mencionado con anterioridad.

2.1.2 Conservación del momento en las tres direcciones espaciales x, y, z.

La cantidad de movimiento por unidad de volumen en un punto del fluido, queda determinado por la velocidad de incremento de cantidad de movimiento en la dirección x, y, z dentro del elemento de volumen, lo cual es representado por las ecuaciones siguientes.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \mathbf{u} \right) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \rho \mathbf{f} \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \rho \mathbf{f} \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \rho \mathbf{f} \quad (2.6)$$

Estas tres ecuaciones también se pueden escribir como:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \rho \mathbf{f} \quad (2.7)$$

En donde:

Son las componentes cartesianas del vector $\mathbf{u}$, que es la cantidad de movimiento por unidad de volumen en un punto del fluido.

Son las componentes del vector $\mathbf{f}$, que es la fuerza externa por unidad de volumen.

Tensor de flujo de cantidad de movimiento combinado.

Es la i-esima componente del vector $\mathbf{u}$.

Cuando la i-esima componente se multiplica por el vector unitario en la i-esima dirección y las tres componentes se suman vectorialmente y se obtiene:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \nabla \cdot (\rho u_i \mathbf{u}) = \rho f_i \quad (2.8)$$

La ecuación de continuidad, describe la velocidad de variación respecto al tiempo de la densidad del fluido en un punto fijo en el espacio.

2.1.3 Conservación de la energía:

Esta ecuación, sirve para definir k, que es la forma unidimensional que la ley de Fourier de la conducción de calor, la cual establece que la densidad de flujo de calor por conducción es

proporcional al gradiente de temperatura, y si la temperatura varía en las tres direcciones entonces se aplica la ecuación en cada dirección.

$$\text{---} \quad (2.9)$$

$$\text{---} \quad (2.10)$$

$$\text{---} \quad (2.11)$$

Si cada una de estas ecuaciones se multiplica por el vector unitario idóneo y luego se suman las ecuaciones resultantes, se obtiene:

$$(2.12)$$

Lo cual es la forma tridimensional de la ley de *Fourier*, describiendo el transporte molecular de calor en medios isótropos, entendiéndose con esto que el material no tiene ninguna dirección preferida, de modo que el calor se conduce con la misma conductividad térmica k en todas las direcciones [38],[39],[40].

2.2 PRINCIPIO DE TURBULENCIA.

El flujo turbulento es caótico y es esto lo que hace que todo lo que se plantea tenga dificultades, en un flujo turbulento todos los movimientos del fluido que se presentan son violentos y fluctuantes, esto es debido a que los tamaños de los remolinos turbulentos son de varios órdenes de magnitud más grandes que la trayectoria del fluido.

Es posible obtener soluciones numéricas de las ecuaciones aplicables y usarlas para estudiar los detalles de las estructuras de la turbulencia, es posible obtener soluciones numéricas y usarlas para obtener los detalles de la estructura de turbulencia. Esto se logra al hacer uso de la herramienta de cómputo para poder obtener resultados que indiquen el comportamiento del fluido.

Uno de los razonamientos, que son utilizados para la comprensión de la turbulencia es hacer una comparación entre resultados de un análisis laminar y un turbulento, esto en forma experimental y aplicada a varios sistemas de flujo, así se llega, si es posible a adquirir algunas ideas cualitativas sobre las principales diferencias entre los movimientos laminar y turbulento.

Se considera un flujo turbulento al que se le impone un gradiente de presión constante. Si en un punto del fluido se observa una componente de velocidad como una función del

tiempo, se encuentra que está fluctuando de manera caótica y sus fluctuaciones son desviaciones irregulares respecto a un valor medio. La velocidad real puede considerarse como la suma del valor medio y la fluctuación, para una componente la velocidad queda expresada como:

$$(2.13)$$

Un valor medio se obtiene a partir de al sacar el promedio en el tiempo sobre un gran número de fluctuaciones.

$$(2.14)$$

s.- distancia que recorre la partícula en un determinado tiempo.

Donde el periodo de tiempo es lo suficientemente largo para proporcionar una función promedia ajustada, la cantidad la cual se denomina velocidad con ajuste de tiempo, y es independiente del tiempo. Cuando la velocidad con ajuste de tiempo no depende del tiempo, se habla de un flujo turbulento impulsado de manera estable.

Si se considera un flujo turbulento con un gradiente de presión dependiente del tiempo, se definen cantidades con ajuste de tiempo aunque se sabe que el periodo debe ser pequeño respecto a los cambios en el gradiente de presión, pero grande respecto a los periodos de las fluctuaciones, de esta manera se tiene que:

$$\frac{u}{U} = \frac{u'}{U} + \frac{u''}{U} + \frac{u'''}{U} + \dots$$

La cantidad no será cero y de hecho — puede considerarse como una medida de la magnitud de las fluctuaciones turbulentas. Esta cantidad conocida como intensidad de la turbulencia, puede tener valores que varían de 1 a 10% en la parte principal de una corriente turbulenta y valores de 25% o mayores en la vecindad de una pared solida, entonces queda entendido que las fluctuaciones en un flujo turbulento son violentas y grandes.

Cantidades como , también son diferentes de cero. Esto se debe a que los movimientos locales en las direcciones x , y , están correlacionadas, o sea, las fluctuaciones en la dirección x , no son independientes de las fluctuaciones en la dirección y .

Al considerar un fluido solamente con densidad y viscosidad constante, las ecuaciones de continuidad y movimiento quedan de la siguiente manera:

2.2.1 Ecuación de Continuidad para flujos turbulentos.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(\bar{V}_x + \dot{V}_x) = -\frac{\partial}{\partial x}(\bar{p} + \dot{p}) - \left[\frac{\partial}{\partial x} \rho(\bar{V}_x + \dot{V}_x)(\bar{V}_x + \dot{V}_x) + \frac{\partial}{\partial y} \rho(\bar{V}_y + \dot{V}_y)(\bar{V}_x + \dot{V}_x) + \frac{\partial}{\partial z} \rho(\bar{V}_z + \dot{V}_z)(\bar{V}_x + \dot{V}_x) \right] + \mu \nabla^2(\bar{V}_x + \dot{V}_x) + \rho g_x \quad (2.15)$$

2.2.2 Conservación de momento en flujo turbulento.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(\bar{V}_x + \dot{V}_x) = -\frac{\partial}{\partial x}(\bar{p} + \dot{p}) - \left[\frac{\partial}{\partial x} \rho(\bar{V}_x + \dot{V}_x)(\bar{V}_x + \dot{V}_x) + \frac{\partial}{\partial y} \rho(\bar{V}_y + \dot{V}_y)(\bar{V}_x + \dot{V}_x) + \frac{\partial}{\partial z} \rho(\bar{V}_z + \dot{V}_z)(\bar{V}_x + \dot{V}_x) \right] + \mu \nabla^2(\bar{V}_x + \dot{V}_x) + \rho g_x \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(\bar{V}_y + \dot{V}_y) = -\frac{\partial}{\partial y}(\bar{p} + \dot{p}) - \left[\frac{\partial}{\partial x} \rho(\bar{V}_x + \dot{V}_x)(\bar{V}_y + \dot{V}_y) + \frac{\partial}{\partial y} \rho(\bar{V}_y + \dot{V}_y)(\bar{V}_y + \dot{V}_y) + \frac{\partial}{\partial z} \rho(\bar{V}_z + \dot{V}_z)(\bar{V}_y + \dot{V}_y) \right] + \mu \nabla^2(\bar{V}_y + \dot{V}_y) + \rho g_y \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(\bar{V}_z + \dot{V}_z) = -\frac{\partial}{\partial z}(\bar{p} + \dot{p}) - \left[\frac{\partial}{\partial x} \rho(\bar{V}_x + \dot{V}_x)(\bar{V}_z + \dot{V}_z) + \frac{\partial}{\partial y} \rho(\bar{V}_y + \dot{V}_y)(\bar{V}_z + \dot{V}_z) + \frac{\partial}{\partial z} \rho(\bar{V}_z + \dot{V}_z)(\bar{V}_z + \dot{V}_z) \right] + \mu \nabla^2(\bar{V}_z + \dot{V}_z) + \rho g_z \quad (2.18)$$

De las ecuaciones anteriores se puede hacer una serie de simplificaciones, dependiendo de la naturaleza de cada problema en particular, por ejemplo, flujo estacionario.

A las ecuaciones anteriores también se les debe considerar el tensor de densidad de flujo de cantidad de movimiento en cada una de sus componentes, quedando de la siguiente manera:

Las cuales son llamadas esfuerzos de *Reynolds*, al introducir el tensor para la densidad de cantidad de movimiento viscoso con ajuste de tiempo, se obtienen los tensores de flujo de cantidad de movimiento turbulento.

Las cuales al ser introducidos en las ecuaciones de continuidad conservación de momento, se obtienen las ecuaciones generales del principio de turbulencia.

$$(2.21)$$

— — (2.22)

Los esfuerzos de *Reynolds* no están relacionados con los gradientes de velocidad en forma simple, como sucede con los esfuerzos viscosos con ajuste de tiempo, por lo que se vuelven funciones complicadas de la posición y la intensidad de la turbulencia. Para llegar a resolver problemas de flujo es necesario contar con información experimental sobre los esfuerzos de *Reynolds* o recurrir con expresiones empíricas.

Al llegar a obtener ecuaciones de variación para los esfuerzos de *Reynolds* se llegan a tener ecuaciones que contienen las velocidades con ajustes de tiempo en cada una de sus componentes y estas llegan a tener correlación de orden superior o sea que se llega a tener jerarquías sin fin de ecuaciones.

Para resolver un problema de flujo turbulento, se debe trincar esa jerarquía mediante la introducción de empirismos, al introducir tales empirismos en los esfuerzos de *Reynolds* se tiene la teoría de primer orden y al introducir los mismos empirismos a los flujos de cantidad de movimiento turbulento en las tres direcciones aparece la teoría de segundo orden.

Cuando se introducen los empirismos para obtener un conjunto de ecuaciones, estas se pueden resolver para las distribuciones de velocidad y presión a lo cual se denomina problemas de taponamiento.

Un empirismo de segundo orden es el denominado y es tratado en la dinámica de fluidos computacional [38], [41], [42]

2.3 TRANSFERENCIA DE CALOR.

Para llegar a obtener los perfiles de temperatura en flujos turbulentos es necesario realizar ajustes de las ecuaciones de energía respecto al tiempo en la cual aparece la densidad de flujo de calor turbulento que se expresa en términos de la correlación de las fluctuaciones de velocidad y temperatura.

La influencia más evidente de la turbulencia en la transmisión de calor es el transporte perpendicular al flujo principal mejorado. Si el calor se inyecta en un fluido que fluye en flujo laminar en una dirección z , entonces el movimiento del calor en las direcciones x , y , se debe exclusivamente a conducción y avanza muy lentamente. Por otro lado, si el flujo es turbulento, entonces el calor se esparce extremadamente rápido en las direcciones x , y .

Esta rápida dispersión del calor es un rasgo característico del flujo turbulento. Se ha estudiado el transporte de calor turbulento a través de la ecuación de energía con ajuste de

tiempo, también es posible analizar la densidad de flujo de calor en una pared por medio del uso de la transformación de *Fourier* sin ajuste de tiempo.

La temperatura con ajuste de tiempo y las fluctuaciones de temperatura, y en forma análoga, la ecuación es:

$$(2.23)$$

Donde promedia a cero, de modo que pero cantidades como no son cero debido a la correlación entre las fluctuaciones de velocidad y temperatura en cualquier punto.

Para un fluido puro no isotérmico se necesitan tres ecuaciones de variación, y al analizarlas con ajuste de tiempo, las ecuaciones de cantidad de movimiento con ajuste de tiempo para un fluido con constantes e involucrando las leyes de *Newton* y *Fourier* se tiene:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \rho \bar{c}_p \bar{T} = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho \bar{c}_p \bar{v}_x \bar{T} + \frac{\partial}{\partial y} \rho \bar{c}_p \bar{v}_y \bar{T} + \frac{\partial}{\partial z} \rho \bar{c}_p \bar{v}_z \bar{T} \right) \\ & - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho \bar{c}_p \bar{v}_x' \bar{T} + \frac{\partial}{\partial y} \rho \bar{c}_p \bar{v}_y' \bar{T} + \frac{\partial}{\partial z} \rho \bar{c}_p \bar{v}_z' \bar{T} \right) + k \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) \\ & + \mu \left[2 \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} \right)^2 + 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_y}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial z} \right)^2 \right. \right. \\ & \left. \left. + \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial z} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial x} \right)^2 \right] + \mu \left[2 \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_y}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial z} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial x} \right)^2 \right] \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{2}{3} \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} \right)^2 - \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} \right)^2 \right] \right] \right. \end{aligned} \quad (2.24)$$

Al sustituir en esta ecuación el termino T por

Entonces la ecuación se ajusta respecto del tiempo para quedar como sigue:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho \bar{c}_p \bar{T} = & - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho \bar{c}_p \bar{v}_x \bar{T} + \frac{\partial}{\partial y} \rho \bar{c}_p \bar{v}_y \bar{T} + \frac{\partial}{\partial z} \rho \bar{c}_p \bar{v}_z \bar{T} \right) \\ & - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho \bar{c}_p \bar{v}_x' \bar{T} + \frac{\partial}{\partial y} \rho \bar{c}_p \bar{v}_y' \bar{T} + \frac{\partial}{\partial z} \rho \bar{c}_p \bar{v}_z' \bar{T} \right) + k \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) \\ & + \mu \left[2 \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} \right)^2 + 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_y}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial z} \right)^2 \right. \right. \\ & \left. \left. + \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial z} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial x} \right)^2 \right] + \mu \left[2 \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_y}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial z} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial x} \right)^2 \right] \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{2}{3} \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} \right)^2 - \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} \right)^2 \right] \right] \right. \end{aligned} \quad (2.25)$$

En esta ecuación aparecen los términos que están relacionados con las fluctuaciones turbulentas, teniendo desde aquí a la definición de la densidad de flujo de calor turbulento con componentes.

Y la disipación de energía turbulenta queda definida como:

$$\epsilon = \nu \nabla^2 (\nabla^2 u^2 + \nabla^2 v^2 + \nabla^2 w^2) \quad (2.26)$$

Finalmente, la ecuación de energía para flujos turbulentos, queda definida como:

2.3.1 Ecuación de la Energía:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\rho c_p \mathbf{u} T) - \nabla \cdot (\rho c_p \mathbf{v} T) - \nabla \cdot (\rho c_p \mathbf{w} T) + \rho \epsilon \quad (2.27)$$

Al analizar flujos de calor turbulento, se eliminan los términos de disipación viscosa, estableciendo un problema de calor turbulento como para flujo laminar, excepto que se sustituyen por los conceptos de fluctuaciones turbulentas [38], [41], [43].

CAPITULO III.

BALANCE TERMODINAMICO DEL CICLO.

3 INTRODUCCION.

La Termodinámica aparece hoy, ante el ingeniero, como una herramienta versátil, bien desarrollada, que sirve para el estudio de una gran variedad de problemas [44]. La termodinámica en cualquier proceso, en donde se involucre un fluido, juega un papel muy importante, que siempre debe ser considerado en la realización de los cálculos correspondientes, para solucionar cualquier problema considerado ya que el conocer las propiedades termodinámicas del fluido garantiza un resultado apropiado en el comportamiento del mismo. La termodinámica es considerada como una parte de la física y estudia la energía y la entropía, o sea que, es la ciencia que trata del calor y del trabajo y de las propiedades de las sustancias que guardan relación con el calor y el trabajo.

La finalidad de realizar el análisis de los álabes de la rueda L-2 de la turbina de baja presión, es de gran importancia ya que esto ayudará a comprender mejor el comportamiento del fluido que pasa a través del área que existe entre los álabes, así como del efecto que causa el fluido en las condiciones de operación en los mismos álabes.

Para lograr esto, es necesario primeramente realizar un balance termodinámico de todo el proceso térmico de la central termoeléctrica bajo estudio, con la finalidad de conocer el funcionamiento de la planta en operación normal, ya que una anomalía repercute en el buen o mal funcionamiento de la misma y todo el proceso se verá afectado.

En base al esquema de la figura 3, mostrada en el capítulo 1 de este trabajo, brinda una distribución general del ciclo termodinámico bajo estudio sirve de base, junto con los balances termodinámicos de diseño, para realizar los cálculos termodinámicos correspondientes que determinarán las condiciones de frontera del análisis fluido-dinámico.

El cálculo de las condiciones de frontera debe considerar el estado termodinámico de cada equipo a cualquier carga de operación o funcionamiento del ciclo, ya que dependiendo de la demanda de consumo, el sistema de control re-ajustará de manera automática las condiciones operativas.

Debido a este funcionamiento propio de cada central termoeléctrica, los fabricantes proporcionan balances térmicos de diseño a diferentes cargas de operación del ciclo, sin embargo, son cargas específicas que deberán ser prorrateadas para determinar cualquier otro estado.

Para disminuir el error de pro-rateo, se puede estructurar un programa de simulación de operación del ciclo desde el punto de vista termodinámico, que permita determinar las

condiciones termodinámicas, por supuesto las condiciones de frontera, a cualquier carga parcial.

Este programa de simulación puede ser desarrollado con ayuda del software EES. Aunque este programa sea una herramienta de cálculo muy útil que brinda las propiedades termodinámicas de muchas sustancias de interés industrial, es necesario, al momento de realizar la programación tomar en cuenta los principios de la Termodinámica [45].

- Algún método para predecir el funcionamiento de turbogeneradores (*Cotton*) [46].
- Algún método para predecir las presiones de admisión de cada etapa de una turbina de acuerdo a la elipse *de Stodola* [47].
- Modelos de transferencia de calor para los equipos como condensador calentadores.

3.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.

De la primera ley de la termodinámica se tiene:

Para un volumen de control.

$$\text{—} \quad \text{—} \quad \text{—} \quad (3.1)$$

3.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.

De la segunda ley de la termodinámica se tiene que:

Para un volumen de control

$$\text{—} \quad \text{—} \quad (3.2)$$

De análisis exergetico se tiene que:

Para un volumen de control

$$\text{—} \quad \text{—} \quad \text{—} \quad (3.3)$$

Estos principios de la termodinámica, son aplicados a cada uno de los equipos que están involucrados en el balance termodinámico de nuestra central, en estudio y lo cual es de importancia ya que esto nos determinara en forma real el comportamiento de nuestra central.

3.3 METODO PARA PREDECIR EL FUNCIONAMIENTO DE LOS TURBOGENERADORES DE VAPOR.

Desde 1940, los ingenieros de la compañía *General Electric* han publicado tres métodos de ASME sobre el funcionamiento de unidades turbogeneradores de vapor, el primero fue el *Warren-Knowlton* el cual muestra todo el funcionamiento de turbinas sin recalentamiento, en 1952, se amplió el área de aplicación incluyendo unidades con recalentamiento [46].

El artículo *Hegetschweiler-Bartlett* en 1956 presentó el funcionamiento a carga parcial y total y con recalentamiento y sin recalentamiento, secciones de las turbinas para calcular todo el funcionamiento [48].

Durante el desarrollo de estos métodos, se tuvieron que realizar pruebas detalladas en mediciones de ciertos parámetros tales como, pérdidas al escape, caídas de presión en el “*crossover*” caídas de presión en válvulas los cuales han brindado una buena aproximación en el funcionamiento de los componentes de las turbinas, esto ha conducido a mejorar el método de cálculo para el funcionamiento adecuado de estas maquinas.

El método es explicado en forma clara en el libro de *Cotton* [46] y toma en consideración los siguientes flujos:

1. Eficiencia en la línea de expansión, la cual queda determinada para cada sección por:
 - a). Volumen total del flujo
 - b). Relación de presión
 - c). Presión y temperatura inicial
 - d). Diseño del paso de gobierno.
2. Pérdidas en el escape.
3. Fugas de flujo por empaquetaduras de válvulas de vapor.
4. Pérdidas mecánicas.
5. Pérdidas en el generador.

Estas consideraciones, junto con algunas formulas basadas en empirismos, ayudan a realizar los cálculos requeridos para determinar el buen funcionamiento de la turbina en análisis, existen graficas que han sido determinadas por pruebas y error y dan valores aproximados al usar los valores de las ecuaciones empíricas, estas ecuaciones están relacionadas con la siguiente formulación.

Polinomio *Bivariate*:

Polinomio *Univariate*:

Este método de predecir el funcionamiento de las turbinas es muy exacto y confiable, ya que permite conocer los parámetros reales lo más aproximadamente posible del turbogenerador a determinadas cargas de generación.

3.4 PRINCIPIO DE LA ELIPSE DE STODOLA.

Método para predecir el comportamiento de presiones en las diferentes etapas de una turbina o en recipientes cónicos “*Stodola’s Ellipse*” [10].

La relación de flujo-presión en cascada en una turbina de múltiples pasos, donde la expansión de presión en partes intermedias pueden variar con los coeficientes de los flujos en las toberas y los flujos en los ángulos de los alabes cambian con la reacción de las cargas de diseño, los cuales son fenómenos muy complejos.

Usualmente los fabricantes de turbinas proporcionan curvas de presión contra flujo para operación normal en cambios de carga y balances térmicos.

La finalidad de este método es llegar a determinar la presión en la rueda y carcasa para una expansión controlada, en contraste con la expansión incontrolada la cual es típicamente más utilizable en sistemas de energía, pero se puede utilizar esta técnica aun en áreas completamente donde se presente una expansión incontrolada como los últimos pasos de baja presión.

Para el cálculo del coeficiente de flujo de masa en cualquier punto de la expansión aguas debajo de la garganta, la relación de presión-flujo se puede aproximar como:

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{1}{1 + \frac{\gamma}{2} \frac{V^2}{C^2}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.4)$$

Otra expresión para el cálculo del coeficiente de flujo de masa, para un gas perfecto y el cual puede ser aplicada es: [49].

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{1}{1 + \frac{\gamma}{2} \frac{V^2}{C^2}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.5)$$

Las ecuaciones anteriores muestran la relación lineal entre la presión y el flujo para una expansión incontrolada con alto vacío.

3.4.1 Ley de la Elipse.

Al considerar una turbina de pasos múltiples, los segmentos de expansión en algunos grupos de extracciones incontrolables, y en donde la presión final de respaldo son valores mezclados, para cualquier grupo de extracciones (i), es 1, 2,3, etc. [49].

Lo cual trata cada sección en un grupo entero, como si fuera una simple tobera. Esta analogía es conocida como la elipse de *Stodola* [49], [50], [51].

Y establecen que:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{r}{r_0} \right)^{2\gamma} \quad (3.6)$$

Esta relación fue originalmente desarrollada en forma experimental por *Stodola*, usando en el laboratorio una turbina de ocho pasos, en el politécnico de Zúrich.

Esta metodología ha sido aceptada, desde entonces y se han obtenido valores de aceptación, dando una idea más clara de cómo se comporta una turbina de vapor, desde entonces se ha tenido el concepto más claro del funcionamiento de estas maquinas.

Estos tres modelos mencionados con anterioridad, se aplicaran en el simulador mencionado, a través del programa EES, con la finalidad de contar con los valores de frontera, que se usaran en el análisis del caso de estudio del álabe de la rueda denominada L-2 de una turbina de baja presión, de una central termoeléctrica.

CAPITULO IV.

MODELADO GEOMETRICO DE UN ÁLABE.

4 INTRODUCCION.

La simulación matemática es una herramienta muy útil, por que reproduce una situación real, en donde es posible analizar varios aspectos en toda la geometría de análisis tales como: forma de flujo, trayectoria, etc. La simulación matemática reproduce todos los fenómenos de una situación real o de laboratorio, a diferencia de la simulación física en donde es necesario cumplir con ciertos criterios de similitud para apreciar algún fenómeno en particular.

4.1 CFD (Dinámica de fluidos computacional).

4.1.1 Ventajas de un código CFD.

La dinámica de fluidos computacional, es el análisis de sistemas que involucran el flujo de fluidos, la transferencia de calor y otros fenómenos asociados por medio de la simulación computacional.

Algunas de las ventajas que presenta el CFD sobre la experimentación para el diseño de sistemas de fluido son:

- Reducción significativa de tiempo y costo en nuevos diseños.
- Habilidad para diseñar sistemas donde el control de experimentos es difícil o imposible de realizar.
- Habilidad para estudiar sistemas peligrosos y más allá de sus límites normales de funcionamiento.
- Prácticamente niveles ilimitados de detalle en los resultados.

Los costos de la experimentación, en términos de facilidad y/o costos de horas- hombre, son proporcionales al número de los puntos de referencias y al número de las configuraciones probadas. En contraste, los códigos CFD pueden producir volúmenes de resultados extremadamente grandes virtualmente sin ningún costo agregado y es muy barato para realizar estudios paramétricos, por ejemplo simular el comportamiento del fluido entre dos álabes, como el presente caso de estudio.

4.2 LA TECNICA CFD.

Los códigos de la dinámica de fluidos computacional estructurados en base a algoritmos numéricos que pueden abordar los problemas de flujo de fluidos y transferencia de calor.

Con el objeto de proporcionar un fácil acceso a su poder de solución, todos los paquetes comerciales de la dinámica de fluidos computacional contienen una sofisticada interface con el usuario, para introducir los parámetros del problema y para examinar los resultados. Por lo tanto, todos los códigos contienen tres elementos principales:

- Un pre procesador.
- Un procesador (*solver*).
- Un post procesador.

La solución de un problema de flujo (velocidad, temperatura, presión, etc.) está definida en los nodos de cada celda. La exactitud de la solución de la dinámica de fluidos computacional está gobernada por el número de celdas en la malla. En general el aumento del número de celdas en la malla da como resultado una mayor exactitud.

La exactitud de la solución y el costo en términos del hardware necesario y tiempo de cálculo, son dependientes de la fineza del mallado. Los mallados óptimos generalmente no son uniformes, son más finos en áreas en las cuales ocurren los cambios significativos y más burdos en áreas en que ocurren los cambios más pequeños. Los esfuerzos están encaminados a convertir los códigos de la dinámica de fluidos computacional con una capacidad adaptativa de mallado propia.

La técnica de la dinámica de fluidos computacional es una herramienta de modelación numérica que resuelve las ecuaciones de *Navier-Stokes* sobre un dominio discretizado de la geometría de interés, con sus respectivas condiciones límite.

Las ecuaciones de *Navier-Stokes* son un conjunto complejo de ecuaciones diferenciales parciales no lineales, derivadas de la ecuación de la conservación de masa, momento y energía.

4.2.1 Preprocesador.

El pre-procesamiento consiste, en la introducción de un problema de flujo a un programa de CFD por medio de un operador y la subsecuente transformación de estos datos a una forma adecuada, para ser usados por el procesador [11]. Las actividades del usuario en la etapa de pre procesamiento son:

- Definición de la geometría de la región de interés: el dominio computacional.
- Generación del mallado, la subdivisión del dominio en partes más pequeñas sin traslaparse con otros sub dominios: un mallado de celdas (o volúmenes de control de elementos).
- Selección del fenómeno físico y químico que se necesita para modelarlo
- Definición de los tipos de fluido.
- Especificación de las condiciones de frontera adecuadas en celda, que están en contacto con la frontera de dominio.

4.2.2 Procesador.

Los procesadores de la dinámica de fluidos computacional pueden trabajar con cualquiera de las tres técnicas de solución numérica: diferencias finitas, elemento finito y volumen finito. En concreto los métodos que conforman la base del procesador realizan los siguientes pasos:

- Aproximación de las variables de un flujo desconocido por medio de funciones simples.
- Discretización mediante aproximaciones en las ecuaciones gobernantes del flujo y subsecuentemente, manipulaciones matemáticas.
- Solución de las ecuaciones algebraicas.

4.2.3 Postprocesador.

El manejo de paquetes de la mecánica de fluidos computacional ahora está equipado con datos versátiles y herramientas de visualización, que incluyen:

- Geometría del dominio y desplegado del mallado.
- Desplegado de vectores.
- Control de desplegado de línea y sombra.

- Desplegado de superficies en 2D y 3D.
- Seguimiento de partícula.
- Manipulación de las vistas (traslación, rotación, escalamiento, etc.).
- Colores de impresión.

4.3 DISCRETIZACION POR LA TECNICA DE VOLUMEN FINITO.

El método de volumen finito fue originalmente desarrollado como una forma especial de formulación de diferencias finitas. El algoritmo numérico consiste básicamente en los siguientes pasos:

- Integración formal de las ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos sobre todo el volumen de control finito del dominio de la solución.
- La discretización incluye la solución de una variedad de aproximaciones de tipo de diferencias finitas para los términos en la ecuación integrada, representando procesos de flujo como la convección y difusión. Lo cual convierte las ecuaciones integrales en un sistema algebraico de ecuaciones.

4.3.1 Solución de las ecuaciones algebraicas por un método iterativo.

El primer paso, la integración del volumen de control, distingue al método de volumen finito de todas las otras técnicas de la mecánica de fluidos computacional. Las ecuaciones resultantes expresan la conservación exacta de propiedades relevantes para cada celda finita.

Esta clara relación entre el algoritmo numérico y el principio de conservación físico subyacente, forma parte de las principales atracciones del método de volumen finito y hace que sus conceptos sean mucho más fáciles de entender para los ingenieros, que los métodos de elemento finito y los métodos espectrales.

Los códigos de la mecánica de fluidos computacional contienen técnicas de discretización convenientes para el tratamiento del fenómeno de transporte dominante, convección (transporte hecho por el flujo de un fluido) y difusión (transporte debido a las variaciones de una propiedad de un punto a otro), al igual que para la generación de términos asociados

con la generación o destrucción de una propiedad y la rapidez de cambio con respecto al tiempo.

Los fenómenos físicos son complejos y no lineales, por lo tanto, se requiere de una solución de acercamiento iterativo. Los procedimientos de solución más populares son los TDMA (Algoritmo de Matriz Tridiagonal), resolviendo línea a línea las ecuaciones algebraicas, el algoritmo SIMPLE (método semi-implícito para ecuaciones de presión acopladas), para asegurar el acoplamiento correcto entre la presión y la velocidad.

Una buena interpretación de la solución del algoritmo numérico, resulta ser crucial. Se usan tres conceptos matemáticos para determinar el éxito o no de los algoritmos de convergencia, consistencia y estabilidad.

Para el modelado de flujo de fluidos y transferencia de calor en geometrías complejas. Uno de los programas de computadora es FLUENT®.

FLUENT® proporciona una flexibilidad completa en el mallado, resolviendo los problemas de flujo con mallados estructurados, que pueden ser generados de geometrías complejas con relativa facilidad. Los tipos de mallados incluidos en 2D son triangular y cuadrilateral; mientras que para 3D se manejan tetrahedral, exahedral, prismática, piramidal y mallados mixtos (Figura 7). FLUENT® permite también modificar el mallado para refinarlo o hacerlo más burdo en base a la solución del flujo.

Esta capacidad de solución adaptativa es particularmente usada para obtener soluciones más exactas en la predicción de campos de flujo en regiones con grandes gradientes, como por ejemplo en las zonas de frontera. En comparación con las soluciones en mallas estructuradas o bloques estructurados, esta característica reduce significativamente el tiempo necesario para generar una buena malla.

El refinamiento de la solución adaptativa hace más fácil realizar el refinamiento de la malla estudiada y reduce el esfuerzo de cómputo requerido para alcanzar un nivel deseado de exactitud, puesto que el refinamiento del acoplamiento se limita a esas regiones donde se hace necesaria la mayor resolución del acoplamiento [52].

Esta técnica se lleva a cabo mediante el uso de dos paquetes numéricos llamados comercialmente GAMBIT y FLUENT, basados fundamentalmente en la siguiente secuencia computacional Figura 8 [53].

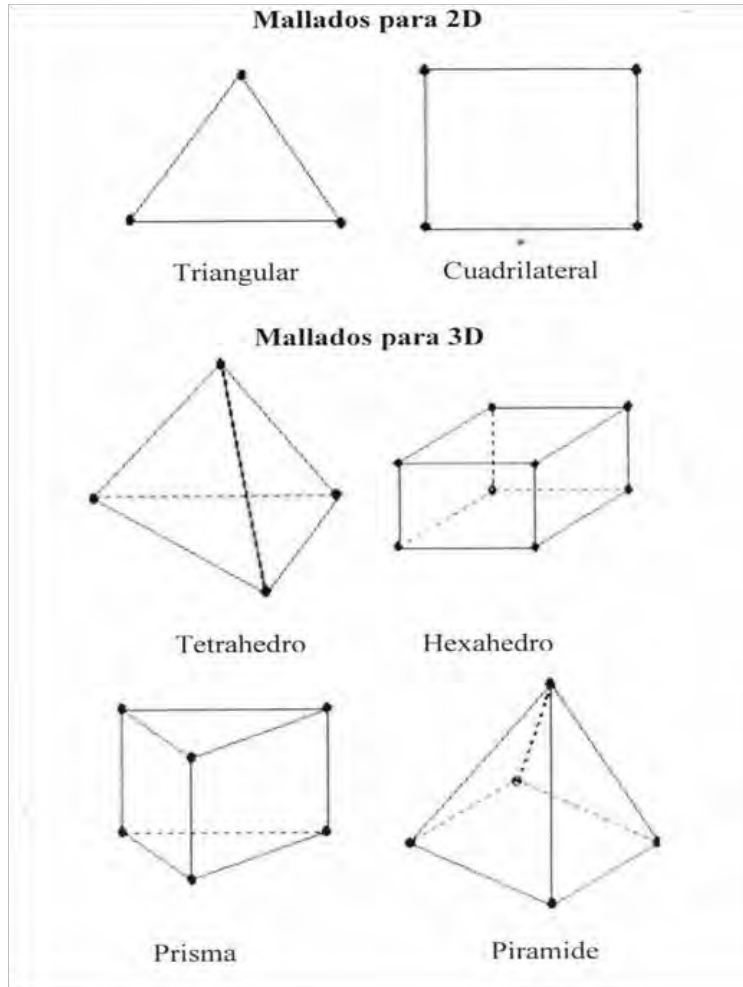


Figura 7. Tipos de Mallados manejados en FLUENT®

La entrada de la geometría virtual se realiza por medio de una interfaz de usuario estilo CAD, que permite crear una jerarquía de puntos, curvas y superficies para definir la geometría. La malla es creada como coordenadas ajustadas al cuerpo (BFC) de una malla curvilínea.

También es posible importar la información de la malla de otros CAD a un pre-procesador de CFD, en el cual se introducen las condiciones de operación y las propiedades del fluido, Figura 9.

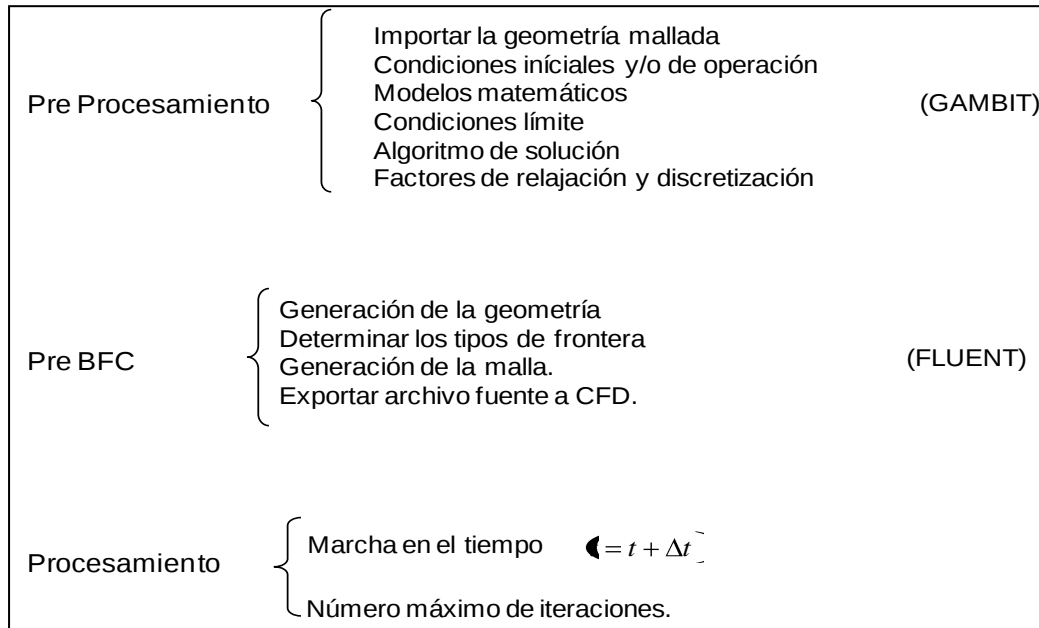


Figura 8. Secuencia Computacional de trabajo.

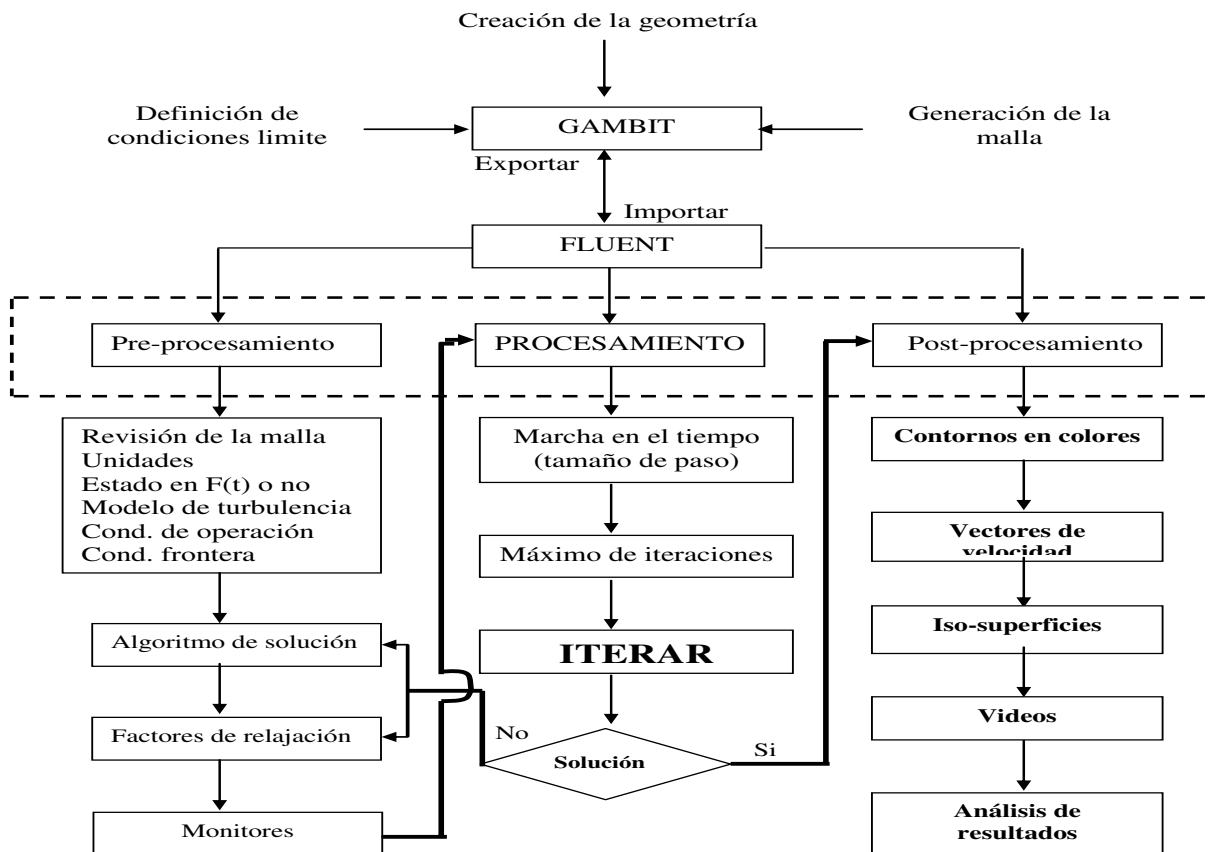


Figura 9. Algoritmo de trabajo General Empleado en la Simulación matemática.

4.4 ÁLABE DE ESTUDIO.

4.4.1 Área de fractura.

El álabe de la turbina fue prestado por la central, en la cual el problema se presentó y se muestra en las figuras 10 y 11.



Figura 10. Álabe de estudio, mostrando zona de fractura.



Figura 11. Zona de paso de flujo.

4.4.2 Construcción de la malla en el área de paso.

Para poder realizar el análisis, se requiere contar con una geometría detallada del álabe en estudio, es por esto que se tiene la necesidad de contar con una máquina de coordenadas que nos garantice que las dimensiones geométricas son confiables y de acorde a las dimensiones reales del álabe, en base a esto se envió un álabe a la Universidad de Guanajuato en Salamanca en donde se realizó la geometría del mismo, la cual se muestra en la figura 12. Cabe señalar que la geometría se realizó por secciones formando al final un solo volumen.

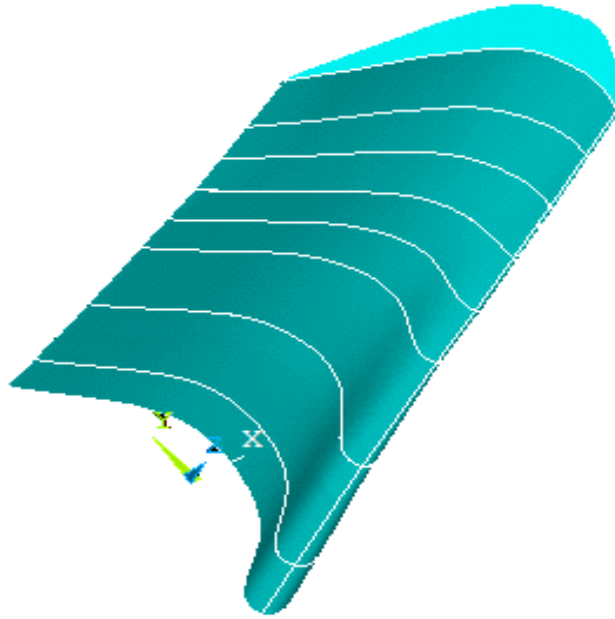


Figura 12. Configuración del álabo.

Al contar con la geometría del álabo en forma de volumen, realizado en una mesa de Coordenadas, una vez realizado se estuvo en condiciones de formar el área de paso entre los dos y simular el paso del fluido entre los dos álabes, como se muestra en la figura 13.

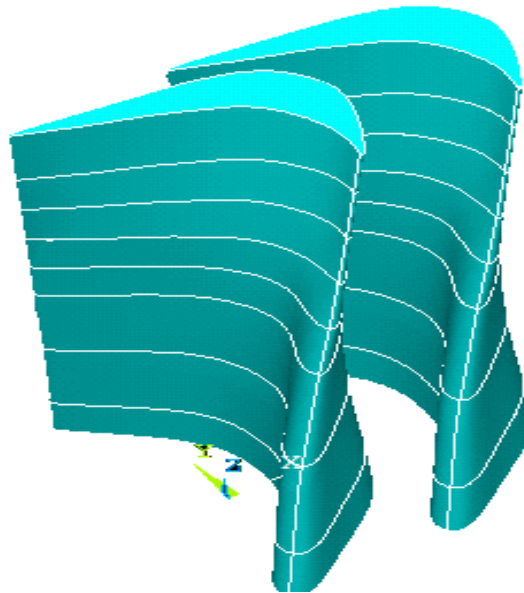


Figura 13. Posición de dos álabes, mostrando la zona de paso del fluido.

Para comenzar a formar la malla del canal, es necesario descomponer el volumen de los dos álabes e iniciar uniendo líneas, como se muestra en la figura 14.

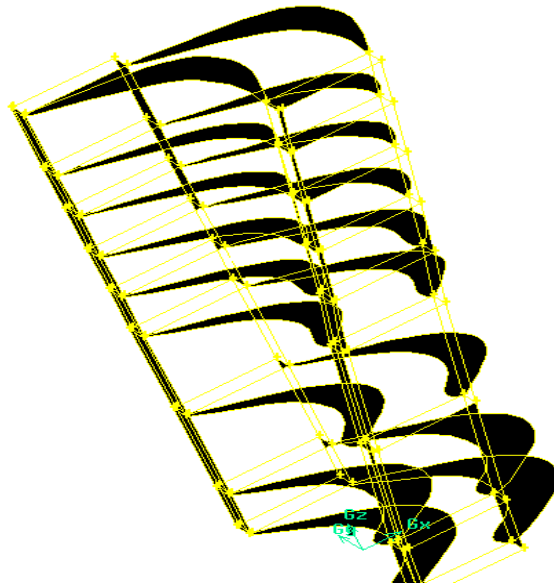


Figura 14. Configuración de los álabes, formación de líneas.

Estando la geometría realizada y en forma de líneas, es necesario configurar la geometría y proceder a formar áreas, como se muestra en la figura 15.

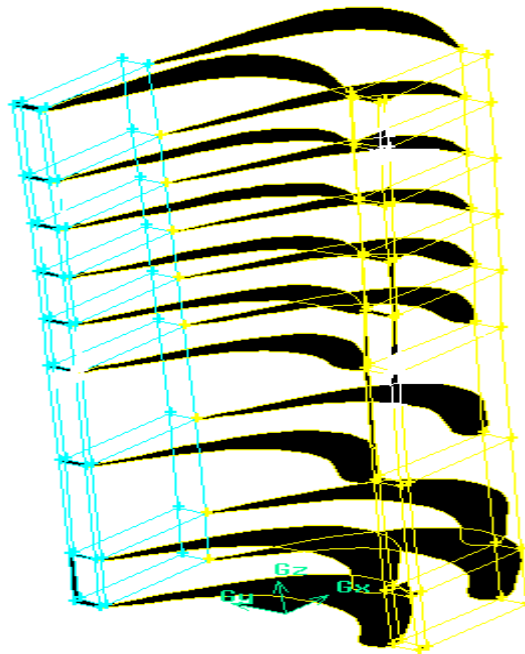


Figura 15. Configuración de los álabes, conformando áreas.

Al contar con áreas en toda la geometría, se continúa con la formación de volúmenes, como se muestra en la figura 16.

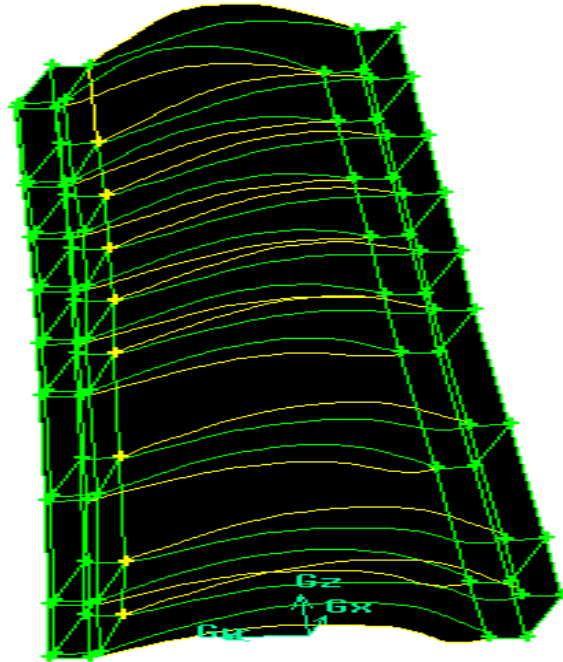


Figura 16. Configuración de los álabes, conformando volúmenes.

Cuando se ha formado el volumen completo en una geometría, se está en posibilidades de realizar la malla en la misma, se recomienda que sea una malla cuadrada ya que con este tipo de malla se tiene un control de la cantidad de nodos y de su distribución uniforme, como a continuación se muestra en su configuración de la figura 17.

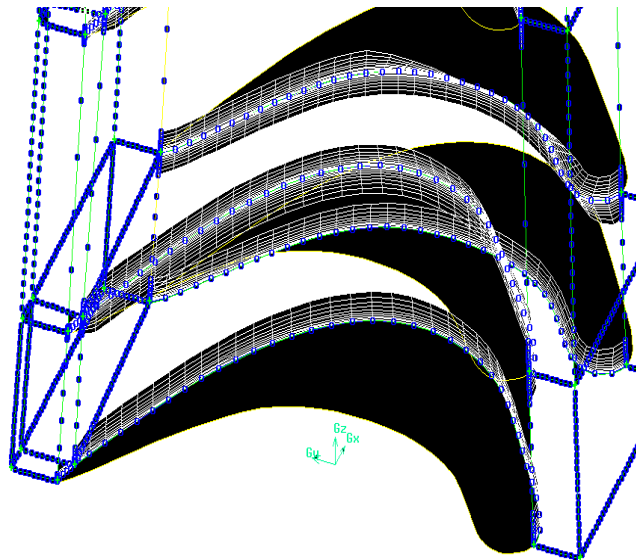


Figura 17. Formación de nodos en la zona de paso del fluido.

Los nodos en cada línea sirven para formar la malla por caras, como se observa en la figura 18.

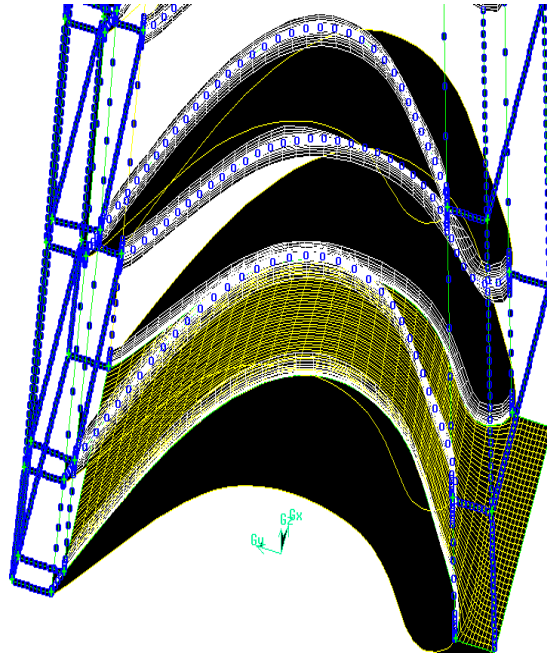


Figura 18. Formación de la malla en la zona de paso del fluido.

Al conformar el volumen total, se divide cada línea en los nodos deseados y se inicia con la formación de la malla, en la figura 19 se observa el volumen total.

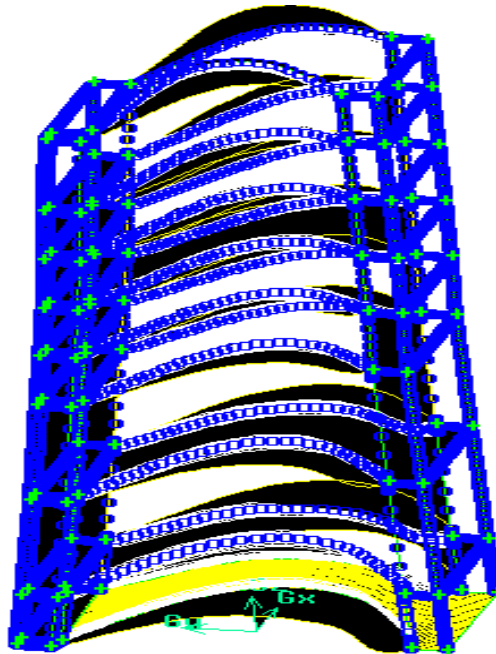


Figura 19. Formación de la malla en cada una de las caras.

Al ir conformando la malla en cada una de las caras, a continuación se forma el mallado en cada volumen, quedando como se muestra en la figura 20.

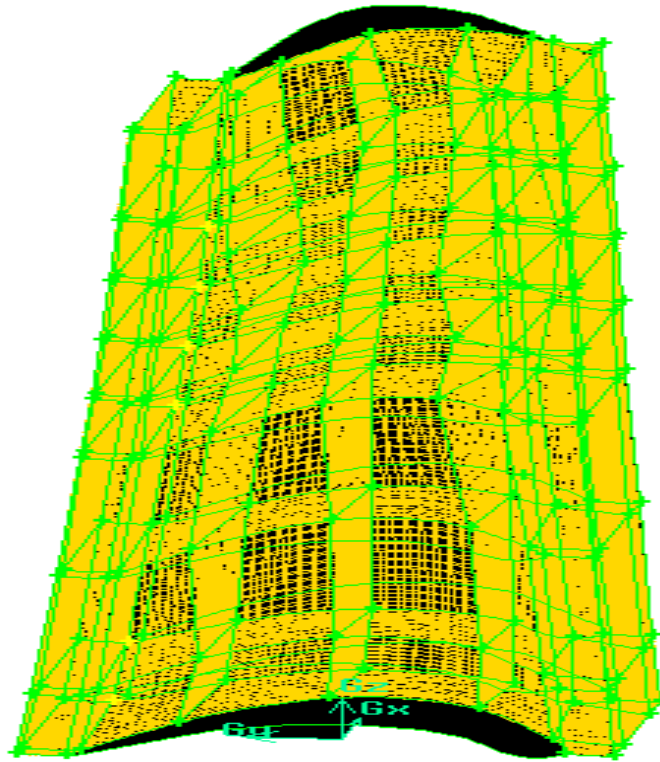


Figura 20. Formación de malla en el volumen de la zona de paso del fluido.

Para la formación de la malla se han tomado como referencia los siguientes artículos:

- Análisis de un flujo en tres dimensiones [54].
- Simulación de un flujo en tres dimensiones a través de las ruedas de alabes [55].
- Simulación numérica de un flujo en una turbina de vapor [56].
- Modelo numérico en tres dimensiones de un flujo turbulento a través de alabes de turbina de gas [57].
- Condiciones de influencia en un flujo entrando en forma irregular en el escape de una turbina [58].
- Estudio sobre un alabe de una turbina axial en dos dimensiones [59].

4.5 ESCENARIOS DE ANALISIS.

Durante el desarrollo de los análisis, se fueron resolviendo, problemas que se iban presentando como:

- Al colocar la capa limite en cada contorno de cada línea existente en la conformación del volumen del álabe, se presentó un problema cuando se formó la

mallado en volumen completo ya que se formaron *EquiSize Skew* con valores mayores de 0.97, lo cual indica en una geometría, que la orientación de un nodo con respecto de otro, existe un ángulo mayor o igual a 180°, que al ser resuelto por Fluent marcará error en la solución, si la cantidad encontrada rebasa el 10% no se resolverá el problema, la cantidad de *EquiSize Skew* encontrados limitó contemplar la colocación de la capa límite, por lo que fue retirada de la geometría. La capa límite fue calculada con la siguiente fórmula [60].

$$\frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{1}{\sqrt{Re}} \quad (4.1)$$

$$\frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{1}{\sqrt{Re}} \quad (4.2)$$

Y de acuerdo al Número de Reynolds como:

$$Re = \frac{\rho U L}{\mu} \quad (4.3)$$

- Cuando se importó la geometría del álabe en forma de IGES a *Gambit*, la formación de la malla no se podía realizar ya que era necesario descomponer la geometría de volumen a líneas y colocar puntos extras que ayudarían en la formación del área de paso, por esta razón y de acuerdo a la complejidad de la geometría se varía la cantidad de los volúmenes hasta alcanzar la cantidad de 195.
- La complejidad de la malla, hizo que se realizara tal cantidad de volúmenes para eliminar posibles deficiencias de la malla como la aparición de *EquiSize Skew*, mayores de 0.97 o mayores de 1, lo cual significaba la aparición de volúmenes invertidos, esto hacía imposible la exportación de la malla de *Gambit* a *Fluent* ya que el realizar un buen mallado, garantiza una solución adecuada de acuerdo a los valores de condiciones de frontera que sean colocados para resolver el problema.

Una vez resueltos los problemas, anteriores y seleccionar los tipos de condiciones de frontera, la malla se transporta a *Fluent*, en donde se realiza el ajuste y colocación de los valores en cada sección de frontera, las cuales son:

- Álabe.- selección como “pared”
- Salida de Fluido.- selección como “presión de salida”
- Entrada Fluido.- selección como “Flujo de masa entrando”
- Frontal.- selección como “Simetría”
- Posterior.- selección como “Simetría”
- Parte superior.- selección como “pared”

- Pared inferior.- selección como “pared”.

4.5.1 Primer testimonio de solución

Una buena solución realizada del problema en *Fluent*, dependerá de la cantidad de nodos en la malla propuesta, en esta ocasión, se realizaron varias simulaciones con diferentes cantidades de nodos, a continuación se describirá una de ellas y se conocerá como primer escenario el cual consiste en 518,400 nodos y utilizando el método de solución de :

En esta simulación la masa de flujo entrando a la zona de paso entre los dos alabes es de 1.189kg/s calculada en una condición normal de operación y el número de iteraciones para llegar a la solución se muestran en la figura 21:

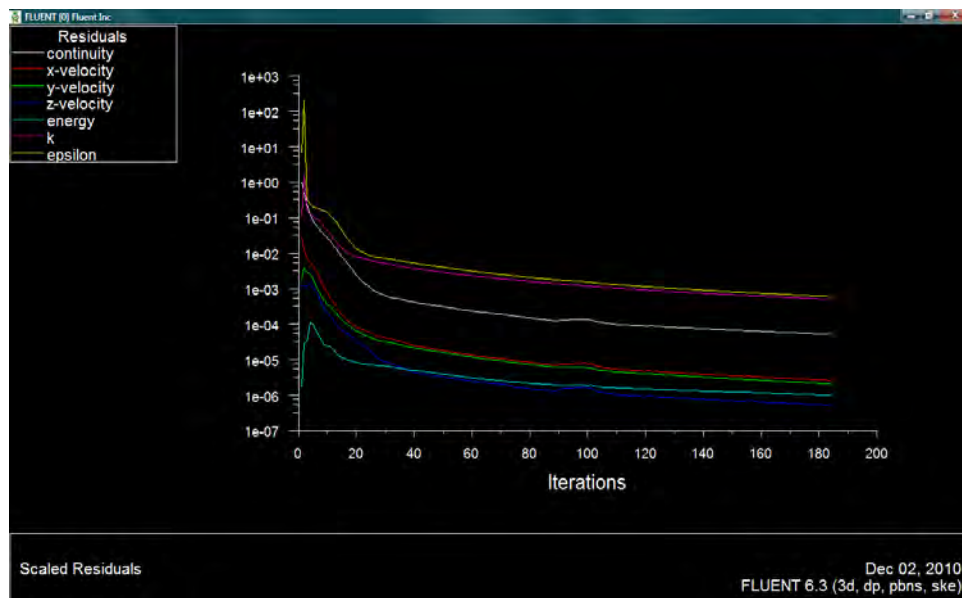


Figura 21. Gráfica de iteraciones.

Se puede observar que en el inicio de la solución del problema, se detecta que existe un error demasiado grande al inicio de la iteración el cual va disminuyendo hasta alcanzar el valor de convergencia, el cual llega en la iteración número 183, los valores alcanzados son:

- Continuidad 0.001
- Velocidad en X 0.001
- Velocidad en Y 0.001
- Velocidad en Z 0.001
- Energía 0.000001
- K 0.001
- Épsilon 0.001

Durante el transcurso de las iteraciones, se monitoreó la presión desde un punto seleccionado en el paso del fluido, el análisis determina las variaciones de la presión desde un inicio hasta el final graficando como se muestra en la figura 22.

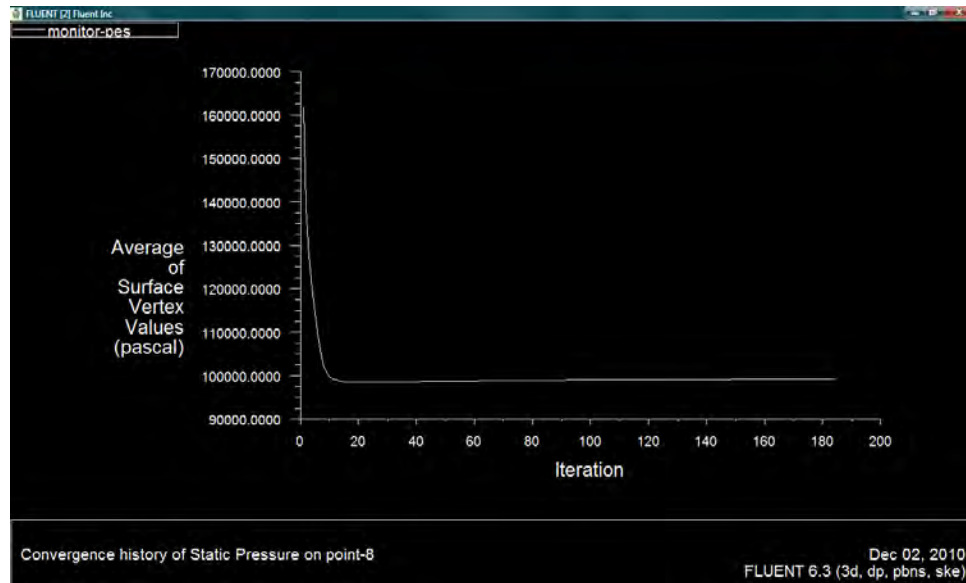


Figura 22. Comportamiento de la presión en la zona de paso del fluido.

Se puede observar que en el inicio de la iteración la presión comienza en 161783.02 Pa hasta alcanzar los 99238.164 Pa que es el valor de salida del fluido en el área de paso.

Otra variable monitoreada fue la relación de masa a la entrada y a la salida, la cual llego al valor de 0.000012439268 esto indica que la conservación de masa se cumple. Figura 23.

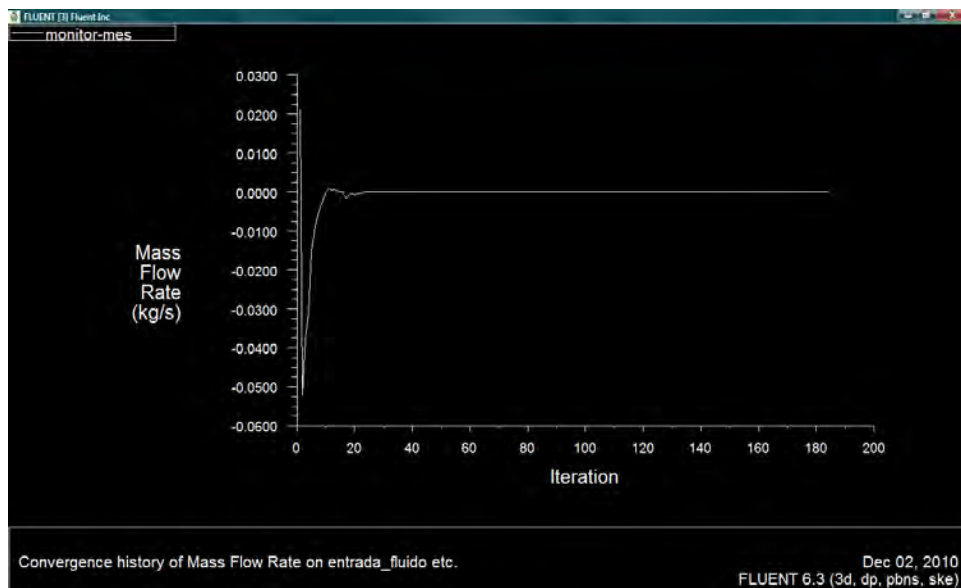


Figura 23. Comportamiento de conservación de masa.

En la figura 23 se observa que al inicio de la iteración, el error es demasiado grande, el cual va disminuyendo conforme avanza el número de iteraciones y va alcanzando los valores de convergencia, esto demuestra que los valores de entrada y salida tienden a igualarse y deben de ser cero, el valor mencionado con anterioridad es bueno, por lo que los valores de solución son aceptables.

El álabe de estudio fue dividido en 8 secciones, con el objeto de efectuar un mejor análisis y una mejor distribución de la malla, razón por la cual y a manera de explicación solo se mencionaran los niveles 0.0, 150 y 300 mm. Como se indica en la figura 24.

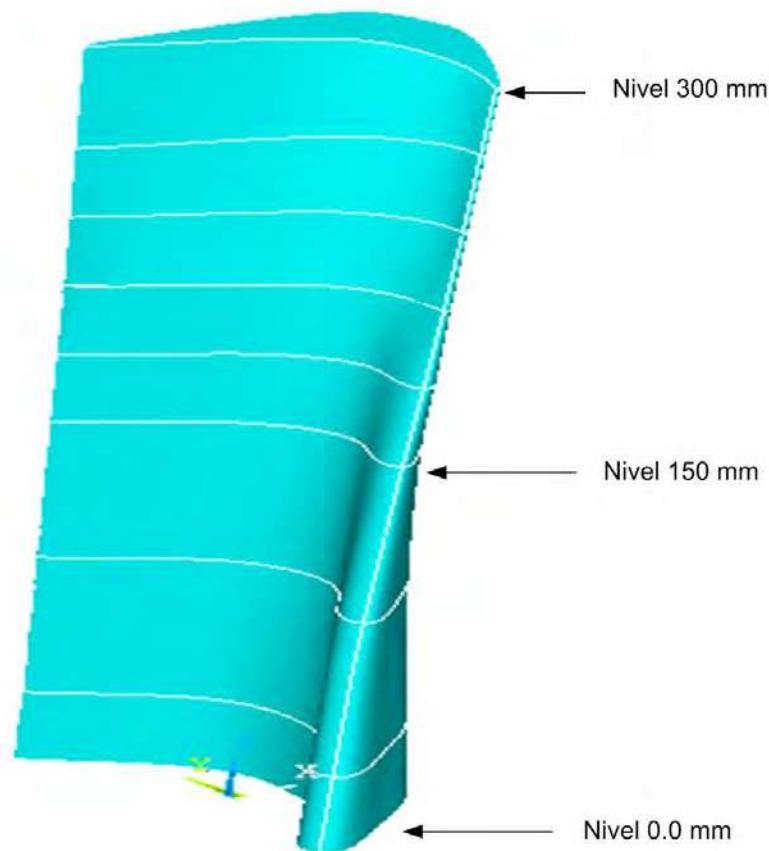


Figura 24. Diferentes niveles de análisis.

En base a este método de solución, los resultados del comportamiento del fluido y el impacto de este, en el álabe fueron los que se muestran en las figuras 25, 26, 27, en el nivel inferior del álabe.

Nivel 0.0 mm:

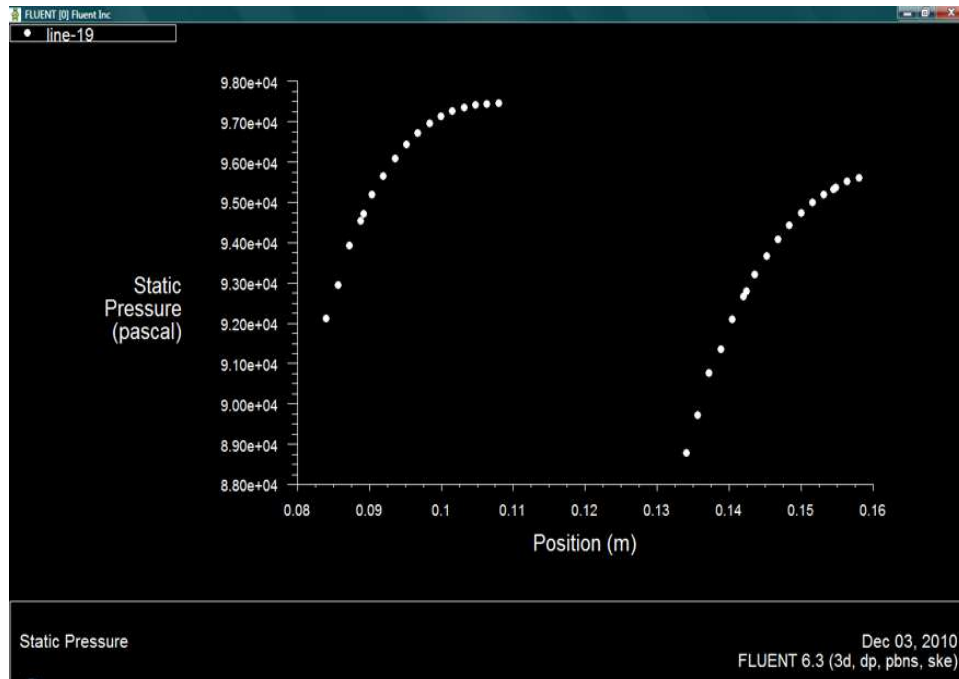


Figura 25. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo 0.0 mm.

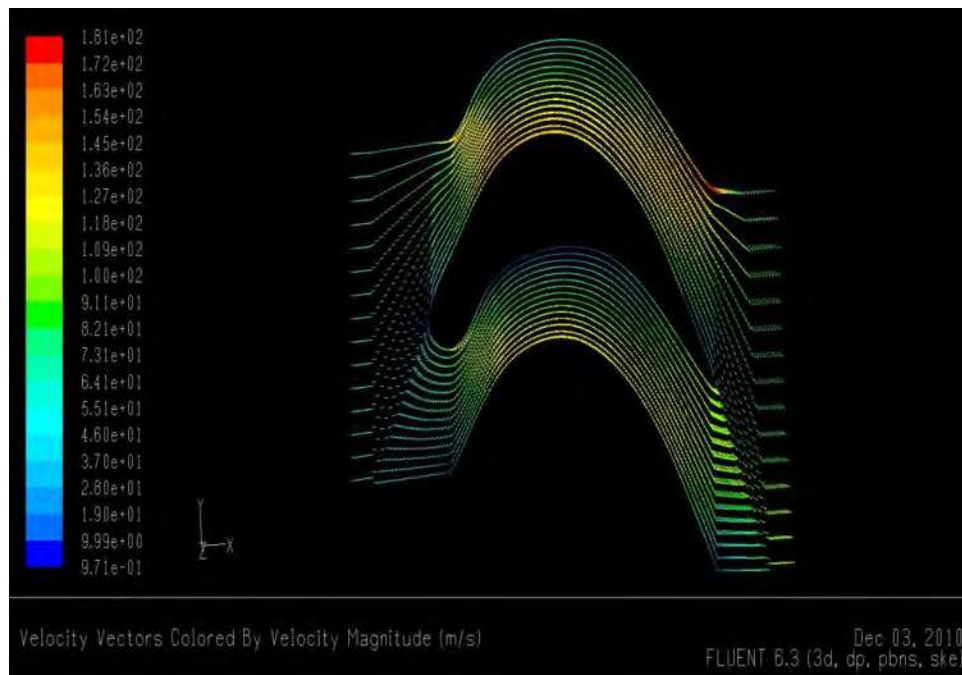


Figura 26. Comportamiento de la velocidad en la zona de paso del fluido 0.0 mm.

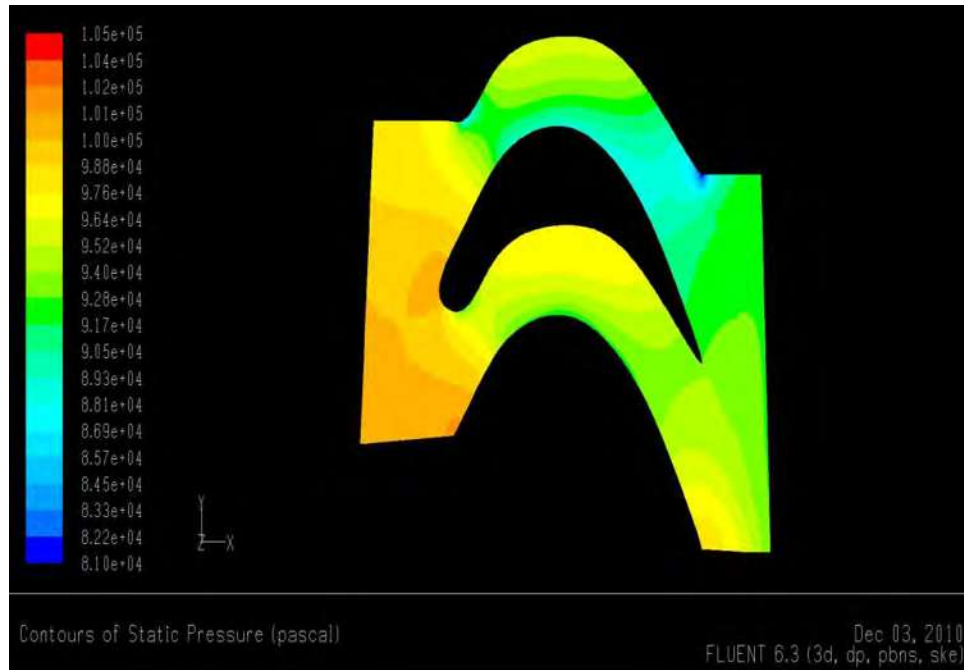


Figura 27. Contornos de presión en la zona de paso del fluido 0.0 mm.

Como se puede observar existe en la región de paso del fluido dos zonas, una denominada zona de velocidad y otra zona de presión, las cuales son:

- En el lado cóncavo existe la zona de presión, en donde esta es mayor, ya que es impacto del fluido.
- El efecto hace que la velocidad disminuya, y por consecuencia la presión aumenta, como se puede apreciar en los contornos de presión.

En el lado convexo los vectores de velocidad son muy elevados, demostrando que en ésta zona, la presión es menor, que en la cóncava, los valores obtenidos se muestran en la tabla 2:

Tabla 2. Valores de presión y velocidad desde el lado convexo al cóncavo, 00 mm.

Variable	Lado Cóncavo	Lado Convexo
Presión (Pa)	97500	88500
Velocidad (m/s)	9.9	127

Esto se explica en la figura 28, que representa el comportamiento en la zona de paso del fluido entre dos álabes.

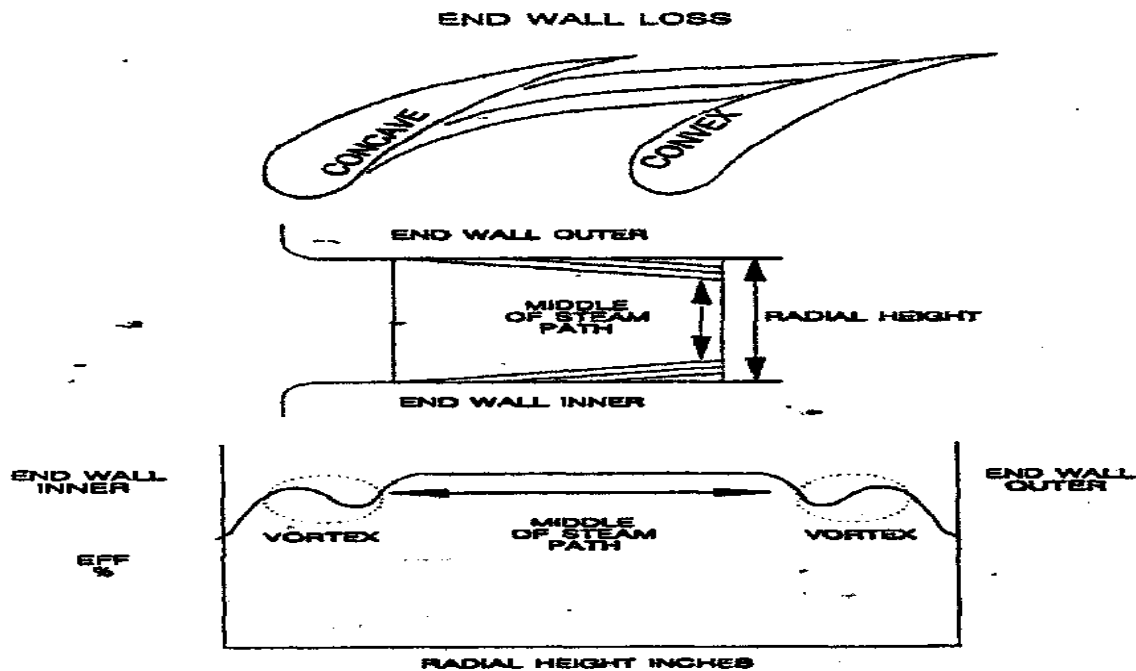


Figura 28. Comportamiento del fluido en la zona de paso entre dos álabes.

Uno de los factores que afecta la eficiencia en cada paso de una turbina son las pérdidas al final de la pared, los álabes se aceleran y el flujo cambia de dirección.

La única manera que el fluido pueda cambiar de dirección, es el resultado de las fuerzas de presión actuando sobre las partículas del fluido. La velocidad sobre el lado cóncavo del álabe es más pequeña que la velocidad promedio, lo cual resulta en una presión más alta en el lado cóncavo que en el lado convexo. En el lado convexo del álabe, la velocidad del fluido aumenta y la presión decrece, como se muestra en la figura 28.

En la mitad del canal del fluido la suma de la presión y la energía cinética es constante, esto es que la condición de estabilidad dinámica existe, sin embargo, la velocidad en la pared es cero y las fuerzas de presión causan que el flujo en la capa límite se mueva del lado cóncavo al lado convexo donde se giran en el vértice.

La energía en los vórtices no puede ser usada en la siguiente rueda de álabes, resultando en una pérdida adicional, esta pérdida tiene menos significado a medida que la relación de las caras en los álabes incrementa. La relación de las caras es la altura radial dividida por el ancho de la garganta.

Los efectos de velocidad presión se pueden observar en la medida que se va analizando cada una de las alturas del álabe. A continuación se verá el comportamiento de la velocidad de la presión que corresponde al nivel medio de altitud y se muestran en las figuras 29, 30, 31.

Nivel 150 mm.

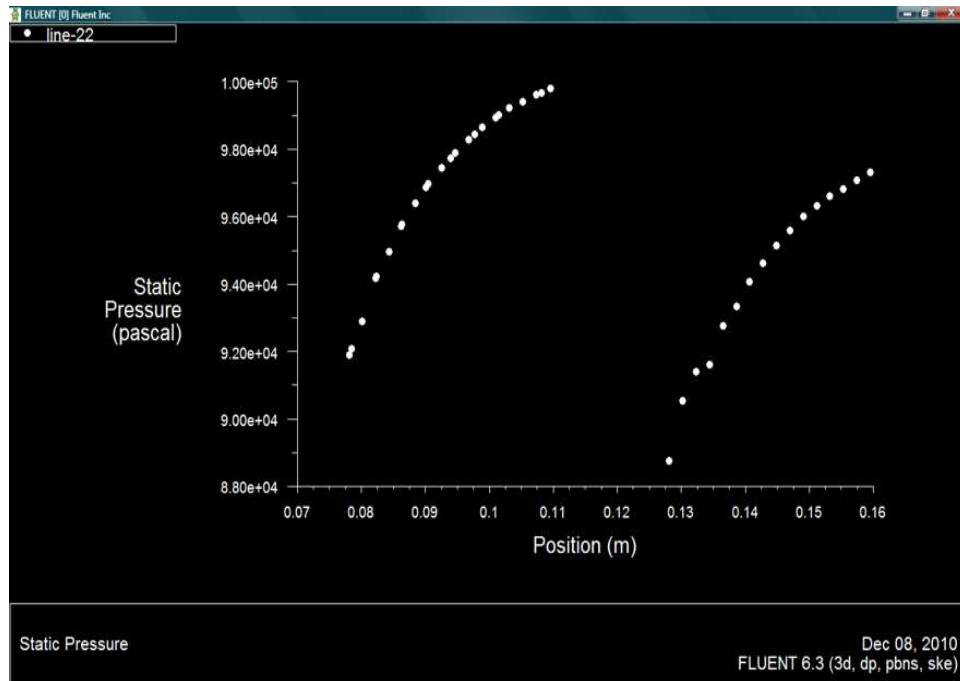


Figura 29. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 150 mm.

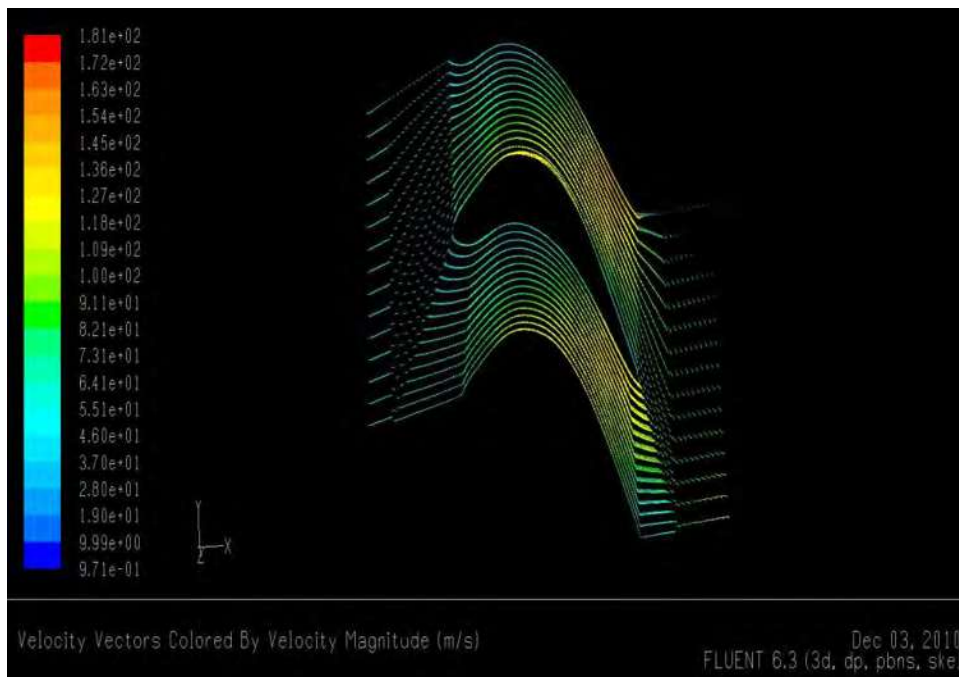


Figura 30. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 150 mm.

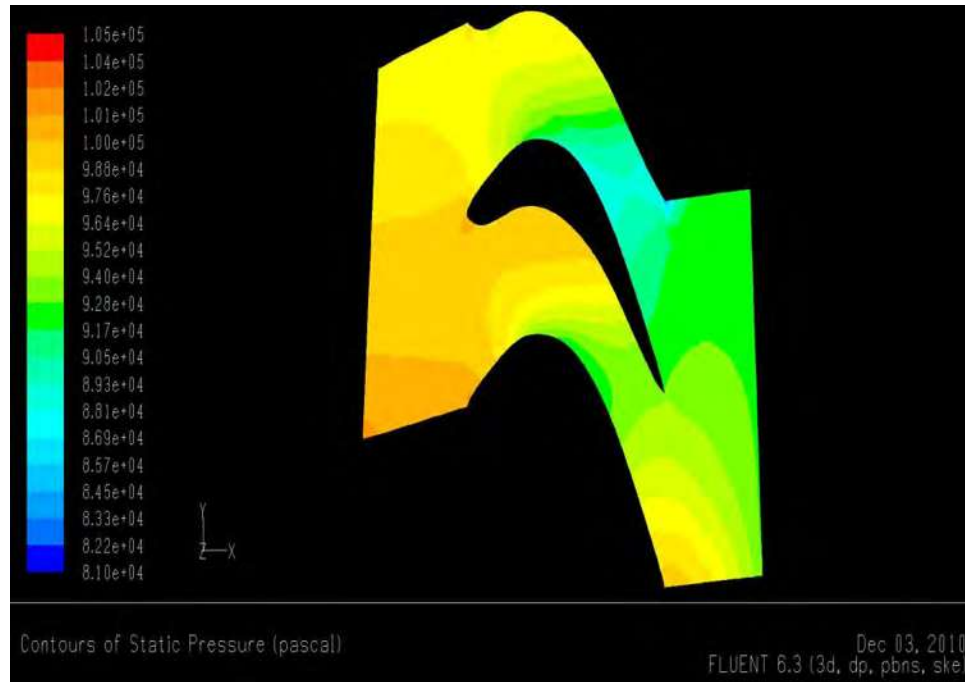


Figura 31. Contornos de presión en la zona del fluido, 150 mm.

En este nivel (150 mm) se puede observar que se inicia el incremento de área a la entrada de los álabes, aquí se observa que la presión se incrementa y la velocidad tiende a disminuir, además de que el área de contacto del fluido en el álabe va siendo menor, ocasionando que el fluido golpee en mayor proporción. En la tabla 3 se ven los valores alcanzados en este nivel.

Tabla 3. Valores de presión y velocidad desde el lado cóncavo al lado cóncavo, 150 mm

Variable	Lado Cóncavo	Lado Convexo
Presión (Pa)	100000	89000
Velocidad (m/s)	37	100

El comportamiento del fluido va variando conforme la altitud en el álabe, siendo mayor la presión en las partes altas, que en las inferiores, como el álabe no es uniforme no se tiene una distribución presiones uniforme en toda su longitud, por lo que el comportamiento descrito anteriormente es aceptable, porque concuerda con la teoría.

Como se puede observar, aunque ligero, aún la presión continua incrementando, mientras que la velocidad en el lado cóncavo es mucho menor que en el lado convexo. En el nivel

superior se observa el comportamiento del fluido donde el ángulo de ataque del álabe es mayor 32, 33, 34: Nivel 300 mm.

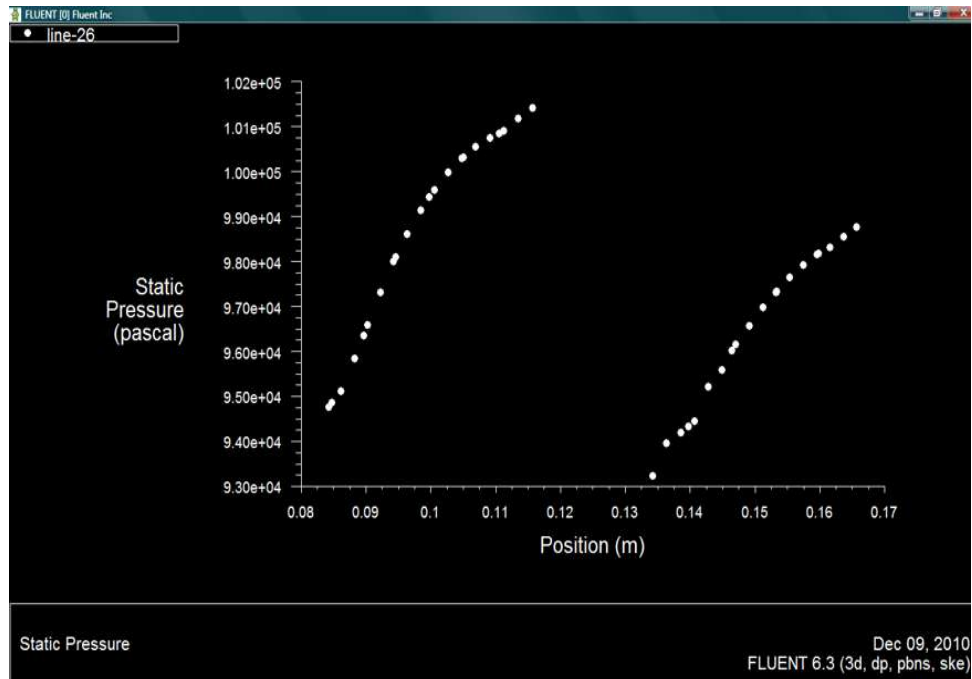


Figura 32. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 300 mm.

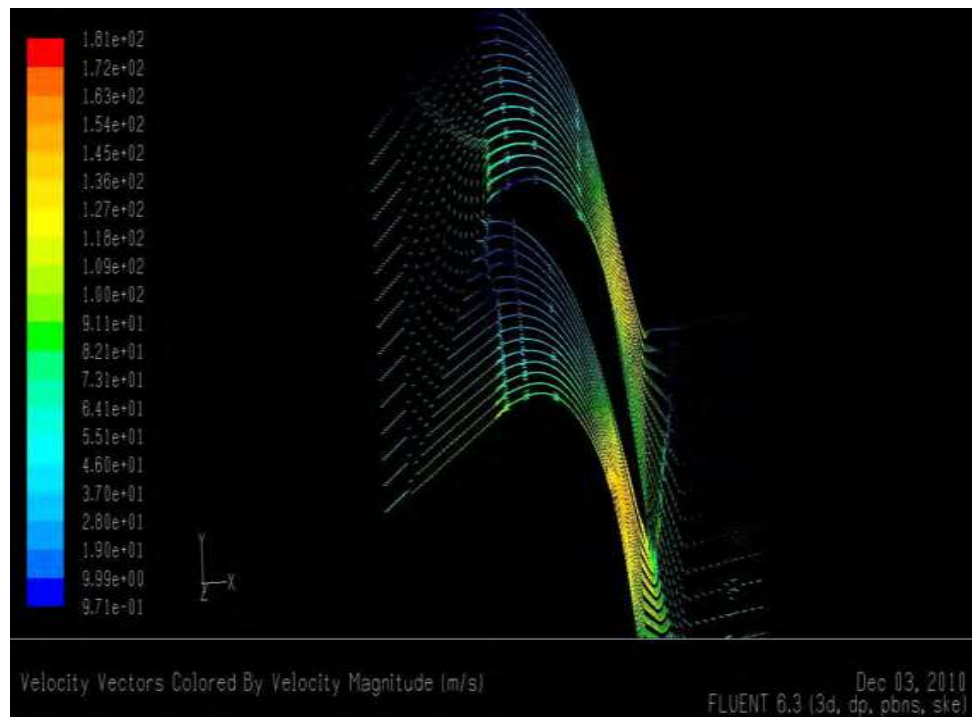


Figura 33. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 300 mm.

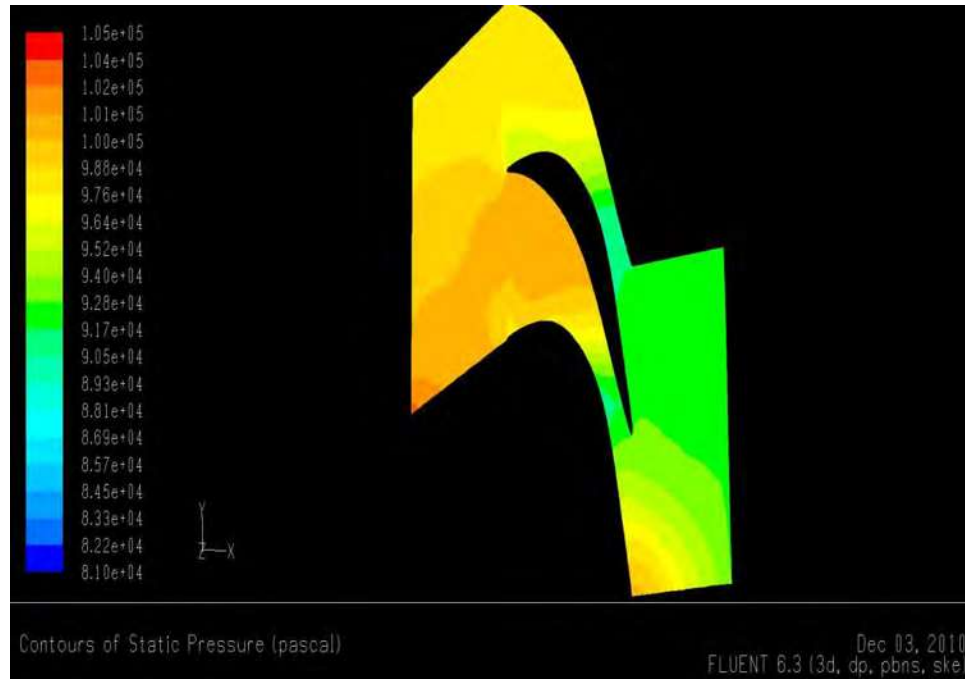


Figura 34. Contornos de presión en la zona de paso del fluido, 300 mm.

En este nivel se puede observar un incremento de la presión en el lado cóncavo. En la figura 34 de contornos el área de color café se observa en una proporción mayor, esto es debida a que el ángulo de entrada es mayor que en la parte inferior y el fluido llega en forma recta.

Tabla 4. Valores de presión y velocidad en lado convexo y cóncavo, 300 mm

Variable	Lado Cóncavo	Lado Convexo
Presión (Pa)	103000	99000
Velocidad (m/s)	19	82.1

Los valores de la presión en este punto se incrementan en forma considerable en el lado cóncavo, mientras que la velocidad disminuye en forma considerable. En el lado convexo la velocidad es mayor provocando con esto que la presión disminuya en relación al lado cóncavo, como se observa en la tabla 4.

El comportamiento total del fluido, tanto de los contornos de presión y vectores de velocidad en el área de paso entre dos álabes es mostrado en las figuras 35 y 36:

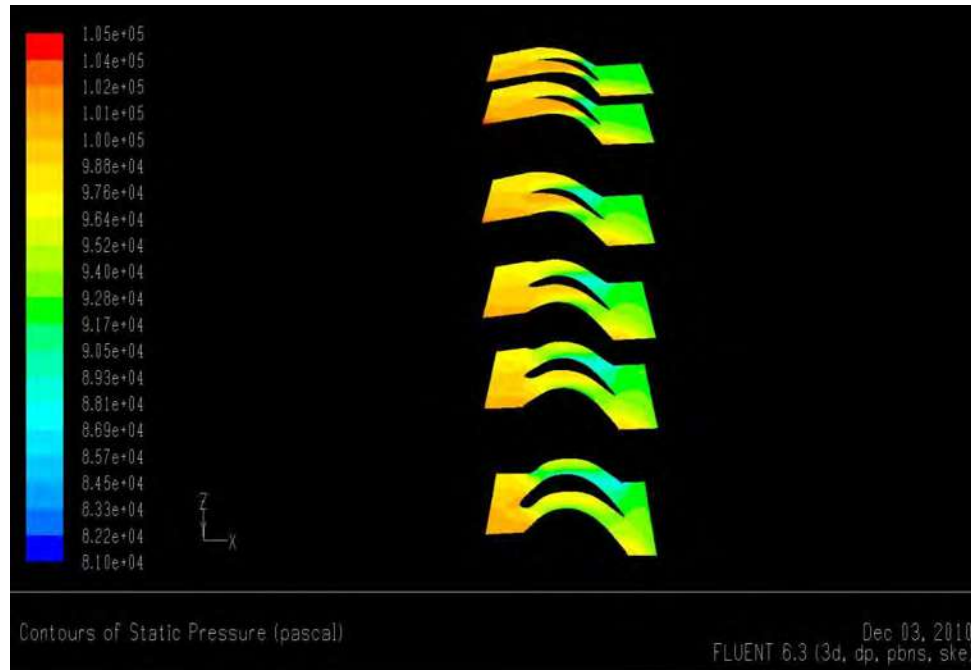


Figura 35. Contornos de presión en la zona total del fluido.

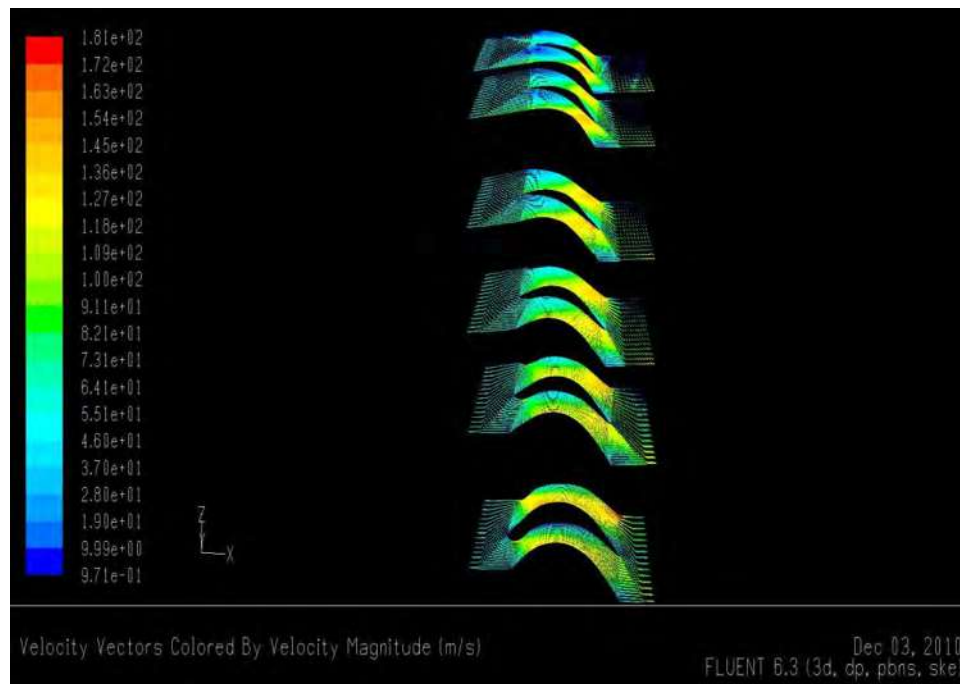


Figura 36. Comportamiento de la velocidad en la zona total del paso del fluido.

En la figura 37, se muestra el gráfico del comportamiento de la presión y velocidad en cada uno de los planos, dentro del área de paso del fluido, se puede apreciar que conforme se desplaza hacia el nivel superior se va en incremento de la presión.

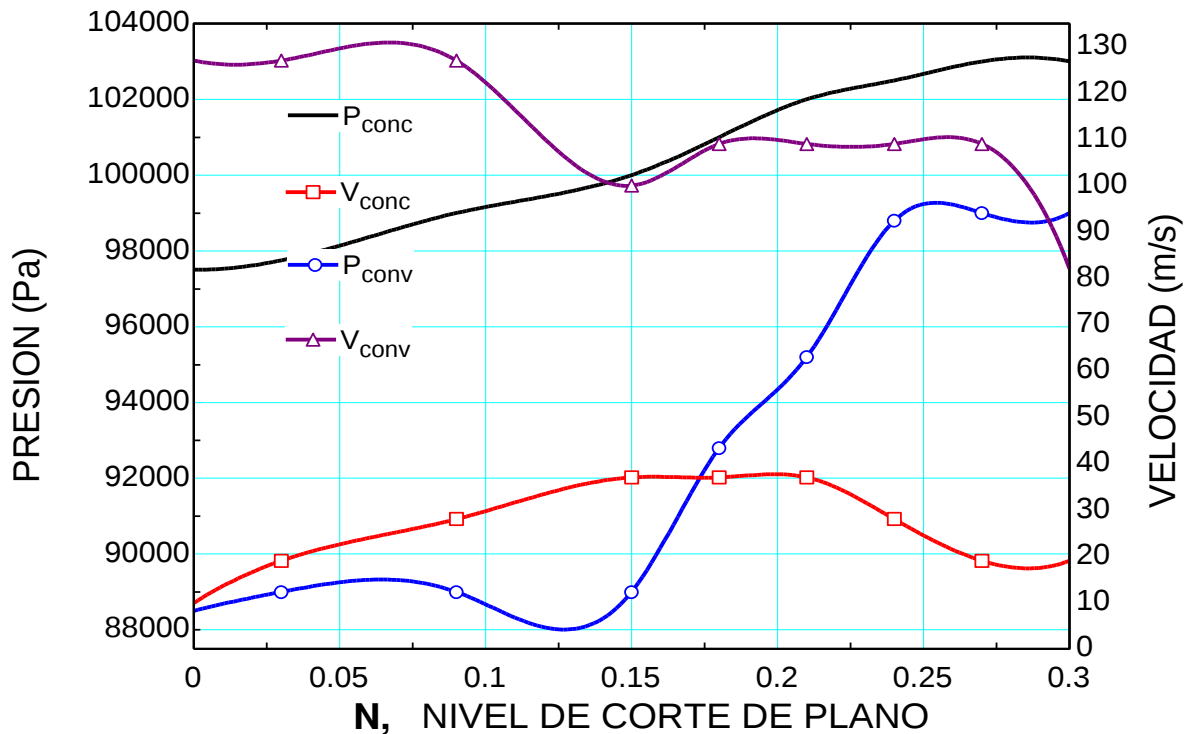


Figura 37. Comportamiento de presión y velocidad en el lado convexo al lado cóncavo en zona total del fluido.

En esta gráfica se puede apreciar que las fuerzas de presión en el lado cóncavo tienden a aumentar conforme el plano tiende a subir, mientras que la velocidad se mantiene en valores bajos y se comporta en proporción a la tendencia de la presión.

En el lado convexo el comportamiento es lo contrario la velocidad es alta, mientras que la presión se mantiene en valores bajos, se observa estos fenómenos en la figura 37.

4.5.2 Análisis estructural por elemento finito.

El método del elemento finito es una técnica numérica para resolver problemas que se pueden describir por ecuaciones diferenciales parciales o que pueden ser formuladas por medio de una minimización de un funcional, además de ser una herramienta de análisis muy poderosa que permite obtener soluciones aproximadas a una amplia variedad de problemas de mecánica, una región de solución puede ser modelada analíticamente reemplazándola con un arreglo de elementos discretos.

Esto permite reducir un número infinito de incógnitas del problema a uno con un número finito de incógnitas.

El método trabaja dividiendo la región de solución en elementos expresando las variables de campo incógnitas en términos de funciones aproximadas dentro de cada elemento.

Las funciones aproximadas se expresan en términos de valores de la variable de campo para ciertos puntos llamados nodos o puntos nodales, el conjunto de nodos configura una malla o rejilla de solución para el problema.

Esta malla puede o no seguir la configuración física del campo, por ejemplo, se puede trasladar el problema al campo de solución matemático, cuyas fronteras pueden no coincidir con las orillas del cuerpo físico.

Existen básicamente cuatro maneras de formular las ecuaciones del sistema:

- Aproximación directa.- Las ecuaciones del sistema se ensamblan directamente de las ecuaciones que gobiernan el problema.
- Aproximación Variacional.- Se requiere usar funciones obtenidas del calculo variacional, es decir, encontrando los valores extremos de un funcional.
- Aproximación de residuales pesados.- En esta forma se traslada el problema del campo de solución físico al campo de solución puramente matemático.
- Aproximación de balance de energía.- Se basa en el balance de la energía térmica o mecánica del sistema.

En una aproximación de solución a los desplazamientos, el error de discretización introducido al suponer un polinomio como función de interpolación es del orden de:

h.- Es el tamaño del elemento

p.- Es el orden del polinomio

Lo anterior se debe a que mientras mayor sea el número de elementos empleados (reduciendo, por tanto, el tamaño de los mismos) se tiene una mejor aproximación a la solución exacta del problema.

Por ejemplo, en un problema de elasticidad plana (podría un caso ser deformación plana), donde se puede suponer una expansión lineal ($p=1$) se puede esperar una convergencia del orden de:

Es decir, el error en desplazamiento se reduciría $\frac{1}{4}$, al reducir el espacio entre nodos a la mitad.

Los esfuerzos las deformaciones, los cuales corresponden a la misma derivada del desplazamiento, convergen con un error del orden de.

Los pasos a seguir para encontrar la solución a un problema usando el método del elemento finito, es lo siguiente.

- Discretizar el problema.
- Seleccionar funciones de interpolación apropiadas.
- Encontrar las propiedades de los elementos (ecuaciones que relacionan las condiciones de los elementos con la solución buscada, por ejemplo, ecuaciones fuerza-desplazamiento en caso de elasticidad), se emplea uno de los cuatro procedimientos.
- Ensamblar las propiedades de los elementos para formar las ecuaciones del sistema (trasladar las ecuaciones del esquema local, por elemento, al esquema global, del sistema).
- Modificar las ecuaciones del sistema para tomar en cuenta las condiciones de frontera.
- Resolver el sistema de ecuaciones.
- Desplegar los resultados en manera gráfica conveniente.

Esta forma de solución es mostrada en la figura 38.

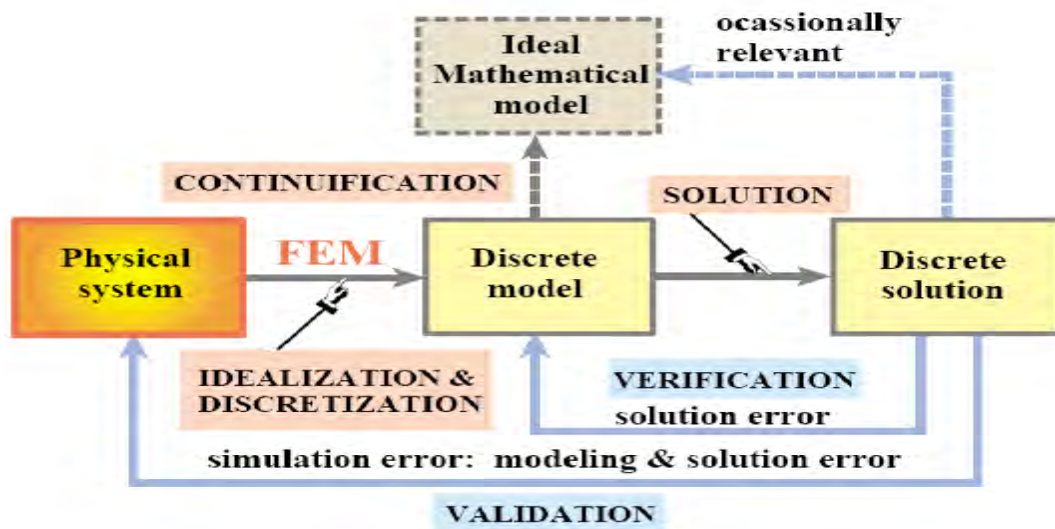


Figura 38. El método del elemento finito físico.

Si bien este método fue originalmente desarrollado para el análisis de estructuras, con este método se pueden representar entre otros, los siguientes fenómenos físicos.

- Fenómenos termodinámicos.- distribución de temperaturas en un sólido.

- Simulación de efectos dinámicos.- choque de dos cuerpos, interacción de un fluido y un sólido.
- Geomecánica.- comportamiento de la corteza terrestre.

Las deformaciones y las fuerzas externas se relacionan entre sí mediante la rigidez y las relaciones constitutivas del elemento.

K.- Es la matriz de rigidez del sistema.

Es el vector desplazamiento.

F.- Es el vector de esfuerzos.

Los tipos de elementos utilizados generalmente en la resolución a través de FEM son mostrados en las figuras 39, 40 y 41[61]:

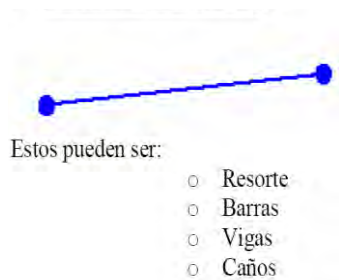


Figura 39. Elementos lineales (1D).

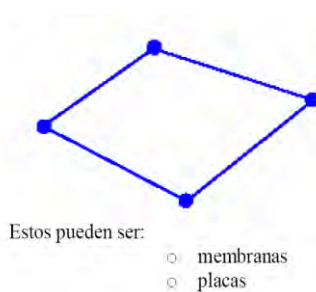


Figura 40. Elementos planos (2D).

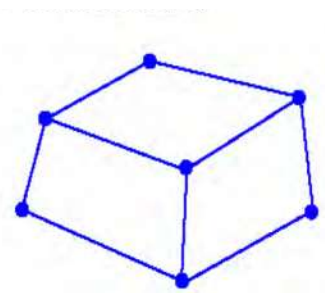


Figura 41. Elementos sólidos (3D).

La solución obtenida a través de este método es muy importante ya que al aplicar los principios de esta teoría dará un conocimiento del comportamiento del álabe por efecto del fluido a través de éste.

Los valores de presión obtenidos a través del método del volumen finito son aplicados en cada plano de la geometría del álabe, de acuerdo a las condiciones normales de operación, estas presiones se toman como condiciones de frontera en el software de ANSYS (elemento finito) en donde se determinaran los esfuerzos a los que el álabe es sometido.

La discretización de la geometría se llevo a cabo de la siguiente manera:

Se exportó la geometría del álabe por medio de IGES al software de ANSYS, comenzando con la formación de las áreas como se muestra en la figura 42.

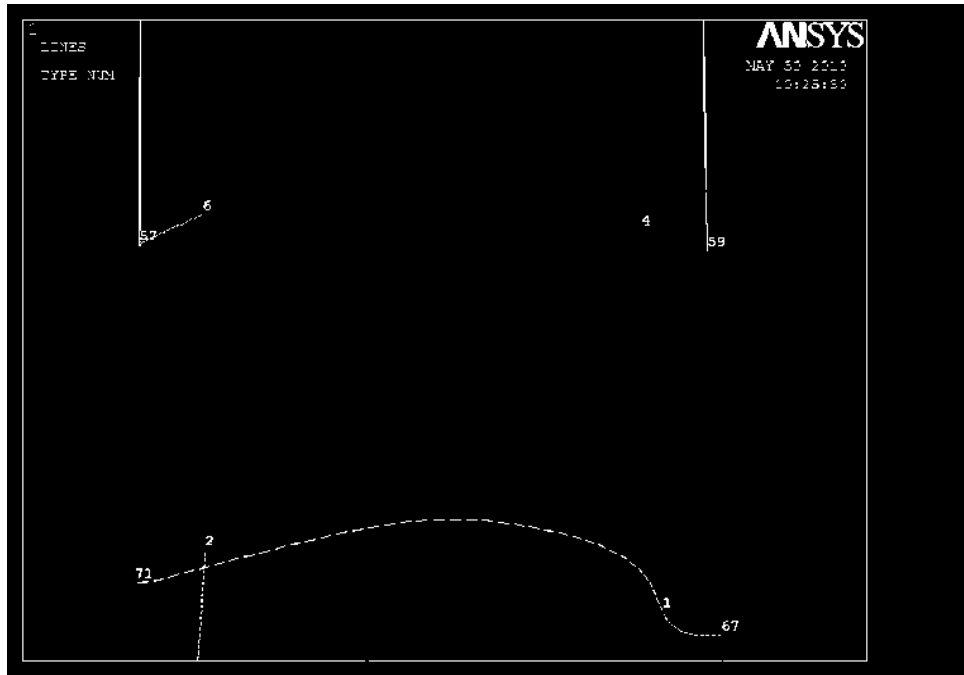


Figura 42. Formación de áreas en el álabe.

En la figura se observa la formación de área en cada nivel del álabe, esta forma de dividir el elemento en 8 secciones facilita la distribución de los elementos y tener un mejor control del número de nodos. Así se muestra en la figura 43 la formación de elementos y la malla en forma hexaédrica.

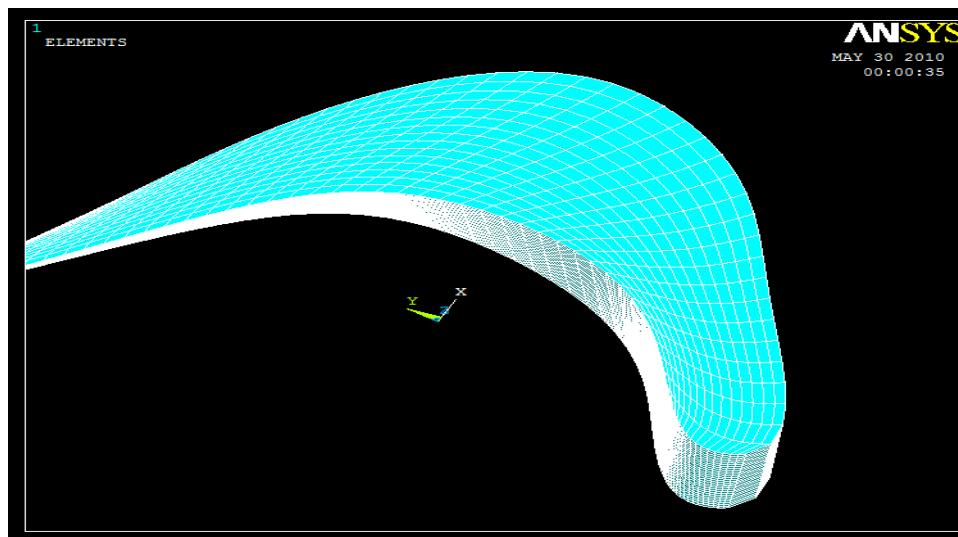


Figura 43. Malla en primer nivel, forma hexaédrica.

Así con esta metodología se fue conformando la malla en toda la geometría del álabe, la cual se muestra en la figura 44.

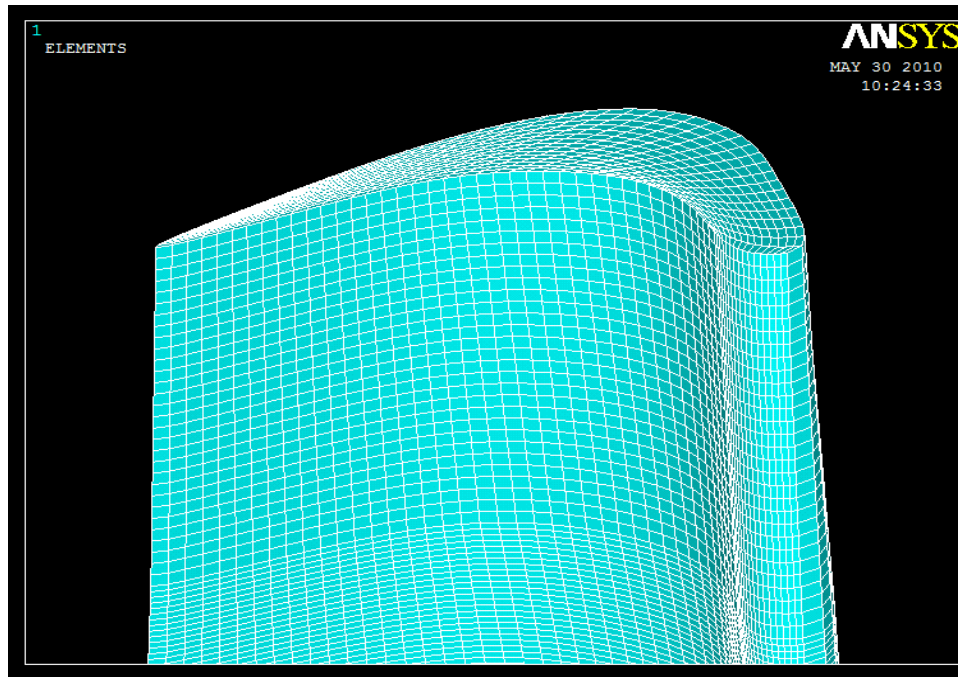


Figura 44. Conformación de la malla en el álabe.

Al concluir con la formación de la malla en forma hexaédrica, la cual consta de 144000 elementos y 158096 nodos, se procedió con la selección del elemento el cual fue SOLSH190 que representa un elemento que puede ser solucionado en tres dimensiones y tiene las siguientes características:

- Elemento usado en simular estructuras cubiertas con un espesor ancho (desde una parte delgada a un espesor moderado), el elemento procesa la continua topología del elemento sólido y la conexión de la figura en 8 nodos, con tres grados de libertad en cada nodo.
- Traslación en los nodos x , y , dirección en z .
- La conexión del elemento SOLSH190 con otros elementos continuos, no requieren esfuerzos extras.
- El elemento tiene plasticidad, hyperelasticidad, reforzamiento de esfuerzos, grandes deflexiones, gran capacidad de tensión y arrastre.
- También tiene la capacidad de unir la formulación de $u-p$ en la simulación de las deformaciones cercanas a materiales elastoplásticos incompresibles y materiales completamente hyperelásticos incompresibles.
- La formulación del elemento está basada en tensiones logarítmicas y medición de esfuerzos reales.

Una vez seleccionado el tipo de elemento, se procedió con la selección del modelo del material, el cual fue un estructural, en forma lineal elástico e isotrópico con un modulo de *Young* (EX) del valor de y un valor en el modulo de *Poisson* (PRXY) de 0.3.

La flexibilidad del elemento garantiza la aplicación de las fuerzas de presión en las caras del elemento de acuerdo a las características del elemento, por lo que al contar con los valores de presión de acuerdo al resultado del volumen finito *FLUENT*, se procedió a tomar esos valores como condición de frontera y aplicarlos a las caras en cada nivel de la geometría.

Dichos resultados son presentados en la siguiente figura 45, 46 y 47:

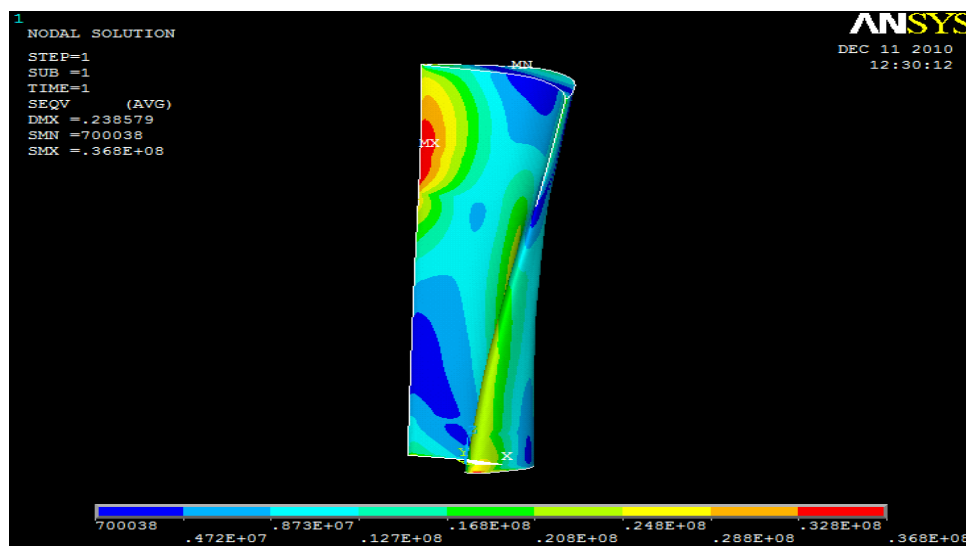


Figura 45. Comportamiento de los esfuerzos de *Von Misses*, en el álabe.

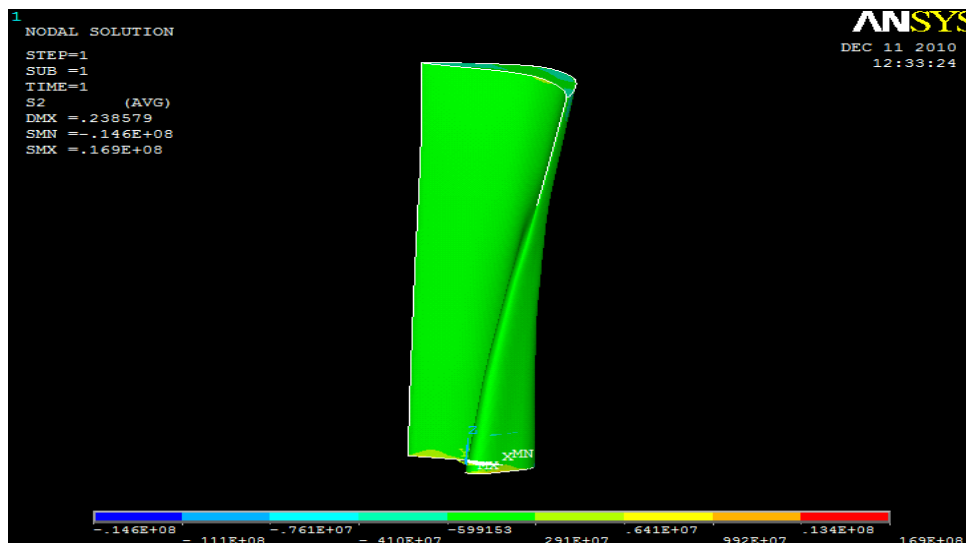


Figura 46. Comportamiento del segundo esfuerzo principal en el álabe.

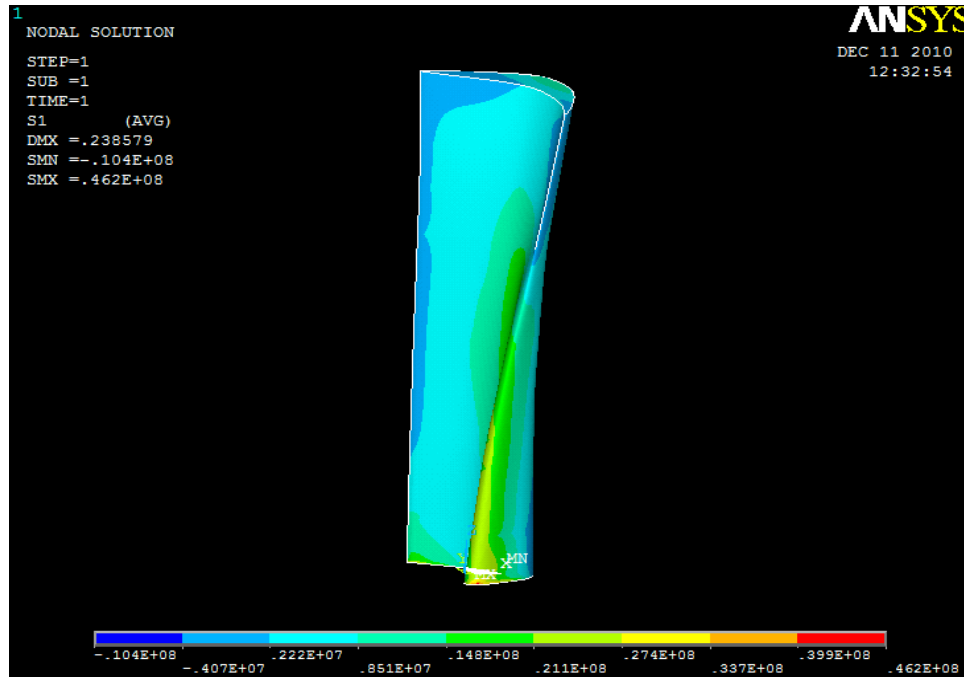


Figura 47. Comportamiento del primer esfuerzo principal en el álabe.

Los resultados mostrados, indican que los esfuerzos máximos se encuentran concentrados en la parte inferior del álabe, principalmente en la entrada del fluido, alcanzando los valores mostrados en la tabla 5:

Tabla 5. Valores de deformación y esfuerzos en el álabe, 1er. Análisis

	Esfuerzo Máximo SMX (Pa)	Esfuerzo Mínimo SMN (Pa)	Máxima Deformación DMX (mm)
Esfuerzos de <i>Von Mises</i>	0.368E+8	700038	0.238579
Primer esfuerzo principal	0.462E+8	-0.104E+8	0.238579
Segundo esfuerzo principal	0.169E+8	-0.146E+8	0.238579

El valor máximo alcanzado en la zona de concentración, representa el esfuerzo a que es sometido el álabe en las condiciones operativas en forma normal (como recomienda el fabricante), los esfuerzos y deformaciones observadas son el producto de la aplicación de

las presiones en cada plano del álabe o sea el comportamiento del fluido a través del canal de paso del vapor, como se ha mencionado la máxima presión encontrada ha sido aplicada en la parte alta del álabe o sea nivel 300 mm, por lo que se entiende que la fuerza aplicada provoca un momento considerable con respecto al punto inferior del álabe, y además es observable que la máxima presión es aplicada en el lado cóncavo de la parte superior o la entrada del vapor en esa zona.

La concentración de esfuerzos que se observa en la parte izquierda superior, es provocada por una deformación del propio álabe, esto hace que las presiones aplicadas en esa área provoque un esfuerzo considerable ya que parece una línea de unión, como si fueran dos materiales unidos, lo cual permite que los esfuerzos no se distribuyan en forma adecuada.

Esta deformación encontrada permitirá hacer un estudio más detallado, para conocer el por qué de esa posible unión.

La deformación máxima alcanzada por el álabe en las condiciones mencionadas, se observan en la figura 48:

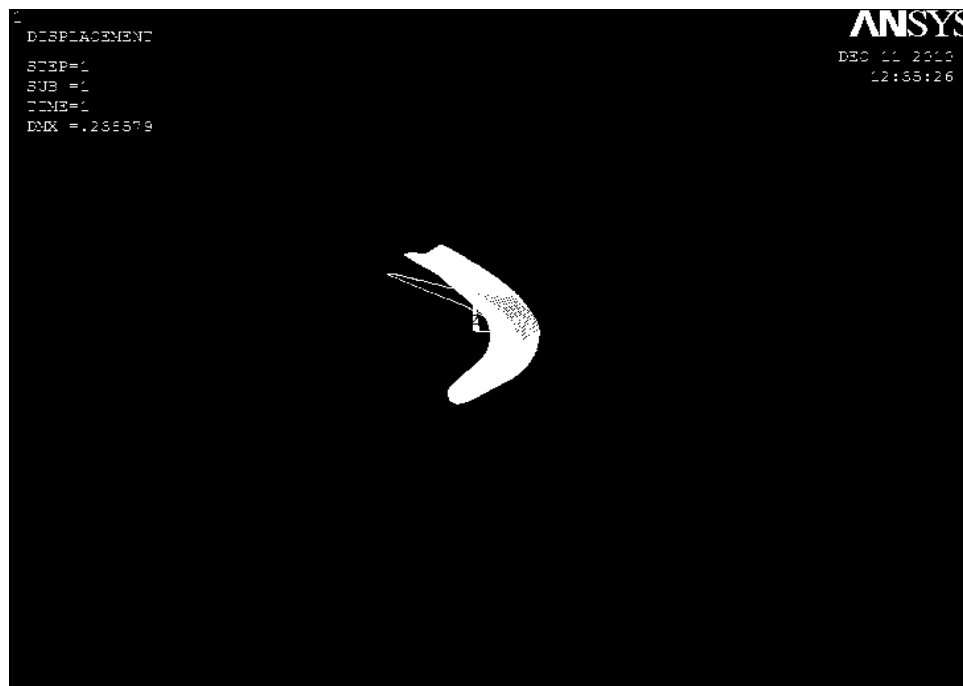


Figura 48. Posición normal y desplazamiento del álabe.

Se muestra el desplazamiento sufrido por el álabe, por consecuencia de las presiones ejercidas en el mismo por el efecto del paso del vapor.

4.5.3 Segundo escenario de solución .

Los valores siguientes mostrados y explicados, son el resultado del flujo del vapor en el área de paso entre los dos álabes, pero ahora variando la cantidad del flujo másico, aumentando de 1.189 Kg/s a 2.378Kg/s, esto es provocando un incremento del flujo al doble.

En la realidad esto puede suceder al poner uno o varios calentadores fuera de servicio, el cual provoca sobrepresiones en el área de paso, como se verá a continuación.

En el segundo escenario de solución, el número de nodos se ha incrementado a 2126488 y será determinada la solución utilizando el método de :

El número de iteraciones para llegar a la solución se muestran en la figura 49.

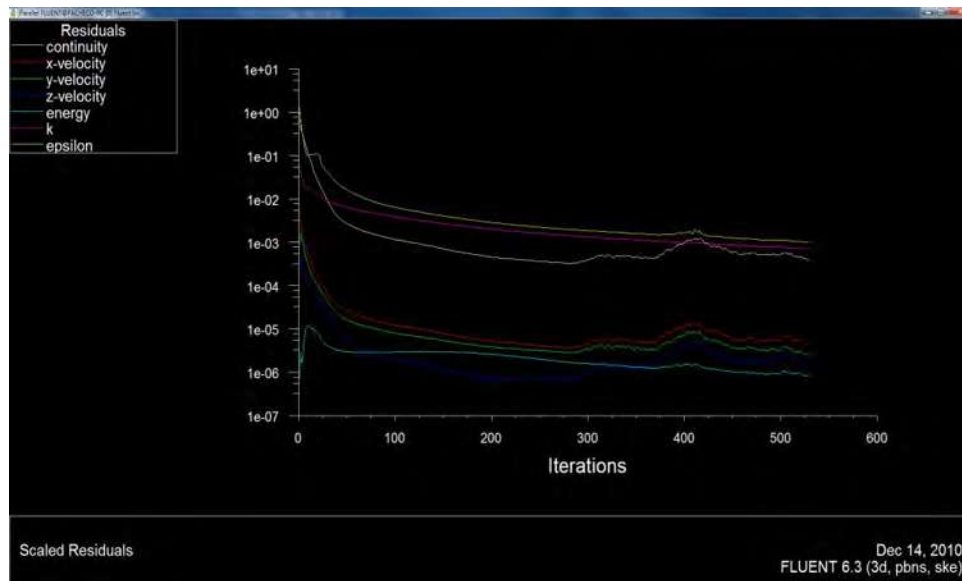


Figura 49. Gráfica de iteraciones para 2126488 nodos.

En la figura se puede observar que al inicio de la solución del problema se detecta que existe un error demasiado grande el cual va disminuyendo hasta alcanzar el valor de convergencia, alcanzado en la iteración número 1100, los valores alcanzados son:

- Continuidad 3.6169e-4
- Velocidad en X 4.1856e-6
- Velocidad en Y 2.4411e-6
- Velocidad en Z 1.4130e-6
- Energía 7.4261e-7
- K 6.7206e-4
- Épsilon 9.3378e-4

Durante el transcurso de las iteraciones, se fueron monitoreando la presión desde un punto seleccionado en el paso del fluido, el análisis determina las variaciones de la presión desde un inicio hasta el final graficando como se muestra en la figura 50.

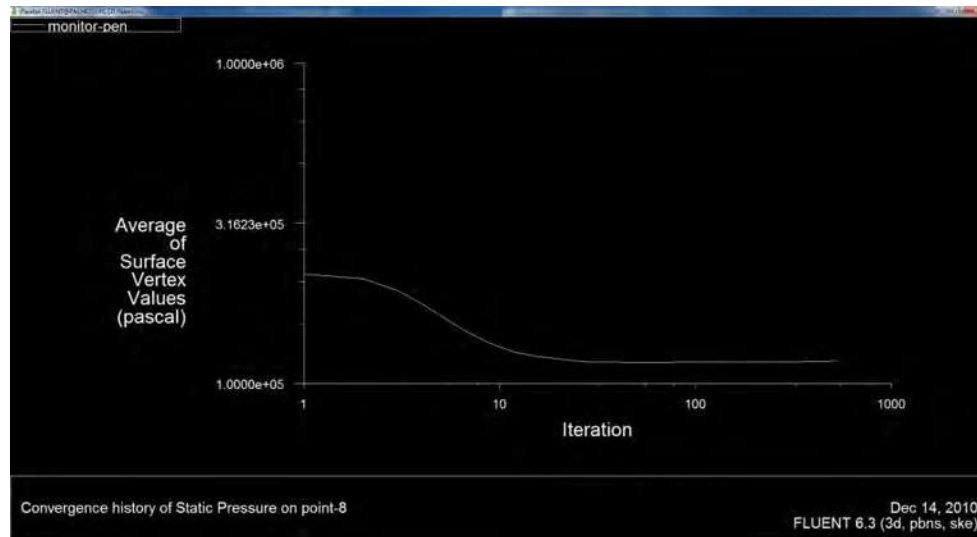


Figura 50. Comportamiento de la presión en la zona del fluido.

En la figura se puede observar que al inicio de la iteración la presión comienza en aproximadamente 220000 Pa y concluye hasta alcanzar los 105000 Pa que es el valor de salida del fluido en el área de paso.

Otra de la variable monitoreada fue la relación de masa en la entrada y la salida, la cual llegó al valor de 0.000012439268 indicando que la conservación de masa se cumple. Esto se puede observar en la figura 51.

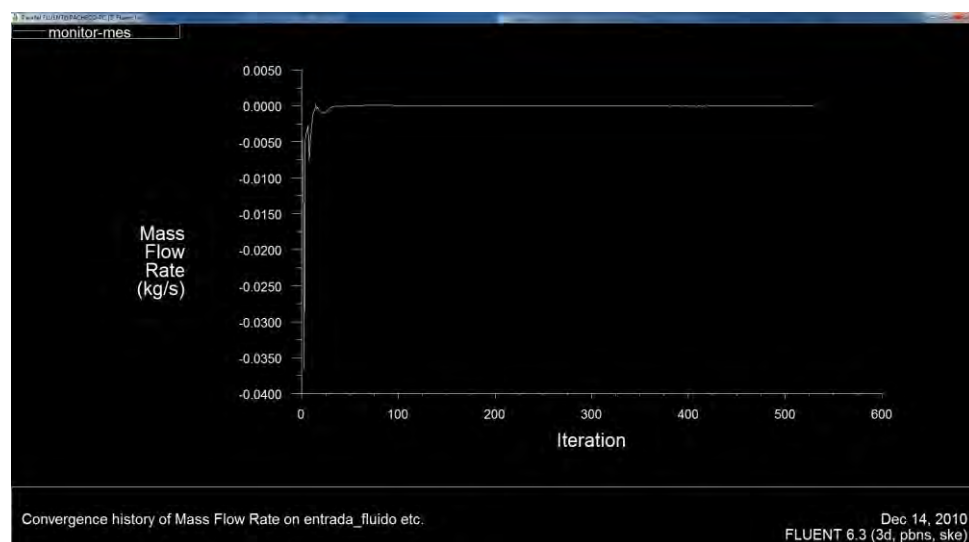


Figura 51. Comportamiento de la conservación de masa.

En la figura se observa que al inicio de la iteración, el error es demasiado grande, el cual va disminuyendo conforme avanza el numero de iteraciones y va alcanzando los valores de convergencia, esto demuestra que los valores de entrada y salida tienden a igualarse y deben de ser cero, el valor mencionado con anterioridad es bueno, por lo que los valores de solución son aceptables.

En base a este método de solución, los resultados del comportamiento del fluido y el impacto de este, en el álabe fueron los siguientes, como se muestra en las figuras 52, 53 y 54 en el nivel inferior del álabe.

Nivel 0.00 mm:

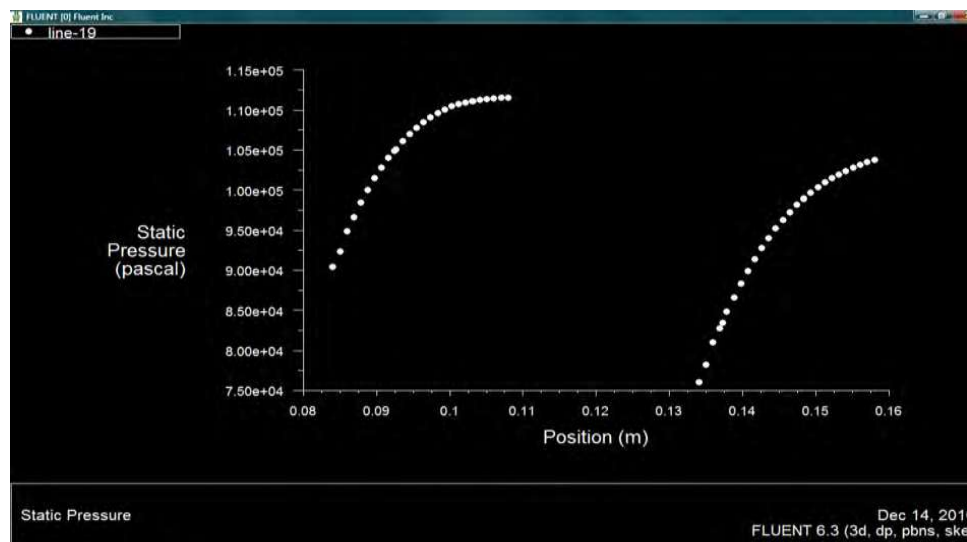


Figura 52. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 0.0 mm.

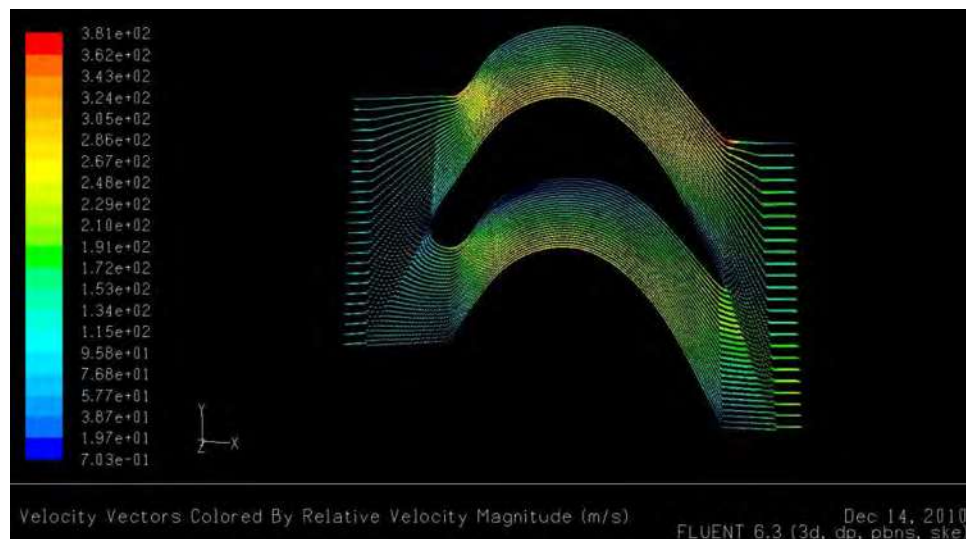


Figura 53. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 0.0 mm.

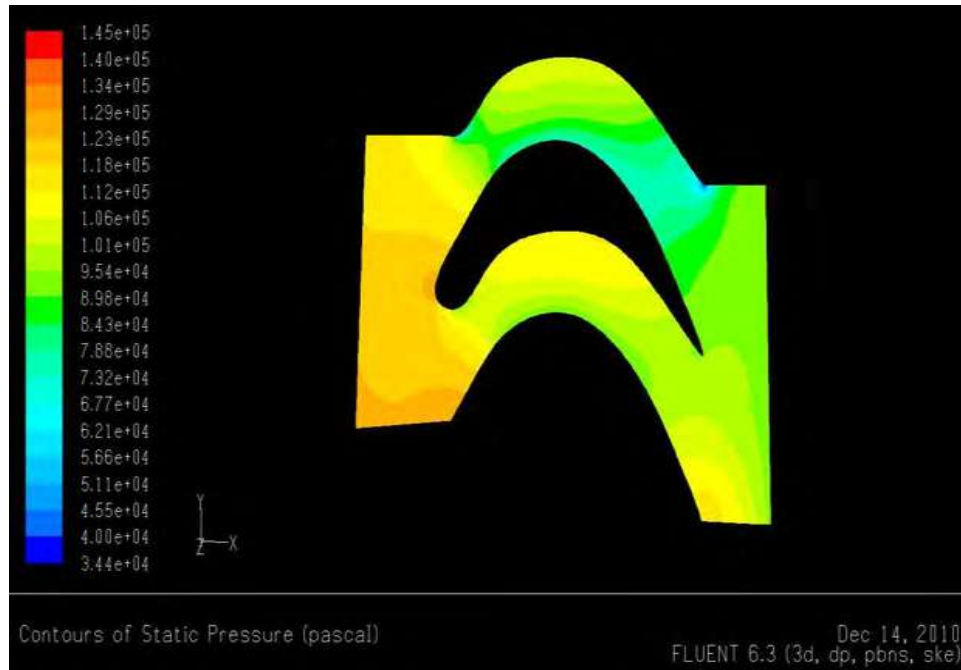


Figura 54. Contornos de presión en la zona del fluido, 0.0 mm.

Como se puede observar, el comportamiento del fluido en la zona analizada se manifiesta igual que en el anterior análisis, sin embargo la presión ha aumentado un poco, esto es debido al aumento del flujo de vapor en el mismo canal. Además, continua existiendo en la región de paso del fluido dos zonas, una denominada zona de velocidad y otra zona de presión, manifestando también incrementos de velocidad, las cuales se mencionan en la tabla 6.

Tabla 6. Valores de presión y velocidad en el lado cóncavo y en lado cóncavo, 00 mm

Variable	Lado Cóncavo	Lado Convexo
Presión (Pa)	112000	90000
Velocidad (m/s)	38.7	267

El aumento en el flujo de vapor, se manifiesta en un aumento de presión y de velocidad en cada parte del área de paso, esta manifestación traerá un mayor esfuerzo en los álabes, como se observará con mejor detenimiento al ir analizando cada uno de los planos.

Este comportamiento manifiesta que conforme se va desplazando a la parte alta del canal, la presión incrementa, provocando el giro del álabe, permitiendo con esto un mayor impacto del flujo en el mismo álabe, se entiende que la presión es mayor con este flujo ya que a mayor flujo, mayor presión.

Las figuras 55, 56 y 57 muestran el comportamiento del fluido en el nivel 150 mm.

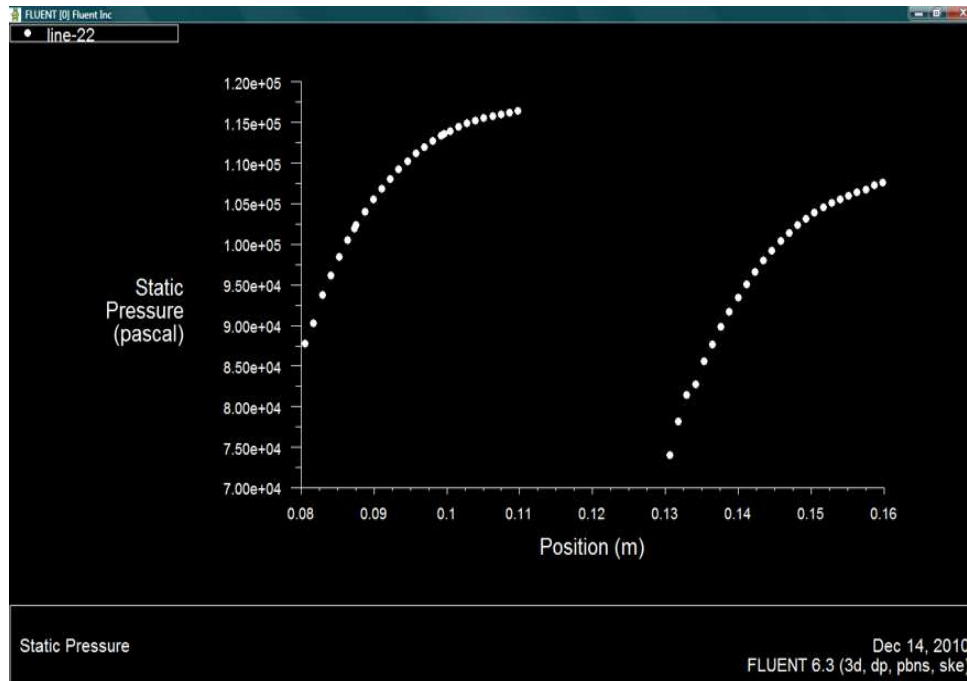


Figura 55. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 150 mm.

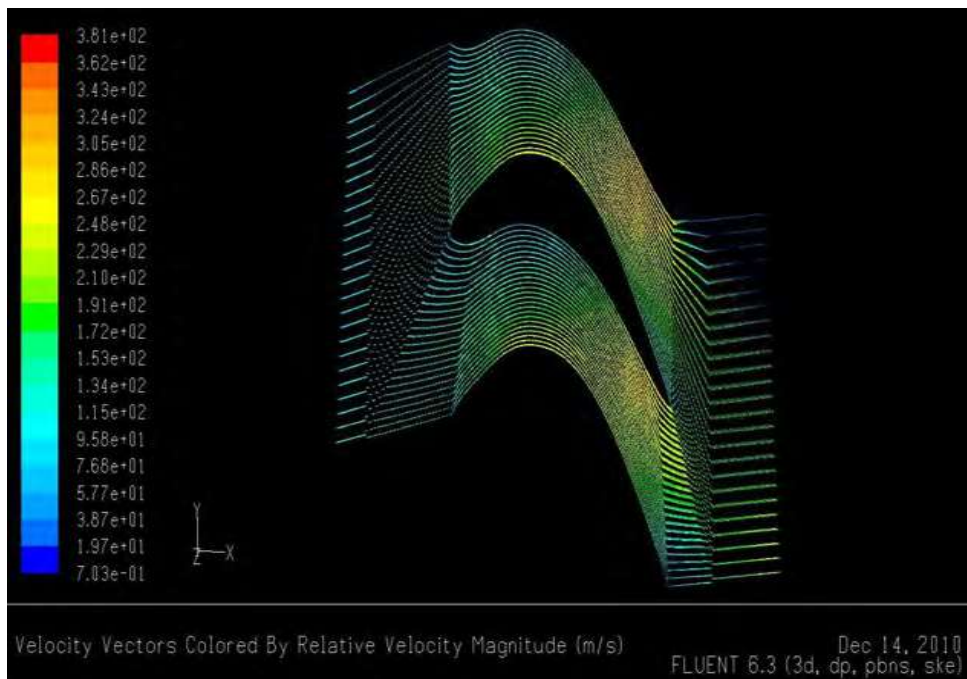


Figura 56. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 150 mm.

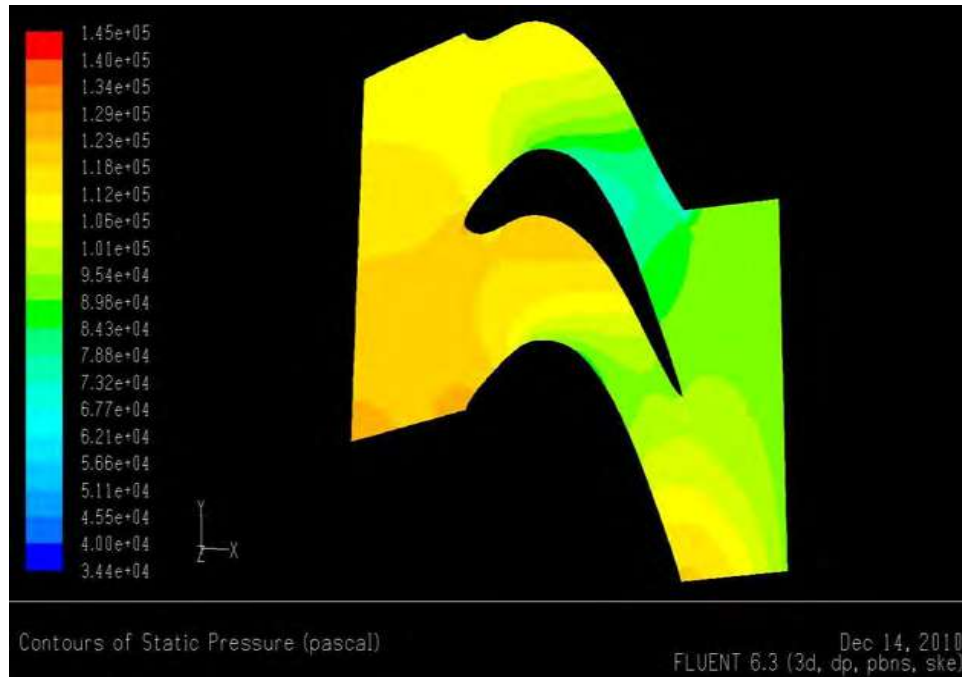


Figura 57. Contornos de presión en la zona del fluido, 150 mm.

En este plano se observa que la presión en el lado cóncavo ha incrementado y en el lado convexo ligeramente ha disminuido, esto se debe a una relación en el área de contacto y por encontrarse a la mitad, donde comienza a incrementar el ángulo de entrada al área de paso, provocando con esto el comportamiento del fluido como se mencionó anteriormente. Estos valores se observan en la tabla 7.

Tabla 7. Valores de presión y velocidad en lado convexo y lado cóncavo, 150 mm

Variable	Lado Cóncavo	Lado Convexo
Presión (Pa)	116500	87500
Velocidad (m/s)	76.8	248

Se observa que la velocidad en el lado convexo continúa en valores altos, pero en un área menor en relación al nivel inferior, en la figura se ve una menor área por donde la velocidad del fluido pasa, mientras que en el lado cóncavo esta ha aumentado en forma gradual.

Las figuras 58, 59 y 60 muestran el comportamiento del fluido en el plano siguiente.

Nivel 300 mm.

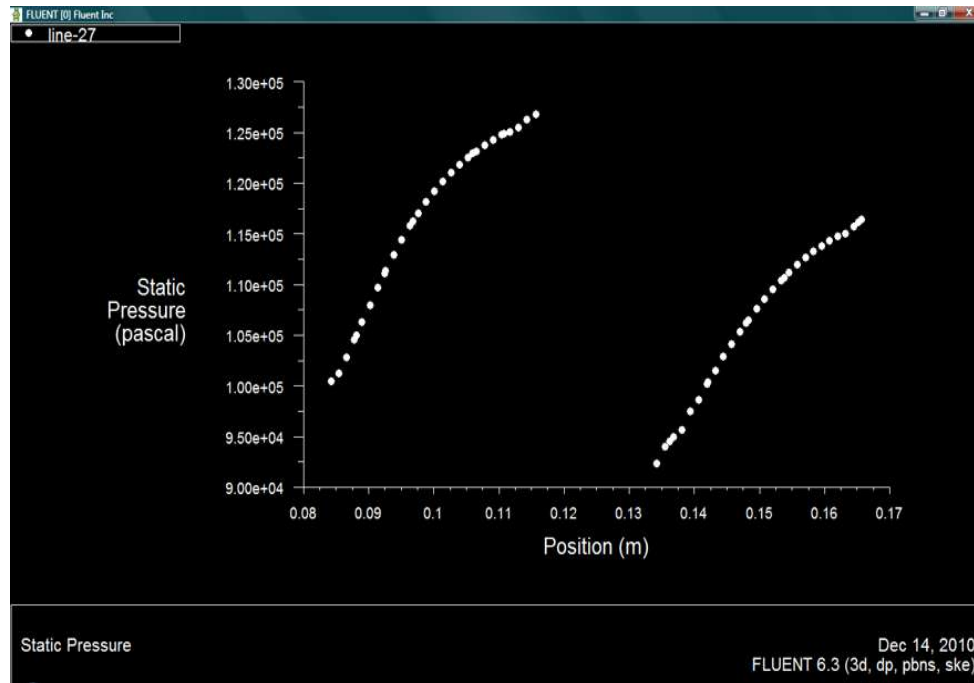


Figura 58. Comportamiento de la presión desde el lado convexo al cóncavo, 300 mm.

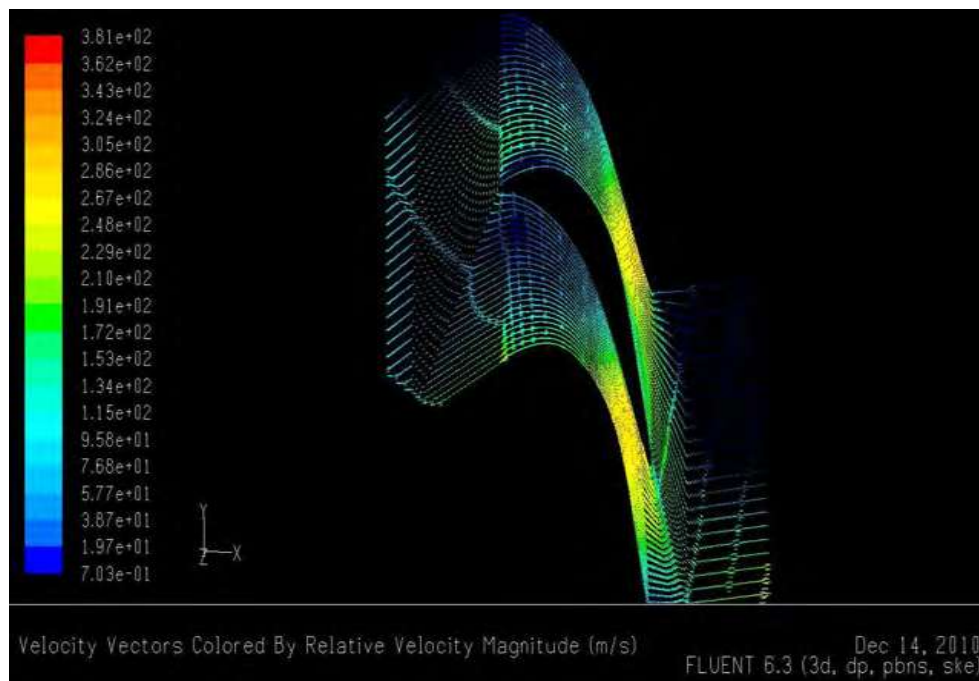


Figura 59. Comportamiento de la velocidad en la zona del fluido, 300 mm.

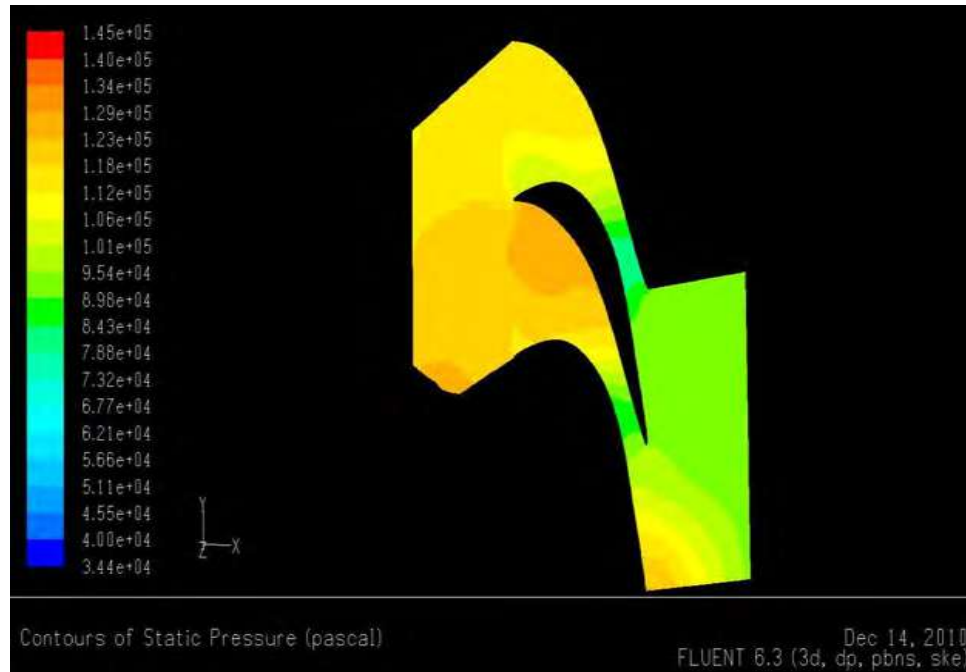


Figura 60. Contornos de presión en la zona del fluido, 300 mm.

En este plano se observa que la presión en el lado cóncavo ha incrementado significativamente mostrando un color con mayor tonalidad, mientras que en el lado convexo también ha incrementado pero en una menor área. Esto se debe a la relación en el área de contacto el cual va tendiendo a incrementar conforme se desplaza hacia la parte superior, debido a que el incremento del ángulo de entrada ha aumentado el área de paso, provocando un mayor flujo de vapor en esta área. Los valores alcanzados se muestran en la siguiente tabla 8.

Tabla 8. Valores de presión y velocidad en lado convexo y lado cóncavo, 300 mm

Variable	Lado Cóncavo	Lado Convexo
Presión (Pa)	128000	100000
Velocidad (m/s)	57.7	172

Mientras que la velocidad en el lado convexo ha disminuido ligeramente, sin embargo en la figura se ve una menor área por donde la velocidad del fluido pasa, mientras que en el lado cóncavo esta se ha mantenido en el mismo valor.

El comportamiento total del fluido, tanto de los contornos de presión y vectores de velocidad en el área de paso entre dos álabes es mostrado en las figuras 61 y 62.

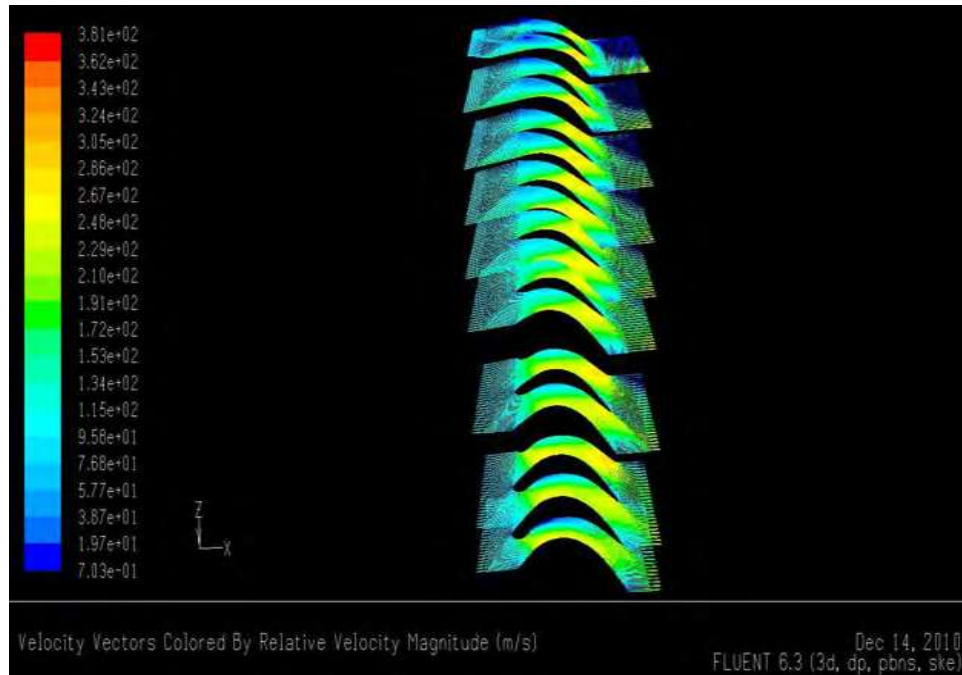


Figura 61. Comportamiento de la velocidad en la zona total del fluido.

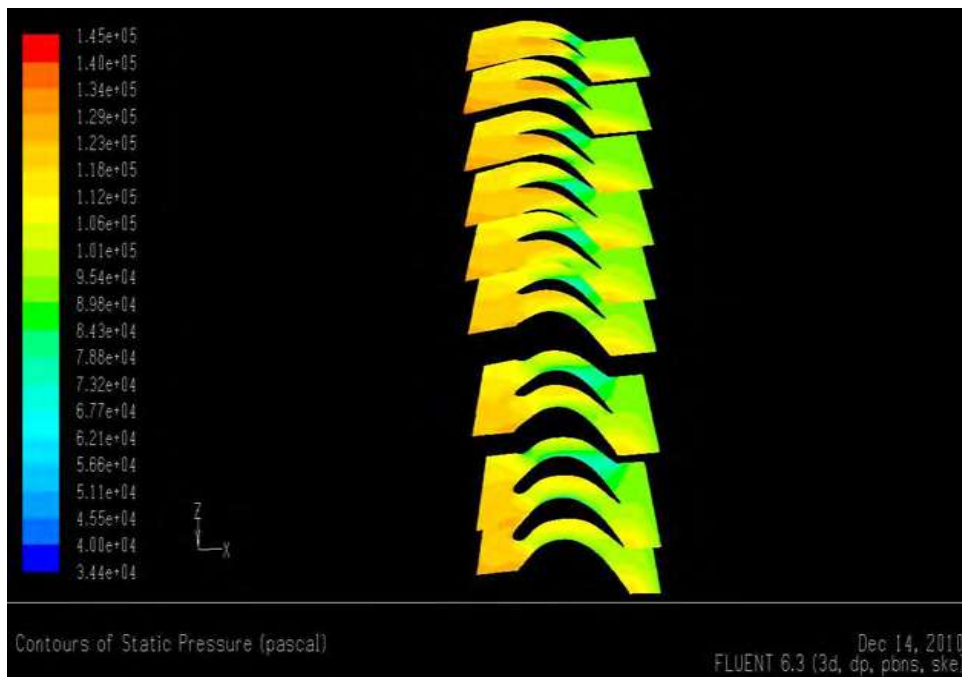


Figura 62. Contornos de presión en la zona del fluido.

En las figuras se puede observar el rango de los valores alcanzados con la condición del incremento de flujo de vapor el cual varía de hasta los cuales corresponden a la velocidad, por lo que respecta a la presión los valores fueron alcanzados son, hasta .

En la figura 63, se muestra el gráfico del comportamiento de la presión y velocidad en cada uno de los planos, dentro del área de paso del fluido, se puede apreciar que conforme se desplaza hacia el nivel superior se va en incremento de la presión.

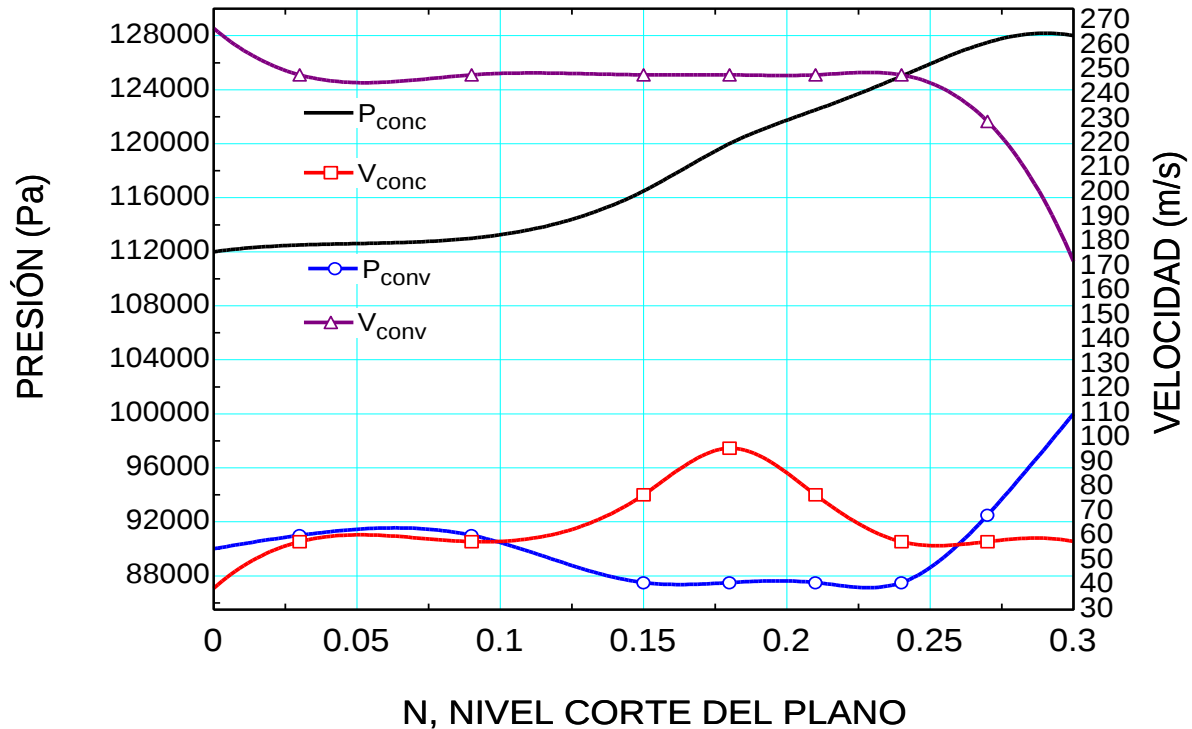


Figura 63. Comportamiento de presión y velocidad desde el lado convexo al cóncavo en la zona del fluido.

En esta gráfica se puede apreciar que las fuerzas de presión en el lado cóncavo tienden a aumentar conforme el plano tiende a subir, mientras que la velocidad se mantiene en valores bajos y se comporta en proporción a la tendencia de la presión como se aprecia en la grafica.

En el lado convexo el comportamiento es lo contrario, la velocidad es alta, mientras que la presión se mantiene en valores bajos, se observa estos fenómenos en la figura. Aquí en esta figura la tendencia del comportamiento del fluido con respecto a la otra simulación es idéntica, sin embargo lo que se ha visto afectado es el incremento de la presión.

4.5.4 Análisis estructural por elemento finito.

En este segundo análisis, se considera el mismo tipo de elemento así como el mismo material ya que la geometría del álabe no sufre ningún cambio por lo que se considera que lo único que ha variado son los valores de la presión obtenidos a través del análisis de volumen finito *FLUENT*, esto es por haber variado la cantidad de flujo que pasa por el

canal de paso de los álabes, razón por lo que en este escenario de análisis solamente se menciona que se consideran las condiciones del primer escenario de análisis.

Los valores de presión obtenidos son considerados y aplicados como condición de frontera y colocados en cada plano, de acuerdo a las condiciones normales de operación, estos se toman como condiciones de frontera en el software de ANSYS a través de elemento finito en donde se determinarán los esfuerzos máximos a los que el álabe es sometido.

Dichos resultados son presentados en la siguiente figura 64, 65 y 66.

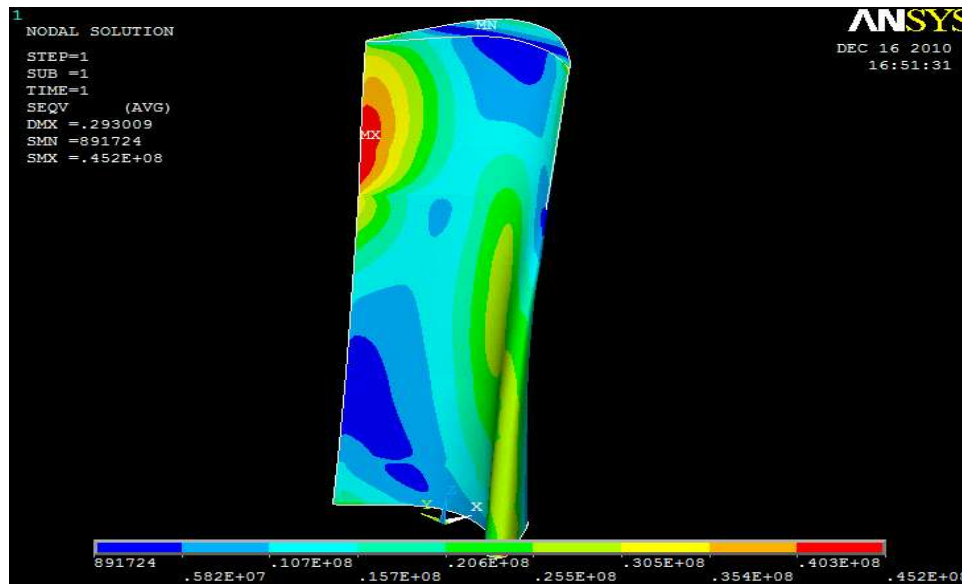


Figura 64. Comportamiento de los esfuerzos de *Von Misses* a lo largo del álabe.

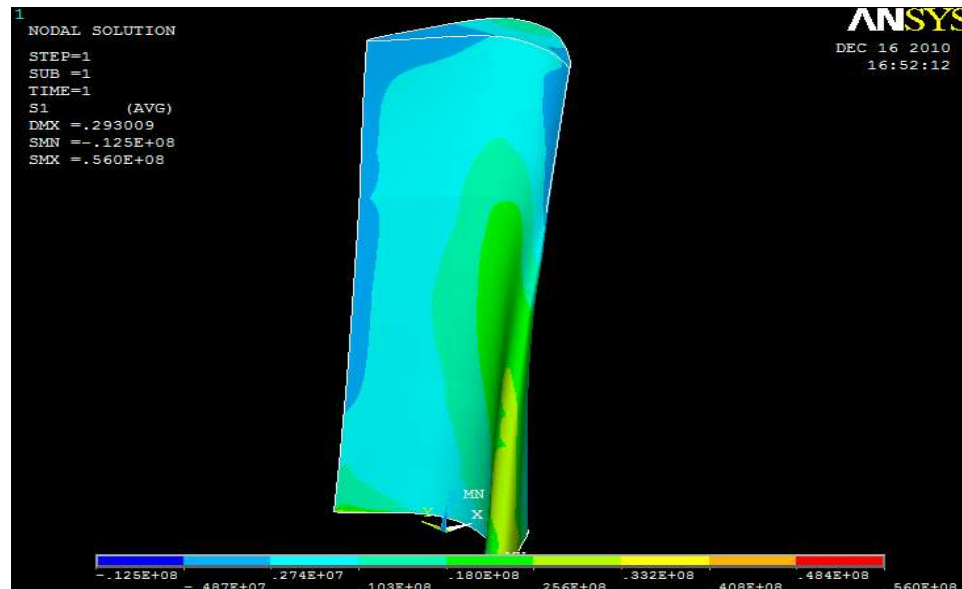


Figura 65. Comportamiento del primer esfuerzo principal a lo largo del álabe.

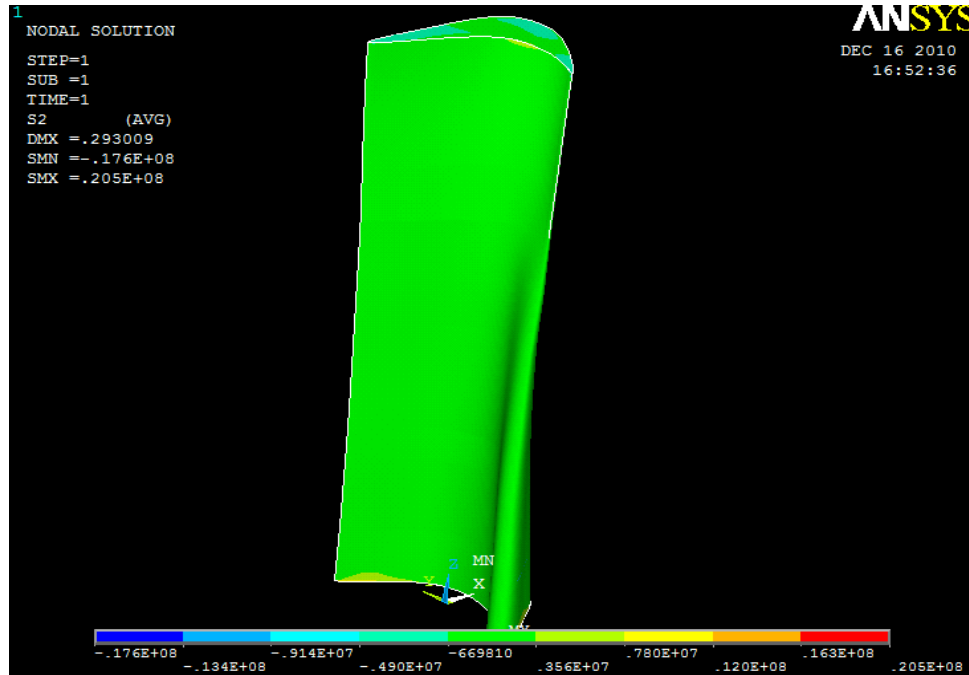


Figura 66. Comportamiento del segundo esfuerzo principal a lo largo del álabe.

Los resultados mostrados, indican que los esfuerzos máximos se encuentran concentrados en la parte inferior del álabe, principalmente en la entrada del fluido, alcanzando los valores mostrados en la tabla 9.

Tabla 9. Valores de deformación y esfuerzo en el álabe, 2do. Análisis

	Esfuerzo Máximo SMX (Pa)	Esfuerzo Mínimo SMN (Pa)	Máxima Deformación DMX (mm)
Esfuerzos de <i>Von Mises</i>	0.452E+8	891724	0.293009
Primer esfuerzo principal	0.560E+8	-0.125E+8	0.293009
Segundo esfuerzo principal	0.205E+8	-0.176E+8	0.293009

El valor máximo alcanzado en la zona de concentración, representa el esfuerzo a que es sometido el álabe en las condiciones anormales de operación al faltar un calentador de agua, los esfuerzos y deformaciones observadas son el producto de la aplicación de las

presiones en cada plano del álabe o sea el comportamiento del fluido a través del canal de paso del vapor, como se ha mencionado la máxima presión encontrada ha sido aplicada en la parte alta del alabe, nivel 300 mm, por lo que se entiende que la fuerza aplicada provoca un momento considerable con respecto al punto inferior del álabe, y además es observable que la máxima presión es aplicada en el lado cóncavo de la parte superior o la entrada del vapor en esa zona.

La deformación máxima alcanzada por el álabe en las condiciones mencionadas, se observan en la figura 67.



Figura 67. Posición normal del álabe y desplazamiento sufrido por la presión.

Se muestra el desplazamiento sufrido por el álabe, por consecuencia de las presiones ejercidas en el mismo por el efecto del paso del vapor.

Los cálculos obtenidos en este trabajo fueron realizados mediante simulaciones de las ecuaciones de *Navier Stokes* en una computadora de las siguientes características:

25024-Hiperform HPCgR 2504 “12GB Options”

CPU: 2xIntel Xeon E5504 Quad-Core 2.00GHz,4MB Cache, 4.8GT/SQPI

RAM: 12GB (6x2GB) Operating at 1333MHz Max (DDR3-1333ECC Registered DIMMs).

NIC: Dual Gigabit Ethernet NICs (Intel 82574L)- Integrated.

CAPITULO V.

CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS.

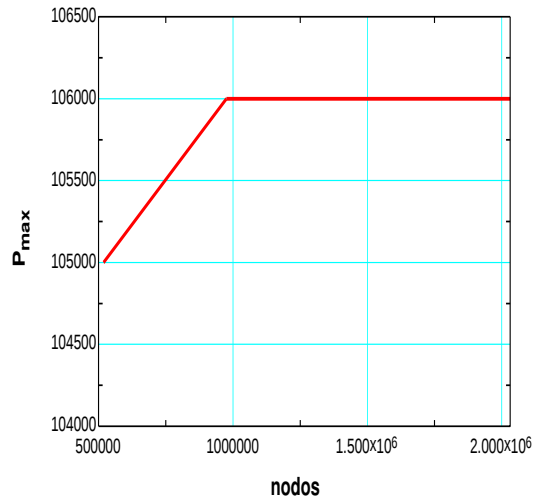
5 CONCLUSIONES.

El método computacional escogido para el desarrollo de la solución del problema de estudio, se basó en determinar un flujo turbulento con su método de solución a través del método .

A través de este método se desarrollaron varias soluciones en las cuales se varió el número de nodos, cada uno con las mismas condiciones de frontera, los valores obtenidos en cuanto a la presión se muestran en la tabla 10.

Tabla 10. Valores de la presión estática en función del No. de nodos.

No. de Nodos	P. max. (Pa)	P. min. (Pa)
518400	105000	80800
975500	106000	78800
2.031e6	106000	77500
No. de nodos en malla.		



Relacion de No. de Nodos VS Presion Estatica

En las tres soluciones mostradas en la gráfica anterior, los resultados obtenidos en cuanto a la presión estática, que es la fuerza que el fluido aplica en cada álabe, se puede observar que el valor obtenido con 975500 nodos y 2031000 nodos se mantuvo con el mismo valor, razón por lo cual ya no se consideró aumentar el número de nodos para realizar un nuevo cálculo.

Sin embargo para efecto de explicar los resultados y el comportamiento del fluido en el área de paso de los álabes y ver el efecto en cuanto a la concentración de los esfuerzos, se ha considerado el resultado de la solución del problema, en el cual se usó la malla con 518400 nodos ya que en las tres soluciones el comportamiento del fluido es idéntico. Cabe mencionar que solo varía el efecto de los esfuerzos debido al efecto de la presión en cada solución realizada.

El resultado obtenido en el problema donde se usaron 518400 nodos se resolvió en aproximadamente 45 minutos, no así en el problema donde se usaron 975500 nodos el cual fue resuelto en aproximadamente 1 hora y el tercer problema en donde se usaron 2031000 nodos el problema fue resuelto en aproximadamente 2 horas.

Cabe señalar que se tuvieron problemas como:

- Selección adecuada del método de acoplamiento de la presión-velocidad.
- Variación de los factores de relajación explícitos.
- Variación de los factores de baja relajación.
- Selección del modelo de solución de los cuales se realizaron
- Determinar correctamente la velocidad de entrada.
- Determinar los valores de la densidad, conductividad térmica, viscosidad a los cuales se introdujo valores calculados por polinomios.
- Determinar la condición de entrada del fluido.

Antes de determinar correctamente las condiciones de frontera cabe mencionar que en una ejecución de solución en un problema con 3975000 nodos, la computadora no desplegó el resultado obtenido una vez que concluyó con la solución, razón por la que este resultado no se tomó en cuenta para efecto de selección de malla, sin embargo, se consideró que el software de la computadora se encuentra limitado en cuanto a la capacidad de solución dependiendo del número de nodos aplicada en cada problema.

Se realizaron ejecuciones de solución en diferentes modelos de turbulencia como el Reynolds , y se variaron condiciones de frontera, utilizando el valor de la velocidad o flujo másico de entrada, así como usando el vapor como si fuera un gas ideal.

Para calcular las condiciones de frontera se consideró el balance termodinámico del fabricante de la turbina en la condición de válvulas totalmente abiertas que es la condición máxima de trabajo de la maquina, (Anexo 1).

Se calculó la velocidad de entrada, así como el flujo se aplicó a cada solución, se pudo observar que en cada uno de ellos al comportamiento del fluido se comportaba idénticamente.

Una de las razones, por la que se decidió utilizar el modelo , fue por su flexibilidad de solución y por que contempla dos ecuaciones de solución.

Sin embargo, se pudieron realizar cálculos de simulación del problema, utilizando los modelos de turbulencia de y Reynolds, se pudo observar que la solución en cada uno de ellos, tomaba mayor tiempo en mostrar una solución que el . Sin embargo, el

efecto del comportamiento del fluido se mantenía idéntico, pero el tiempo de solución en estos modelos era mayor, razón por lo cual todos los cálculos de simulación se realizaron con el modelo antes mencionado.

Los resultados obtenidos dan un mayor panorama de entendimiento de estos fenómenos y por consiguiente se puede decir que cualquier variación en los parámetros operativos del fluido afectaran a la turbina. El fenómeno ocurrido en esta rueda puede manifestarse de la misma forma en cada una de las ruedas, pero con diferentes condiciones, se debe recordar que la expansión sufrida del vapor al ir pasando de rueda en rueda hasta el escape, por lo que esto influye en el comportamiento de cada uno de ellos.

La complejidad de los modelos de solución para obtener resultados de las simulaciones realizadas, se basan en la capacidad de cómputo de cada computadora. Por ejemplo, una computadora de diferentes características como la utilizada, el problema de solución le tomará mayor tiempo de acuerdo a la cantidad de nodos utilizados, por lo que se puede concluir que el tiempo de cómputo fue razonable.

En los resultados obtenidos en cada uno de las simulaciones se observó lo siguiente:

- En el área de paso del fluido entre los dos álabes, existen dos secciones, una denominada parte cóncava y la otra convexa, en cada una de ellas el comportamiento del fluido y la presión son contrarios, es decir, en donde en una es mayor, en la otra es menor. Además de que se contemplan dos zonas, una de presión y otra de velocidad, las cuales serán explicadas a continuación.
- La geometría del álabe juega un papel muy importante en la distribución de las presiones ejercidas por el fluido en cada uno de los alabes, razón por la cual es importante conocer la distribución de la velocidad y presión en cada sección del área de paso. Primeramente, el álabe fue seccionado en 8 volúmenes y posteriormente sirvió para denominar de acuerdo a la altura en planos, esto con la finalidad de obtener planos de nivel y poder observar con mejor detenimiento el comportamiento del fluido en cada uno de ellos.

Según los resultados, a través del área de paso se observó lo siguiente, en el lado convexo de la parte inferior nivel 0.0 mm se aprecia que la zona de velocidad es muy grande y las velocidades altas, esto corresponde a presiones bajas, no así en el lado cóncavo en donde se observa una pequeña área de velocidad, provocada por turbulencia y velocidad baja y a la cual corresponde una presión alta.

Este fenómeno se observa en toda la longitud del canal de paso, sin embargo, en la longitud del álabe las presiones y velocidades van cambiando de acuerdo a la geometría. Por lo que se observa que conforme se desplaza hacia el nivel de los 300 mm las presiones del fluido llegan a golpear el área con mayor fuerza, provocando el giro del álabe. Aquí se puede

observar también que en esta zona cóncava la presión es mayor y la velocidad es menor, pero en la zona convexa las presiones son bajas y la velocidad es mayor, pero ya la zona no es tan grande como la parte inferior, por lo que se deduce que en la parte inferior no existe mucho cambio de energía como en la parte superior ya que solamente sirve como cambio de dirección del fluido.

La forma geométrica del álabe juega un papel importante en la distribución de presiones y, en el presente trabajo la geometría es bastante compleja, lo que origina que las presiones no sean igual a lo largo del álabe. La distribución de las presiones hace que exista una concentración de esfuerzos en la parte inferior provocada por la presión que se ejerce en la parte superior. Esto se puede observar en la solución de ANSYS.

En estos resultados se puede observar que en la parte superior del álabe, el área de entrada del fluido es mayor que la parte inferior, por lo que el vapor golpea en forma directa esta zona provocando el efecto descrito con anterioridad.

Como los huelgos en una turbina son muy pequeños y las variaciones de las condiciones de los parámetros operativos influyen en los desplazamientos y concentración de los esfuerzos, es necesario evitar variaciones bruscas en el ciclo termodinámico cuidando o procurando no ocasionar variaciones grandes en los esfuerzos a los que es sometido cada parte de estas máquinas.

Lo anterior se corrobora, al realizar una simulación con el flujo de entrada de 1.189 kg/s y otra de 2.378 kg/s, el doble de la primera simulación. Esto puede suceder en una central cuando salen de operación calentadores de agua, ya que estos controlan el flujo de extracción de vapor y, en el momento de salir de operación, el flujo de extracción se dirige aguas abajo por la turbina.

Estas simulaciones se realizaron de acuerdo al balance termodinámico del fabricante, considerándose para esto el balance con válvulas totalmente abiertas.

Cualquier análisis de falla realizado a las turbinas es importante ya que pueden ayudar a mantener una buena disponibilidad de generación y conocer el comportamiento en cada rango de generación, así como conocer el comportamiento de causa y efecto de sus problemas internos.

Los resultados obtenidos en este estudio son considerados como aceptables ya que fueron comparados y corroborados con los estudios de *K.C.Cotton* [48], quién determinó lo siguiente:

- La velocidad sobre el lado cóncavo del alabe es más pequeño que la velocidad promedio, lo cual resulta en una presión más alta en el lado cóncavo que en el lado convexo.
- En el lado convexo del alabe, la velocidad del fluido aumenta y la presión decrece [46] [48].

Los análisis presentes también fueron comparados con los resultados obtenidos en el estudio realizado a un álabe de una turbina de gas con enfriamiento del libro: *Numerical Modeling of Coupled Phenomena in Science and Engineering* [62], los cuales fueron muy similares.

5.1 PERSPECTIVAS.

En el presente trabajo fueron realizados los análisis fluido-dinámicos por CFD y, de forma muy superficial, los análisis por elemento finito en ANSYS para determinar la concentración de esfuerzos en el álabe objeto de estudio. Sin embargo, en un estudio con mayor profundidad se pueden considerar otros aspectos no contemplados en el presente trabajo, tales como: las fuerzas por vibración, convectivas y viscosas del fluido actuando en el álabe. Además, se puede contemplar la integración de toda la raíz del álabe e insertarla en la rueda. Una simulación más completa para este estudio puede ser, considerar la simulación de dos o tres álabes, ¿o porque no?, toda la rueda completa para estudiar el efecto de un paso total, o considerar los pasos totales de la turbina de vapor de baja presión. Entre algunos otros aspectos que pueden ser materia de estudio de trabajos más avanzados.

Puede ser considerado además, el efecto que juega la capa límite en las paredes del álabe y corroborar lo deducido por *K.C.Cotton*, quién menciona:

- En la mitad del canal del fluido, la suma de la presión y la energía cinética es constante, esto es, la condición de estabilidad dinámica existe. Sin embargo, la velocidad en la pared es cero y las fuerzas de presión causan que el flujo en la capa límite se mueva del lado cóncavo al lado convexo donde se giran en el vértice.

Otro estudio interesante que puede ser contemplado para trabajos futuros es; conocer la energía cedida por el vapor en las paredes del álabe en cada una de las partes a lo largo de su longitud.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

- [1] Sr Charles Parsons A. KCB. Historia de las turbinas de vapor. Cambridge University Press, 1911.
- [2] Alejandro Vidal Antonio Zuniga Eduardo Monsalve, Paulina Cecchi. Ciclo de rankine historia de turbinas. Informe 1 ME64A, Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Fisicas y Matematicas, septiembre 2008.
- [3] Brance. *Turbinas de vapor de Giovanni*.
- [4] Navedtra. *STEAM TURBINES*, volume Machinistis Mate 3 & 2,.
- [5] Navedtra. *Introduction to the Steam Turbine*.
- [6] Danis Papin. *Turbinas de vapor y gas*, volume 1.
- [7] CFE. *turbinas de vapor*, volume 1. CFE, 1985.
- [8] Ing. Pablo Lael López. Mantenimiento mayor turbina u-1. Technical report, Comisión Federal de Electricidad, Petacalco Guerrero Mexico, Octubre 2004.
- [9] Richard E. Sontag Gordon J. Van Wylen. *Fundamentos de Termodinamica*, volume 1. John Wiley and Sons INC., 1967.
- [10] David H. Stodola. *Modeling off-design multistage turbine pressures by Stodola's ellipse*, volume 1. Bechtel Power Corporation, Noviembre 1983.
- [11] S. Albert, C. Das, V. Ramasubbu, A. Bhaduri, S. Ray, and Baldev Raj. In situ repair welding of steam turbine shroud for replacing a cracked blade. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 11(3):243–249, June 2002.
- [12] C.R. Das A.K. Bhaduri S.K. Ray S.K. Albert, V. Ramasubbu and Baldev Raj. Experience in in-situ repair welding of steam turbine shrouds and blades. *Indira Gandhi Centre for Atomic Research, India*, 2(Issue 2):13, Agosto 2003.
- [13] M. Shulzhenko, P. Gontarovskiy, N. Garmash, I. Melezhyk, and T. Protasova. Thermostressed state and crack growth resistance of rotors of the npp turbine k-1000-60/1500. *Strength of Materials*, 42(1):114–119, January 2010.
- [14] Yu. Petrenya, L. Khomenok, I. Pichugin, O. Vladimirkii, V. Lyapunov, A. Lisyanskii, Yu. Kachuriner, T. Ignatâeva, and S. Ivanov. The design features of the high-and intermediate-pressure cylinders with forced cooling for turbines for ultrasupercritical steam conditions. *Thermal Engineering*, 55(1):39–44, January 2008.

- [15] Diaz Sanchez Angeles. Estudio de la corrosión bajo tensión del acero 17 - 4 ph en medios acuosos usando técnicas electroquímicas. Master's thesis, 1997.
- [16] H. Krutsan, V. Zdanovs'kyi, L. Karvats'kyi, and M. Khoma. Causes of damages to fan blades of the generator of a steam turbine. *Materials Science*, 33(3):371–374, May 1997.
- [17] Zuoyi Chen and Xiaofeng Wu. The torsional vibration of turbo axis induced by unsteady aerodynamic force on rotor blade. *Journal of Thermal Science*, 7(1):37–42, March 1998.
- [18] V. N. Amelyushkin and B. N. Agafonov. Special features of erosion wear of rotor blades of cogeneration steam turbines. *Power Technology and Engineering (formerly Hydrotechnical Construction)*, 36(6):359–362, November 2002.
- [19] Hong Liu and Zuoyi Chen. Characteristics pertinent to propagation of pulsating pressure in the channels of turbine machines. *Thermal Engineering*, 54(1):72–78, January 2007.
- [20] J. Kubiak, J. Gonzalez, F. Sierra, J. Garcia, J. Nebradt, and V. Salinas. Failure of last-stage turbine blades in a geothermal power plant. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 5(5):26–32, October 2005.
- [21] L. Zhuchenko, V. Ermolaev, A. Shklyar, L. Vinokurova, M. Velikovich, G. Barinberg, and Yu. Sakhnin. Problems of vulnerability of low-temperature rotors of cogeneration steam turbines to damage. *Power Technology and Engineering (formerly Hydrotechnical Construction)*, 40(6):371–375, November 2006.
- [22] A. Kochetov, D. Korzh, and A. Egorov. Lowering the erosion wear of long blades of the last stages by optimum hanging. *Power Technology and Engineering (formerly Hydrotechnical Construction)*, 41(1):41–46, January 2007.
- [23] Yu. Kachuriner and V. Orlik. Specifics of initial steam condensation and its influence on corrosion damage in turbines. *Thermal Engineering*, 54(2):118–122, February 2007.
- [24] E. da Rosa H. Bindewald J.C. Pereira, L. A. M. Torres. A low cycle fatigue analysis on a steam turbine bladed disk-case study. In *12th IFToMM World Congress, Besançon*.
- [25] Dong Lee, Seok Cho, Soon Hong, and Won Joo. Failure analysis of turbine blade in atomic power plant. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22(5):864–870, May 2008.

- [26] S. Ghosh and A. Srivastava. Cracks in steam turbine components. *Russian Journal of Nondestructive Testing*, 42(2):134–146, February 2006.
- [27] Uma Batra. Failure analysis of steam turbine rotor disk. *Journal of Failure Analysis and Prevention*.
- [28] J. Kubiak Sz., G. Gonzalez R., D. Juarez R., J. Nebradt G., F. Sierra E., and J. Nebradt G. An investigation on the failure of an l-o steam turbine blade. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 4(3):47–51, June 2004.
- [29] Performance guidelines for steam power plant. volume 1 of ASME, 1993.
- [30] J. Kubiak. *Capacitación, Diagnóstico y Asistencia para Implementar Correcciones de las Fallas que Reducen la Eficiencia de Turbina y Auxiliares de Unidades Termoeléctricas*. UAEM-CIICAp, 2002.
- [31] Joyce M..ancini Otakar Jonas. Steam turbine problems and their field monitoring. *Materials Performance*, 2001.
- [32] LAPEM UG. Ct-cost. proyecto de investigación entre ug y la lapem, convenio, ref.-ug-cfe-01/03. 2003. Technical report, COMISION FEDERAL DE Electricidad, 2003.
- [33] Universidad Nacional de Quilmes, editor. *Ecuaciones de Navier -Stokes*, 2007.
- [34] Harvard Lomax and David W. Zingg Thomas H. Pulliam. *Fundamentals of Computational Fluid Dynamic*. August 1999.
- [35] Carolina Meruane Rene GarreaudS. Flujos turbulentos.
- [36] Andreas N. Alexandrou. Tasos C. Papanastasiou, Georgios C. Georgiou. *Flujo de Fluidos Viscosos*. Number III. CRC Press, Boca Raton London New York Washington, D.C., 2000.
- [37] A. Plant. Introducción al movimiento turbulento. Technical report, Universidad de Oviedo, 2001.
- [38] Edwin N. Lightfoot R. Byron Bird, Warren E. Stewart. *Fenomenos de Transporte*, volume 1. John Wiley and Sons INC., Balderas 95, Mexico D.F., segunda edition, 2008.
- [39] Irving H. Shames. *Mecanica de Fluidos*. Santa de Bogota Colombia, 3 edition, Enero 1995.
- [40] Universidad de Laja. Flujos viscosos.

- [41] Fassi Kafyeke Eric Laurendeau Tuncer Cebeci, Jean P. Shao. *Computational Fluid Dynamic for Engineer*. Horizons, 2005.
- [42] Anil W. Date. *Introduction to Computational Fluid Dynamic*. Cambridge University Press, The Edinburgh Building, Cambridge, UK, 2005.
- [43] Esteban L. Ibarrola. Introducción al flujo turbulento. Enero 2009.
- [44] I. Martinez. Historia de la termodinamica.
- [45] Howard N. Shapiro Michael J. Moran. *Fundamentos de Termodinamica Tecnica*, volume 1. John Wiley and Sons Inc., BARCELONA, second edition, 1993.
- [46] Westcott J. C. Cotton K. C. *Methods for measuring steam turbine-generator performance*. General Electric Co., 1961.
- [47] D.H Cooke. On prediction of off-design multistage turbine pressures by stodola's ellipse. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Transactions of the ASME*, 107:596–606, 1985.
- [48] K.C. Cotton. *Evaluation and Improving Steam turbine performance*. Second edition edition, June 1998 1998.
- [49] G.T.Csanady. *Theory of turbomachines*, volume 1. 1964.
- [50] L.C.Lowenstein A.Stodola. *Steam and Gas Turbines*, volume 1. New York, 1927.
- [51] Hsuan Yeh. Turbomachinery. Number ME610. University of Pennsylvania, 1958.
- [52] W.Malalasekera H.K.Versteeg. *An Introduction to Computational Fluid Dynamic, the finite volume method*. Longman Scientific y Technical.
- [53] Fluent. Users guide , chapter20 and 22, 2005.
- [54] En-Min Guo and Kwang-Yong Kim. Three-dimensional flow analysis and improvement of slip factor model for forward-curved blades centrifugal fan. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 18(2):302–312, February 2004.
- [55] Jian-Jun Liu, Bai-Tao An, and Yun-Tao Zeng. Simulation of 3d flow in turbine blade rows including the effects of coolant ejection. *Journal of Thermal Science*, 17(2):111–115, June 2008.
- [56] V. Ris, L. Simoyu, S. Galaev, N. Gudkov, V. Kirillov, E. Smirnov, A. Kirillov, and V. Ermolaev. Numerical simulation of flow in a steam-turbine exhaust hood: Comparison

results of calculations and data from a full-scale experiment. *Thermal Engineering*, 56(4):277–283, April 2009.

[57] Y. Starodubtsev, I. Gogolev, and V. Solodov. Numerical 3d model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*, 14(2):136–141, June 2005.

[58] Jing-Lun Fu and Jian-Jun Liu. Influences of inflow condition on non-axisymmetric flows in turbine exhaust hoods. *Journal of Thermal Science*, 17(4):305–313, December 2008.

[59] Soo-Yong Cho, Eui-Soo Yoon, and Bum-Seog Choi. A study on an axial-type 2-d turbine blade shape for reducing the blade profile loss. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 16(8):1154–1164, August 2002.

[60] Fluent. Users guide , chapter30.4. Fluent Inc., 2005.

[61] Hori. Introduccion al metodo del elemeno finito.

[62] Alfonso Campos Amezcua. *Numerical Modeling of Coupled Phenomena in Science and Engineering*, volume 1. CRC Press, 2009.

6 APENDICE.

Trabajos derivados de la maestría.

CONGRESOS:

XII Congreso de exposición latinoamericana de turbomaquinaria.

Querétaro, Querétaro del 21-25 de Febrero del 2011.

X Congreso internacional de innovación diseño basado en simulación por computadora.

San Miguel de Allende Guanajuato 18-22 de Octubre 2010.

ANALISIS DE UN ÁLABE DE LA RUEDA L-2 DE UNA TURBINA DE VAPOR DE BAJA PRESION.

Velázquez-Aguilar José G., López-Garza Víctor, Pacheco-Ibarra J. Jesús, Galván-Gonzales Sergio R.

Facultad de Ingeniería Mecánica, UMSNH. Edificio W, Ciudad Universitaria, Morelia Michoacán, México.

Jose.1960umsnh@hotmail.com, nepesh@hotmail.com, jipi15pacheco@gmail.com, srgalvan@umich.com

RESUMEN.

Este trabajo está enfocado en determinar el procedimiento que se siguió en la formulación y criterios para realizar el estudio de comportamiento que sufre un fluido (vapor) a través del área entre dos álabes de una turbina de baja presión.

El conocer la presión que provoca el fluido nos ayudara a determinar, los esfuerzos a que son sometidos los álabes, para esto se deberá contar con la geometría del álabe, y formar a su vez el área de paso entre ellos y posteriormente haciendo uso del software EES, se determinan las condiciones termodinámicas del fluido, las cuales servirán como condiciones de frontera [9], en este estudio y con la ayuda del software Gambit y Fluent, conoceremos

el efecto en el recorrido del fluido y el comportamiento del mismo.

Una vez determinadas las presiones que afectan al álabe, con ayuda del elemento finito Ansys para determinar los esfuerzos a que es sometido el álabe por el paso del fluido a través de estos, se desprecian otras fuerzas como las de vibración y fuerzas centrífugas.

El propósito, es determinar la causa de fractura en la raíz de 24 alabes que sufrió una turbina de vapor de baja presión en la cuarta rueda.

Esta turbina es parte de una planta de generación de energía, con una capacidad de 2100 MW, consta de 6 unidades y cada una de capacidad de 350 MW, esta central

se encuentra ubicada en Petacalco Gro. Municipio de la Unión Estado de Guerrero México.

ABSTRACT.

This work is focused on the study of the fluid effect between two blades of a steam turbine of low pressure, which looks affected mainly due to pressure of the fluid on the wall of blades.

The effect of the pressure has a strong influence in the stresses which provoke

deflections, causing sometimes important damage on pieces inside the turbine.

The development of methodologies for dynamic and structural analysis in complex geometries, such as steam turbine blades, requires deep knowledges of numerical methods applied, in this sense. The application of computer-based tools that use finite volume methods and finite element and Corrections to the first edition.

ANALISIS DE UN ALABE DE LA RUEDA L-2 DE UNA TURBINA DE VAPOR DE BAJA PRESION.

Velázquez Aguilar José Gil Ing. López Garza Víctor M.C.I.

Estudiante de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica., UMSNH.

Facultad de Ingeniería Mecánica, UMSNH. Edificio W, Ciudad Universitaria, Morelia Michoacán, México

Jose.1960umsnh@hotmail.com, nepesh@hotmail.com.

RESUMEN

Las turbinas de vapor, son maquinas muy complejas, tanto en su fabricación como en su operación y debido a esto sufren dentro de su operación, daños que traen consigo pérdidas monetarias de consideración, ya que estos daños son muy drásticos e importantes para su análisis.

En este articulo se trata de explicar el estudio realizado desde el punto de vista termodinámico, la consecuencia de los esfuerzos provocados a los alabes por el vapor en cada uno de ellos y buscar, la causa que origino, la fractura de estos alabes de la rueda del cuarto paso de una turbina de vapor de baja presión de una capacidad de 350 MW.

Usando un modelo matemático y haciendo uso de la herramienta de Ansys, fluent y EES, se simulan las condiciones del vapor a la potencia desarrollada por la turbina en las condiciones de trabajo y las condiciones del fabricante y así poder determinar los esfuerzos provocados por el fluido en cada alabe de acuerdo al flujo que pasa a través de ellos, la metodología del estudio se explica brevemente a continuación.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Realizar un estudio fluido-dinámico en un alabe de una rueda del cuarto paso de una turbina de vapor de baja presión de una unidad de generación de 350MW y así poder determinar si las condiciones de operación del fluido fueron las causas de fractura en la raíz de estos alabes, esto en base a determinar los esfuerzos del fluido en el alabe y posteriormente determinar mediante elemento finito el comportamiento de estos esfuerzos en el alabe.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Hacer los análisis y cálculos necesarios para determinar el comportamiento del alabe en función del fluido.
- Realizar un análisis estructural por medio de elemento finito para determinar el lugar de concentración de esfuerzos, en el alabe por condiciones solamente fluido-dinámicas.

METODOLOGIA

Se realiza una búsqueda bibliográfica sobre las fallas y estudios que se han efectuado a través de todo el mundo, sobre daños ocasionados a turbinas en diferentes partes de sus componentes.

Se hace una valoración crítica de las fuentes localizadas, destacando potencialidades y debilidades y se consideran las metodologías usadas para tratar de resolver este tipo de problemas para llegar a entender el comportamiento de funcionamiento de esta maquinas y llegar a recomendar de acuerdo a los resultados, el funcionamiento de una unidad de generación.

Morelia Michoacán Junio del 2011