



**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE
SÁN NICOLÁS DE HIDALGO.**



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA.
MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA.

TESIS.

*"Verificación numérica del modelo de DFC del rodete Tokke para ser
incorporado a un proceso de optimización".*

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA.

PRESENTA:

Ing. Angel Cerriteño Sánchez.

ASESORES:

Dr. Sergio Ricardo Galván González.

Dr. Juan Cristóbal Camacho Arriaga.



Morelia, Michoacán. Julio del 2018.

Dedicatoria y agradecimientos.

Son muchas las personas especiales a las que me gustaría agradecer su amistad, apoyo, ánimo y compañía a lo largo del camino. Algunas están aquí conmigo en esta etapa tan importante y otras en mis recuerdos y en el corazón. Sin importar en dónde estén o si alguna vez llegan a leer esta dedicatoria quiero darles las gracias por formar parte de mi vida, por todo lo que me han brindado y por todas sus bendiciones.

- MAMÁ, nunca tendré manera de agradecerte todo lo que haces por mí. Eres una mujer maravillosa y admirable. Gracias mamá por ser mi apoyo incondicional, por tu esfuerzo, por tu temple, por nunca dejarnos solos.
- CAMILA, mi bebé hermosa, eres muy pequeña para comprender lo que tú significas en mi vida, cada día que pasa me iluminas con tu sonrisa y me animas a seguir adelante. Espero y siempre tengas presente el valor del estudio a lo largo de tu vida, gracias por ser mi principal motivo de vivir.
- KAREN, mi compañera en la vida, gracias por estar aquí y ahora, por tu amor incondicional. Al final de todo, siempre elegiría caminar a tu lado.
- A MI HERMANO LUIS, por mostrarme siempre el camino a seguir, por guiarme como hermano.
- A TODOS MIS AMIGOS, sin excluir a ninguno, pero en especial a mis amigas de toda la vida Lupita, Vanessa, Michelle. A mis amigos del posgrado Christian, Alex y Beto, Juan Carlos, Julio, Moliblack, Pablito, Giovanni y Nicolás, gracias por todos los momentos vividos durante estos dos años, por enseñarme y ayudarme tanto. Nunca olvidaré las risas, los momentos a su lado, las pláticas de cómo construir un misil, los problemas de mate y mecánica del medio continuo que nunca nos salieron, las simulaciones fallidas =).
- MIS PROFESORES, por enseñarme lo que hoy sé, por fomentarme valores, porque gracias a ustedes tengo armas para defenderme en la vida, en especial al Dr. SERGIO y al Dr. CAMACHO por guiarme en este proceso tan importante para mí.
- A LOS SINODALES (Dra. ALICIA AGUILAR CORONA, M.C. VÍCTOR LÓPEZ GARZA y Dr. GILDARDO SOLORIO DÍAZ.), por su tiempo, ayuda, paciencia, por sus conocimientos transmitidos, de antemano muchas gracias.

-
- Al CONACYT y al posgrado por su apoyo durante este proceso.

*Al más especial de todos, a ti **DIOS**, porque hiciste realidad este sueño, por acompañarme en todo momento, por todo el amor con el que me rodeas y porque me tienes en tus manos. Esta tesis es para ti **PADRE MÍO**.*

Resumen.

En la actualidad, la tendencia de diseño de rodets Francis se centra en el empleo de procesos de optimización computacional. Básicamente, un proceso de optimización es una tarea iterativa y automática que, emplea diferentes herramientas numéricas para llevar a cabo la evaluación de la eficiencia de diferentes diseños geométricos. La optimización de un rodete debe garantizar la selección de un diseño final que brinde la mejor interacción con el fluido. Para su desarrollo, es necesaria la realización de cuatro etapas principales: parametrización de la geometría a optimizar, verificación y validación del modelo computacional, definición de la función objetivo y la implementación de un algoritmo de optimización. Cada etapa merece un desarrollo especial, sin embargo, la etapa de respuesta del modelo computacional, es la que consume la mayor cantidad de tiempo del proceso, esto debido a la complejidad de las ecuaciones 3D de Navier-Stokes que describen el fenómeno y a la densidad de malla necesaria para definirlo. Así, el presente trabajo abordará la verificación del modelo computacional del rodete Tokke, el cual minimice los recursos computacionales y así el tiempo de respuesta. Para lograr el objetivo, fue necesaria la creación de un dominio computacional 3D multibloques, cuya topología y subtopología permitiesen la generación y control de una malla estructurada. Para esto, se programó la secuencia automática del dominio computacional 3D del rodete, su mallado estructurado y los tipos de frontera necesarios, con el fin de obtener cinco mallas con diferentes densidades. Con estas cinco mallas se realizó un estudio de convergencia de malla y se obtuvo un error de 5.6 % (respecto a una malla infinita) con la malla más gruesa (229,432 volúmenes de control). En base a lo anterior, este estudio garantiza la capacidad de la malla gruesa para ser empleada en el proceso de optimización y como consecuencia un menor tiempo de cálculo acelerando así dicho proceso.

Palabras clave: *Rodete, Francis, Malla estructurada, estudio de convergencia, Modelo DFC.*

Abstract.

Currently, the design trend of Francis impellers focuses on the use of computational optimization processes. Basically, an optimization process is an iterative and automatic task that uses different numerical tools to carry out the evaluation of the efficiency of different geometric designs. The optimization of a runner must guarantee the selection of a final design that provides the best interaction with the fluid. For its development, it is necessary to carry out four main stages: parameterization of the geometry to be optimized, verification and validation of the mathematical model, definition of the objective function and implementation of an optimization algorithm. Each stage deserves special development, however, the response stage of the computational model consumes the greatest amount of time in the process, due to the complexity of the numerical solution of Navier-Stokes 3D equations that describe the phenomenon and the density of mesh needed to define it. Thus, the present work will address the verification of the computational model of the Tokke runner, which minimizes computational resources and thus the response time. In order to achieve the objective, it was necessary to create a 3D multiblock computational domain, whose topology and subtopology allowed the generation and control of a structured mesh. For this, the automatic sequence of the 3D computational domain of the runner, its structured meshing and the necessary border types were programmed, in order to obtain five meshes with different densities. With these five meshes a mesh convergence study was performed and an error of 5.6 % (compared to an infinite mesh) with the thickest mesh (229,432 control volumes) was obtained. Based on the above, this study guarantees the ability of the coarse mesh to be used in the optimization process and as a consequence a shorter calculation time thus accelerating this process.

Índice general

1. Introducción.	1
1.1. Revisión del Estado del Arte.	3
1.1.1. Desarrollo de Modelos de DFC, para ser incorporados a un proceso de optimización.	4
1.1.2. Diseño y evaluación numérica de rodets Francis.	10
1.2. Definición del problema.	30
1.3. Justificación.	31
1.4. Hipótesis.	31
1.5. Objetivos.	32
1.6. Motivación y contribución.	33
2. Conceptos Básicos.	34
2.1. Máquinas hidráulicas.	34
2.1.1. Definición.	34
2.1.2. Clasificación.	35
2.2. Turbinas hidráulicas.	36
2.2.1. Definición.	36
2.2.2. Clasificación.	36
2.2.3. Características generales.	38
2.3. Turbina Francis.	41
2.4. Dinámica de Fluidos Computacional (DFC).	49
2.4.1. Ecuaciones Gobernantes.	50
2.4.2. Discretización espacial.	50
2.4.3. Discretización temporal.	52
2.4.4. Malla e independencia de malla en DFC.	53
2.4.5. Capa límite en DFC.	55
2.4.6. DFC turbulenta.	57

2.4.7. Fuentes de error en la DFC.	60
3. Caso de estudio.	63
3.1. Talleres Francis 99.	63
3.2. Características de las turbinas instaladas en la central hidroeléctrica Tokke. . .	64
3.3. Características de la turbinas Tokke.	64
3.4. Estudios experimentales en la turbina Tokke.	66
3.4.1. Estudio de desempeño de la turbina.	68
3.4.2. Medición de la presión.	69
3.4.3. Medición de la velocidad.	70
3.5. Cuestiones numéricas relacionadas con la turbina Tokke.	71
4. Metodología.	73
4.1. CAD 3D del rodete Tokke.	74
4.2. Modelo de DFC 2D.	75
4.2.1. Obtención del DC 2D.	75
4.2.2. Evaluación numérica del dominio computacional 2D.	81
4.3. Modelo de DFC 3D.	86
4.3.1. Obtención del DC 3D.	87
4.3.2. Programación de un archivo Journal para la creación automática del dominio computacional 3D del rodete.	108
4.3.3. Mallado.	116
4.3.4. Evaluación numérica del dominio computacional 3D.	117
4.4. Verificación del modelo de DFC 3D del rodete Tokke.	118
4.4.1. Estimación de los errores numéricos.	119
5. Análisis de resultados.	121
5.1. Modelo de DFC 2D.	121
5.1.1. Malla	122
5.1.2. Resultados numéricos.	123
5.2. Modelo de DFC 3D.	132
5.2.1. Malla.	132
5.2.2. Verificación.	136
5.2.3. Estimación de los errores numéricos.	137
5.2.4. Resultados numéricos.	139

6. Conclusiones.	150
6.1. Conclusiones.	150
6.2. Limitaciones.	151
6.3. Recomendaciones.	151
6.4. Trabajo a futuro.	152
Bibliografía.	153

Índice de figuras

1.1.	Secciones distribuidas a lo largo de la envergadura del álabe (Perfiles NACA).	2
1.2.	Rodete Tokke de una turbina Francis.	3
1.3.	CAD del tubo de aspiración, dimensiones en milímetros; obtenido de Galván et al. (2012).	4
1.4.	Gráficas de las cantidades de rendimiento global (ϕ), empleando el método de extrapolación de Richardson, con un esquema de primer orden $\phi(1)$ y de segundo orden $\phi(2)$. (a) Coeficiente de pérdida de energía. (b) Coeficiente de presión en pared. (c) Coeficiente de presión medio; obtenido de Galván et al. (2012).	6
1.5.	Mallas seleccionadas para llevar a cabo la optimización del tubo de aspiración. a) Malla gruesa con 56,000 volúmenes de control. b) Malla fina con 1,000,000 volúmenes de control; obtenido de Galván et al. (2012).	7
1.6.	Cono difusor; obtenido de Herrera et al. (2017).	7
1.7.	Gráfica del coeficiente de recuperación de la presión media (C_{pm}), empleando el método de extrapolación de Richardson, con un esquema de primer orden $\phi(1)$ y de segundo orden $\phi(2)$; obtenido de Herrera et al. (2017).	8
1.8.	Impulsor del compresor. (a) CAD de la primera etapa de compresión del compresor centrífugo (b) Dominio computacional 2D empleado (en color gris); obtenido de Piñón (2017).	9
1.9.	Gráfica de la velocidad, empleando el método de extrapolación de Richardson, con un esquema de primer orden $\phi(1)$ y de segundo orden $\phi(2)$; obtenido de Piñón (2017).	10
1.10.	CAD del rodete; obtenido de Saeed et al. (2009).	11
1.11.	Malla 3D no estructurada del rodete; obtenido de Saeed et al. (2009).	11
1.12.	Detalles de la malla 3D no estructurada; obtenido de Saeed et al. (2009).	11
1.13.	Velocidad tangencial a la entrada del rodete; obtenido de Saeed et al. (2009).	12
1.14.	Líneas de corriente a la entrada del rodete; obtenido de Saeed et al. (2009).	12
1.15.	CAD del rodete desarrollado en ANSYS BLADEGEN; obtenido de Eyup et al. (2017).	12
1.16.	Malla no estructurada para el DC del canal hidráulico del rodete; obtenido de Eyup et al. (2017).	13
1.17.	Tipos de frontera empleados en el dominio computacional del rodete. (a) Vista lateral. (b) Vista de planta; obtenido de Eyup et al. (2017).	14

1.18. Líneas de corriente en el rodete; obtenido de Eyup et al. (2017).	14
1.19. CAD original del rodete Francis; obtenido de Daneshkah & Zangeneh (2010).	15
1.20. Malla del rodete vista desde un corte medio del dominio computacional; obtenido de Daneshkah & Zangeneh (2010).	15
1.21. Características de rendimiento del rodete. (a) Salto. (b) Potencia del eje. (c) Eficiencia del rodete; obtenido de Daneshkah & Zangeneh (2010).	16
1.22. Plano meridional del rodete. (a) Original (b) Modificado; obtenido de Suthep & Somchai (2011).	17
1.23. Malla no estructurada empleada 3D; obtenido de Suthep & Somchai (2011).	17
1.24. Líneas de corriente en el rodete. (a) Rodete original. (b) Rodete mejorado; obtenido de Suthep & Somchai (2011).	18
1.25. Estudio de independencia de malla; obtenido de Binaya et al. (2015).	19
1.26. Dominio computacional; obtenido de Binaya et al. (2015).	19
1.27. Líneas de corriente. (a) Rodete con 11 álabes. (b) Rodete con 13 álabes. (c) Rodete con 17 álabes; obtenido de Binaya et al. (2015).	20
1.28. CAD del canal hidráulico del rodete; obtenido de Hu & Hu (2012).	21
1.29. Sección media de la malla del canal hidráulico; obtenido de Hu & Hu (2012).	21
1.30. Líneas de corriente a través del canal de flujo; obtenido de Hu & Hu (2012).	22
1.31. CAD del rodete Francis; obtenido de Hua et al. (2015).	22
1.32. Malla empleada en el estudio; obtenido de Hua et al. (2015).	23
1.33. Vectores de velocidad para las tres condiciones de operación del rodete. (a) 1/4 de Carga. (b) 1/2 carga. (c) Carga completa; obtenido de Hua et al. (2015).	23
1.34. Rodete GAMM; obtenido de Roig (2017).	24
1.35. CAD del rodete GAMM; obtenido de Roig (2017).	24
1.36. Dominio computacional del rodete GAMM; obtenido de Roig (2017).	25
1.37. Gráficas para el estudio estático, obtenidas al evaluar numéricamente distintos parámetros del rodete GAMM; obtenido de Roig (2017)	25
1.38. Malla del rodete GAMM para el estudio estático; obtenido de Roig (2017)	26
1.39. Detalles de la malla del rodete GAMM para el estudio estático; obtenido de Roig (2017)	26
1.40. Valores obtenidos para y^+ en las paredes del álabe GAMM en el estudio estático; obtenido de Roig (2017)	26
1.41. Gráficas para el estudio rotatorio, obtenidas al evaluar numéricamente distintos parámetros del rodete GAMM; obtenido de Roig (2017)	27
1.42. Malla del rodete GAMM para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)	27
1.43. Detalles de la malla del rodete GAMM para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)	28

1.44. Valores obtenidos para y^+ en las paredes del álabe GAMM para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)	28
1.45. Tipos de frontera para el estudio estático; obtenido de Roig (2017)	28
1.46. Vectores de velocidad obtenidos para el estudio estático; obtenido de Roig (2017)	29
1.47. Tipos de frontera para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)	29
1.48. Vectores de velocidad obtenidos para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)	30
2.1. Clasificación de máquinas de fluido; obtenido de Mataix (1993).	35
2.2. Clasificación de máquinas de fluido; obtenido de Mataix (1993).	37
2.3. Clasificación de máquinas de fluido; obtenido de Çengel et al. (2012).	39
2.4. Vista desde el fondo de una rueda Pelton en operación que ilustra la separación y desviación del chorro de agua en el cangilón; obtenido de Çengel et al. (2012).	39
2.5. Las características distintivas de las cuatro subcategorías de turbinas de reacción. (a) Flujo radial de una turbina Francis. (b) Flujo mixto de turbina Francis. (c) Flujo mixto de turbina de hélice. (d) Flujo axial de turbina de hélice; obtenido de Çengel et al. (2012).	40
2.6. Turbina Francis; obtenido de Lorenzo (2018).	42
2.7. Carcasa espiral; obtenido de Lorenzo (2018).	43
2.8. Carcasa espiral de la turbina Tokke; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	43
2.9. Distribuidor; obtenido de Lorenzo (2018).	44
2.10. Rodete Francis; obtenido de Lorenzo (2018).	44
2.11. Tubo de aspiración; obtenido de Lorenzo (2018).	44
2.12. Vista de planta y transversal de una turbina Francis; obtenido de Çengel et al. (2012).	45
2.13. Esquema de una central hidroeléctrica; obtenido de Redondo (2012).	46
2.14. Vectores de velocidad relativa y absoluta a la entrada del rodete; obtenido de Çengel et al. (2012).	48
2.15. Vectores de velocidad relativa y absoluta a la salida del rodete; obtenido de Çengel et al. (2012).	49
2.16. Discretización temporal. El paso de tiempo debe ser el adecuado para captar los cambios de la solución; obtenido de Lozano (2015)	52
2.17. Malla estructurada 2D; obtenido de Çengel et al. (2012).	53
2.18. Malla no estructurada; obtenido de Çengel et al. (2012).	54
2.19. Malla híbrida; obtenido de Çengel et al. (2012).	54
2.20. Modelado de la capa límite en ANSYS FLUENT; obtenido de Fluent (2014).	56
2.21. Perfil de velocidad promedio y algunos de los remolinos; los remolinos turbulentos más pequeños (tamaño h) son del orden de magnitud más pequeños que los remolinos turbulentos más grandes (tamaño L); obtenido de Çengel et al. (2012).	57
2.22. Simulación de Remolinos Grandes (SRG). Se muestra un perfil de velocidad promedio y los remolinos calculados; obtenido de Çengel et al. (2012).	58

2.23. Al emplear un modelo de turbulencia no hay remolinos turbulentos calculados; obtenido de Çengel et al. (2012).	58
2.24. Modelos de turbulencia usados en ANSYS FLUENT.	60
2.25. Fuentes de error en una simulación de DFC; obtenido de Lain et al. (2011).	61
3.1. Vista completa de la carcasa espiral, el cono y el tubo de aspiración conectado al tanque de aguas abajo; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	63
3.2. Álabes en la salida del rodete Tokke; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	64
3.3. Vista transversal del rodete Tokke; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	65
3.4. Sistema de bombeo para la plataforma de prueba de la turbina Tokke; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	67
3.5. Diagrama del banco de pruebas y ubicación de los sensores; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	68
3.6. Diagrama de eficiencias; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	69
3.7. Dominio computacional de la turbina Francis. La ubicación de la cara de entrada es la misma donde se realizó la medición de presión. La turbina incluye tres dominios, carcasa en espiral con distribuidor, rodete y tubo de aspiración. El rodete es un dominio rotativo; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	71
4.1. Rodete Tokke.	74
4.2. Elementos constitutivos del rodete Tokke.	74
4.3. Dominio computacional 2D (“blade-to-blade”).	76
4.4. Dominio computacional 2D (“passage-to-passage”).	76
4.5. Sección de interés de estudio en color gris (Dominio computacional 2D).	77
4.6. Dominio computacional sin la topología necesaria para la creación de una malla estructurada.	77
4.7. Plano de corte empleado para la obtención de la topología del DC 2D del rodete Tokke.	78
4.8. Dominio computacional 2D del rodete Tokke con la topología necesaria para la creación de una malla estructurada.	78
4.9. Topología, malla y tipos de frontera del Dominio computacional 2D del rodete Tokke.	79
4.10. Representación gráfica del concepto de <i>Skew</i>	80
4.11. Representación gráfica de los parámetros empleados en la creación de la capa límite.	80
4.12. Triángulo de velocidades a la entrada del rodete.	83
4.13. Dominio computacional; obtenido de Gambit (2014).	87
4.14. Dominio computacional con una malla no estructurada; obtenido de Gambit (2014).	87
4.15. Topología del dominio computacional multibloques, necesaria para la creación de una malla estructurada. (a) Vista isométrica. (b) Vista en planta; obtenido de Gambit (2014).	88

4.16. Dominio computacional con malla estructurada; obtenido de Gambit (2014).	88
4.17. Herramienta empleada para la descomposición del volumen turbo.	89
4.18. Malla estructurada en las paredes del álabe principal.	89
4.19. Perfiles obtenidos en ambos álabes.	90
4.20. Elementos necesarios para la creación del perfil turbo.	90
4.21. Perfil turbo.	91
4.22. Volumen turbo.	91
4.23. “Conformal mapping”. (Distribución de los perfiles a través de la envergadura del álabe).	92
4.24. Dominio computacional del tipo “ <i>passage-to-passage</i> ”, generado en ANSYS BLADEGEN.	93
4.25. Dominio computacional copiado y rotado a un ángulo de 24°.	93
4.26. Dominio computacional copiado y rotado a un ángulo de 24°, hasta completar el rodete.	93
4.27. Vistas del dominio computacional sobrepuesto en el rodete.	94
4.28. Malla estructurada empleada para la obtención de las secciones horizontales de la topología y subtopología del dominio computacional 3D del rodete Tokke.	95
4.29. Líneas de la malla que conformarían a las secciones horizontales que se emplearon para definir la topología y subtopología del DC 3D del rodete Tokke.	95
4.30. Líneas que conformaron a las secciones horizontales de la topología y subtopología del DC 3D del rodete Tokke.	95
4.31. Caras que conformaron a las secciones horizontales de la topología y subtopología del dominio computacional del rodete Tokke.	96
4.32. Secciones horizontales finales. Resultado de restar a las secciones generadas los perfiles de los álabes.	96
4.33. Concepto de equidistancia representado en el dominio computacional del rodete de la turbina GAAM.	97
4.34. Secciones horizontales finales con la capa límite que permitió la obtención de las líneas equidistantes a las paredes de los álabes.	98
4.35. Malla no estructurada necesaria para la obtención de vértices que conforman la equidistancia.	98
4.36. Línea equidistante a las paredes del álabe divisor número dos.	99
4.37. Caras de corte empleadas en la obtención de las líneas verticales de la topología y subtopología.	99
4.38. Topología y subtopología resultante en la entrada del dominio computacional tras usar caras de corte para la definición de líneas verticales.	100
4.39. Distribución de las caras de corte a lo largo del DC.	100
4.40. Malla de la cara lateral del DC generado en ANSYS BLADEGEN.	101
4.41. Líneas verticales creadas a partir de la información de los nodos extraídos de la malla.	101
4.42. Caras de corte creadas a partir de la malla establecida en una cara del dominio computacional.	102

4.43. Caras de corte con los álabes sobrepuestos.	102
4.44. Caras de corte con los álabes sobrepuestos.	103
4.45. Cortes en la cara lateral del dominio computacional.	103
4.46. Malla generada para la cara cortada.	104
4.47. Caras de corte finales, con ambos álabes sobrepuestos.	104
4.48. Caras de corte finales, con ambos álabes sobrepuestos.	105
4.49. Topología y subtopología del DC.	105
4.50. Dominio computacional “ <i>passage-to-passage</i> ” obtenido en ANSYS BLADEGEN.	106
4.51. Dominio computacional “ <i>blade-to-blade</i> ”, donde se consideró al álabe principal como las fronteras del dominio.	107
4.52. Topología y subtopología final del Dominio Computacional.	107
4.53. Puntos correspondientes a la topología y subtopología del DC 3D del rodete Tokke.	108
4.54. Orden de los comandos ejecutados por el archivo Journal para la construcción automática del dominio computacional del rodete.	109
4.55. (a) Dominio computacional 3D del rodete Tokke. (b) Volumen aislado del dominio computacional. (c) Topología (líneas color verde), así como la subtopología (líneas color amarillo) del volumen aislado.	109
4.56. Cara deformada.	111
4.57. Representación gráfica del error de cierre de capa límite.	112
4.58. Error de cierre de capa límite en un volumen.	112
4.59. Capa límite insertada correctamente.	112
4.60. Cara interna compartida entre dos volúmenes.	113
4.61. Ejemplo de caras compartidas entre dominios computacionales.	113
4.62. Vértices empleados para el comando de cierre de capa límite.	114
4.63. Nodos insertados en una línea.	115
4.64. Tipos de frontera empleados en el Dominio Computacional del rodete Tokke.	115
4.65. Tipos de frontera empleados en el Dominio Computacional del rodete.	116
4.66. Monitor de velocidad estabilizado.	118
5.1. Celda con el mayor <i>Skew</i> en las mallas estructuradas 2D.	122
5.2. Evaluación de la calidad de la malla 2D, realizada por ANSYS GAMBIT.	123
5.3. Convergencia del modelo de DFC 2D.	126
5.4. Residuales obtenidos en la simulación numérica 2D.	127
5.5. Monitor de la tasa de flujo másico a la entrada del rodete.	127
5.6. Monitor de la tasa de flujo másico a la salida del rodete.	127
5.7. Reporte del flujo másico entre la entrada y la salida del rodete.	128

5.8. Monitor del valor promedio de y^+ obtenido en las paredes de los álabes.	128
5.9. Histograma que representa los valores de y^+ obtenidos en las paredes de los álabes.	129
5.10. Desglose de los valores de y^+ del histograma.	129
5.11. Vectores de velocidad en la entrada del dominio computacional 2D.	130
5.12. Vectores de velocidad en la salida del dominio computacional 2D.	130
5.13. Contornos de velocidad en el dominio computacional 2D.	130
5.14. Líneas de corriente en el dominio computacional 2D.	131
5.15. Contornos de presión en el dominio computacional 2D.	131
5.16. Desglose de los valores de y^+ del histograma.	132
5.17. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (1,233,044 volúmenes de control). . .	133
5.18. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (624,884 volúmenes de control). . . .	133
5.19. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (229,432 volúmenes de control). . . .	134
5.20. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (122,434 volúmenes de control). . . .	134
5.21. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (74,382 volúmenes de control).	135
5.22. Volumen con el mayor <i>Skew</i> en todas las mallas estructuradas 3D.	135
5.23. Malla no estructurada con 615,058 volúmenes de control sin capa límite.	136
5.24. Monitor de velocidad absoluta en la malla no estructurada.	136
5.25. Gráficas de la cantidad de rendimiento global (ϕ), empleando el método de extrapolación de Richardson, con esquemas de primer orden ($p = 1$) y de segundo orden ($p = 2$).	138
5.26. Distribución del dominio computacional entre los 16 procesadores de la estación de trabajo para la malla número uno.	140
5.27. Distribución del dominio computacional entre los 16 procesadores de la estación de trabajo para la malla número tres.	140
5.28. Distribución del dominio computacional entre los 16 procesadores de la estación de trabajo para la malla no estructurada.	141
5.29. Residuales obtenidos en la simulación numérica 3D para la malla número uno.	141
5.30. Residuales obtenidos en la simulación numérica 3D para la malla número tres.	142
5.31. Monitor de la tasa de flujo másico a la entrada del rodete para la malla número uno.	142
5.32. Monitor de la tasa de flujo másico a la entrada del rodete para la malla número tres.	142
5.33. Reporte del flujo másico a la salida del rodete para la malla número uno.	143
5.34. Reporte del flujo másico entre la entrada y la salida del rodete para la malla número tres. . . .	143
5.35. Monitor del valor promedio de y^+ obtenido en las paredes de los álabes para la malla número uno.	144
5.36. Monitor del valor promedio de y^+ obtenido en las paredes de los álabes para la malla número tres.	144

5.37. Valores obtenidos para y^+ en las paredes de los álabes para la malla número uno.	144
5.38. Valores obtenidos para y^+ en las paredes de los álabes para la malla número dos.	144
5.39. Histograma que representa los valores de y^+ obtenidos en las paredes de los álabes para la malla número uno.	145
5.40. Histograma que representa los valores de y^+ obtenidos en las paredes de los álabes para la malla número dos.	145
5.41. Desglose de los valores de y^+ del histograma para la malla número uno.	146
5.42. Desglose de los valores de y^+ del histograma para la malla número tres.	146
5.43. Distribución de y^+ en las paredes de los álabes del rodete para la malla número uno.	146
5.44. Distribución de y^+ en las paredes de los álabes del rodete para la malla número tres.	147
5.45. Vectores de velocidad en m/s en la entrada del dominio computacional 3D para la malla número uno.	147
5.46. Vectores de velocidad en m/s en la entrada del dominio computacional 3D para la malla número tres.	148
5.47. Contornos de velocidad en m/s en el dominio computacional 3D para la malla número uno.	148
5.48. Contornos de velocidad en m/s en el dominio computacional 3D para la malla número tres.	148
5.49. Contornos de presión en Pa en el dominio computacional 3D para la malla número uno.	149
5.50. Contornos de presión en Pa en el dominio computacional 3D para la malla número tres.	149

Índice de tablas

1.1. Características numéricas de las cinco mallas evaluadas; obtenido de Galván et al. (2012).	5
1.2. Error de malla estimado en porcentaje para las cinco mallas estructuradas, empleando esquemas de discretización de primer y segundo orden; obtenido de Galván et al. (2012).	5
1.3. Error de malla estimado en porcentaje para las cinco mallas, empleando esquemas de discretización de primer y segundo orden; obtenido de Herrera et al. (2017).	8
1.4. Error de malla estimado en porcentaje para las cinco mallas, empleando esquemas de discretización de primer y segundo orden; obtenido de Piñon (2017).	9
1.5. Tipos de frontera empleados en el dominio computacional del rodete; obtenido de Eyup et al. (2017).	14
1.6. Características de las mallas empleadas en el estudio de independencia de malla; obtenido de Daneshkahr & Zangeneh (2010).	16
1.7. Detalles del Set-Up empleado en la simulación numérica; obtenido de Daneshkahr & Zangeneh (2010).	16
1.8. Detalles del Set-Up empleado; obtenido de Suthep & Somchai (2011).	17
1.9. Características del Set-Up empleado en el programa ANSYS CFX; obtenido de Binaya et al. (2015).	19
1.10. Características generales del Set-Up empleado en ANSYS CFX; obtenido de Hu & Hu (2012).	21
1.11. Características generales compartidas para el Set-Up; obtenido de Roig (2017).	30
2.1. Características de las turbinas de acción.	36
2.2. Características de las turbinas de Reacción.	37
2.3. Saltos tamaños y potencias de los tipos actuales de turbinas; obtenido de Mataix (1993).	37
2.4. Causas por las cuales se generan los errores de solución.	62
3.1. Características y cuestiones relacionadas a la operación de la turbina Tokke; obtenido de Eyup et al. (2017).	65

3.2. Parámetros observados en condiciones de operación PL, BEP y HL; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	66
3.3. Ubicación de los sensores en la turbina; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	70
3.4. Puntos operativos en los que fueron realizadas las mediciones de velocidad; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	71
3.5. Ubicaciones de la medición LDA; obtenido de https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99	71
4.1. Parámetros empleados en la creación de la capa límite.	80
4.2. Valores de los factores de sobre-relajación establecidos por defecto en el programa ANSYS FLUENT.	85
4.3. Valores de los factores de sobre-relajación recomendados cuando existe divergencia o inestabilidad.	85
4.4. Valores de los factores de sobre-relajación empleados en el Set-Up final.	85
4.5. Características generales del Set-Up empleado en el programa ANSYS FLUENT para la evaluación numérica de las distintas mallas del DC 2D del rodete Tokke.	86
4.6. Tipos de frontera empleadas en el programa ANSYS FLUENT para la evaluación numérica de las distintas mallas del DC 2D del rodete Tokke.	86
4.7. Valores de los factores de sobre-relajación empleados en el Set-Up final del DC 3D.	117
5.1. Características de la computadora empleada para realizar las simulaciones numéricas.	121
5.2. Parámetros empleados para la obtención de la capa límite, así como el valor de y^+ obtenido.	124
5.3. Parámetros empleados para la obtención de la capa límite, así como el valor de y^+ obtenido.	125
5.4. Número de elementos para las cinco mallas empleadas en el estudio de convergencia de malla, así como el valor del <i>Skew</i> máximo y mínimo obtenido mediante la evaluación de la calidad de malla realizada por ANSYS GAMBIT.	132
5.5. Valor promedio de y^+ para las cinco mallas.	137
5.6. Variable global de rendimiento (Vel.) obtenida mediante la extrapolación de Richardson usando dos esquemas de discretización; de primer orden ($p = 1$) y de segundo orden ($p = 2$).	137
5.7. Error de malla estimado en porcentaje, empleando esquemas de discretización de primer y segundo orden; número de iteraciones realizadas al alcanzar la convergencia y tiempo empleado en 100 iteraciones para las seis mallas.	138
5.8. Cantidades obtenidas para el error iterativo y el factor de reducción de residuales.	139

Nomenclatura.

α	Factor de refinamiento de la malla.
β_1	Ángulo comprendido desde la línea tangente al círculo r_1 .
β_2	Ángulo comprendido desde la línea tangente al círculo r_2 .
μ	Viscosidad dinámica.
ω	Velocidad angular del rodete.
\vec{V}_1	Velocidad absoluta del fluido a la salida del rodete.
\vec{V}_2	Velocidad absoluta del fluido a la entrada del rodete.
ϕ_{ext}	Cantidad de rendimiento global extrapolada.
ϕ_P^n	Solución exacta del sistema lineal discreto
ϕ	Cantidad de rendimiento global.
$\phi(1)$	Cantidad de rendimiento global con un esquema de discretización de primer orden.
$\phi(2)$	Cantidad de rendimiento global con un esquema de discretización de segundo orden.
$\phi(\mathbf{x}_p, t_n)$	Soluciones exactas de las ecuaciones diferenciales en el punto \mathbf{x}_p y el tiempo t_n .
$\phi(\mathbf{x}_p, t_n)$	Solución exacta de las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento del flujo.
ϕ_{real}	Valor real de las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento del flujo.

ρ	Densidad del agua.
$\overline{\rho u'_i u'_j}$	Esfuerzos de Reynolds
σ_ε	Número de Prandtl para $\varepsilon = 1.3$.
σ_{ij}	Tensor de esfuerzos turbulentos, el primer índice que indica el plano a lo largo del cual actúa el esfuerzo y el segundo dando la dirección de las coordenadas.
σ_k	Número de Prandtl para $k = 1.0$.
τ_{ij}	Tensor de esfuerzos viscosos.
ε	Tasa de disipación de energía turbulenta.
ε_τ	Grado de reacción de una turbina hidráulica.
$\widetilde{\phi}_P^n$	Solución calculada.
ζ	Coeficiente de pérdida de energía.
a_1	Coeficiente que depende de las derivadas pero no depende de h .
$C_{1\varepsilon}$	Constante = 1.44.
$C_{2\varepsilon}$	Constante = 1.92.
C_μ	Constante.
C_{pm}	Coeficiente de recuperación de presión promedio.
C_{pw}	Coeficiente de recuperación de presión en la pared.
D	Diámetro externo del rodete.
e_1	Error de malla con esquema de discretización de primer orden.
e_2	Error de malla con esquema de discretización de segundo orden
g	Gravedad.
h	Número de volúmenes de control de la malla.
H_b	Altura bruta.
H_{rA-E}	Pérdidas en el canal de llegada.

H_{rS-Z}	Pérdidas después de la salida de la turbina.
k	Energía cinética turbulenta en el punto.
n	Velocidad angular del rodete en radianes.
N_1	Malla con el mayor número de volúmenes de control (la más fina).
N_2	Malla con el menor número de volúmenes de control (la más gruesa).
n_s	Número específico de revoluciones.
P	Presión estática.
p	Orden del método. 1 para esquemas de discretización de primer orden y 2 para esquemas de discretización de segundo orden.
P_a	Potencia en el eje o potencia útil.
p_E	Presión del fluido a la entrada de la turbina.
p_S	Presión del fluido a la salida de la turbina.
r_1	Radio interno en el rodete.
r_2	Radio externo en el rodete.
u_τ	Velocidad de esfuerzo cortante.
U_i	Velocidades en las direcciones de coordenadas x_i
$V_{1,n}$	Velocidad normal del fluido a la salida del rodete.
$V_{1,t}$	Velocidad tangencial del fluido a la salida del rodete.
$V_{2,n}$	Velocidad normal del fluido a la entrada del rodete.
$V_{2,t}$	Velocidad tangencial del fluido a la entrada del rodete.
v_E^2	Velocidad del fluido a la entrada de la turbina.
v_S	Velocidad del fluido a la salida de la turbina.
Y	Energía neta transferida.
y	Distancia normal del centro de la celda a la pared.

y^+	Distancia existente entre una pared y la primer celda de la capa límite.
Y_b	Energía bruta.
Y_{rA-E}	Energía pérdida antes de la turbina.
Y_{rS-Z}	Energía pérdida después de la turbina.
z_E	Altura de entrada de la turbina.
z_S	Altura de salida de la turbina.
ei	Error iterativo.
H	Altura neta.
k	Energía cinética turbulenta.
N	Número de volúmenes de control de una malla.
Q	Caudal.

Capítulo 1

Introducción.

Las turbinas hidráulicas Francis pueden trabajar con eficiencias de hasta un 95 % y, con más del 60 % de la generación hidroeléctrica a nivel mundial, son el tipo de turbina más ampliamente utilizada. Con el fin de satisfacer la demanda de producción mundial, se ha llevado a este tipo de turbinas a un límite de operación extremo, ya que en algunas ocasiones son forzadas a trabajar bajo carga desfavorable, lo cual ha desafiado a los diseñadores a crear turbinas con altas eficiencias en todo el rango de operación de la misma.

Un componente fundamental para garantizar que una turbina hidráulica llegue a alcanzar eficiencias superiores a un 90 %, es el rodete. En estricto sentido, se necesita que este garantice la mayor transformación de energía cinética, potencial y de presión en energía mecánica. Desde la perspectiva anterior y, gracias al aumento del poder de cálculo computacional en los últimos años, resulta ser de suma importancia enfocar el diseño de rodetes en el empleo de algoritmos de optimización, que apoyados en herramientas de DFC (*Dinámica de Fluidos Computacional, CFD por sus siglas en inglés*), han demostrado ser bastante precisos a la hora de obtener diseños verdaderamente eficientes.

Una optimización de un rodete Francis es un proceso iterativo de evaluación numérica que es automatizado computacionalmente, por lo tanto, se vuelve necesario partir de un escaneo del rodete cuya eficiencia pretenda aumentarse. No obstante, una optimización involucra la realización de una serie de etapas previas necesarias para poder llevarse a cabo:

- a). **Parametrización.** La parametrización de un rodete Francis suele realizarse empleando una técnica de parametrización de secciones distribuidas equidistantemente (perfiles hidrodinámicos) a lo largo de la envergadura del álabe (Figura 1.1). Estas secciones son definidas mediante ecuaciones matemáticas que describen a los perfiles NACA (National Advisory Committee for Aeronautics: Comité Consejero Nacional para la Aeronáutica) y,

al ser utilizadas en un proceso de optimización, serán las responsables de la creación y modificación automática de la forma del álabe en cada iteración.

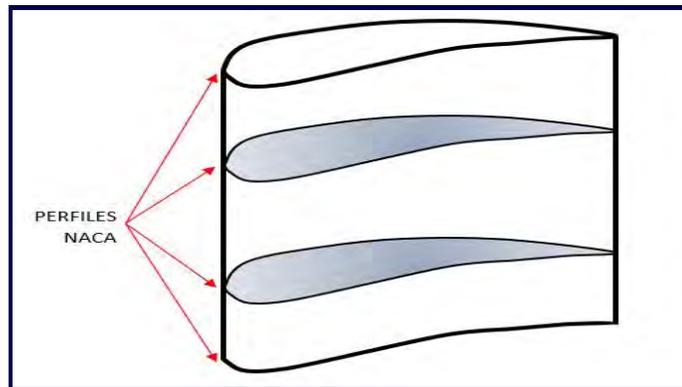


Figura 1.1. Secciones distribuidas a lo largo de la envergadura del álabe (Perfiles NACA).

- b). **Desarrollo, verificación y validación de un modelo de DFC del rodete** (*Etapa desarrollada en esta tesis*). El desarrollo y verificación de un modelo de DFC es uno de los aspectos más importantes previos a realizar una optimización. Para realizar dicho proceso, es necesaria la creación, evaluación y cuantificación de los errores numéricos de una serie de mallas estructuradas con diferentes densidades. Gracias a los resultados numéricos generados por cada malla, es posible realizar un estudio de convergencia de malla que brindará la información necesaria para seleccionar la malla con la mayor y menor densidad posible, respetando la curva de convergencia de malla. Cabe destacar la necesidad de validar los datos numéricos obtenidos en ambas mallas, antes de realizar la optimización del rodete, con los datos experimentales. En base a lo anterior, se garantizará que el modelo numérico exprese correctamente al fenómeno físico.
- c). **Programación de un algoritmo de control.** Un algoritmo de control garantizará la comunicación entre programas computacionales en la optimización, mediante la programación de una serie de instrucciones que indicarán el orden de ejecución de cada programa durante el proceso.
- d). **Establecimiento de una función objetivo.** La función objetivo suele ser una cantidad de rendimiento que será optimizada mediante técnicas de programación. Su función principal, es evaluar el aumento o disminución de la eficiencia de los rodetes generados en el proceso de optimización con respecto a una cantidad evaluada.

A grosso modo, el proceso de optimización parte de los parámetros de las secciones NACA de los álabes del rodete original, estos son modificados automáticamente por un algoritmo

genético en cada iteración del proceso, lo que genera una nueva forma de álabe que es evaluada numéricamente con la malla menos densa (seleccionada en el estudio de convergencia de malla). El uso de la malla menos densa involucrará un menor consumo recursos computacionales y, por ende, un menor tiempo de cálculo numérico (aunque un mayor error numérico respecto a la malla más densa). Los datos numéricos de cada iteración son valorados por una función objetivo hasta obtener el diseño de rodete con la forma de álabe que garantice la mayor transferencia de energía entre el álabe y el fluido, es decir, la geometría del rodete óptima. Una vez obtenida la geometría óptima del rodete, es necesario evaluarla numéricamente con la malla más densa, garantizando así la reducción del porcentaje de error numérico de la solución final.

Debido a la confidencialidad de los diseños de rodetes Francis, se vuelve complicado la obtención de alguna geometría para la realización de cualquier estudio numérico, sin embargo, para llevar a cabo el desarrollo del modelo de DFC, se utilizó como objeto de estudio el rodete Francis de la turbina Tokke (Figura 1.2). La turbina Tokke surge de un proyecto realizado por la NTNU (*Norwegian University of Science and Technology: Universidad de Ciencia y Tecnología de Noruega*) y la LTU (*Luleå University of Technology: Universidad de Tecnología en Luleå*). Ambas instituciones han diseñado e investigado experimentalmente dicha turbina, y la han hecho del dominio público para su análisis.

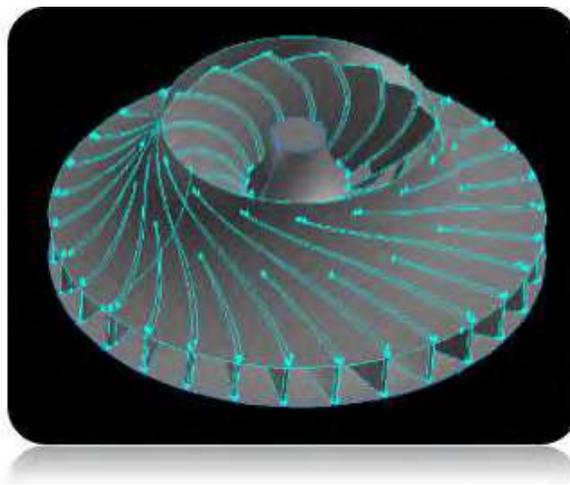


Figura 1.2. Rodete Tokke de una turbina Francis.

1.1. Revisión del Estado del Arte.

En las últimas dos décadas, el uso de la DFC en el diseño y análisis de turbomaquinaria ha sido ampliamente aceptado por grandes compañías transnacionales, tal es el caso de

General Electric Hydro. Esto se puede visualizar en el artículo “*Simulation Software*”, de la revista *Waterpower* (2005). En él, se hace constar que las simulaciones numéricas realizadas por ingenieros de la empresa, en estado no estacionario, concuerdan de una manera muy aproximada con el fenómeno real estudiado. La diferencia entre el fenómeno evaluado numéricamente y los resultados experimentales fue menor a 2.5 % para niveles medios de presión.

A pesar de que en los últimos años ha aumentado el uso de la DFC en el diseño de componentes de la turbina y, se ha logrado establecer su precisión para representar los fenómenos físicos que ocurren en ellos, es muy reservada la información en lo que a diseño y evaluación numérica de rodets Francis concierne. A continuación, se describen investigaciones relacionadas con la creación de modelos de DFC para ser incorporados a un proceso de optimización, así como trabajos relacionados únicamente con el diseño y evaluación numérica de rodets Francis.

1.1.1. Desarrollo de Modelos de DFC, para ser incorporados a un proceso de optimización.

En la literatura, se pueden encontrar trabajos que hacen referencia al diseño de componentes de turbinas Francis, o en su defecto, a componentes de otro tipo de turbomaquinaria mediante el empleo de procesos de optimización. Gracias a estos trabajos, se pueden destacar los aportes realizados por investigadores en lo que a desarrollo, verificación y validación de modelos de DFC respecta.

Los resultados presentados por Galván et al. (2012), son la segunda parte de una investigación cuyo fin era el desarrollo de una metodología de optimización para el mejoramiento del rendimiento del tubo de aspiración de una turbina hidráulica tipo Francis a través de un perfil de velocidad de entrada (Figura 1.3).

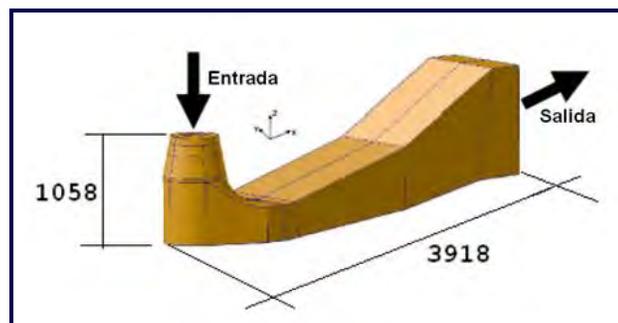


Figura 1.3. CAD del tubo de aspiración, dimensiones en milímetros; obtenido de Galván et al. (2012).

Para llevar a cabo la optimización del tubo de aspiración, los autores buscaron crear un modelo de DFC que les permitiese reducir considerablemente el tiempo de cálculo numérico empleado en cada iteración del proceso, haciendo viable así la optimización. Con el fin de lograr el objetivo planteado, evaluaron numéricamente una serie de cinco mallas estructuradas, con diferentes densidades de malla. Las mallas analizadas numéricamente tenían aproximadamente dos veces el número de volúmenes de control en comparación con la anterior. En la Tabla 5.1 se describen algunas características numéricas de las mallas evaluadas.

Tabla 1.1: Características numéricas de las cinco mallas evaluadas; obtenido de Galván et al. (2012).

Grid	1	2	3	4	5
N	1.0^6	5.5^5	2.5^5	1.2^5	5.6^4
<i>ei</i> %	2.09^{-8}	1.11^{-8}	1.25^{-8}	1.05^{-8}	1.07^{-8}
Times CPU %	10.5	5.4	2.6	1.6	1.0
<i>error</i> %	1.0^{-5}	5.78^{-6}	6.53^{-6}	5.45^{-6}	5.57^{-6}

En la Tabla 1.2 se presenta el error estimado de malla para las cantidades globales de rendimiento del tubo de aspiración, los cuales se evaluaron numéricamente en cada malla: coeficiente de pérdida de energía (ζ), coeficiente de recuperación de presión en la pared (C_{pw}) y coeficiente de recuperación de presión promedio (C_{pm}).

Tabla 1.2: Error de malla estimado en porcentaje para las cinco mallas estructuradas, empleando esquemas de discretización de primer y segundo orden; obtenido de Galván et al. (2012).

Grid		1	2	3	4	5
ζ	ϕ	0.175	0.170	0.160	0.143	0.118
	e_1	12.16	14.85	19.79	28.00	40.61
	e_2	5.87	8.75	14.04	22.84	36.36
C_{pw}	ϕ	1.252	1.217	1.181	1.157	1.124
	e_1	11.33	13.84	16.35	18.05	20.42
	e_2	5.44	8.12	10.80	12.60	15.13
C_{pm}	ϕ	0.885	0.885	0.884	0.889	.890

Ya obtenidos los resultados numéricos y, los errores numéricos de cada malla, se realizó el estudio de convergencia de malla, para lo cual se empleó la extrapolación de Richardson. Gracias a este método, fue posible graficar los resultados de las cantidades globales de rendimiento del tubo de aspiración. Los autores dejaron en claro que, únicamente el coeficiente de pérdida de energía (ζ) se podía emplear en un proceso de optimización como función objetivo, ya que como se puede observar en la Figura 1.4, es la única cantidad donde las cinco mallas quedaban dentro del límite de convergencia de malla.

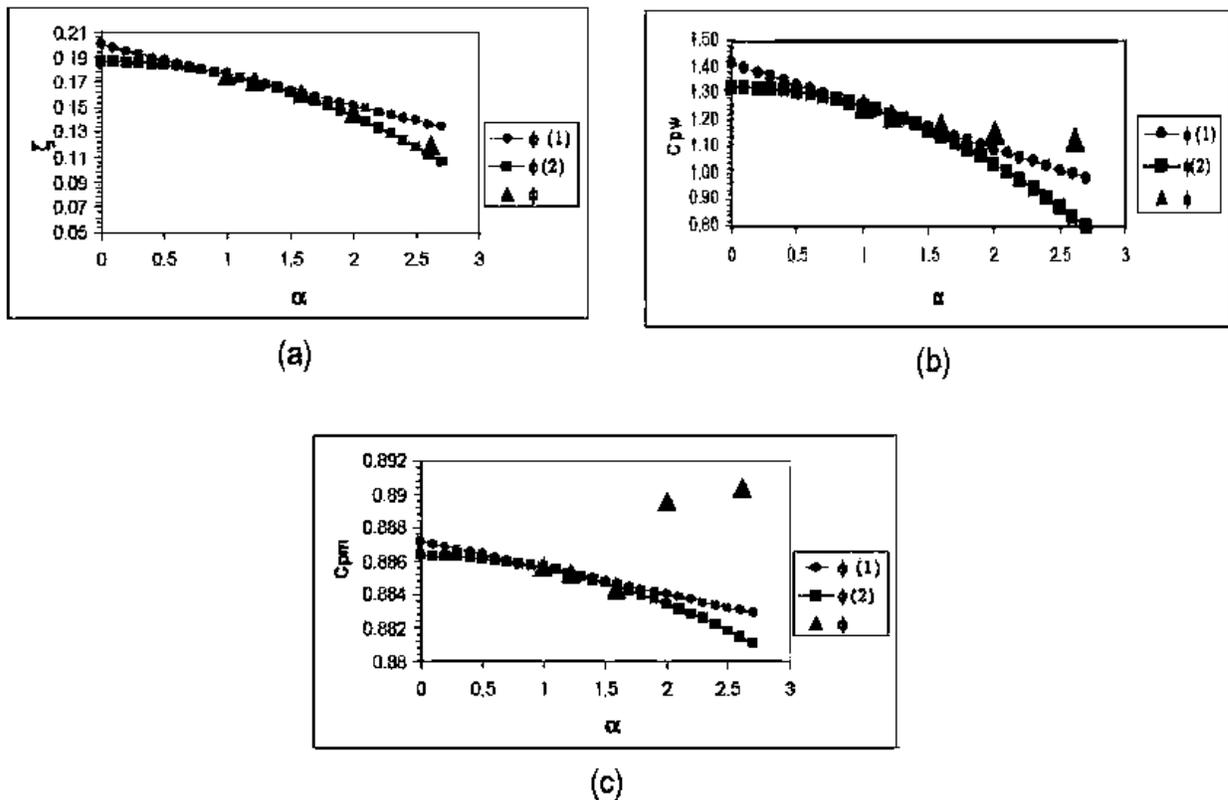


Figura 1.4. Gráficas de las cantidades de rendimiento global (ϕ), empleando el método de extrapolación de Richardson, con un esquema de primer orden $\phi(1)$ y de segundo orden $\phi(2)$. (a) Coeficiente de pérdida de energía. (b) Coeficiente de presión en pared. (c) Coeficiente de presión medio; obtenido de Galván et al. (2012).

Una vez que se estableció que la cantidad global de rendimiento podría ser utilizada como función objetivo, se seleccionaron las mallas que estarían involucradas en el proceso de optimización. En la Figura 1.5 - a se puede apreciar la malla menos densa, también conocida como gruesa, con 56,000 volúmenes de control. Esta malla fue utilizada en el proceso de optimización del tubo de aspiración, ya que el tiempo de cálculo numérico se reducía aproximadamente cuatro veces respecto a la malla más densa con 1,000,000 de volúmenes de control, no obstante, con un porcentaje de error numérico mayor. En la Figura 1.5 - b se muestra la malla más densa, también conocida como fina, con 1,000,000 de volúmenes de control. Esta malla se empleó en la evaluación de la geometría optimizada que se obtuvo del proceso de optimización, con la finalidad de reducir el porcentaje de error y, por ende, obtener resultados más precisos.

Hay que tener en cuenta que los datos numéricos de la malla más y menos densa fueron validados con datos experimentales, garantizándose así conocer el porcentaje de error de cada malla respecto al fenómeno real.

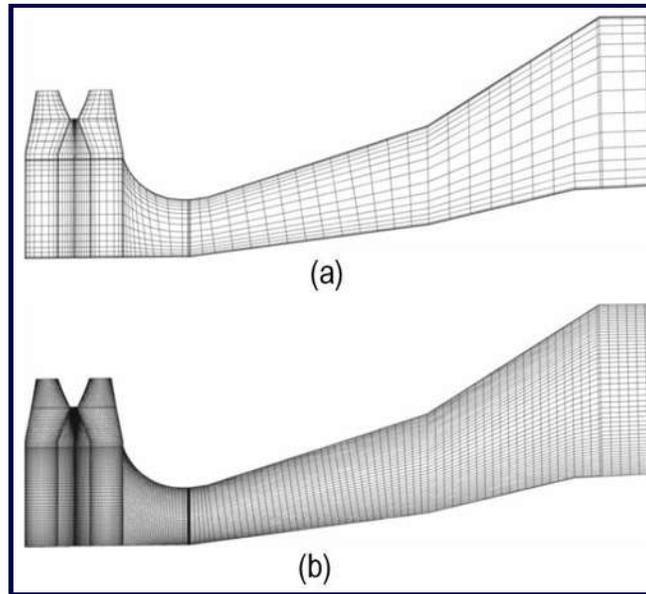


Figura 1.5. Mallas seleccionadas para llevar a cabo la optimización del tubo de aspiración. a) Malla gruesa con 56,000 volúmenes de control. b) Malla fina con 1,000,000 volúmenes de control; obtenido de Galván et al. (2012).

Herrera et al. (2017) Llevaron a cabo una optimización de un cono difusor de una turbina Francis (Figura 1.6).

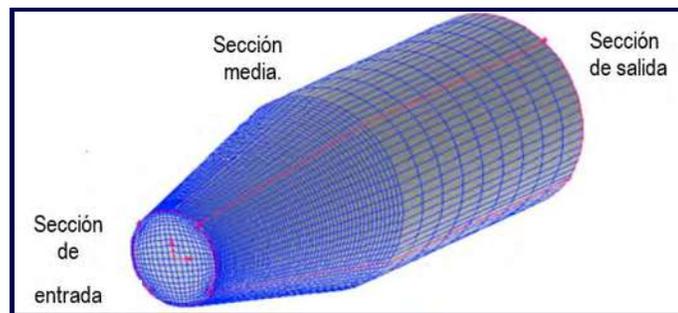


Figura 1.6. Cono difusor; obtenido de Herrera et al. (2017).

Dicha investigación consistió en parametrizar el cono difusor mediante el empleo de curvas de Bézier que permitían la variación de un ángulo θ . La función del ángulo θ es maximizar, o en su defecto minimizar, la ganancia de energía del fluido a la salida del rodete. Una vez obtenidos los parámetros responsables de la modificación de la geometría del cono en cada iteración del proceso, se llevó a cabo la programación del algoritmo de optimización, así como la obtención de la función objetivo que, para este caso, se empleó el coeficiente C_{pm} .

Antes de llevar a cabo la optimización del cono difusor, fue necesario realizar la verificación del modelo de DFC, estableciendo para este fin, un total de cinco mallas estructuradas.

En la Tabla 1.3 se muestra el error de malla estimado en porcentaje, además, se puede apreciar que la malla estructurada N1, con 390,279 volúmenes de control, produce un error de malla de 2.33 % (con esquemas de discretización de segundo orden) para el coeficiente C_{pm} , mientras que la malla estructurada N5, con 42,840 volúmenes de control, produce un error de 9.05 % para dicho coeficiente.

Tabla 1.3: Error de malla estimado en porcentaje para las cinco mallas, empleando esquemas de discretización de primer y segundo orden; obtenido de Herrera et al. (2017).

Malla	1	2	3	4	5	
N	390,279	216,678	125,388	72,732	42,840	
α	1.0000	1.2167	1.4600	1.7506	2.0884	
ϕ	0.8927	0.8926	0.8925	0.8923	0.8921	
C_{pm}	e_1	0.0516	0.0628	0.0740	0.0964	0.1188
	e_2	0.0233	0.0345	0.0457	0.0681	0.0905

La Figura 1.7 muestra que las cinco mallas empleadas quedan dentro del límite de convergencia, es decir, con esta gráfica se comprueba que la malla con el menor número de volúmenes de control (42,840), puede ser empleada en el proceso de optimización del cono difusor.

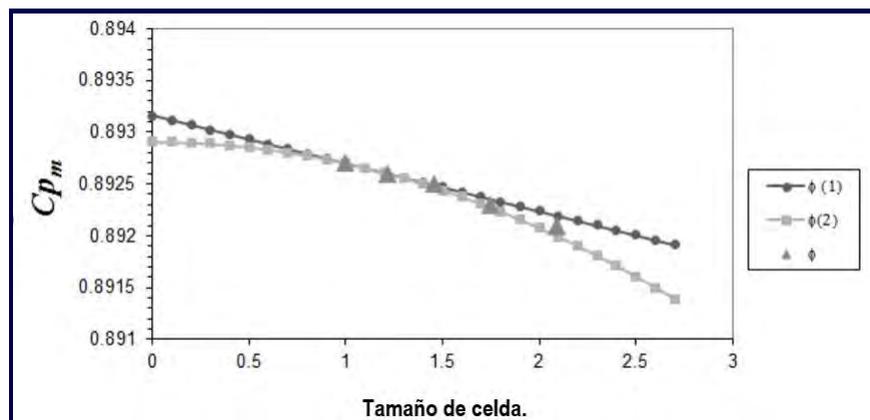


Figura 1.7. Gráfica del coeficiente de recuperación de la presión media (C_{pm}), empleando el método de extrapolación de Richardson, con un esquema de primer orden $\phi(1)$ y de segundo orden $\phi(2)$; obtenido de Herrera et al. (2017).

A pesar del porcentaje de error obtenido, resulta factible realizar la optimización del cono difusor con la malla de 42,840 volúmenes de control, sin embargo, el diseño final obtenido en la optimización fue evaluado con la malla de 390,279 volúmenes de control, lo cual reduce considerablemente el porcentaje de error numérico.

Piñon (2017) Propone una metodología de optimización 2D de un impulsor de un compresor centrífugo (Figura 1.8 - a), el cual cuenta con 21 álabes orientados como se muestra. Para dicho fin, empleó como función objetivo la relación de compresión del impulsor.

Una de las etapas previas a la optimización del impulsor fue la obtención y verificación de un modelo de DFC, para ello se empleó el dominio computacional (DC) que se muestra en la Figura 1.8 - b.

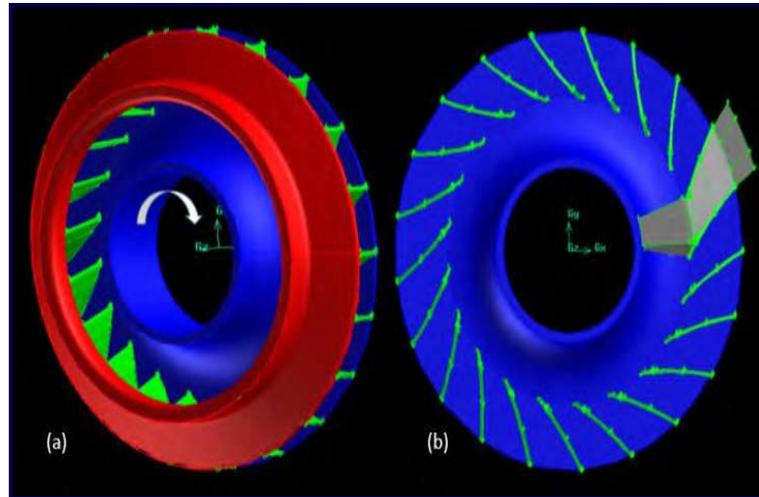


Figura 1.8. Impulsor del compresor. (a) CAD de la primera etapa de compresión del compresor centrífugo (b) Dominio computacional 2D empleado (en color gris); obtenido de Piñon (2017).

Para llevar a cabo la verificación del modelo de DFC del impulsor, se realizó la evaluación numérica de una serie de cinco mallas estructuradas con diferentes densidades de malla. Los errores de malla, estimados en porcentaje para las cinco mallas, se presentan en la Tabla 1.4.

Tabla 1.4: Error de malla estimado en porcentaje para las cinco mallas, empleando esquemas de discretización de primer y segundo orden; obtenido de Piñon (2017).

Malla	N	α	ϕ	$e_1(\%)$	$e_2(\%)$
1	24,710	1	143.667	1.216	0.562
2	17,832	1.177	143.353	1.432	0.779
3	12,552	1.403	143.315	1.458	0.805
4	8,176	1.738	142.769	1.834	1.184
5	4,216	2.420	138.996	4.427	3.795

En la tabla anterior se puede observar que la malla estructurada N2, con 17,832 celdas computacionales, generó un error del 7.79427 % (Con esquemas de discretización de segun-

do orden) para la velocidad, mientras la malla estructurada N1, con 24,710 celdas computacionales, generó un error del 5.62 %.

Con los valores obtenidos en la tabla anterior, y empleando el método de extrapolación de Richardson, se graficó el comportamiento de la influencia que tiene la densidad de la malla con el error numérico desarrollado. En la Figura 1.9 se puede visualizar el comportamiento de la solución cuando el tamaño de malla es modificado.

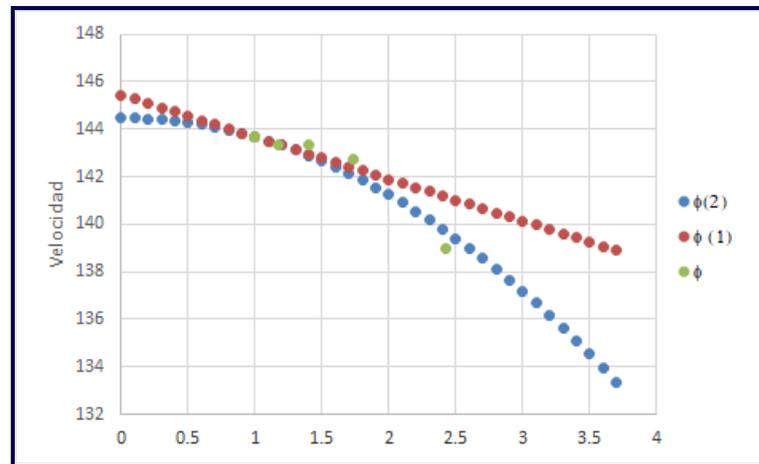


Figura 1.9. Gráfica de la velocidad, empleando el método de extrapolación de Richardson, con un esquema de primer orden $\phi(1)$ y de segundo orden $\phi(2)$; obtenido de Piñon (2017).

El proceso de optimización fue desarrollado con la malla N2, ya que se consideró que la densidad de dicha malla era aceptable para reducir el tiempo de cálculo numérico.

1.1.2. Diseño y evaluación numérica de rodetes Francis.

Actualmente las investigaciones relacionadas con la turbina Tokke se han enfocado principalmente en la evaluación numérica del flujo del fluido a través de algunos componentes o de toda la turbina (Chirag et al. (2016), Vu et al. (2016), Gavrillov et al. (2017), etcétera). En lo que a trabajos de evaluación numérica concierne, relacionados únicamente con el rodete Tokke, no se ha podido encontrar referencia alguna.

Algunos autores han llevado a cabo el diseño y modificación de rodetes Francis empleando distintas técnicas y programas computacionales especializados. A continuación, se hace referencia a investigaciones relacionadas con la creación del DC, características de la malla, Set-Up del programa y resultados numéricos relevantes en rodetes Francis.

Saeed et al. (2009) Realizaron un estudio numérico en estado estable en ANSYS CFX, con la finalidad de evaluar numéricamente un rodete Francis (Figura 1.10). A continuación, se enumeran algunos aspectos relacionados con la evaluación numérica del rodete:

- Las condiciones de frontera de entrada empleadas para este estudio se derivaron de un caudal Q de $87 \text{ m}^3/\text{s}$, una altura neta H de 80 m y una potencia de salida P_a de 65 MW .
- El perfil de velocidad de entrada se descompuso en una velocidad tangencial de 18.89 m/s y una velocidad radial de 7.92 m/s . La velocidad axial para el punto de operación fue establecida con un valor de cero.
- La descarga del flujo del rodete se consideró a la atmósfera.
- La discretización del DC del rodete se basó en la creación de una malla no estructurada con un aproximado de 2,000,000 de volúmenes de control (Figura 1.11 y 1.12).

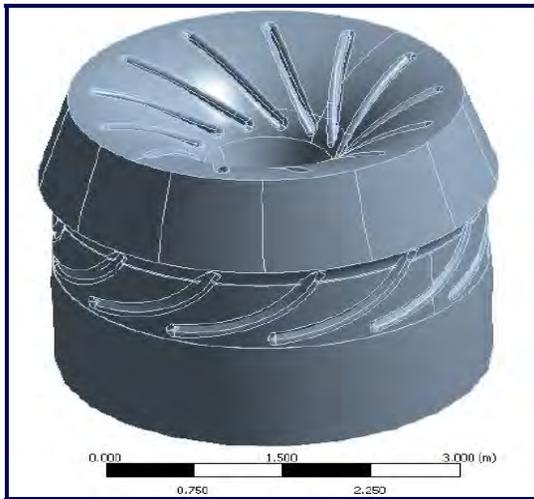


Figura 1.10. CAD del rodete; obtenido de Saeed et al. (2009).

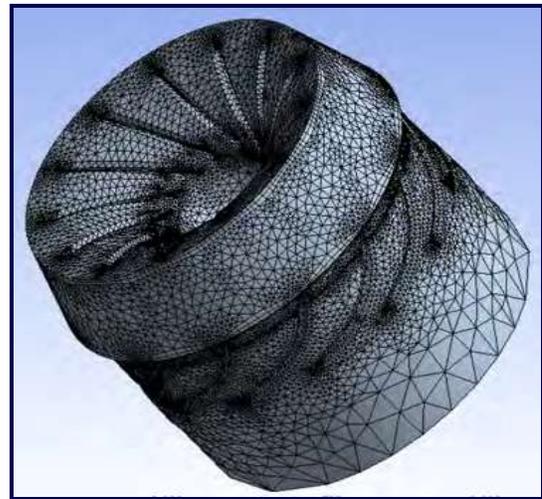


Figura 1.11. Malla 3D no estructurada del rodete; obtenido de Saeed et al. (2009).

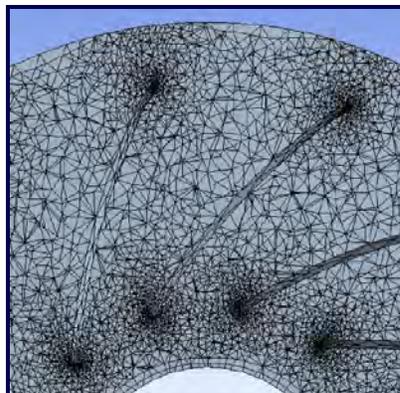


Figura 1.12. Detalles de la malla 3D no estructurada; obtenido de Saeed et al. (2009).

Las velocidades tangenciales y las líneas de corriente obtenidas en la entrada del rodete, se muestran a continuación:

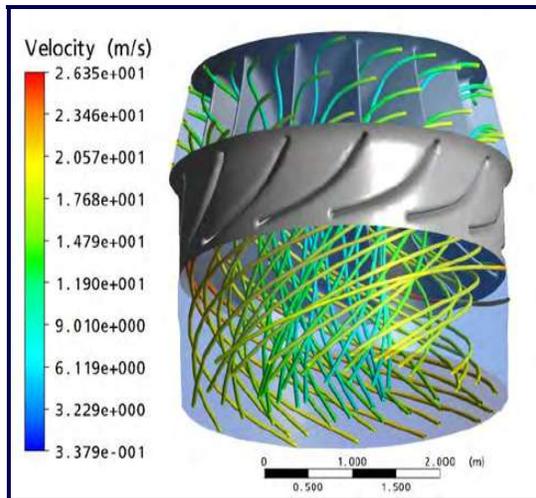


Figura 1.13. Velocidad tangencial a la entrada del rodete; obtenido de Saeed et al. (2009).

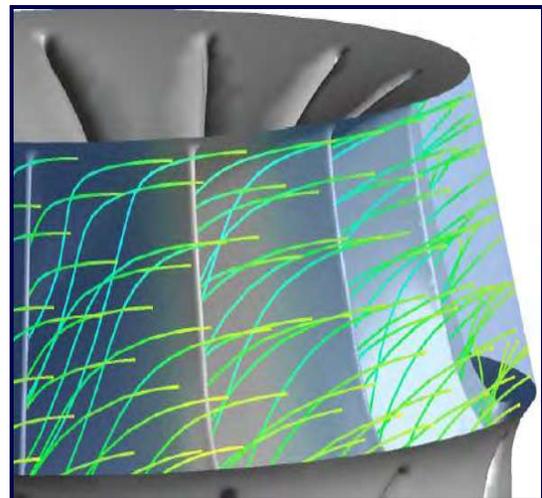


Figura 1.14. Líneas de corriente a la entrada del rodete; obtenido de Saeed et al. (2009).

Eyup et al. (2017) Realizaron el diseño de un rodete Francis a partir del método de Bovet. Para la obtención del CAD del rodete se recurrió al programa ANSYS BLADEGEN (Figura 1.15).

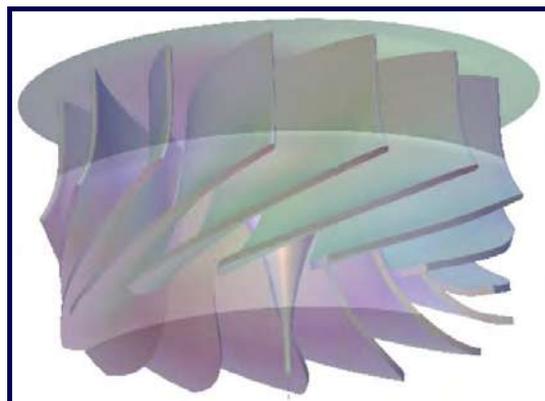


Figura 1.15. CAD del rodete desarrollado en ANSYS BLADEGEN; obtenido de Eyup et al. (2017).

En esta investigación no se consideró al rodete completo como un DC para el análisis numérico, sólo se empleó un canal hidráulico. La malla no estructurada, generada para el DC, se obtuvo usando el programa ANSYS MESHING (Figura 1.16), la cual contó con un total de 698,576 volúmenes de control, valores de *Skew* menores a 0.80 y volúmenes de control con calidad promedio de 0.81.

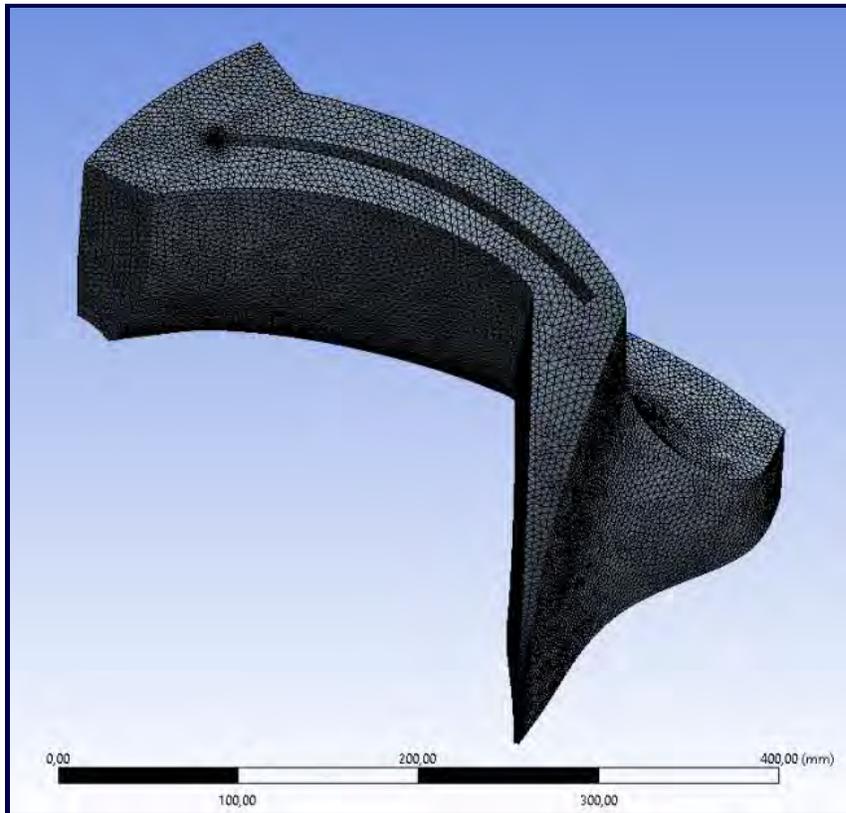


Figura 1.16. Malla no estructurada para el DC del canal hidráulico del rodete; obtenido de Eyup et al. (2017).

La simulación numérica fue realizada en estado estable en el programa ANSYS CFX, para ello se contemplaron los siguientes aspectos:

- El modelo de turbulencia empleado fue el $k-\epsilon$.
- La condición de flujo de entrada se estableció como dirección circunferencial al álabe con un ángulo de 12° en la componente radial, mientras que, la componente axial fue establecida a los 0° .
- La descarga del fluido a la salida del rodete se consideró a la atmósfera y, las velocidades se eligieron paralelas al eje de rotación del rodete.
- Las paredes laterales del DC se consideraron periódicas.
- Los residuales fueron establecidos en el orden de 10^{-6} .

En la Tabla 1.5 se enumeran los tipos de frontera empleados en el DC. En la Figura 1.17 se pueden visualizar los tipos de frontera.

Tabla 1.5: Tipos de frontera empleados en el dominio computacional del rodete; obtenido de Eyup et al. (2017).

Zona del dominio computacional	Tipo de frontera
Entrada de fluido.	Mass Flow.
Salida de fluido.	Opening pressure.
Álabe.	Wall.
Corona y banda.	Wall.
Lado trasero y delantero.	Rotacional periodic.

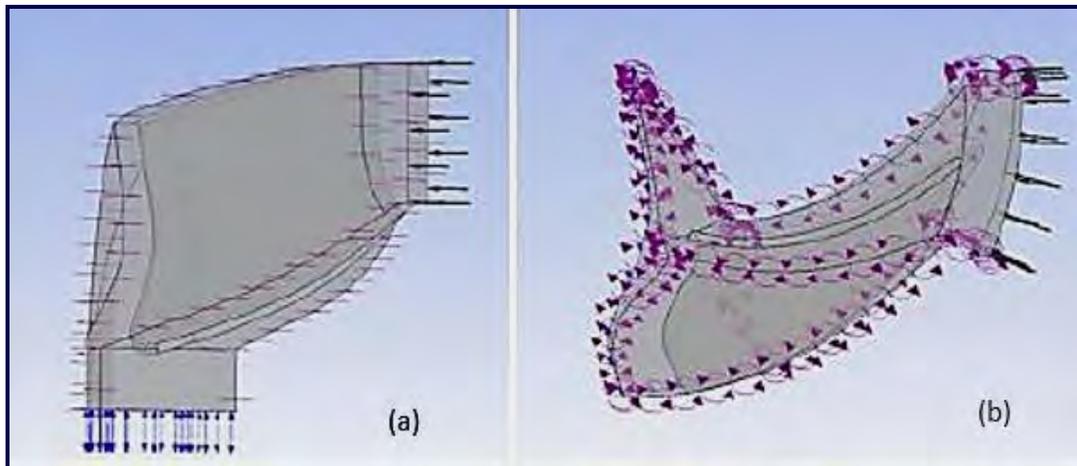


Figura 1.17. Tipos de frontera empleados en el dominio computacional del rodete. (a) Vista lateral. (b) Vista de planta; obtenido de Eyup et al. (2017).

A continuación, se muestran las líneas de corriente que se obtuvieron a través del rodete gracias a la simulación numérica realizada:

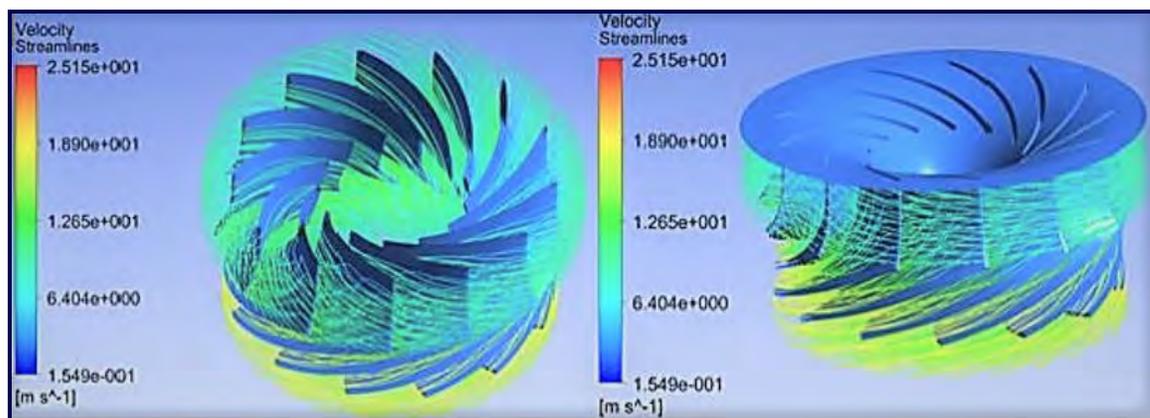


Figura 1.18. Líneas de corriente en el rodete; obtenido de Eyup et al. (2017).

Daneshkah & Zangeneh (2010) Evaluaron numéricamente el comportamiento del fenómeno de cavitación que presentaba el rodete al variar un parámetro. En base a lo anterior, se llevó a cabo la parametrización del rodete Francis, el cual contaba con 13 álabes. En la Figura 1.19 se muestra el diseño inicial del rodete estudiado numéricamente.



Figura 1.19. CAD original del rodete Francis; obtenido de Daneshkah & Zangeneh (2010).

El mallado del rodete se realizó contemplando solamente un canal de flujo (Figura 1.20). Para garantizar resultados confiables se realizó un estudio de independencia de malla, contemplando un total de tres mallas estructuradas con la misma topología.

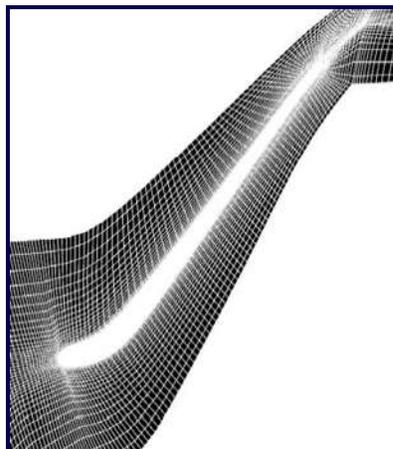


Figura 1.20. Malla del rodete vista desde un corte medio del dominio computacional; obtenido de Daneshkah & Zangeneh (2010).

En la Tabla 1.6 se pueden visualizar el número de volúmenes de control establecidos, así como el y^+ obtenido para cada malla evaluada numéricamente.

Tabla 1.6: Características de las mallas empleadas en el estudio de independencia de malla; obtenido de Daneshkah & Zangeneh (2010).

Malla	Número volúmenes de control	y^+
1	90,000 (Gruesa)	120
2	375,000 (Mediana)	20
3	700,000 (Fina)	10

Las gráficas presentadas en la Figura 1.21, fueron empleadas en el estudio de independencia de malla. Gracias a este estudio, se logró establecer que la malla con 375,000 volúmenes de control brindaba resultados confiables para estudiar la influencia de la variación de los parámetros del rodete en el fenómeno de cavitación.

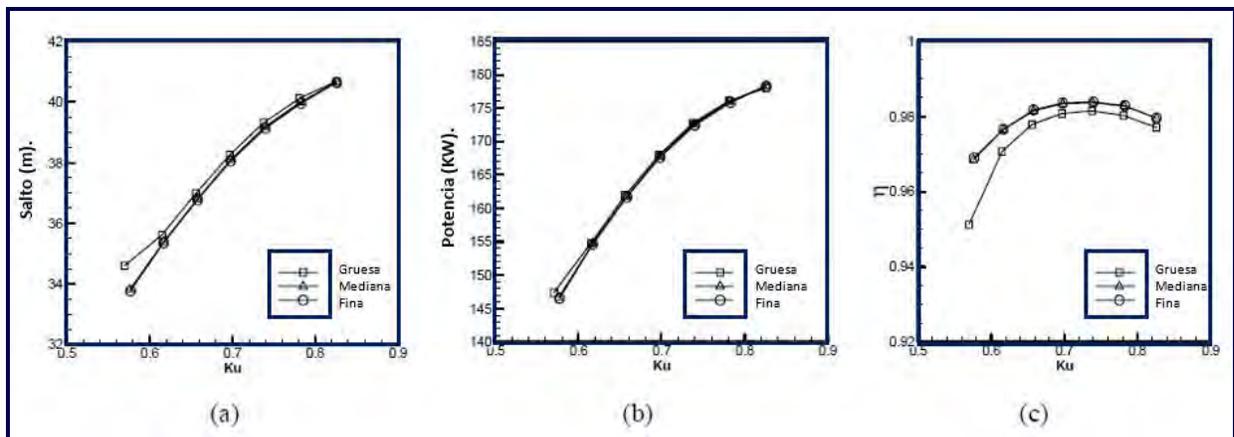


Figura 1.21. Características de rendimiento del rodete. (a) Salto. (b) Potencia del eje. (c) Eficiencia del rodete; obtenido de Daneshkah & Zangeneh (2010).

Algunos detalles del Set-Up empleado en ANSYS CFX se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 1.7: Detalles del Set-Up empleado en la simulación numérica; obtenido de Daneshkah & Zangeneh (2010).

Parámetros	Código CFX.
Modelo de turbulencia.	k-ε con funciones estándar de pared.
Presión a la entrada.	415,000 Pa.
Modelo empleado para evaluar la cavitación.	Rayleigh-Plesset.
Presión de saturación.	3,619 Pa.
Velocidad angular.	1350 rpm.

Suthep & Somchai (2011) Proponen una metodología para mejorar la eficiencia de un rodete Francis basada en una técnica de modificación del plano meridional del rodete. En la Figura 1.22 se observa el plano meridional original y el modificado.

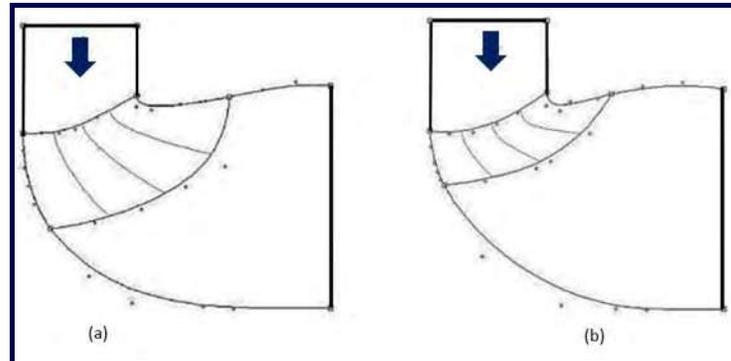


Figura 1.22. Plano meridional del rodete. (a) Original (b) Modificado; obtenido de Suthep & Somchai (2011).

En la Figura 1.23 se muestra la malla no estructurada empleada, de la cual no se precisa ningún detalle.

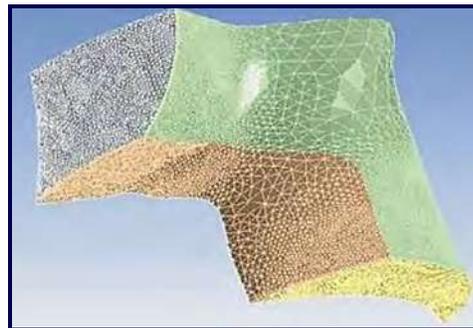


Figura 1.23. Malla no estructurada empleada 3D; obtenido de Suthep & Somchai (2011).

En la Tabla 1.8 se describen algunos aspectos de las simulaciones realizadas en ANSYS CFX.

Tabla 1.8: Detalles del Set-Up empleado; obtenido de Suthep & Somchai (2011).

Parámetros	Código CFX.
Entrada del DC.	Total pressure.
Salida del DC.	Mass flow rate.
Modelo de turbulencia.	k-ε.
Criterio de convergencia.	10 ⁻⁴ .
Velocidad angular.	750 rpm.
Número de álabes.	11.

Uno de los objetivos principales de la investigación, fue detectar los parámetros que afectan directamente el desempeño del rodete original, tal es el caso del salto hidráulico, los ángulos de entrada y salida de los álabes y la forma del álabe. Una vez identificados dichos parámetros, se minimizó su efecto negativo en el diseño del rodete. Finalmente, se presenta un diseño mejorado del rodete. En la Figura 1.24 se pueden observar las líneas de corriente para el rodete original y el rodete mejorado.

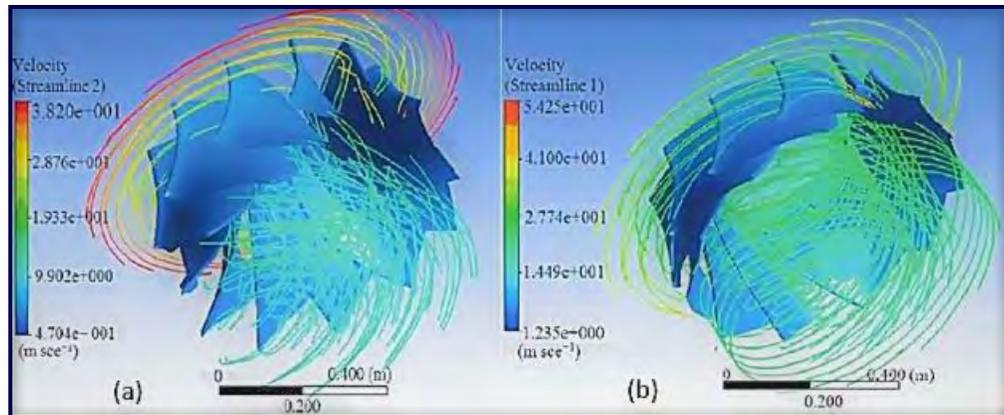


Figura 1.24. Líneas de corriente en el rodete. (a) Rodete original. (b) Rodete mejorado; obtenido de Suthep & Somchai (2011).

Binaya et al. (2015) Realizaron un diseño de un rodete con la capacidad de soportar sedimentos. La geometría del rodete fue realizada con un código interno y, el análisis de DFC se realizó para evaluar numéricamente el rendimiento de tres configuraciones de rodete distintas: con 11, 13 y 17 álabes.

Las mallas empleadas en este estudio, fueron creadas en ANSYS TURBOGRID, considerando únicamente un canal hidráulico del rodete y, a su vez, fueron evaluadas en ANSYS CFX.

Con el fin de obtener mejores resultados numéricos en la solución final, se llevó a cabo un estudio de independencia de malla (Figura 1.25). Gracias a este estudio se demostró que la convergencia de menos del 1 % se producía después de 280,000 nodos, por lo tanto, para realizar la simulación final, se utilizó la malla con 280,000 nodos. El valor promedio que se logró obtener para y^+ de 84.56. Este valor es satisfactorio, ya que los autores mencionan que el valor promedio recomendado para y^+ está entre 30 y 100.



Figura 1.25. Estudio de independencia de malla; obtenido de Binaya et al. (2015).

En lo que al Set-Up del programa respecta, se empleó un flujo másico de 265 kg/s a la entrada del rodete; en la salida del rodete se consideró que el fluido se estaba descargando a la atmósfera. El modelo de turbulencia utilizado fue el SST (*The Shear Stress Transport: Transporte de Esfuerzos Cortantes*). La Tabla 1.9 muestra las características generales del Set-Up empleado en el programa ANSYS CFX. En la Figura 1.26 se puede observar el DC empleado.

Tabla 1.9: Características del Set-Up empleado en el programa ANSYS CFX; obtenido de Binaya et al. (2015).

Parámetro	Tipo	Valor
Tipo de análisis.	Estado estable.	-
Esquema numérico.	Advección con alta resolución, turbulencia de primer orden.	-
Velocidad angular.	-	1,500 rpm.
Modelo de erosión.	Tabakoff.	-

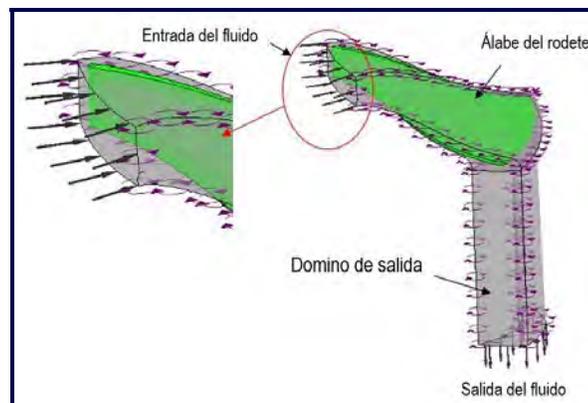


Figura 1.26. Dominio computacional; obtenido de Binaya et al. (2015).

Los autores concluyen que el rodete con 13 álabes muestra un mejor rendimiento, obteniendo una eficiencia del 96.2 %. Los rodetes con 17 y 11 álabes tienen eficiencias del 88.25 % y 76.63 % respectivamente. En la Figura 1.27 se visualizan las líneas de corriente obtenidas.

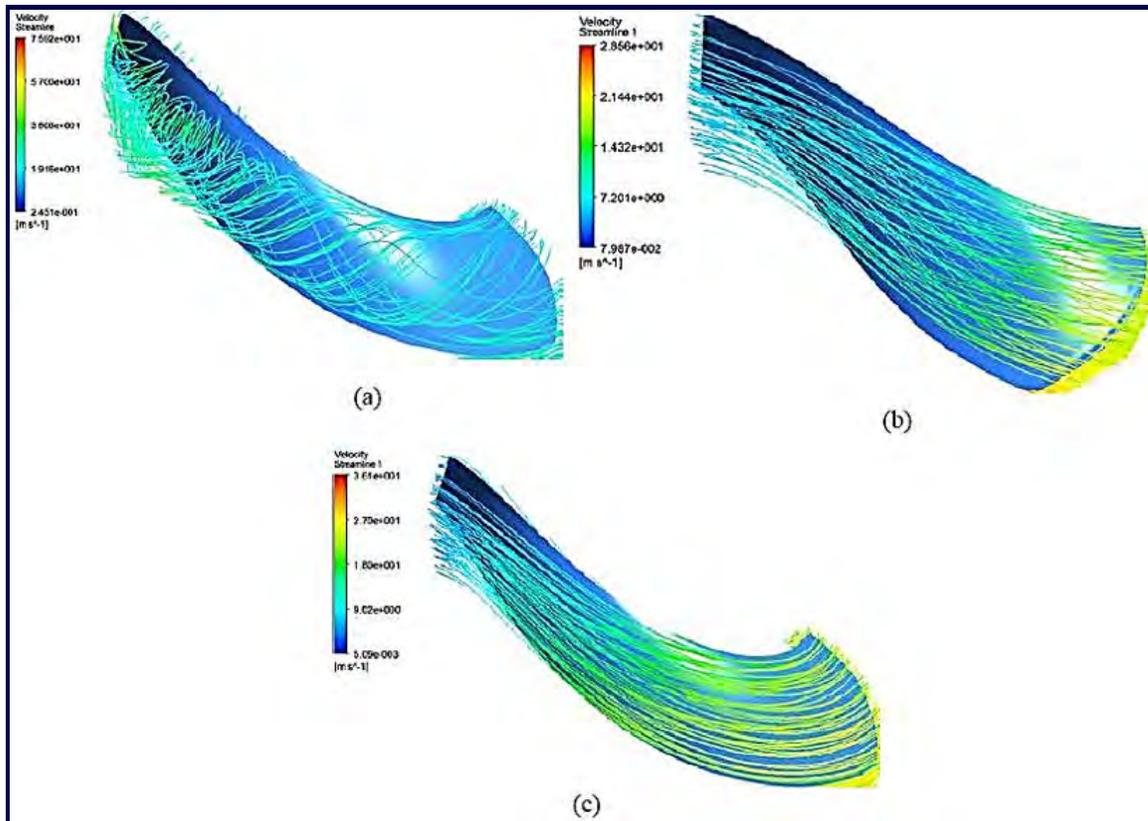


Figura 1.27. Líneas de corriente. (a) Rodete con 11 álabes. (b) Rodete con 13 álabes. (c) Rodete con 17 álabes; obtenido de Binaya et al. (2015).

Hu & Hu (2012) Simularon numéricamente un rodete Francis, para lo cual emplearon un canal hidráulico del rodete, considerando de este modo condiciones periódicas en la evaluación realizada en ANSYS CFX. En la Tabla 1.10, se muestran algunos detalles del modelo numérico, así como del Set-Up empleado:

La geometría del rodete fue realizada en el programa CFD-TASCflow, contemplando un total de 15 álabes. En la Figura 1.28 se muestra el canal hidráulico del rodete que fue evaluado numéricamente.

El proceso de mallado fue realizado en ANSYS TURBOGRID, logrando la obtención de una malla estructurada con un total de 2,970 volúmenes de control (Figura 1.29).

Las líneas de corriente obtenidas en el DC, se pueden observar en la Figura 1.30.

Tabla 1.10: Características generales del Set-Up empleado en ANSYS CFX; obtenido de Hu & Hu (2012).

Parámetro	Tipo	Valor
Dominio computacional.	Canal hidráulico.	-
Malla.	Estructurada	2,970 volúmenes de control.
Modelo de turbulencia.	k-ε Realizable.	-
Tipo de análisis.	Estado estable.	-
Velocidad angular.	-	72.85 rpm.
Caudal.	-	782 m ³ /s.
Salto hidráulico.	-	30 m.
Diámetro del rodete.	-	0.36952 m.

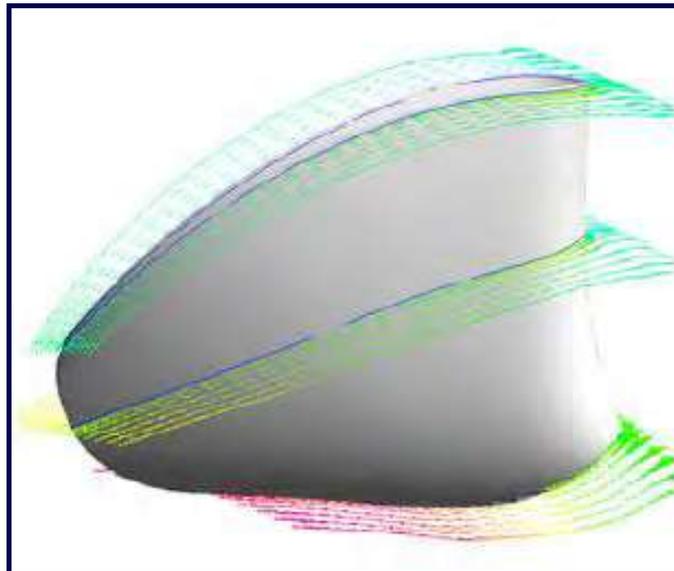


Figura 1.28. CAD del canal hidráulico del rodete; obtenido de Hu & Hu (2012).

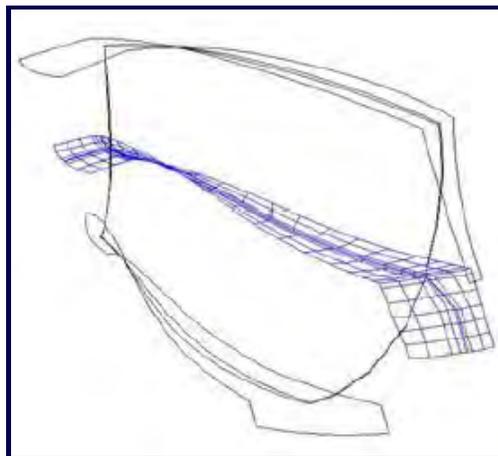


Figura 1.29. Sección media de la malla del canal hidráulico; obtenido de Hu & Hu (2012).

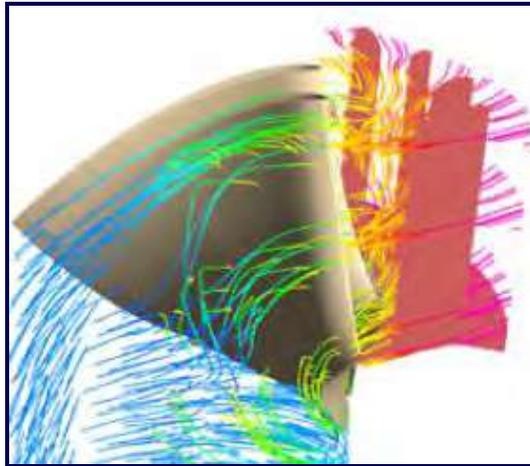


Figura 1.30. Líneas de corriente a través del canal de flujo; obtenido de Hu & Hu (2012).

Hua et al. (2015) Analizaron numéricamente un rodete Francis, que contaba con álabes del tipo principal y del tipo divisor (Figura 1.31), con el fin de cuantificar el daño generado en los componentes del rodete, ya que este operaba con agua y sedimentos arenosos.



Figura 1.31. CAD del rodete Francis; obtenido de Hua et al. (2015).

Las simulaciones numéricas del rodete fueron consideradas en distintas condiciones de carga (1/4, 1/2 y carga completa) y, se realizaron en ANSYS FLUENT contemplando el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ RNG. La entrada del flujo en el rodete se consideró como frontera del tipo “*Velocity inlet*” y la velocidad de entrada se supuso como uniforme y perpendicular a la superficie de entrada. Para las condiciones a la salida del rodete, se estableció un frontera del tipo “*Pressure outlet*” que se determinó de acuerdo con la altura de succión, considerándola perpendicular a la superficie de salida. El tamaño de partícula de arena promedio se tomó

como 0.246 mm, de acuerdo con datos proporcionados por la central hidroeléctrica.

La malla generada para este estudio fue no estructurada y se realizó en ANSYS GAMBIT, contando con un total de 2,193,457 volúmenes de control (Figura 1.32).

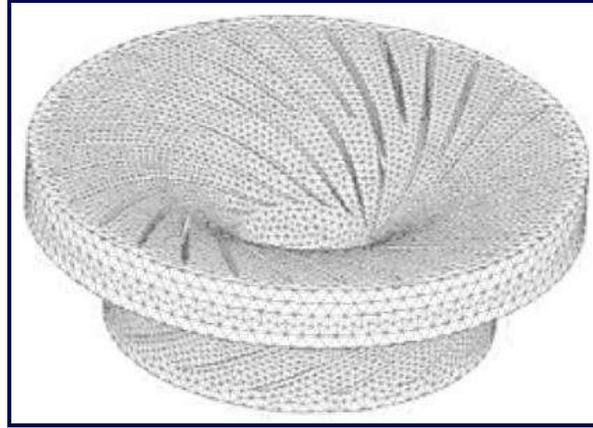


Figura 1.32. Malla empleada en el estudio; obtenido de Hua et al. (2015).

De acuerdo a los resultados obtenidos, es posible asumir que la concentración de arena se dio principalmente en la salida de los álabes, por lo cual es sumamente probable que en esas zonas se presente el mayor daño causado por las partículas de arena. En la Figura 1.33 se visualizan los vectores de velocidad para las tres condiciones de operación del rodete.

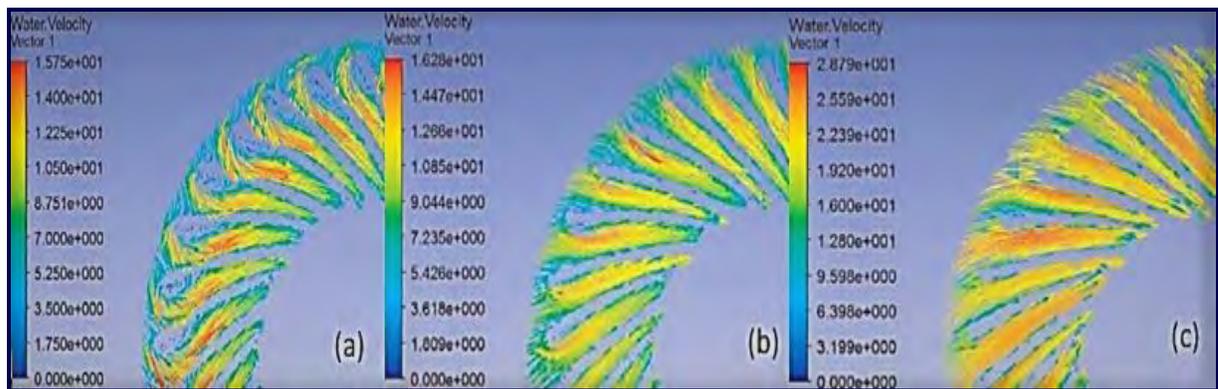


Figura 1.33. Vectores de velocidad para las tres condiciones de operación del rodete. (a) 1/4 de Carga. (b) 1/2 carga. (c) Carga completa; obtenido de Hua et al. (2015).

Roig (2017) Llevó a cabo la simulación numérica del rodete Francis de la turbina GAMM (Figura 1.34), con el fin de evaluar el fenómeno de la cavitación que en él ocurre. El rodete evaluado contaba con 13 álabes, una velocidad específica de 0.5 y un diámetro externo de 0.4 m. Para el desarrollo de la investigación fueron empleados dos DC multibloques: uno en el que todo el DC se consideró estático y otro donde se consideraba que una sección de bloques del DC rotaba.

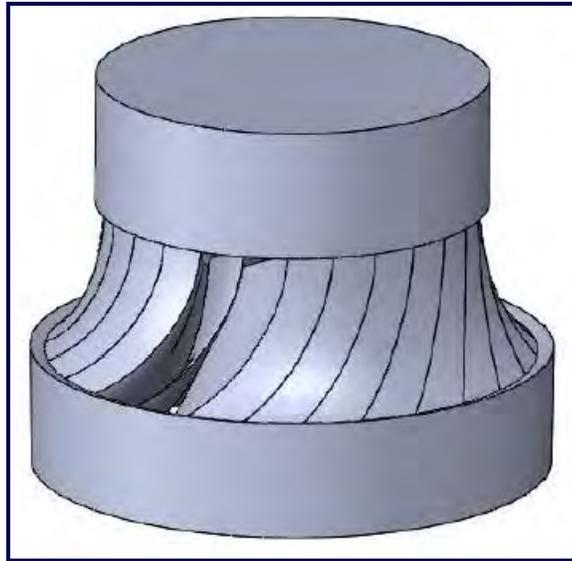


Figura 1.34. Rodete GAMM; obtenido de Roig (2017).

Para obtener los DC necesarios, el autor reconstruyó el rodete en el programa SOLIDWORKS, puesto que sólo contaba con la geometría de un álabe, así como la corona y la banda (Figura 1.35). Para realizar la simulación numérica, no fue necesario la obtención de dos DC diferentes, ya que en cada simulación lo que cambió fue el tipo de frontera que se le asignó a cada DC. La obtención del DC se realizó basándose en una técnica de sustracción del área de interés de la geometría principal.

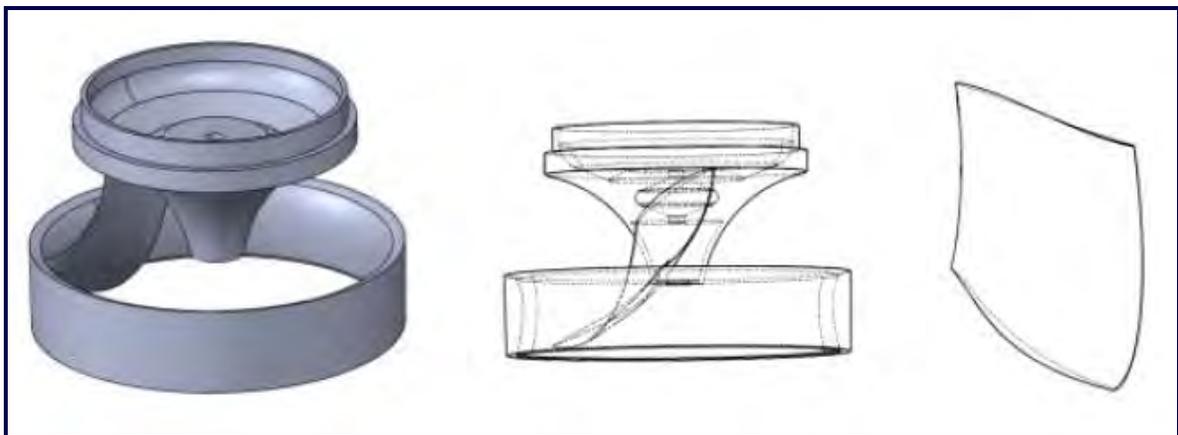


Figura 1.35. CAD del rodete GAMM; obtenido de Roig (2017).

En la Figura 1.36 se puede observar el DC obtenido para ambas simulaciones, tanto en vista sólida, como en vista de alambre.

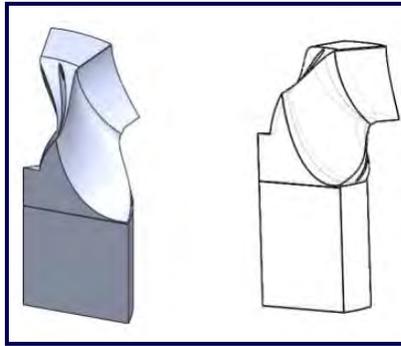


Figura 1.36. Dominio computacional del rodete GAMM; obtenido de Roig (2017).

Con el fin de evaluar los resultados numéricos brindados por las mallas de ambos DC, se realizó un estudio de independencia de malla para cada caso. A continuación, se muestran los resultados obtenidos en cada caso:

a). *DC considerado estático*. En la Figura 1.37 se muestran las gráficas obtenidas, en las cuales, se pudo establecer que la malla número cinco, que contaba con un total de 2,165,510 volúmenes de control en forma de tetraedros (Figura 1.38 y 1.39), fue la que brindaba mejores resultados numéricos para las cantidades evaluadas. La malla seleccionada contaba con un refinamiento en la pared, cuyo grosor de la primera capa fue de 0.3 mm y, el número máximo de capas fue de 40 con una tasa de crecimiento de 1. En la Figura 1.40 se muestra el valor de y^+ que se obtuvo en las paredes del álabe.

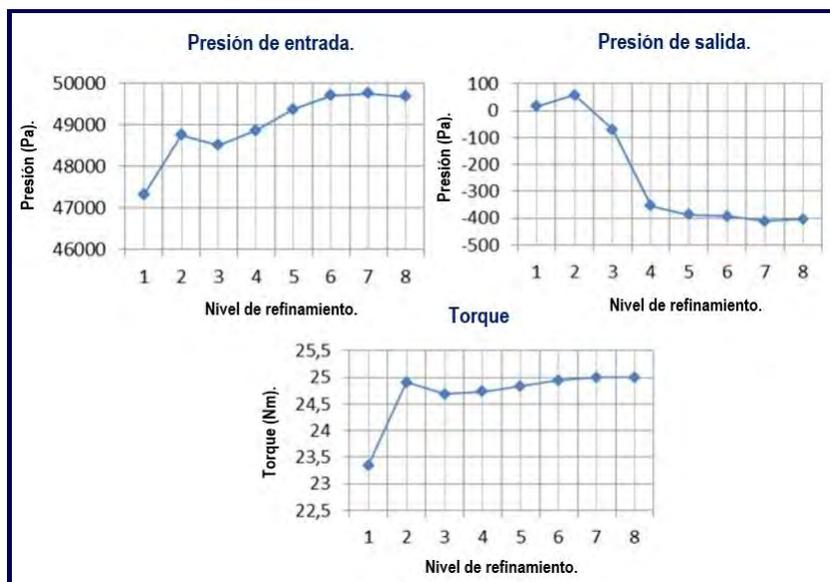


Figura 1.37. Gráficas para el estudio estático, obtenidas al evaluar numéricamente distintos parámetros del rodete GAMM; obtenido de Roig (2017)

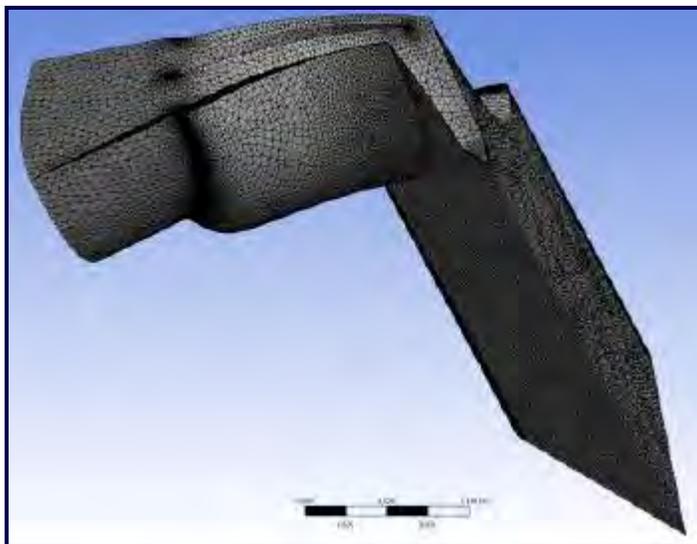


Figura 1.38. Malla del rodete GAMM para el estudio estático; obtenido de Roig (2017)

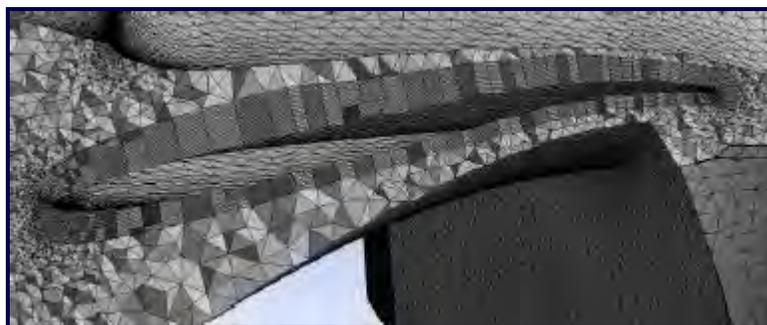


Figura 1.39. Detalles de la malla del rodete GAMM para el estudio estático; obtenido de Roig (2017)

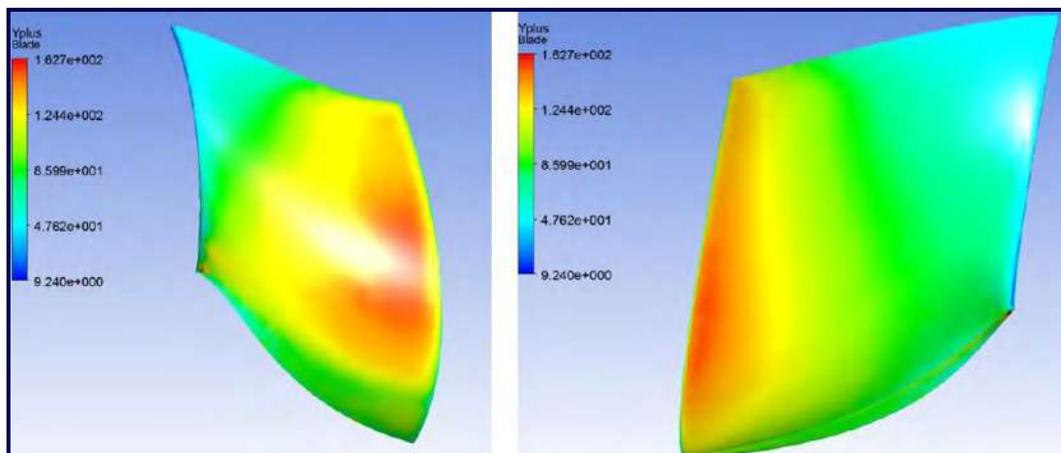


Figura 1.40. Valores obtenidos para y^+ en las paredes del álabe GAMM en el estudio estático; obtenido de Roig (2017)

b). *DC considerado rotatorio*. De igual manera que en el caso anterior, en la Figura 1.41 se muestran las gráficas empleadas en el estudio de independencia de malla, en las cuales se pudo establecer que la malla número cinco, que contaba con un total de 1,854,424 volúmenes de control en forma de tetraedros (Figura 1.42 y 1.43), fue la que brindaba mejores resultados numéricos para las cantidades evaluadas. La malla seleccionada contaba con un refinamiento en la pared, cuyo grosor de la primera capa fue de 0.8 *mm* y el número máximo de capas fue de 30 con una tasa de crecimiento en 1.1. En la Figura 1.44 se muestra el valor de y^+ que se obtuvo en las paredes del álabe.

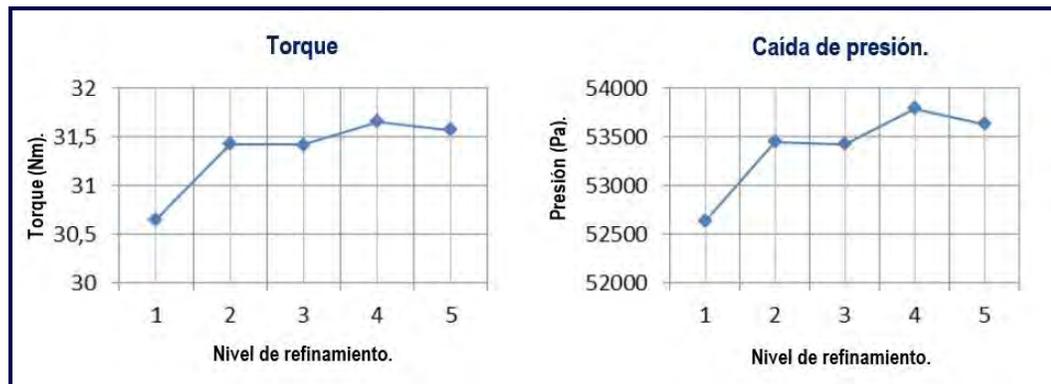


Figura 1.41. Gráficas para el estudio rotatorio, obtenidas al evaluar numéricamente distintos parámetros del rodete GAMM; obtenido de Roig (2017)

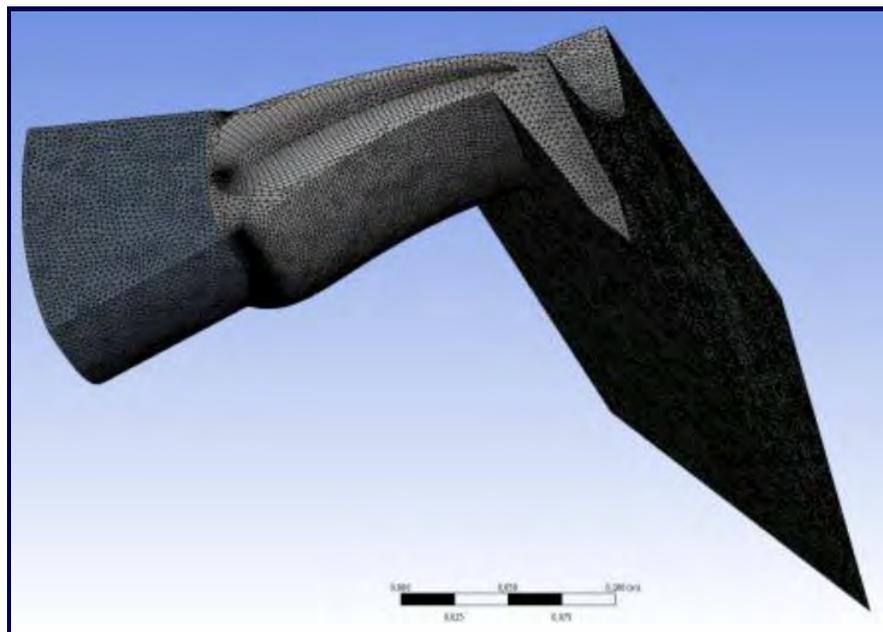


Figura 1.42. Malla del rodete GAMM para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)



Figura 1.43. Detalles de la malla del rodete GAMM para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)

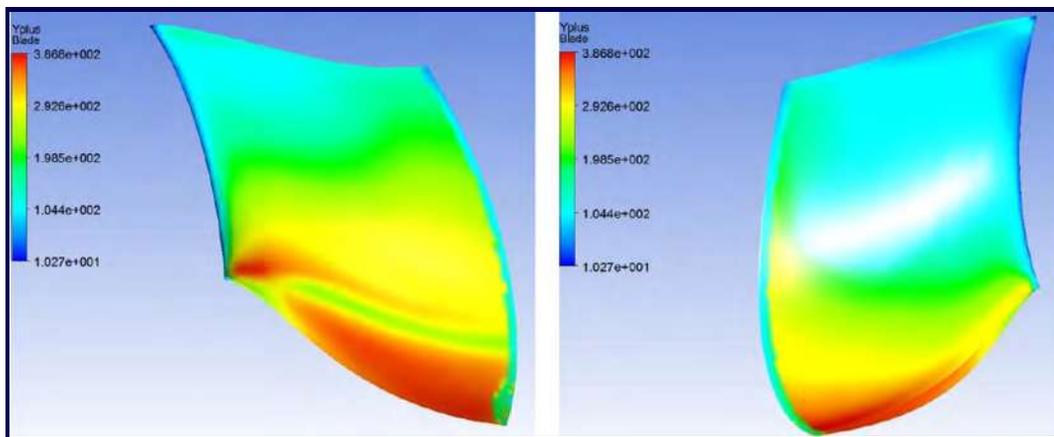


Figura 1.44. Valores obtenidos para y^+ en las paredes del álabe GAMM para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)

El Set-up empleado para la simulación con DC estático, empleó los tipos frontera mostrados en la Figura 1.45.

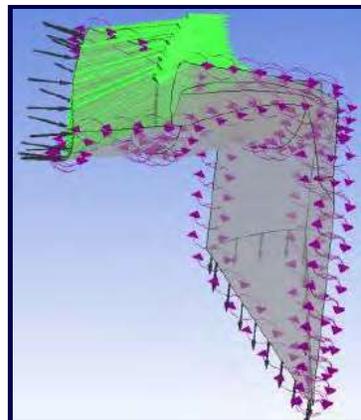


Figura 1.45. Tipos de frontera para el estudio estático; obtenido de Roig (2017)

En cuanto las condiciones de frontera a la entrada del DC estático, se estableció una velocidad tangencial con un valor de 1.515 m/s a partir del triángulo de velocidades que, impone un ángulo de 17° entre la velocidad circunferencial y la velocidad relativa. La velocidad radial se estableció con un valor de 2.624 m/s ; la velocidad axial se estableció como cero. La simetría de rotación se impuso en todas las caras de los dos lados del DC del fluido. Por otro lado, debido a su orientación, el eje y se ha impuesto como el eje de rotación. Los vectores de velocidad obtenidos en la simulación final se muestran a continuación:

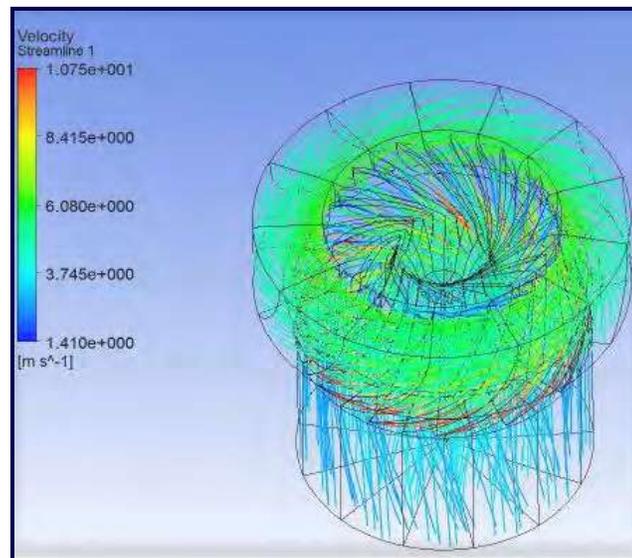


Figura 1.46. Vectores de velocidad obtenidos para el estudio estático; obtenido de Roig (2017)

El Set-up empleado para la simulación con DC rotatorio emplea los tipos frontera mostrados en la Figura 1.47.

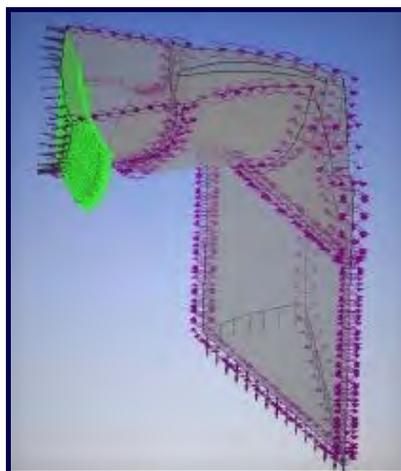


Figura 1.47. Tipos de frontera para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)

En cuanto las condiciones de frontera consideradas a la entrada del DC rotatorio, se estableció que los volúmenes correspondientes a la entrada y salida tendrían una velocidad angular de 0 rad/s , mientras que el volumen del rodete tendría una velocidad angular de 52.36 rad/s . Las demás condiciones de frontera se consideraron iguales que en el caso anterior. Los vectores de velocidad obtenidos en la simulación final se muestran a continuación:

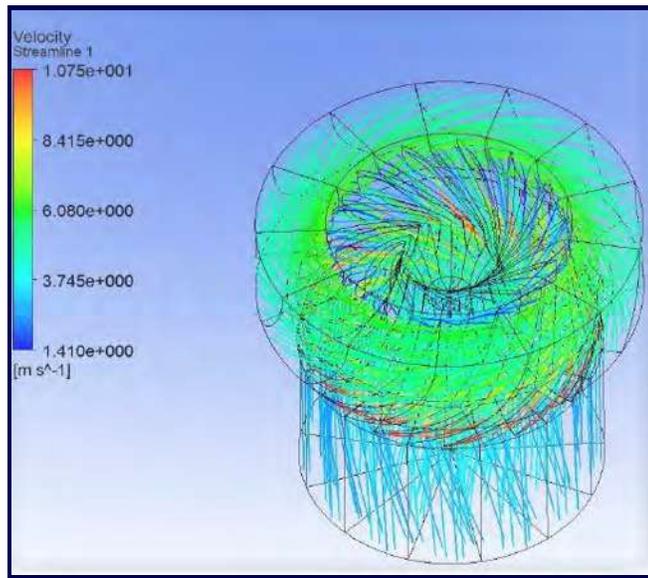


Figura 1.48. Vectores de velocidad obtenidos para el estudio rotatorio; obtenido de Roig (2017)

Ambas simulaciones compartieron algunas características, las cuales se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 1.11: Características generales compartidas para el Set-Up; obtenido de Roig (2017).

Parámetro	Tipo	Valor
Dominio computacional.	Canal hidráulico.	-
Modelo de turbulencia.	Shear Stress Transport (SST).	-
Tipo de análisis.	Estado estable.	-
Diámetro del rodete.	-	0.4 m.

1.2. Definición del problema.

La optimización de un rodete Francis es un proceso iterativo que evalúa numéricamente una serie de rodetes generados automáticamente, al variar sus parámetros, hasta encontrar la geometría que garantice la mayor transferencia de energía entre el álabe y el fluido. En base

a lo anterior, es necesario contemplar la complejidad del flujo del fluido que pasa a través del rodete, ya que, para obtener una descripción aproximada del mismo, es necesario resolver numéricamente las ecuaciones 3D de Navier-Stokes en cada iteración de la optimización. Esto hace que el proceso consuma una cantidad de recursos computacionales exorbitantes, haciéndola inviable de realizar. En la actualidad, la única opción asequible para el aceleramiento de un proceso de optimización, es el empleo de un modelo de DFC que reduzca drásticamente el tiempo de cálculo numérico empleado, mediante el uso de una malla estructurada, cuya densidad se encuentre en el límite inferior de la curva de convergencia de malla.

1.3. Justificación.

Considerando que un proceso numérico de naturaleza iterativa, como lo es la optimización de un rodete, consume una alta cantidad de recursos computacionales, se vuelve indispensable desarrollar estrategias que aceleren dicha tarea. En este mismo contexto, la opción más sostenible es el desarrollo de un modelo de DFC, el cual requiere de la implementación de un conjunto actividades, entre ellas, la creación de una malla estructurada. En la actualidad, existen varios programas computacionales para el desarrollo de este tipo de mallas, sin embargo, no siempre garantizan la creación de las mallas cuyos dominios computacionales sean muy complejos, tal es el caso del dominio computacional del rodete Tokke, por lo que, para la creación de este tipo de dominios computacionales se tiene que recurrir a la obtención de su topología y subtopología de manera manual.

De no implementar un modelo de DFC, la optimización del rodete llevaría meses en ser concretada, aún si se tuviese un gran poder de cálculo computacional, lo cual, en un mercado competitivo, no es asequible.

1.4. Hipótesis.

Al evaluar una serie de mallas estructuradas con diferentes densidades de malla (pertenecientes al dominio computacional del rodete Tokke), se podrá seleccionar mediante un estudio de convergencia, la malla cuya densidad quede en el límite inferior de la curva de convergencia, es decir la malla con la menor densidad con un porcentaje de error numérico estimado, que haga constatar su confiabilidad, grado de precisión y capacidad para acelerar la optimización del rodete.

1.5. Objetivos.

General.

El presente trabajo de tesis tiene como objetivo el desarrollar un modelo de DFC para el rodete de la turbina Tokke, con el cual, tras ser verificado se tenga la certeza de que podrá ser utilizado para acelerar el proceso de optimización.

Específicos.

- Obtener la geometría 3D del rodete Tokke.
- Crear manualmente el dominio computacional 2D del rodete Tokke.
- Programar el Journal con los comandos necesarios para la creación automática del dominio computacional 2D del rodete Tokke, así como su malla estructurada.
- Realizar las simulaciones numéricas del DC 2D del rodete Tokke, necesarias para establecer los parámetros de creación de la capa límite, cuyos valores satisfagan un valor promedio de y^+ en el rango requerido por las funciones de pared estándar.
- Crear manualmente el dominio computacional 3D del rodete Tokke.
- Programar el Journal con los comandos necesarios para la creación automática del dominio computacional 3D del rodete Tokke, así como su malla estructurada.
- Generar las mallas 3D del rodete Tokke con diferentes densidades.
- Realizar las simulaciones numéricas de las mallas 3D del rodete Tokke con los valores de los parámetros de la capa límite, obtenidos a priori, en las simulaciones numéricas del DC 2D, estableciendo de esta manera, si también satisfacen el valor promedio de y^+ en el rango requerido por las funciones de pared estándar en el modelo de DFC 3D del rodete Tokke.
- Realizar el estudio de convergencia de malla para las mallas 3D del rodete Tokke.
- Cuantificar los errores numéricos para las mallas empleadas en el estudio de convergencia de malla.

- Establecer la malla 3D del rodete Tokke menos densa que se podría utilizar en el proceso de optimización.
- Establecer la malla 3D del rodete Tokke más densa con la que se evaluaría el diseño final, tras la optimización.

1.6. Motivación y contribución.

En países como México existe un gran número de centrales hidroeléctricas en las cuales se ha podido observar un gran desperdicio de potencial hidroeléctrico, ya que cuentan con turbinas hidráulicas (tipo Francis) cuyos rodets son antiguos e ineficientes. Ante la situación planteada, se vuelve indispensable repotenciar dichas centrales, es decir, es necesario sustituir los rodets instalados por nuevos rodets que garanticen una mayor transformación de energía cinética, potencial y de presión en energía mecánica, lo que se traduciría en una mayor producción de energía eléctrica, todo esto manteniendo los demás componentes de la turbina, así como la parte de la obra civil. Sin embargo, la falta de tecnología desarrollada en nuestro país, hace que se disparen los costos de diseño, desarrollo y producción de rodets, haciendo inviable cualquier repotenciación. Debido a lo anterior, se vuelve necesario el desarrollo de modelos de DFC que permitan la implementación de tecnologías de optimización, que en un futuro contribuirán al desarrollo de diseños verdaderamente eficientes a un costo asequible.

Capítulo 2

Conceptos Básicos.

En el presente capítulo se describe a las turbinas Francis, sus componentes y clasificación dentro de las máquinas hidráulicas. Posteriormente, se abordan los conceptos relacionados con la DFC, necesarios para la comprensión de la metodología desarrollada en esta investigación.

2.1. Máquinas hidráulicas.

2.1.1. Definición.

Una máquina puede ser considerada como un artefacto que absorbe energía de algún tipo y, la restituye de otro tipo. Como ejemplo, se puede considerar a una turbina Francis. Este tipo de máquinas absorben energía cinética, de presión y potencial, restituyéndola en forma de energía mecánica.

En la actualidad, no existe una clasificación universal de todas las máquinas existentes, sin embargo, algunos autores destacan varios grupos, siendo los más conocidos:

- Máquinas de fluido.
- Máquinas herramientas.
- Máquinas eléctricas.

Cada grupo mencionado anteriormente se clasifica en subgrupos. De esta manera, las máquinas de fluido se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas.

Las máquinas hidráulicas son aquellas en las que el fluido suministra energía a un componente receptor de ella y, este a su vez, la restituye en forma energía mecánica. También son

consideradas máquinas hidráulicas aquellas en las que su componente principal transfiere energía al fluido, haciendo que este se mueva.

2.1.2. Clasificación.

Para clasificar las máquinas hidráulicas se atiende principalmente al dispositivo en que se intercambia energía mecánica en energía del fluido o viceversa. Este dispositivo, dependiendo del caso, se llama rodete, émbolo, etcétera.

Las máquinas hidráulicas se pueden clasificar en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo. Para fines de esta investigación, se enfocará la descripción únicamente en las turbomáquinas.

Polo (1974) define a las turbomáquinas como: *"Máquinas rotativas que permiten una transferencia energética entre un fluido y un rotor provisto de álabes o paletas, mientras el fluido pasa a través de ellos. La transferencia de energía tiene su origen en un gradiente de presión dinámica que se produce entre la salida y la entrada del fluido en el rotor, por lo que también se denominan a estas máquinas de presión dinámica"*.

Una turbomáquina cuya transferencia de energía se efectúa de máquina a fluido se le da el nombre de bomba, compresor, abanico, soplador, etcétera, dependiendo del caso; si sucede de manera contraria, es decir, si el fluido cede energía al componente principal de la máquina se le llama turbina y pueden ser hidráulicas, de vapor, de gas, de aire, etcétera.

El cuadro siguiente resume lo dicho anteriormente sobre la clasificación de máquinas de fluido:

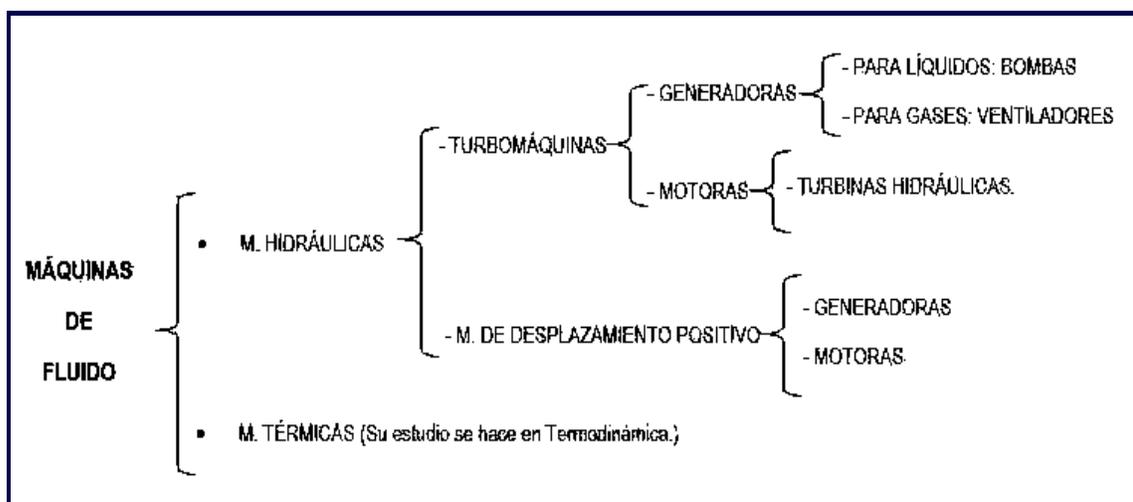


Figura 2.1. Clasificación de máquinas de fluido; obtenido de Mataix (1993).

2.2. Turbinas hidráulicas.

2.2.1. Definición.

Una turbina hidráulica es considerada como el órgano fundamental de una central hidroeléctrica, ya que, por medio de un generador eléctrico, es transformada la energía mecánica provista por un rodete, cuyo accionamiento es llevado a cabo por la energía de un fluido que interacciona con él. En realidad, una turbina hidráulica es una turbomáquina motora y, por lo tanto, se puede considerar como una bomba rotodinámica que trabaja inversamente.

2.2.2. Clasificación.

Existen muchos métodos de clasificación atendiendo a los elementos comunes, pero no puede decirse que haya una clara división en lo que turbinas hidráulicas respecta. Para fines ilustrativos, se hace referencia a la clasificación realizada por Mataix (1993).

Según el grado de reacción.

Las turbinas hidráulicas, según el grado de reacción, se pueden clasificar en dos grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción. La Ecuación 1.1 establece el grado de reacción de una turbina hidráulica. Si el grado de reacción obtenido es cero, la turbina se considera que es de acción, por el contrario, si el grado de reacción es distinto de cero, la turbina se considera que es de reacción.

$$\varepsilon_{\tau} = \frac{\text{Altura de presión absorbida por el rodete}}{\text{Altura total absorbida por el rodete}} \quad (2.1)$$

Algunas características de las turbinas de acción y reacción son presentadas en la Tabla 2.1 y la Tabla 2.2, respectivamente.

Tabla 2.1: Características de las turbinas de acción.

Característica	Turbina de Acción
1	El fluido de trabajo no sufre un cambio de presión importante a través del rodete.
2	Su admisión del fluido es parcial.
3	El rodete trabaja a presión constante.
4	No tienen tubo de aspiración.
5	La salida del rodete coincide con la salida de la turbina.

Tabla 2.2: Características de las turbinas de Reacción.

Característica	Turbina de Reacción
1	El rodete está inundado.
2	Su admisión del fluido es total.
3	La presión a la entrada del rodete es superior al atmosférica y a la salida inferior.
4	Tienen tubo de aspiración.
5	La salida de la turbina se encuentra en el nivel de aguas abajo.

En la Figura 2.2 se puede observar, de una manera sintetizada, la clasificación de las turbinas hidráulicas según el grado de reacción.

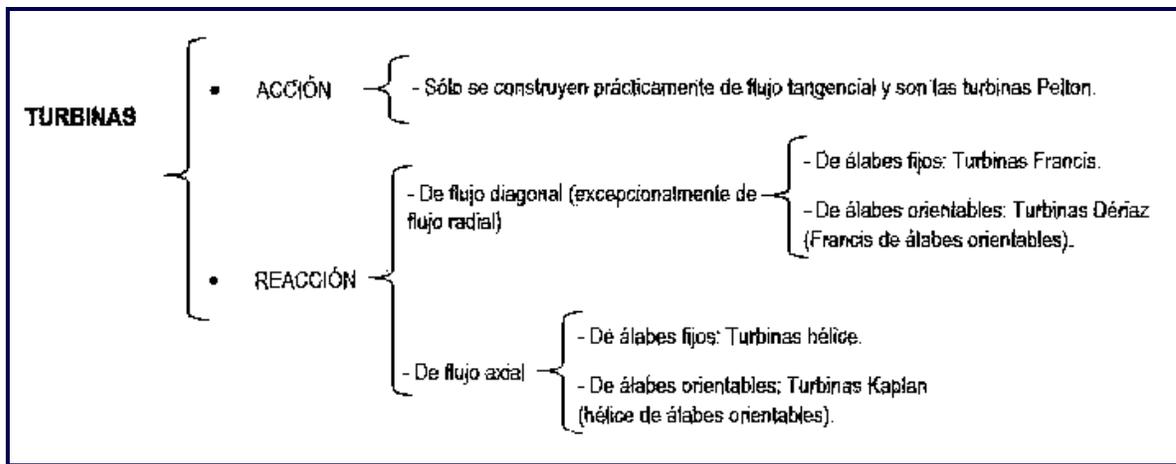


Figura 2.2. Clasificación de máquinas de fluido; obtenido de Mataix (1993).

En la Tabla 2.3 se muestran saltos, tamaños y potencias de las turbinas de acción y reacción.

Tabla 2.3: Saltos tamaños y potencias de los tipos actuales de turbinas; obtenido de Mataix (1993).

Tipo de turbina	Reacción		Acción (Pelton)
	Axiales (Kaplan)	Diagonales (Francis)	
Salto neto, H (m).	2-70	2-500	40-1,700
Diámetro exterior del rodete (m).	1-10.5	0.35-7.650	0.36-5.2
Potencia del eje (MW).	Hasta 250	Hasta 750	Hasta 400

Según el número específico de revoluciones.

La clasificación más precisa de las turbinas hidráulicas, es una clasificación numérica que se hace asignando a toda la familia de turbinas geoméricamente semejantes, un número específico de acuerdo a las revoluciones que presenta su rodete (n_s):

$$n_s = \frac{n P_a^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.2)$$

Según la dirección que tienen flujo a su paso por el rotor.

Las turbinas hidráulicas, según la dirección del flujo, se pueden clasificar en máquinas de flujo radial y máquinas de flujo axial. Algunas tienen los dos tipos de flujo, es decir, son de flujo mixto (como la Francis mixta).

2.2.3. Características generales.

En la actualidad existen una cantidad considerable de turbinas hidráulicas de distintos tipos, considerando lo anterior, se describen las características generales que distinguen a una turbina de otra. A continuación, se hace referencia a las características citadas por Çengel et al. (2012), para los cuatro tipos principales de turbina: Pelton, Francis, Hélice y Kaplan.

Lester A. Pelton (1829-1908), inventó en 1878 una turbina de acción bastante eficiente llamada en su honor Pelton. En las turbinas Pelton, el fluido se envía a través de una tobera aceleradora de modo que la mayor parte de su energía mecánica se convierte en energía cinética. El chorro a alta velocidad es direccionado con el fin de que choque con los álabes del rodete, los cuales se les conoce comúnmente como cucharas, cucharones, cangilones o paletas y, son los encargados de transferir la energía a la flecha de la turbina (Figura 2.3 - a). Las turbinas Pelton pueden ser de uno o varios chorros, sus cangilones dividen el flujo a la mitad, logrando que sea re-direccionado a la salida del cangilón, casi 180° , respecto a un marco de referencia que se mueve con el aspa (Figura 2.3 - b). Cabe destacar que, los cangilones en este tipo de turbina son cortados para que el cangilón que se comienza a alinear con el chorro (Figura 2.4), aproveche la mayor cantidad de energía del fluido.

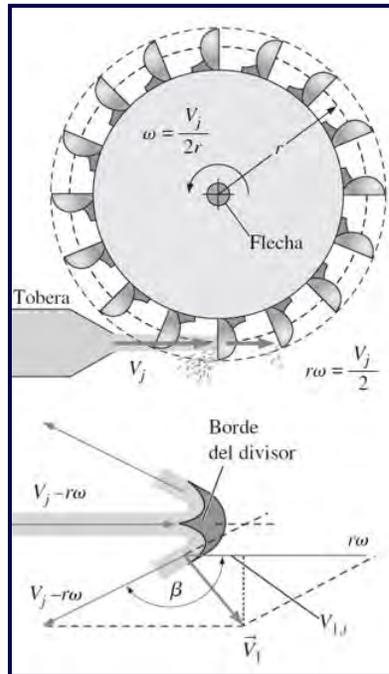


Figura 2.3. Clasificación de máquinas de fluido; obtenido de Çengel et al. (2012).

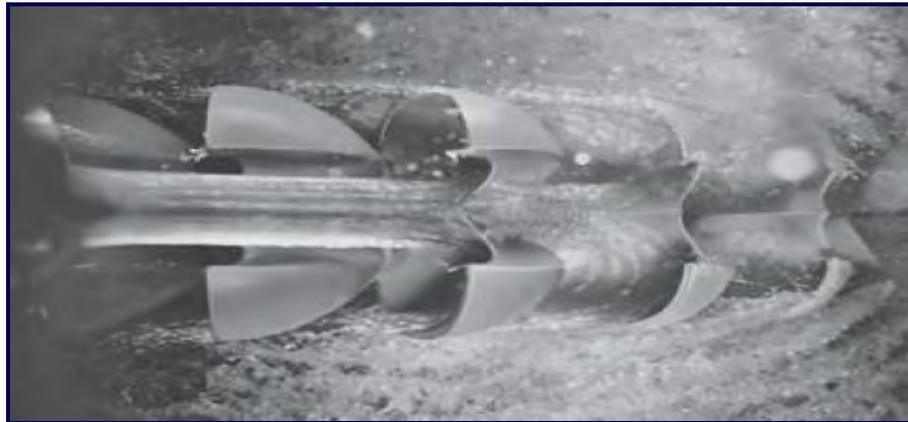


Figura 2.4. Vista desde el fondo de una rueda Pelton en operación que ilustra la separación y desviación del chorro de agua en el cangilón; obtenido de Çengel et al. (2012).

Existen dos tipos principales de turbinas de reacción, Francis y Kaplan. La turbina Kaplan se parece a un ventilador de flujo axial que funciona en sentido inverso, en contraste, la turbina Francis suele parecerse geométricamente a una bomba centrífuga o de flujo mixto.

La turbina Kaplan se nombra en honor de su inventor, Viktor Kaplan (1876-1934). En realidad, existen varias subcategorías de las turbinas Francis y Kaplan. A continuación, se describen algunos tipos de turbinas hidráulicas considerando la forma en que entra y sale el fluido en cada una de ellas.

- *Turbina Francis de flujo radial.* En este tipo de turbina se considera que el fluido entra de forma radial al rodete (Figura 2.5 - a).
- *Turbina Francis de flujo mixto.* El fluido entra al rodete con cierto ángulo entre radial y axial (Figura 2.5 - b). Este tipo de turbinas es el más común.
- *Turbina hélice.* Básicamente, el flujo en este tipo de turbina entra al rotor parcialmente girado y, debido a esto, son consideradas de flujo mixto. Otro aspecto a considerar es que el rodete carece de una banda (Figura 2.5 - c).
- *Turbina Kaplan.* Al igual que en algunas turbinas hélice, el flujo en estas turbinas es desviado axialmente antes de entrar al rotor (Figura 2.5 - d).

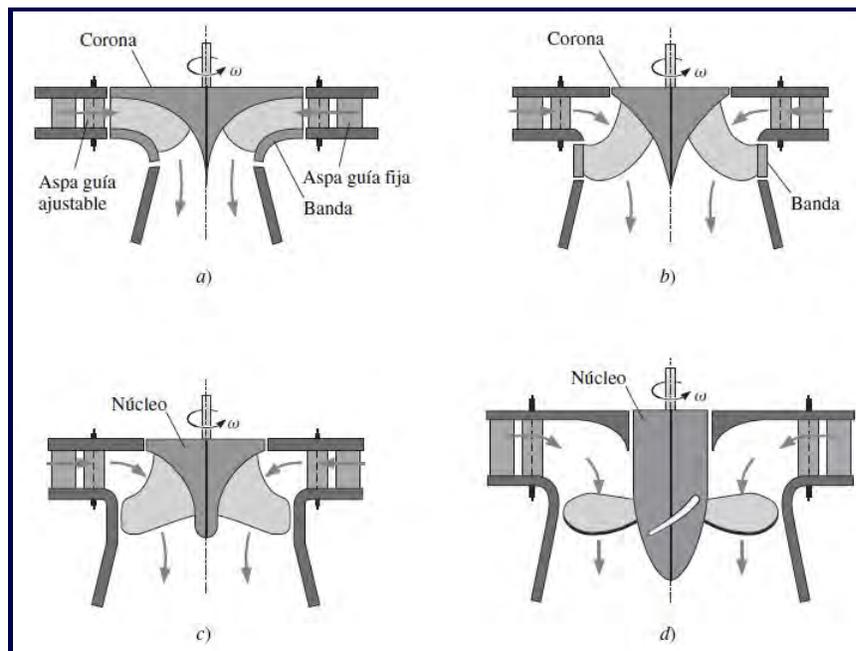


Figura 2.5. Las características distintivas de las cuatro subcategorías de turbinas de reacción. (a) Flujo radial de una turbina Francis. (b) Flujo mixto de turbina Francis. (c) Flujo mixto de turbina de hélice. (d) Flujo axial de turbina de hélice; obtenido de Çengel et al. (2012).

Una turbina Francis típica podría tener 15 o más álabes en su rodete y, puede lograr una eficiencia de turbina de un 90 % a un 95 %. En la siguiente sección se describirá más a detalle este tipo de turbina.

Una característica de las turbinas Kaplan es que cuentan con un mecanismo que permite ajustar el ángulo de inclinación de los álabes del rodete, por el contrario, las turbinas hélice cuentan con álabes fijos, además, las turbinas Kaplan son de doble regulación, ya que el

flujo se controla de dos maneras: al manipular el ángulo de apertura de los álabes guía del distribuidor y al cambiar el ángulo de inclinación de los álabes del rodete.

Las turbinas hélice son casi idénticas a las turbinas Kaplan, excepto que, las aspas del rotor están fijas y, el caudal se regula sólo por medio de la variación del ángulo de apertura de los álabes guía del distribuidor.

En comparación con las turbinas Pelton y Francis, las turbinas Kaplan y las turbinas hélice, son más adecuadas para carga hidrostática baja y gasto volumétrico alto. Los rodetes de una turbina Kaplan y hélice, por lo general, tienen sólo de tres a ocho álabes menos que las turbinas Francis, aunque sus eficiencias pueden ser tan altas como las Francis.

2.3. Turbina Francis.

Su nombre fue establecido en honor a su diseñador y creador, el ingeniero James Bichano Francis (1815-1892), de origen inglés. Las turbinas Francis (Figura 2.6) se pueden utilizar en centrales hidroeléctricas de agua fluyente, como también, en centrales hidroeléctricas de acumulación o bombeo. Su diseño hidrodinámico permite bajas pérdidas hidráulicas, por lo cual se garantiza un alto rendimiento. No obstante, no es la mejor opción para utilizar frente a grandes presiones que pudiesen dañar los sellos de la turbina, ni en instalaciones que presenten grandes variaciones de caudal, debido a que, el rendimiento cae al disminuir el caudal de diseño. Considerando lo anterior, se debe tratar de mantener un flujo de caudal constante previsto antes de la instalación de la turbina.

Polo (1974) Establece: *"La turbina Francis ha evolucionado mucho en el curso de este siglo, encontrando buena aplicación en aprovechamientos hidráulicos de características muy variables de carga y caudal. Se encuentran turbinas Francis en los saltos de agua de 30 m como también en los altos de 550 m y con caudales que a veces alcanza los 200 m³ por segundo y otras sólo de 10 m³ por segundo. Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina hidráulica más generalizada en el mundo hasta el momento actual"*.

Las turbinas Francis pueden ser diseñadas para ser operadas únicamente de manera horizontal, o bien de manera vertical, dependiendo de las necesidades de la central hidroeléctrica, además se pueden clasificar de acuerdo al salto para el cual fueron diseñadas:

- *Francis lenta*. Para saltos de gran altura (alrededor de 200 m o más).
- *Francis normal*. Indicada en saltos de altura media (entre 200 m y 20 m)
- *Francis rápidas y extra rápidas*. Apropriadas para saltos de pequeña altura (inferiores a 20 m).



Figura 2.6. Turbina Francis; obtenido de Lorenzo (2018).

Tipos.

Como se mencionó anteriormente, es posible considerar dos tipos de turbina Francis: la Francis pura o radial y la Francis mixta.

- *Francis pura o radial.* (Figura 2.5 a). Este tipo de turbina tiene aplicaciones en saltos de agua con cargas relativamente grandes y caudales relativamente reducidos. En estas turbinas es posible considerar que toda la transferencia energética del fluido hacia los álabes del rodete, es en todo momento, en dirección radial, de afuera hacia adentro. Debido a lo anterior, las turbinas Francis procuran siempre dar al agua un recorrido radial relativamente largo, aprovechando así, la acción centrípeta del agua al máximo. Sin embargo, se hace difícil su desfogue, por lo que el gasto se encuentra de cierta manera limitado.
- *Francis mixta.* (Figura 2.5 b). Se justifica este tipo de turbina en saltos de agua de cargas medianas y bajas, con caudales medianos y relativamente grandes. El agua recorre sólo en una parte de los álabes en el rodete (la superior), en dirección radial y de fuera hacia dentro, terminando su recorrido por entre los álabes en dirección axial (vertical hacia abajo en las máquinas de eje vertical), en cuya fase final trabaja como turbina axial. En la turbina Francis mixta, para lograr la doble acción, los álabes deben tener una forma de álabe muy particular que los hace aparecer alargados en dirección axial.

Elementos constitutivos principales.

Los componentes principales de una turbina Francis, en el orden del paso del fluido, son:

- *La carcasa, carcasa espiral o caracol* (Figura 2.7). Se trata de un ducto alimentador de acero, cuya sección transversal es generalmente circular y de diámetro decreciente. En su interior cuenta con álabes fijos (Figura 2.8).

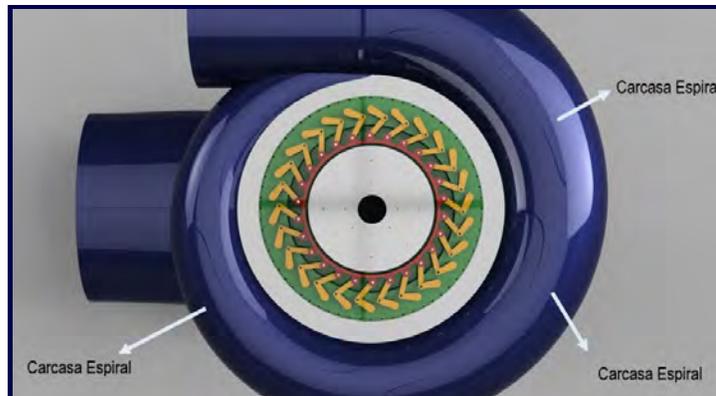


Figura 2.7. Carcasa espiral; obtenido de Lorenzo (2018).

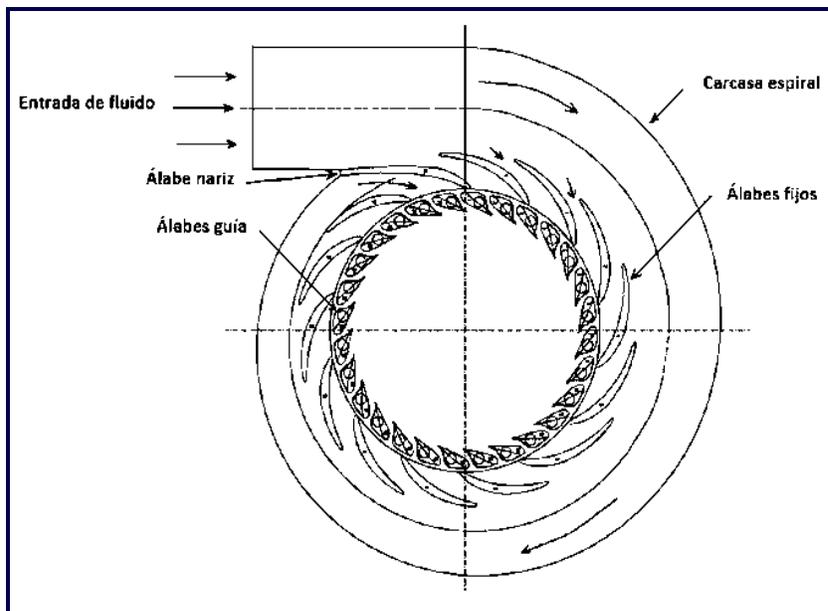


Figura 2.8. Carcasa espiral de la turbina Tokke; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

- *El distribuidor* (Figura 2.9). Está constituido por un arreglo móvil en forma de persiana circular que, a su vez, es conformado por álabes orientables, cuyo accionamiento es realizado por un servomotor.

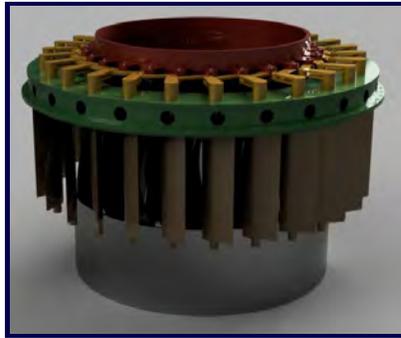


Figura 2.9. Distribuidor; obtenido de Lorenzo (2018).

- *El rodete, impulsor o rotor* (Figura 2.10). Es el componente más importante de la turbina. Básicamente, consta de tres elementos principales: Corona, banda y álabes.



Figura 2.10. Rodete Francis; obtenido de Lorenzo (2018).

- *El tubo de aspiración, de desfogue o difusor* (Figura 2.11). Suele ser de forma acodada y su función principal es direccionar el fluido aguas abajo.



Figura 2.11. Tubo de aspiración; obtenido de Lorenzo (2018).

En la Figura 2.12 se pueden visualizar los principales componentes de una turbina Francis.

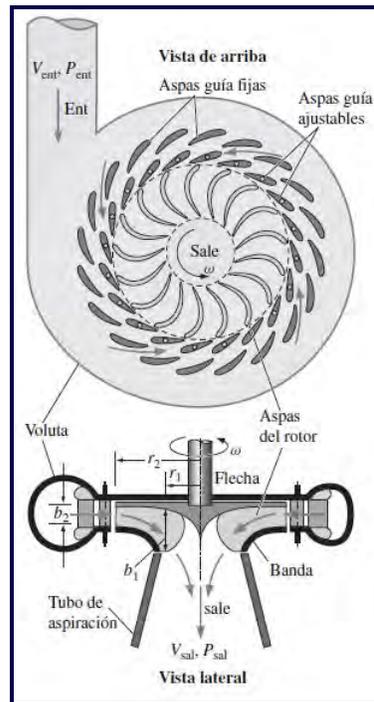


Figura 2.12. Vista de planta y transversal de una turbina Francis; obtenido de Çengel et al. (2012).

Funcionamiento.

Las turbinas hidráulicas Francis pueden ser empleadas en distintos tipos de centrales hidroeléctricas, sin embargo, el principio de funcionamiento es muy similar en cada central. Una central hidroeléctrica opera con el agua que se encuentra en un embalse (Figura 2.13 - 1), contenida por medio de una presa (Figura 2.13 - 2). El fluido confinado se hace pasar por un sistema de rejillas filtradoras que evitan el paso de sólidos en suspensión (Figura 2.13 - 3). De allí el fluido es llevado a la turbina hidráulica mediante una tubería forzada (Figura 2.13 - 4). El primer componente de la turbina con el cual el fluido tiene contacto, es la carcasa espiral (Figura 2.7). En su interior ocurre una distribución del flujo y una transformación inmediata de energía de presión en velocidad. A través de la carcasa espiral, el fluido es guiado por unos álabes fijos a la misma (cuya forma hidrodinámica se centra en minimizar las pérdidas hidráulicas), al distribuidor (Figura 2.9). El distribuidor tiene como objetivo principal la transformación parcial de la energía de presión en cinética. Está conformado por un sistema de álabes guía móviles que regulan el gasto y, direccionan el fluido hacia el rodete (Figura 2.10). El componente principal de una turbina hidráulica es el rodete. En él, se lleva a cabo la

transformación de energía cinética, potencial y de presión en energía mecánica. Gran parte del aprovechamiento de la energía del agua dependerá de la forma de los álabes distribuidos en su interior. El fluido que se encuentra en su interior es obligado a salir (aún con energía cinética y movimiento rotatorio), hacia un tubo de aspiración en forma de difusor (Figura 2.11). Este desacelera el fluido generándose en su interior un efecto de aspiración, recuperando así energía cinética y presión, antes de descargar el fluido aguas abajo.

La generación de energía eléctrica sucede cuando el movimiento del rodete es aprovechado para accionar, mediante un eje (Figura 2.13 - 7), a un alternador eléctrico (Figura 2.13 - 5). El alternador es capaz de transformar la energía mecánica en energía eléctrica, generando una corriente alterna mediante inducción electromagnética. La energía eléctrica obtenida es enviada a una serie de transformadores (Figura 2.13 - 10), para finalmente ser enviada, mediante las líneas de transporte (Figura 2.13 - 9), a una subestación eléctrica y, de allí, ser distribuida a las ciudades.

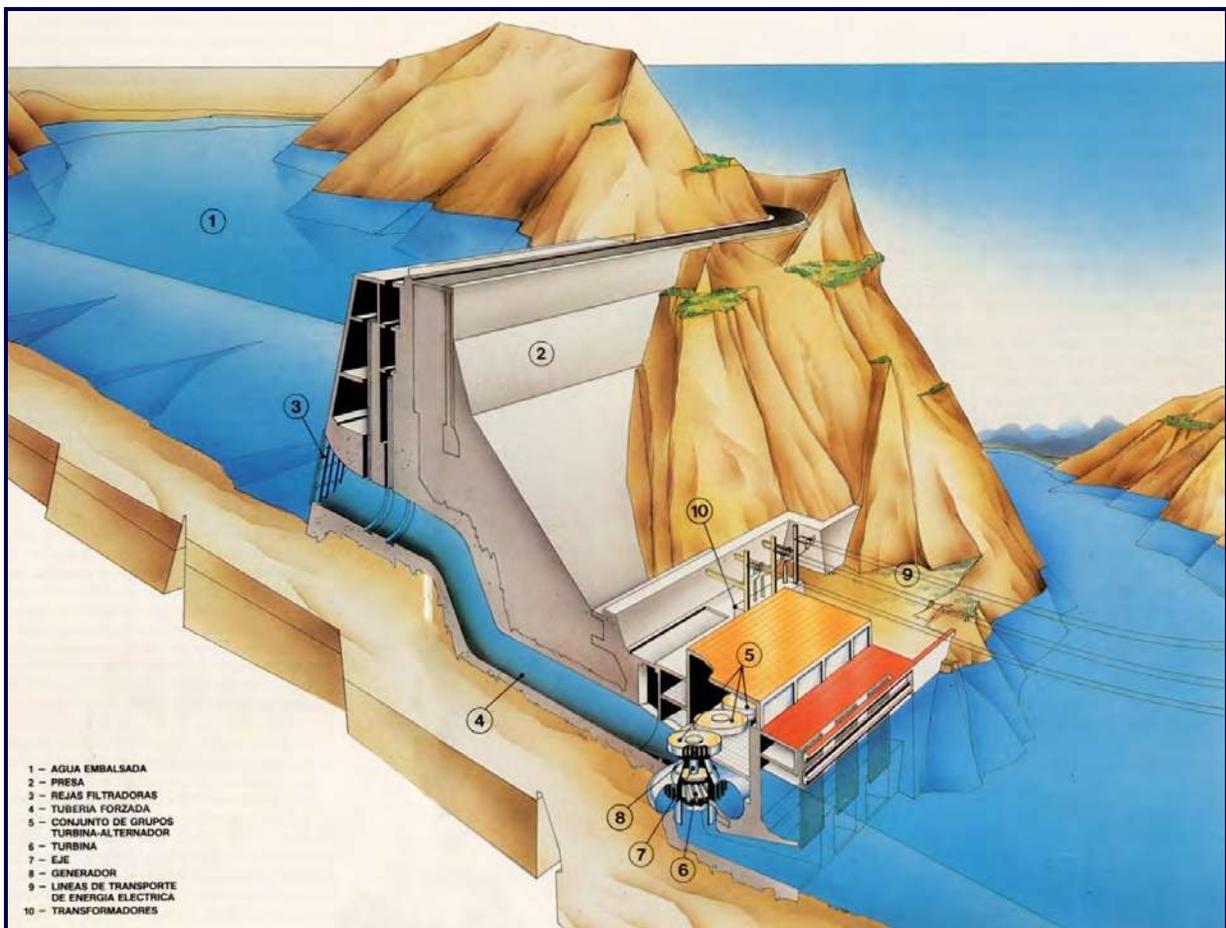


Figura 2.13. Esquema de una central hidroeléctrica; obtenido de Redondo (2012).

Primera y segunda expresión de la energía neta y de la altura neta.

El mayor intercambio de energía en una turbina hidráulica se da entre el fluido y el rodete en una turbomáquina. Básicamente, El intercambio de energía se obtiene por una acción mutua (acción-reacción) entre las paredes de los álabes y el fluido. La acción resultante del rodete sobre el fluido, será una fuerza, cuyo valor podrá calcularse mediante el principio de la cantidad de movimiento. Calculada esta fuerza y, su momento con relación al eje de la máquina, el cálculo de la energía que la máquina comunica al fluido es inmediato. De la misma manera se obtiene la energía que el fluido comunica a la máquina en una turbina. La energía que el fluido intercambia con el rodete puede ser de dos clases: energía de presión y energía cinética.

Mataix (1993) establece las ecuaciones que definen a la energía y a la altura, en su primera y segunda expresión:

La turbina Francis tiene como expresión de la energía neta transferida, bajo la forma de Euler y, se expresa en su primera expresión como:

$$Y = \frac{p_E - p_S}{\rho} + (z_E - z_S)g + \frac{v_E^2 - v_S^2}{2} \quad (2.3)$$

De acuerdo a la Ecuación 2.3, se puede decir que la energía neta es igual al decremento de energía de presión que experimenta el fluido en la turbina más el decremento de energía geodésica más el decremento de energía dinámica.

Existe una segunda expresión de la energía neta:

$$Y = Y_b - Y_{rA-E} - Y_{rS-Z} \quad (2.4)$$

La Ecuación 2.4 establece que la energía neta es igual a la energía bruta menos la energía pérdida antes de la turbina menos la energía pérdida después de la turbina.

La altura neta se puede definir como la diferencia de alturas totales entre la entrada y salida de la turbina. Esta diferencia es el incremento de altura absorbida por la turbina. La primera expresión de la altura neta se expresa como:

$$H = \frac{p_E - p_S}{\rho g} + z_E - z_S + \frac{v_E^2 - v_S^2}{2g} \quad (2.5)$$

Según la Ecuación 2.4 la altura neta es el incremento de altura que absorbe la turbina en forma de presión más la que absorbe en forma de altura geodésica más la que absorbe en forma de altura cinética.

Existe una segunda expresión de la altura neta, la cual se muestra a continuación:

$$H = H_b - H_{rA-E} - H_{rS-Z} \quad (2.6)$$

La Ecuación 2.5 establece que la altura neta es igual a la altura bruta menos las pérdidas en el canal de llegada menos las pérdidas después de la salida de la turbina.

Hay que tener en consideración que la Ecuación 2.5 está enfocada más a la turbina misma y la Ecuación 2.6 se enfoca más en la instalación.

Diagramas de velocidades a la entrada y salida del rodete.

Çengel et al. (2012) Describe los diagramas de vectores de velocidad que se trazan en la Figura 2.14 para el marco de referencia absoluto y, para el marco de referencia relativo que gira con el rodete. El vector comienza con el álabe guía fijo (línea negra gruesa en la Figura 2.14), el flujo se desvía de modo que choca con el álabe del rodete (línea gris gruesa) a velocidad absoluta \vec{V}_2 . Pero el álabe del rodete gira en contrasentido a las manecillas del reloj y, en el radio r_2 se desplaza tangencialmente al extremo inferior izquierdo a velocidad ωr_2 . Para trasladar al marco de referencia rotatorio, se forma el vector suma de \vec{V}_2 y el negativo de ωr_2 . La resultante es el vector $\vec{V}_{2, \text{relativa}}$, que es paralelo al borde delantero del álabe del rodete (ángulo β_2 desde la recta tangente al círculo r_2). La componente tangencial $V_{2,t}$, del vector de velocidad absoluta \vec{V}_2 se necesita para la ecuación de Euler de turbomáquina. Después de aplicar algunas operaciones trigonométricas se obtiene:

$$V_{2,t} = \omega r_2 - \frac{V_{2,n}}{\tan \beta_2} \quad (2.7)$$

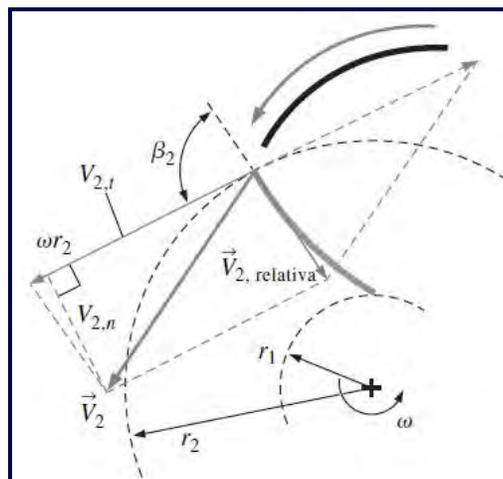


Figura 2.14. Vectores de velocidad relativa y absoluta a la entrada del rodete; obtenido de Çengel et al. (2012).

Cuando se sigue el flujo a lo largo del álabe del rodete, en el marco de referencia relativo (rotatorio), se ve que el flujo se desvía de modo que sale paralelo al borde posterior del álabe del rodete (ángulo β_1 desde la línea tangente al círculo r_1). Por último, para trasladar de nuevo al marco de referencia absoluto se suma $\vec{V}_{2, \text{relativa}}$ y la velocidad del álabe ωr_1 que actúa a la izquierda como se ilustra en la Figura 2.15. La resultante es el vector absoluto \vec{V}_1 . Después de aplicar algo de trigonometría (que resulta ser idéntica a la del borde delantero), se genera una expresión para la componente tangencial $V_{1,t}$ del vector de velocidad absoluta \vec{V}_1 para uso en la ecuación de Euler de turbomáquina:

$$V_{1,t} = \omega r_1 - \frac{V_{1,n}}{\tan\beta_1} \quad (2.8)$$

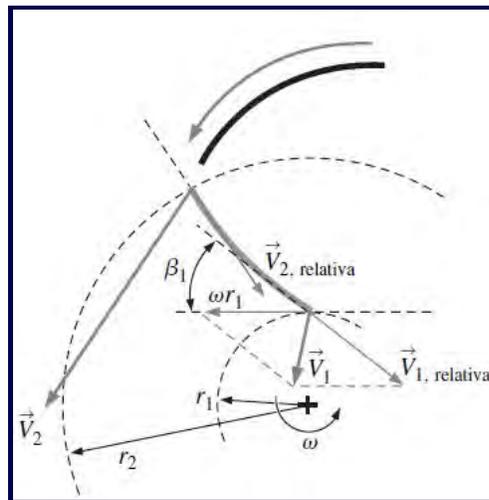


Figura 2.15. Vectores de velocidad relativa y absoluta a la salida del rodete; obtenido de Çengel et al. (2012).

2.4. Dinámica de Fluidos Computacional (DFC).

La DFC es una rama de la mecánica de fluidos que se enfoca en el análisis de fenómenos de flujo de fluidos, transferencia de calor y reacciones químicas, mediante métodos numéricos y algoritmos. El comportamiento y la física de un fenómeno puede ser expresada en términos de ecuaciones diferenciales parciales que se vuelven difíciles de resolver analíticamente (Ecuaciones de Navier-Stokes, de estado, conservación de energía, etcétera).

2.4.1. Ecuaciones Gobernantes.

El punto de inicio de todo método numérico es el modelo matemático del fenómeno físico que se desea estudiar. Generalmente suele ser expresado en forma de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales o ecuaciones diferenciales junto con las condiciones de contorno. Hace ya casi dos siglos desde que las ecuaciones de gobierno de la Mecánica de Fluidos quedaron definitivamente formuladas por Claude Navier (1785-1836) y George Stokes (1819-1903), cuando introdujeron los términos de transporte viscoso a las ecuaciones de Euler (1707-1783), dando lugar a las famosas ecuaciones de Navier-Stokes:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.9)$$

$$\left(\vec{V} \cdot \vec{\nabla} \right) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P' + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}E) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \rho \vec{g} + \nabla \cdot (\vec{\sigma} \cdot \vec{v}) + \dot{W}_f + q_H \quad (2.11)$$

Las ecuaciones anteriores son consideradas para flujo laminar estacionario de un fluido viscoso, newtoniano, incompresible y sin efectos de superficie libre, e incluyen las leyes de conservación para la masa (Ecuación 2.9), la cantidad de movimiento (Ecuación 2.10) y la energía de un flujo (Ecuación 2.11). Desgraciadamente, se constituyen en un sistema acoplado de ecuaciones del que no es posible obtener una solución analítica única. Por esta razón, la experimentación y el análisis dimensional siempre acompañaron históricamente a la vía analítica, como dos herramientas esenciales en el estudio de la Mecánica de Fluidos, para validar y contrastar los limitados estudios teóricos.

En la actualidad, con el afán de obtener una solución numérica aproximada, se puede recurrir a la discretización de dichas ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas que, son resueltas por programas computacionales especializados mediante el uso de algoritmos.

2.4.2. Discretización espacial.

El primer paso en la aplicación de la DFC, consiste en la discretización espacial del DC, para posteriormente, calcular sobre la misma la aproximación numérica de los flujos convectivos y difusivos, así como las fuentes. Existen muchos métodos para la discretización del problema.

Según Sánchez (2004), se pueden clasificar los distintos esquemas de discretización en tres categorías principales:

- *Métodos de diferencias finitas.* La aproximación por medio de diferencias finitas es el método más antiguo aplicado para obtener la solución numérica de ecuaciones diferenciales. Se considera que la primera aplicación ha sido desarrollada por Euler en 1768.

Las bases del método de diferencias finitas consisten en la construcción de una malla de una manera estructurada, donde los nodos de la misma, en un espacio n dimensional, están localizados en las intersecciones de n familias de líneas rectas, el reemplazo de las derivadas continuas de la ecuación diferencial por las expresiones equivalentes en diferencias finitas y la resolución del sistema de ecuaciones que queda planteado como consecuencia de la anterior sustitución.

El método de diferencias finitas es, tal vez, el método más simple para aplicar, particularmente para mallas con una geometría uniforme. Su mayor desventaja consiste en su incapacidad para tratar efectivamente la solución de problemas sobre formas geométricas irregulares.

- *Métodos de volúmenes finitos.* El método de los volúmenes finitos emplea directamente las ecuaciones de conservación en su forma integral. Este método fue utilizado por primera vez para la simulación de un problema 2D no viscoso. Su uso se basa en la discretización de las ecuaciones en cada uno de los volúmenes de control de la malla del dominio. En este caso los nodos residen en el centro del volumen y, se interpolan para obtener sus valores en las caras de dichos volúmenes de control. La integral de superficie que aparece en el término de la derecha de la ecuación de Navier-Stokes completa (en su forma integral) es aproximada por la suma de los flujos que atraviesan cada una de las caras del poliedro.

La principal ventaja del método de los volúmenes finitos es que la discretización espacial se lleva a cabo directamente en el espacio físico del problema. Por lo tanto, no hay problemas con la transformación entre sistemas de coordenadas, como ocurre en el método de las diferencias finitas, además, se puede usar cómodamente en todo tipo de mallas, tanto estructuradas como no estructuradas.

Entre sus desventajas está la dificultad de obtener esquemas de alto orden, sobre todo en 3D, debido a que requieren tres niveles de aproximación: interpolación, diferenciación e integración. Es el método utilizado por la mayoría de software CFD (ANSYS FLUENT, STAR CCM+, OPENFOAM, etcétera.)

- *Métodos de elementos finitos.* El método de los elementos finitos, introducido en 1956, se empleó en un principio para el análisis estructural y, fue diez años después cuan-

do comenzó su utilización para la resolución de las ecuaciones de campo en medios continuos. Sin embargo, fue a principios de la década de los 90 cuando el método de los elementos finitos adquirió una gran popularidad en la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes.

Este método tiene una base matemática muy rígida, particularmente en problemas elípticos y parabólicos. Resulta muy atractivo por el uso de mallas no estructuradas (ampliamente empleadas para la formulación de problemas con geometrías complejas). Su uso, como método general para la resolución de las ecuaciones de Euler/Navier-Stokes, comienza con una división del dominio en elementos triangulares (en 2-D) o tetraédricos (en 3-D), generando una malla no estructurada. Dependiendo del tipo de elemento y de la precisión que se quiera, se tendrá que definir una malla más o menos fina de elementos. El número total de nodos multiplicado por el número de variables del problema es el número de grados de libertad del problema. Además, tienen que definirse las llamadas funciones de forma que representan la variación de la solución en el interior de los elementos.

2.4.3. Discretización temporal.

En el cálculo de flujos no estacionarios se debe discretizar la coordenada temporal. La solución se obtiene en puntos discretos del tiempo (Figura 2.16). El tiempo transcurrido entre dos instantes define el paso de tiempo Δt . Un aspecto importante a la hora de usar Δt es que este debe captar los cambios rápidos de la solución. Los flujos no estacionarios tienen carácter parabólico. Por ello, la mayor parte de los métodos numéricos para resolver la coordenada espacial se basan en avanzar paso a paso en el tiempo.

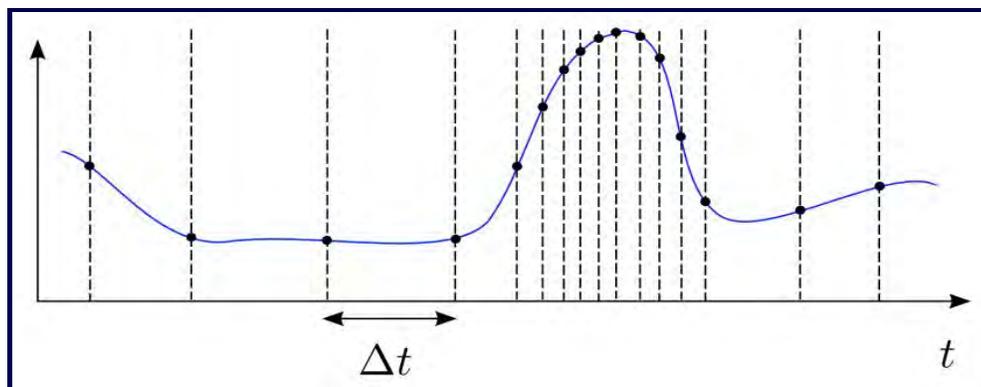


Figura 2.16. Discretización temporal. El paso de tiempo debe ser el adecuado para captar los cambios de la solución; obtenido de Lozano (2015)

Al analizar flujos no estacionarios, se debe proceder a la discretización espacial para obtener la solución numérica. Las posiciones discretas, en las que las variables son calculadas, están definidas por la malla numérica que, es esencialmente una representación discreta del DC del problema (Lozano (2015)).

2.4.4. Malla e independencia de malla en DFC.

Uno de los aspectos más laboriosos y difíciles de realizar en una evaluación numérica es la creación de una malla que defina las celdas computacionales o volúmenes de control en los que se calculan las variables de flujo (velocidad y presión, entre otras) en todo el DC. Çengel et al. (2012) define los tipos de malla existentes:

- *Malla estructurada.* Cuando se hace referencia a un DC 2D, se dice que la malla consta de celdas computacionales planas con cuatro lados y, cuando se hace referencia a un DC 3D, se dice que la malla consta de volúmenes de control con seis caras.

Para construir la malla estructurada de la Figura 2.17, es necesario llevar a cabo la unión de nueve nodos considerados en la parte superior con nueve nodos de la parte inferior y, de manera similar, los cinco nodos establecidos del lado derecho con los cinco nodos del lado izquierdo. En una malla estructurada 2D, cada celda se especifica de manera única mediante un par de índices (i, j) . Por ejemplo, la celda sombreada en la Figura 2.17 está en $(i = 4, j = 3)$. Algunos paquetes de DFC (usualmente antiguos) están escritos de manera específica para mallas estructuradas; estos paquetes convergen con mayor rapidez, y a menudo con mayor exactitud, por utilizar la identificación de celdas computacionales por índices.

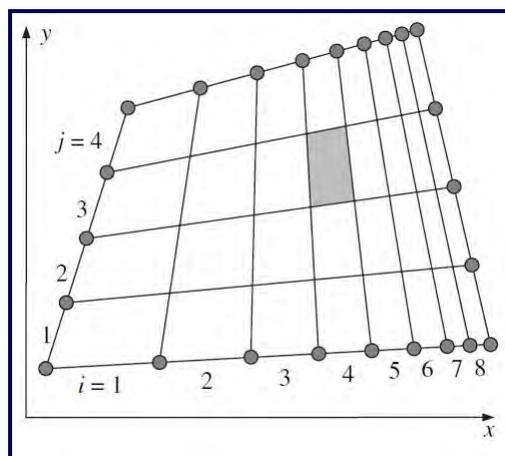


Figura 2.17. Malla estructurada 2D; obtenido de Çengel et al. (2012).

- *Malla no estructurada*. Consta de celdas computacionales con forma de triángulos o cuadriláteros (2D) o volúmenes de control con geometrías en forma de tetraedros o hexaedros (3D). Las mallas no estructuradas que se presentan en la Figura 2.18 corresponden al mismo DC de la Figura 2.17. A diferencia de la malla estructurada, en la malla no estructurada no se puede identificar a las celdas computacionales mediante los índices i y j ; en cambio, las celdas computacionales son identificadas internamente por el programa de mallado utilizado. Por lo general este tipo de mallas son empleadas en geométricas muy complejas.

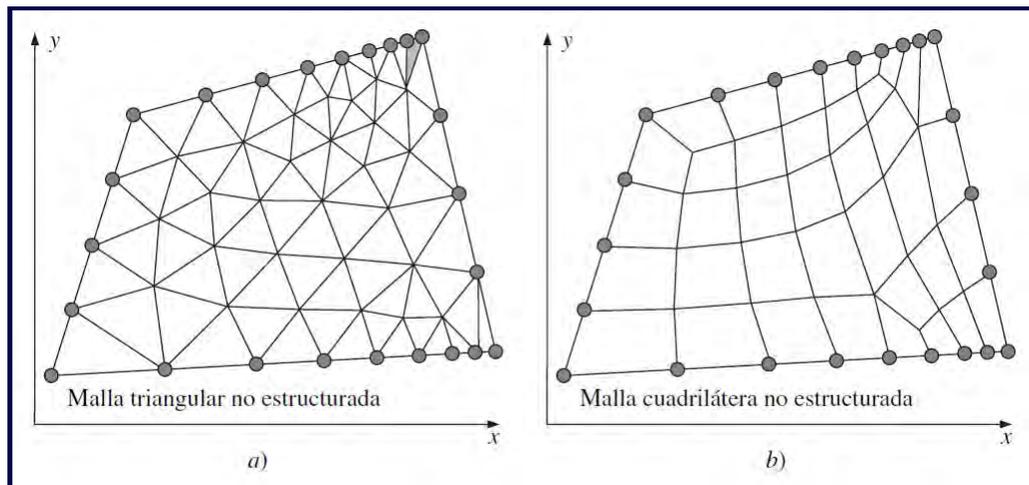


Figura 2.18. Malla no estructurada; obtenido de Çengel et al. (2012).

- *Malla híbrida*. Combina regiones de mallas estructuradas y no estructuradas. Son usadas cuando se desea obtener una mayor precisión en los resultados numéricos cerca de una pared sin necesitar alta resolución lejos de la pared (Figura 2.19).

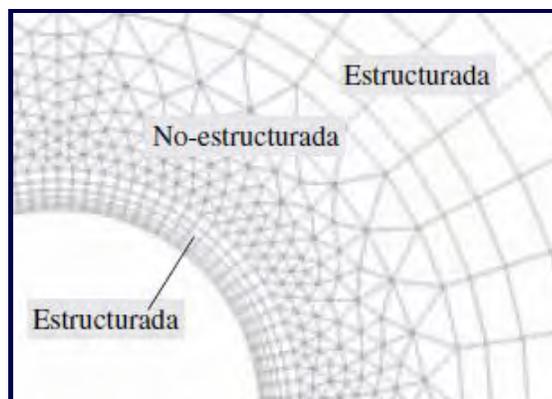


Figura 2.19. Malla híbrida; obtenido de Çengel et al. (2012).

Un aspecto fundamental a considerar, es que una malla (estructurada, no estructurada o híbrida) de alta calidad es necesaria para la obtención de buenos resultados numéricos, para ello es necesario probar si la solución final es independiente de la malla. El método estándar para probar la independencia de la malla es incrementar la densidad de malla en un factor de dos y repetir la simulación. Si los resultados numéricos no varían drásticamente, es probable que la malla original sea adecuada. Si, por otro lado, surgen diferencias importantes en los resultados numéricos entre las dos soluciones, la malla original es quizá presente una solución inadecuada. En ese caso, debe probarse una malla más fina, aumentando en un factor de dos la densidad de malla nuevamente, hasta que se resuelva de manera satisfactoria. Este método de probar la independencia de la malla es muy tardado y, no siempre es factible de realizar, debido a que, las mallas empleadas podrían sobrepasar el poder de cálculo con el que se cuenta.

En una simulación 2D, si se duplica la densidad de malla, el número de celdas computacionales se incrementa en un factor de $2^2 = 4$. El tiempo de cálculo para la solución de DFC se incrementa también en aproximadamente un factor de 4. Para flujos tridimensionales, duplicar la densidad de malla duplica la cantidad de volúmenes de control en un factor de $2^3 = 8$. Es posible ver cómo los estudios de independencia de malla llegan a sobrepasar con facilidad los límites de capacidad de cálculo de las computadoras. Si no es posible duplicar el número de intervalos debido a las limitaciones de cálculo, una buena regla empírica es que debe incrementarse la densidad de malla en por lo menos 20 % para probar la independencia de la malla.

2.4.5. Capa límite en DFC.

La teoría de capa límite fue introducida por Prandtl y, establece que, para un fluido en movimiento, todas las pérdidas por fricción tienen lugar en una delgada capa adyacente al contorno del sólido llamada capa límite. El flujo exterior a dicha capa puede considerarse como carente de viscosidad. Las Ecuaciones 2.12 y 2.13 son empleadas para obtener de manera analítica los valores de y^+ y y^* a través de la pared.

$$y^+ = \frac{\rho u_{\tau} y}{\mu} \quad (2.12)$$

$$y^* = \frac{\rho C_{\mu}^{\frac{1}{4}} k^{\frac{1}{2}} y}{\mu} \quad (2.13)$$

En DFC, el modelado cerca de la pared afecta significativamente la solución numérica

final. En ANSYS FLUENT existen dos maneras de modelar la región cercana a la pared (Figura 2.20):

- a). **Enfoque de funciones de pared.** En este enfoque la región interna afectada por la viscosidad (subcapa viscosa) no se resuelve, en su lugar, se utilizan unas fórmulas empíricas conocidas como funciones de pared que, enlazan o hacen un puente (de la región afectada por la viscosidad) entre la pared y la región totalmente turbulenta.
- b). **Enfoque de modelado cercano a la pared.** En este enfoque los modelos de turbulencia se modifican, de tal manera que, se permite que la región afectada por la viscosidad sea resuelta con la malla completamente colocada hasta la pared, incluyendo la subcapa viscosa.

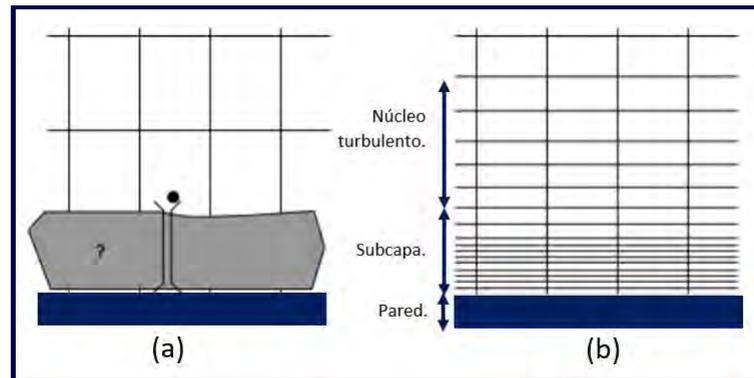


Figura 2.20. Modelado de la capa límite en ANSYS FLUENT; obtenido de Fluent (2014).

En la mayoría de los flujos con números de Reynolds altos, el enfoque de función de pared ahorra sustancialmente recursos computacionales, porque la región cercana a la pared (afectada por la viscosidad), en la que las variables de solución cambian más rápidamente, no necesita ser resuelta. Este enfoque es popular porque es económico, robusto y puede ser razonablemente preciso. Sin embargo, el enfoque de función de pared es inadecuado en situaciones donde los efectos de bajo número de Reynolds son generalizados y las suposiciones subyacentes a las funciones de pared dejan de ser válidas. Tales situaciones requieren modelos cercanos a la pared que sean válidos en la región afectada por la viscosidad y, en consecuencia, integrables hasta la pared (Fluent (2014)).

Es necesario tener cuidado al obtener el valor promedio de y^+ en la pared, ya que dicho valor debe quedar dentro de un rango preestablecido (dependiendo del tipo de modelado que se haya empleado en la pared). De no obtenerse el valor promedio recomendado, los resultados numéricos podrán considerarse erróneos.

2.4.6. DFC turbulenta.

Es bien sabido que la DFC realiza aproximaciones confiables cuando se realizan análisis de flujo laminar incompresible, estacionario o no estacionario, siempre y cuando se cuente con una buena calidad de malla y una correcta definición de las condiciones de frontera. Por el contrario, las simulaciones numéricas de flujo turbulento son más complicadas (inclusive para casos donde el flujo es considerado estacionario), debido a que, el campo de flujo turbulento suele ser no estacionario y tridimensional además de que surgen estructuras caóticas (en todas direcciones) conocidas como remolinos de turbulencia o vórtices.

Çengel et al. (2012) Establece las técnicas de solución del movimiento no estacionario de las escalas del flujo turbulento:

- 1). **Técnica de Simulación Numérica Directa (SND, DNS por sus siglas en inglés).** Este tipo de técnica intenta resolver el campo de flujo no estacionario de todas las escalas del flujo turbulento, es decir, intenta simular todos los remolinos turbulentos pertinentes del flujo. Una de las desventajas que presenta esta técnica es la diferencia entre los tamaños y las escalas de tiempo que existe entre los remolinos mayores y menores, ya que pueden ser de varios órdenes de magnitud y podrían aumentar aún más cuando se incrementa el número de Reynolds (Figura 2.21). No obstante, es necesario hacer algunas suposiciones que permitan simplificar el fenómeno, con el fin de simular campos complejos de flujo turbulento con número de Reynolds alto. Después de lo anterior expuesto, es claro que esta técnica demanda el uso de mallas tridimensionales muy finas que, al ser empleadas en una simulación numérica, conllevan una cantidad considerable de poder de cálculo, volviéndose inviable este tipo de análisis en la actualidad.

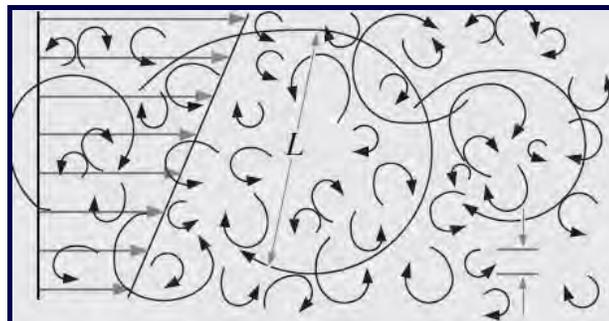


Figura 2.21. Perfil de velocidad promedio y algunos de los remolinos; los remolinos turbulentos más pequeños (tamaño h) son del orden de magnitud más pequeños que los remolinos turbulentos más grandes (tamaño L); obtenido de Çengel et al. (2012).

2). **Técnica de Simulación de Remolinos Grandes (SRG, LES por sus siglas en inglés).**

Es una simplificación de la simulación numérica directa, en la cual se calculan sólo los remolinos grandes, mientras que los remolinos pequeños se modelan y, por ende, no son calculados (Figura 2.22), lo cual reduce de manera importante los recursos computacionales empleados en el cálculo numérico. La suposición que se hace al emplear esta técnica es que los remolinos turbulentos más pequeños son isotrópicos, es decir, estos se comportan de manera similar y son predecibles, siendo además independientes al sistema de coordenadas. A pesar de que esta técnica emplea una menor cantidad de recursos computacionales que la SND, las características que se exigen de la computadora para el análisis y los diseños de la práctica ingenieril, son inclusive extraordinarias para el nivel de la tecnología actual.

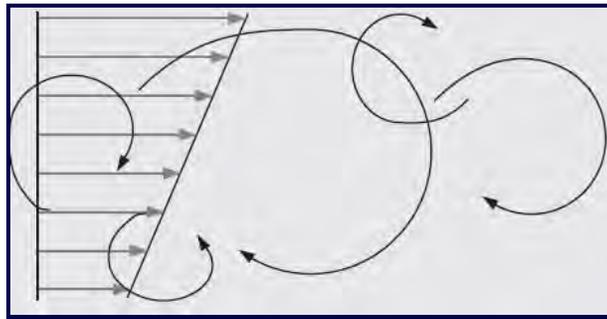


Figura 2.22. Simulación de Remolinos Grandes (SRG). Se muestra un perfil de velocidad promedio y los remolinos calculados; obtenido de Çengel et al. (2012).

3). **Empleo de un modelo de turbulencia.** Cuando se usa un modelo de turbulencia para un cálculo de DFC, no se resuelven las características no estacionarias de los remolinos turbulentos de ninguna escala (Figura 2.23), sólo se modelan dichos remolinos turbulentos y, se calculan las propiedades del flujo considerando un número de Reynolds promedio.



Figura 2.23. Al emplear un modelo de turbulencia no hay remolinos turbulentos calculados; obtenido de Çengel et al. (2012).

Es necesario tener en cuenta que, al emplear un modelo de turbulencia, son empleados modelos matemáticos, con el fin de considerar el incremento de la intensidad de mezclado y, el fenómeno de difusión causado por los remolinos turbulentos. Debido a lo anterior, la ecuación de Navier-Stokes (Ecuación 2.10) se reemplaza por lo que se llama ecuación de **Navier-Stokes de número de Reynolds Promedio (NSRP; RANS** por sus siglas en inglés), la cual se considera para flujo turbulento, incompresible, estacionario:

$$\left(\vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla}\right) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P' + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij,turbulento}) \quad (2.14)$$

El término $\tau_{ij,turbulento}$ introduce las fluctuaciones turbulentas y, es conocido como tensor de esfuerzo específico de Reynolds. En coordenadas cartesianas, el tensor de Reynolds se expresa como:

$$\tau_{ij,turbulento} = \begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix} \quad (2.15)$$

Donde la barra superior indica el promedio en tiempo del producto de dos componentes de velocidad fluctuantes. Los apóstrofes denotan componentes de velocidad fluctuantes. Debido a que, el esfuerzo de Reynolds es simétrico, se introducen seis incógnitas más al problema que, se modelan de varias maneras mediante modelos de turbulencia.

En la actualidad existen numerosos modelos de turbulencia (Figura 2.24), entre los modelos más empleados se encuentran los modelos algebraicos de una y dos ecuaciones, así como el esfuerzo de Reynolds (siete ecuaciones). Los modelos de turbulencia de dos ecuaciones ($k - \varepsilon$ y $k - \omega$) agregan dos ecuaciones que se resuelven de manera simultánea con las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía (dependiendo de problema). Al incorporar dos ecuaciones adicionales es necesario especificar dos condiciones de frontera a la entrada y salida del DC. Por ejemplo, en el caso del modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ se agregan los términos k y ε .

Ningún modelo de turbulencia es universal, es decir, no existe un modelo de turbulencia que sirva para evaluar numéricamente bien todos los flujos que impliquen turbulencia, además, se debe tener en cuenta que todos los modelos de turbulencia son meras aproximaciones que dependen de las constantes empíricas para el cierre matemático de las ecuaciones.

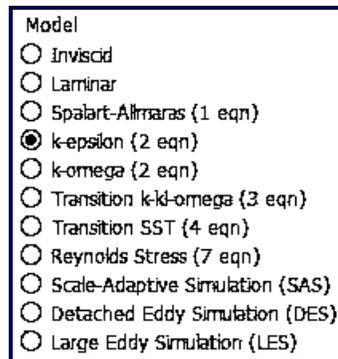


Figura 2.24. Modelos de turbulencia usados en ANSYS FLUENT.

2.4.7. Fuentes de error en la DFC.

Lain et al. (2011) Establece "Los errores de cálculo de DFC son parcialmente responsables de la desviación de los resultados numéricos respecto de los valores experimentales. Por lo tanto, es legítimo comparar ambos resultados, y estimar para los primeros unos intervalos de confianza, a través de la metodología estándar del cálculo de errores habitualmente utilizada en el procesado de medidas experimentales. La frecuente ausencia de los intervalos de confianza en los valores numéricos se debe a la dificultad de estimarlos, puesto que existen una multiplicidad de factores que pueden falsear los resultados. Sólo uno de esos factores, el error de discretización, puede realmente analizarse desde un punto de vista matemático riguroso. Sin embargo, la estimación del error numérico basada únicamente en tal causa es dudosa, ya que la influencia de otras fuentes de error puede ser mayor. Para la estimación de los intervalos de confianza de los resultados numéricos es, por lo tanto, indispensable conocer todas las posibles fuentes de error y su importancia relativa en un caso específico."

La verificación de un modelo de DEF se puede considerar como el proceso de estimación de la incertidumbre numérica, es decir, el proceso de determinar si la implementación de un modelo numérico representa con exactitud la descripción conceptual del desarrollador y la solución final al modelo numérico, para esto, la discusión sobre los errores y las incertidumbres en las herramientas de simulación DFC, así como su estimación, requieren una terminología unificada. Por ello, se adoptarán las definiciones dadas por Roache (1998) y AIAA (1998) sobre validación y verificación de simulaciones DFC (Figura 2.25).

Error total.

El error total es la diferencia entre el valor de los resultados obtenidos al evaluar un fenómeno físico mediante una simulación numérica y los resultados reales de dicho fenómeno

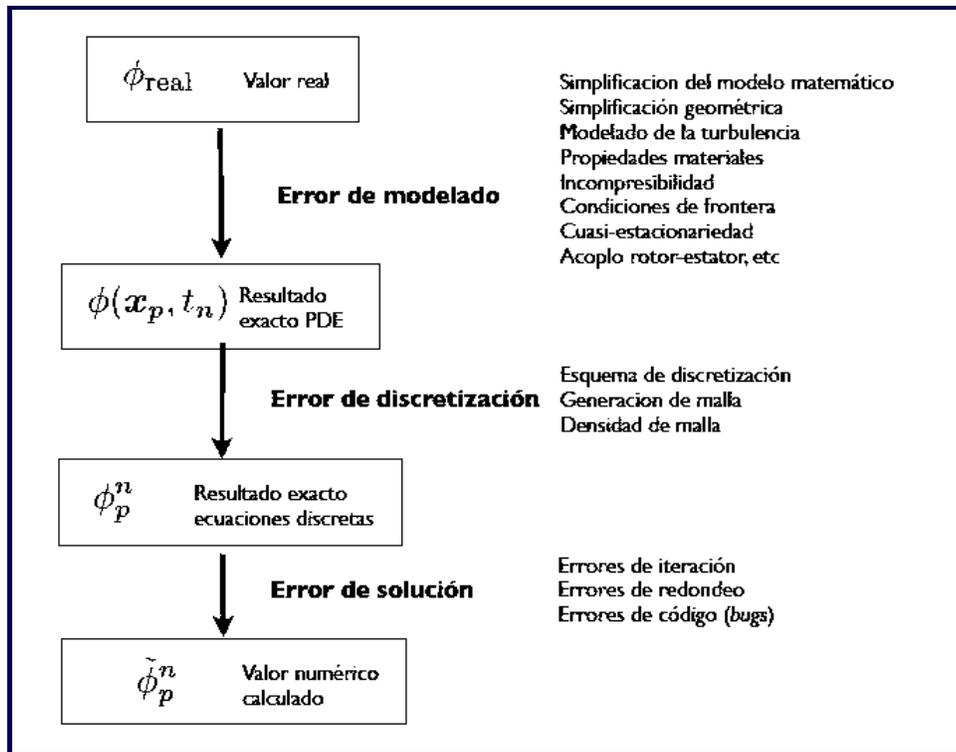


Figura 2.25. Fuentes de error en una simulación de DFC; obtenido de Lain et al. (2011).

(Figura 2.25); este se subdivide en:

a). *Error de modelado*. El error de modelado es la diferencia entre el valor real ϕ_{real} y la solución exacta $\phi(\mathbf{x}_p, t_n)$ de las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento del flujo. Este error aparece debido al uso de métodos numéricos para la evaluación de un fenómeno y es parcialmente influenciado por el usuario, ya que es necesario hacer simplificaciones y suposiciones en la construcción matemática del modelo que expresa el fenómeno evaluado numéricamente como, por ejemplo:

- Establecimiento de los límites geométricos del dominio computacional y las condiciones de frontera.
- Suposiciones respecto a las propiedades de los materiales empleados.
- Elección del modelo de turbulencia.
- Establecimiento de un fenómeno en estado estacionario o no estacionario.

b). *Errores numéricos*. El error numérico a su vez se subdivide en:

- 1). Error de discretización. La diferencia entre las soluciones exactas de las ecuaciones diferenciales de evolución $\phi(\mathbf{x}_p, t_n)$ en el punto \mathbf{x}_p y el tiempo t_n , y la solución exacta del sistema lineal discreto ϕ_p^n , se llama error de discretización. Este tipo de errores surgen debido a que las ecuaciones que emplean los programas de DFC (ecuaciones algebraicas) son una aproximación de las ecuaciones diferenciales. Para minimizar estos errores se debe emplear un esquema de discretización consistente y realizar análisis de la calidad de la malla y un estudio de independencia de malla.
- 2). Error de solución. Debido a la naturaleza iterativa de los métodos de solución, la solución exacta de las ecuaciones discretas no es el resultado real del cálculo numérico. La diferencia entre ϕ_p^n y la solución calculada $\widetilde{\phi}_p^n$ se conoce con el nombre de error de solución. Las causas por las cuales se generan los errores de solución y la forma en que pueden ser minimizadas se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 2.4: Causas por las cuales se generan los errores de solución.

Causas del error de solución.	Cómo minimizarlas.
Criterio de convergencia inadecuado en la solución final.	Con el método de los residuos de las variables resueltas.
Errores de redondeo debido a la representación finita de los números en la computadora.	Utilizando una representación de números reales en doble precisión en la computadora.
Errores en el código.	No pueden descartarse totalmente, y pueden propagarse a versiones posteriores.

Capítulo 3

Caso de estudio.

3.1. Talleres Francis 99.

Francis 99 es una serie de tres talleres realizados por la NTNU y la LTU (NTNU Y LTU (22 de Abril de 2018)). Dichas universidades proporcionan un acceso abierto al diseño y datos experimentales de una turbina Francis. El primer taller se concentró en el estado de funcionamiento estable de la turbina Francis; un segundo taller se concentró en las condiciones de funcionamiento transitorias; el tercer taller está planeado para el 2019 y, se enfocará en la interacción fluido-estructura de la turbina Francis. El objetivo principal de los talleres es proporcionar a los investigadores una plataforma abierta para explotar y, mejorar sus habilidades en lo que análisis y diseño de turbinas Francis respecta.

La turbina Francis, utilizada como objeto de estudio para los talleres Francis-99, es un modelo a escala 1:5.1 de las turbinas que operan en la central hidroeléctrica Tokke en Noruega. Dicho modelo ha sido llamado Modelo Tokke y, ha sido diseñado e investigado experimentalmente en el laboratorio “*Water Power*” de la NTNU (Figura 3.1 y 3.2).



Figura 3.1. Vista completa de la carcasa espiral, el cono y el tubo de aspiración conectado al tanque de aguas abajo; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.



Figura 3.2. Álabes en la salida del rodete Tokke; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

3.2. Características de las turbinas instaladas en la central hidroeléctrica Tokke.

Existen varias unidades generadoras instaladas en una central hidroeléctrica en Noruega que operan con la turbina Tokke. Las características de las turbinas se presentan a continuación:

- $H = 377$ m.
- Potencia útil = 110 MW.
- Diámetro del rodete = 1.779 m.
- Rodete con 15 álabes divisores y 15 álabes principales.
- 14 álabes fijos.
- 28 álabes guía.
- Tubo de aspiración acodado.

3.3. Características de la turbinas Tokke.

Antes de abordar las características que definen a la turbina Tokke, es necesario, aclarar que esta turbina fue estudiada experimentalmente en tres condiciones de operación:

- 1). **PL** (*Part Load: Carga parcial*).
- 2). **BEP** (*Best Efficiency Point: El mejor punto de eficiencia*).
- 3). **HL** (*High Load: Carga alta*).

Algunas características y cuestiones relacionadas a la operación de la turbina Tokke se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Características y cuestiones relacionadas a la operación de la turbina Tokke; obtenido de Eyup et al. (2017).

Parametro	Valor
Diámetro de entrada del rodete.	0.63 m
Diámetro de salida del rodete.	0.349 m
Descarga.	0.63 m
Velocidad específica.	0.27
Eficiencia hidráulica máxima.	En el BEP con un 93.4 % (incertidumbre de $\pm 0.16\%$)
Constante de Gravitación.	9.821 m/s^2
Viscosidad cinemática del agua.	$9.57 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Número de Reynolds en el BEP.	1.8×10^6

En la Figura 3.3 se muestra una vista transversal del rodete Tokke.

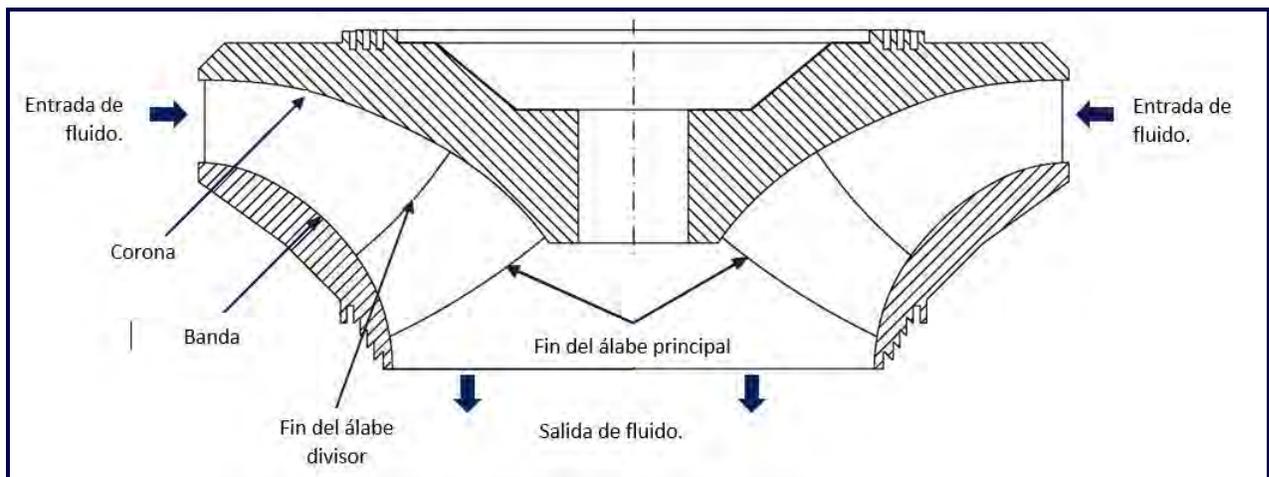


Figura 3.3. Vista transversal del rodete Tokke; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

La Tabla 3.2 muestra los parámetros obtenidos experimentalmente en los tres puntos de operación de la turbina. Cabe destacar que estos parámetros fueron empleados en los estudios numéricos realizados en esta investigación y, también deberán ser utilizados para la validación de los resultados numéricos.

Tabla 3.2: Parámetros observados en condiciones de operación PL, BEP y HL; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

Parámetro	PL	BEP	HL	Observaciones
Presión a la entrada de la turbina (kPa)	219.93	216.54	210.01	La presión se midió justo antes de la entrada de la carcasa usando un colector tipo anillo.
Presión diferencial a través de la turbina (kPa)	120.39	114.98	114.03	Presión de salida de la turbina = Presión de entrada - Diferencial de presión.
Densidad del agua (kg/m^3)	999.23	999.19	999.20	La densidad del agua se calculó usando el valor de temperatura medido.
Salto hidráulico (m)	12.29	11.91	11.24	El salto hidráulico fue calculado usando las ecuaciones dadas en IEC 60193.
Descarga (m^3/s)	0.071	0.203	0.221	La descarga se midió usando un medidor de flujo magnético.
Par de entrada del generador (Nm)	137.52	619.56	597.99	El par se midió entre el bloque de empuje y el generador.
Par de fricción (Nm)	6.54	8.85	7.63	Torque desarrollado por el rodete = par de entrada del generador + par de fricción.
Velocidad del rodete (rpm)	406.2	335.4	369.6	–
Eficiencia hidráulica (%)	71.69	92.61	90.66	La eficiencia hidráulica fue calculada usando las ecuaciones dadas en IEC 60193.
Ángulo de apertura de los álabes guía	3.91	9.84	12.44	14° es la posición máxima de apertura (carga completa).

3.4. Estudios experimentales en la turbina Tokke.

Las medidas experimentales en la turbina Tokke, fueron llevadas a cabo utilizando el banco de pruebas montado en la NTNU (Figura 3.5). Para hacerlo funcionar, es necesario mover agua desde un tanque “aguas arriba” mediante un sistema de bombeo conformado por dos bombas (Figura 3.4). Ambas bombas pueden desarrollar las condiciones para crear una altura superior a 100 m cuando se operan en serie. Posteriormente, se permite el paso del fluido mediante el uso de una válvula a la turbina. Una vez que es accionada la turbina se libera el fluido mediante el tubo de aspiración a un tanque de “aguas abajo”. Finalmente, el agua se hace regresar de nuevo al tanque “aguas arriba”.



Figura 3.4. Sistema de bombeo para la plataforma de prueba de la turbina Tokke; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

La adquisición de datos experimentales de la turbina se realizó empleando dos sistemas de registro:

- Para la adquisición de datos relacionados con el diagrama de eficiencias (Figura 3.5).
- Para la adquisición de valores de presión en los sensores de presión. Para ello, se montaron seis sensores de presión en la turbina; un sensor (VL01) en el espacio sin álabes; tres sensores (P42, S51 y P71) en el rodete y dos sensores (DT11 y DT21) en el cono del tubo de aspiración. Las ubicaciones de los sensores y el sistema de registro se muestran en la Figura 3.2. Los valores de la presión se adquirieron mediante un sistema de telemetría inalámbrica a la velocidad de muestreo de 2083 Hz.

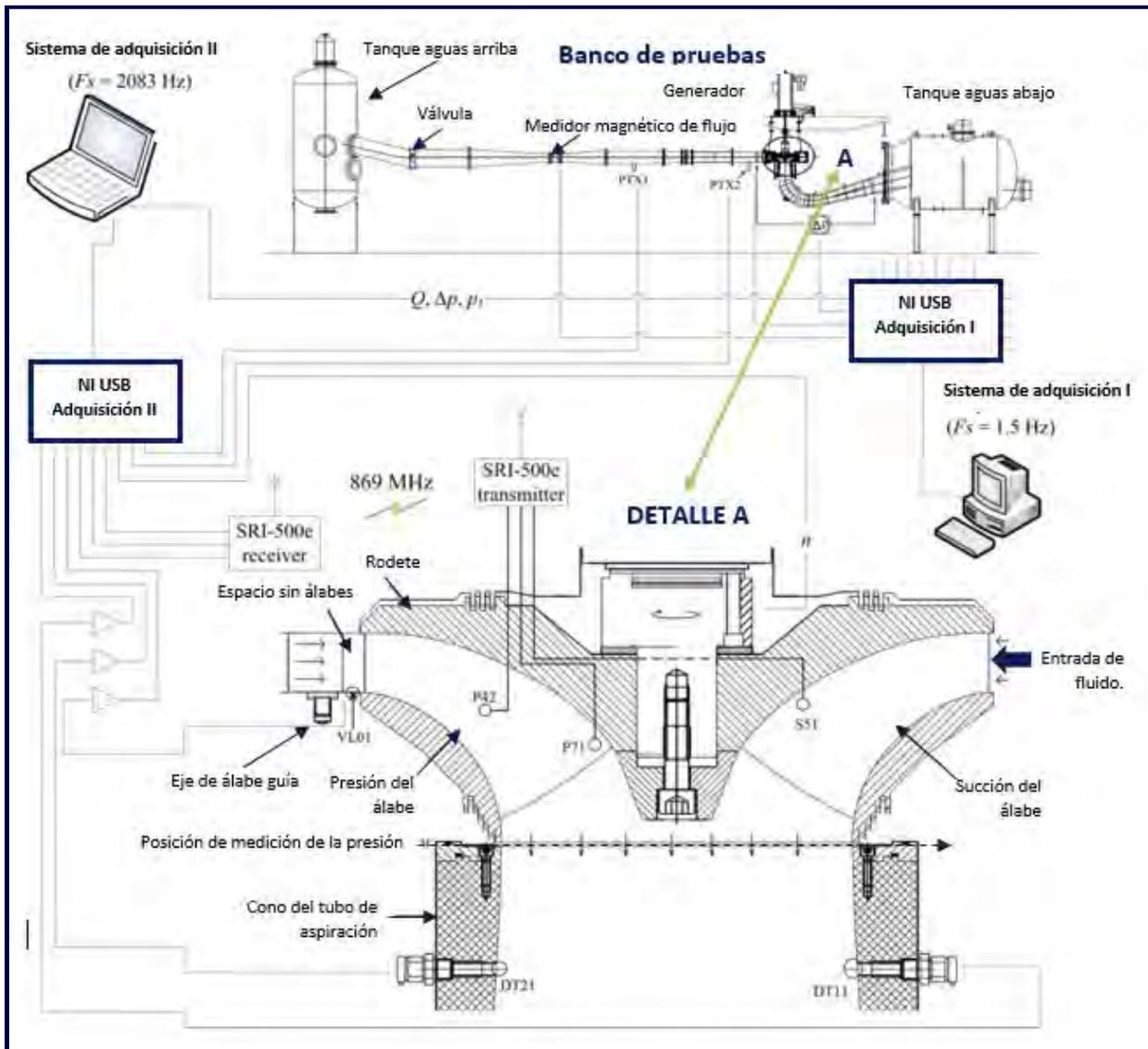


Figura 3.5. Diagrama del banco de pruebas y ubicación de los sensores; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

3.4.1. Estudio de desempeño de la turbina.

Para obtener el rendimiento de la turbina, los investigadores seleccionaron 10 ángulos de apertura de los álabes guía y 15 valores de velocidad diferentes para cada ángulo de los álabes guía. Por lo tanto, las mediciones de eficiencia se realizaron para un total de 150 puntos (Figura 3.6).

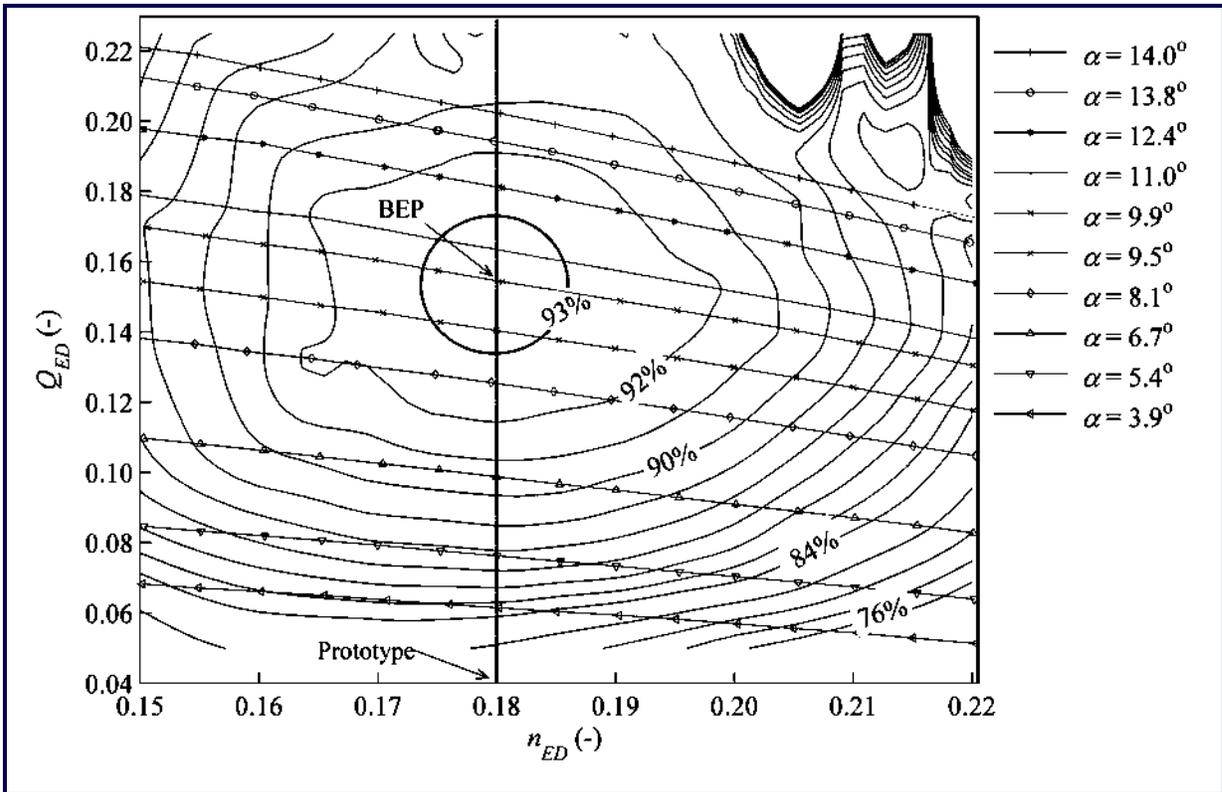


Figura 3.6. Diagrama de eficiencias; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

Como se puede observar en el diagrama anterior, la eficiencia máxima del 93.4% se obtuvo en $\eta = 0.18$ con un caudal $Q = 0.2$. Los ángulos de los álabes guía de 3.9° y 14° corresponden a las cargas mínima y máxima de la turbina, respectivamente.

Los tres puntos operativos se seleccionaron considerando lo siguiente:

- 1). Para PL, $\eta = 0.215$ y $Q = 0.07$.
- 2). Para BEP, $\eta = 0.18$ y $Q = 0.2$.
- 3). Para HL, $\eta = 0.195$ y $Q = 0.19$.

3.4.2. Medición de la presión.

Las mediciones de presión se llevaron a cabo en seis sensores ubicados de manera estratégica (Figura 3.2) en la turbina. Las incertidumbres máximas de los sensores VL01, P42, S51, P71, DT11 y DT21 fueron: $\pm 0.15\%$, $\pm 0.62\%$, $\pm 0.22\%$, $\pm 0.45\%$, $\pm 0.15\%$ y $\pm 0.15\%$, respectivamente. En la Tabla 3.2 se muestran las ubicaciones de los sensores en la

turbina.

Tabla 3.3: Ubicación de los sensores en la turbina; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

Sensor	VL01	DT11	DT21	P42	P71	S51
x (m)	0.2623	0.0904	0.0904	7.16×10^{-5}	-0.0666	-0.0800
y (m)	0.1935	0.1566	-0.1566	0.1794	4 0.0423	0.0838
z (m)	-0.0296	-0.3058	-0.3058	-0.0529	-0.0860	-0.0509

3.4.3. Medición de la velocidad.

Para realizar las mediciones de la velocidad del fluido en el cono de la turbina, se empleó un anemómetro LDA (Laser Doppler Anemometer: Anemómetro láser Doppler), así como, el sistema PIV (*Particle Image Velocimetry: Velocimetría de Imagen de Partículas*)

El sistema LDA empleó partículas trazadoras Expancel 46 WU 20 con un diámetro promedio de seis μm . Las mediciones de velocidad (axial y tangencial) se realizaron a lo largo de dos líneas horizontales en el tubo de aspiración. Las dos líneas L1 y L2 estaban ubicadas a 64 mm y 382 mm por debajo de la entrada del tubo de aspiración, respectivamente.

El sistema PIV 2D, Litron Laser NANO L100-50PIV generó hojas de haces de luz de pulso con un grosor de aproximadamente 3 mm para realizar las mediciones necesarias. El campo iluminado fue grabado por una cámara de cuatro megapíxeles (VC-4MC-M180). Durante las mediciones se utilizaron partículas trazadoras TSI con una densidad de 1.016 g/cc, un índice de refracción de 1.52 y un diámetro medio de 55 μm . Los datos de medición del PIV se muestrearon a una velocidad de 40 Hz. Se registraron aproximadamente 750 imágenes emparejadas con una diferencia de tiempo de 200 μs en cada sección de medición. En la Tabla 3.4 se muestran las condiciones de operación en las cuales se hicieron las mediciones de velocidad.

En la Tabla 3.5 se presentan las ubicaciones de las líneas donde se tomaron las velocidades mediante el anemómetro LDA.

Tabla 3.4: Puntos operativos en los que fueron realizadas las mediciones de velocidad; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

Parámetro	PL	BEP	HL
Salto (m)	12.29	12.77	12.61
Descarga (m^3/s)	0.07	0.21	0.23
Velocidad del rodete (rpm)	406.2	344.4	380.4
n_{ED} (-)	0.22	0.18	0.20
Q_{ED} (-)	0.22	0.18	0.20
Eficiencia hidráulica (%)	72.5	92.4	91

Tabla 3.5: Ubicaciones de la medición LDA; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

Ubicación	Línea 1 (L1)		Línea 2 (L2)	
	Punto de inicio	Punto final	Punto de inicio	Punto final
x (m)	0	-0.1789	0	-0.1965
y (m)	0	0	0	0
z (m)	-0.2434	-0.2434	-0.5614	-0.5614

3.5. Cuestiones numéricas relacionadas con la turbina Tokke.

La NTNU proporcionó planos de algunos componentes de la turbina en formato .pdf, así como la geometría y sus respectivas mallas de la turbina en distintos formatos. La turbina fue dividida en tres dominios computacionales para su análisis numérico (Figura 3.7): carcasa en espiral con distribuidor, rodete y tubo de aspiración.

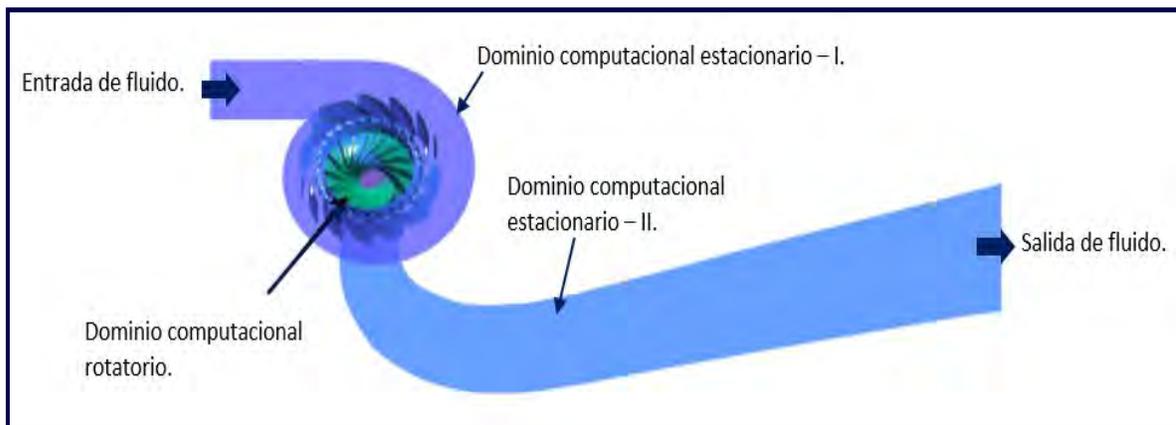


Figura 3.7. Dominio computacional de la turbina Francis. La ubicación de la cara de entrada es la misma donde se realizó la medición de presión. La turbina incluye tres dominios, carcasa en espiral con distribuidor, rodete y tubo de aspiración. El rodete es un dominio rotativo; obtenido de <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>.

La geometría completa del rodete fue brindada en formato .IGS. Dicho formato es compatible con varios de los programas de mallado. Finalmente, las ubicaciones de los sensores de presión, y las mediciones de velocidad, se pueden usar para crear puntos de monitoreo durante la simulación. Posteriormente, los resultados brindados por los monitores se compararían con los datos experimentales de la presión.

Capítulo 4

Metodología.

El proceso de verificación de un modelo de DFC para ser incorporado a un proceso de optimización, requiere de una serie de etapas y subetapas previas de desarrollo, principalmente de la creación de un Dominio Computacional (DC) del área de interés de estudio, la generación de las mallas del DC necesarias para el estudio de convergencia, el análisis numérico de cada malla y un estudio de convergencia de malla.

La metodología desarrollada en esta investigación comenzó con la obtención de un modelo de DFC 2D del rodete Tokke. Este modelo permitió establecer las bases de los aspectos que se necesitan para la creación del modelo de DFC 3D, tales como:

- Geometría.
- Creación del DC.
- Parámetros de construcción de la capa límite.
- Creación de la Malla.
- Tipos y condiciones de frontera empleados.
- Factores de relajación.
- Modelo de turbulencia a emplear.

Es decir, el conocimiento generado en esta primera etapa permitió evaluar la factibilidad y, posibles complicaciones a la hora de crear el modelo de DFC 3D. No obstante, no se realizó el estudio de convergencia para el modelo de DFC 2D, ya que no se consideró influyente en el desarrollo del modelo de DFC 3D.

4.1. CAD 3D del rodete Tokke.

La geometría del rodete Tokke fue proporcionada en un archivo con extensión .IGS por la NTNU, por lo cual no se requirió realizar un escaneo previo de la pieza. En la Figura 4.1 se muestra rodete original ya exportado al programa ANSYS GAMBIT.

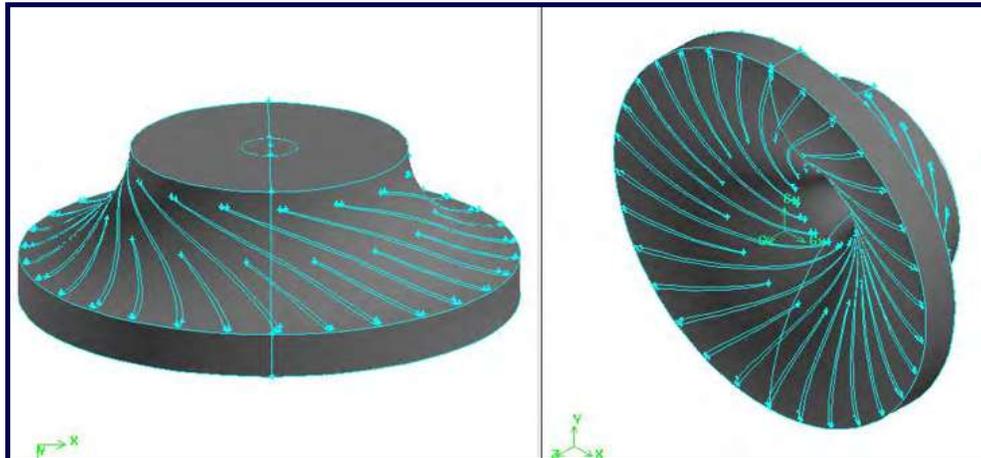


Figura 4.1. Rodete Tokke.

Con la finalidad de obtener los DC 2D y 3D de un canal hidráulico del rodete, fue necesario aislar el álabe principal (“*Main Blade*”) y el álabe divisor (“*Splitter Blade*”), del resto de los demás componentes del rodete. El rodete Tokke cuenta con 15 álabes del tipo principal y 15 más del tipo divisor, así como una corona y una banda (Figura 4.2).

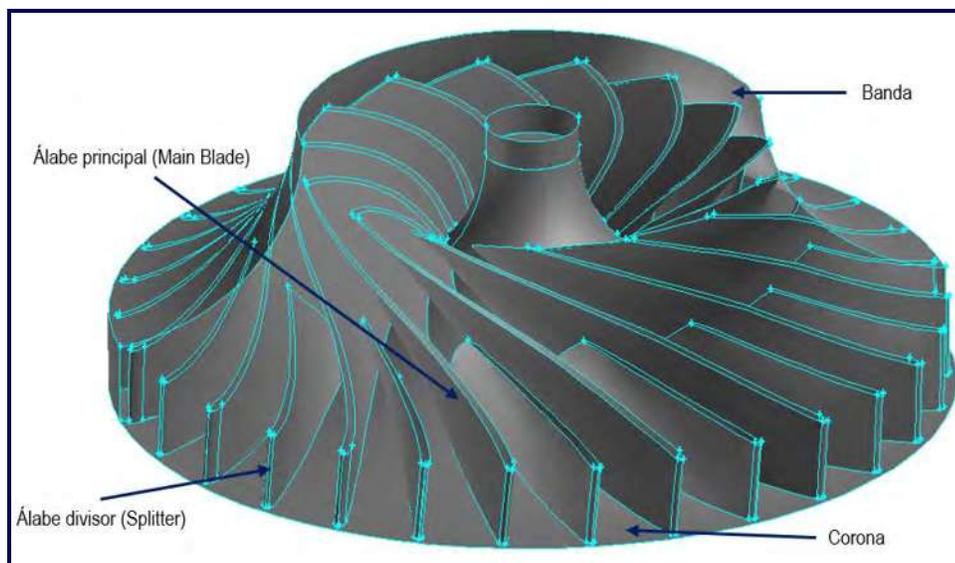


Figura 4.2. Elementos constitutivos del rodete Tokke.

Una vez que se tuvieron aislados ambos álabes, se procedió con la revisión de la calidad de sus geometrías, esto llevó a la localización y posterior corrección de errores que impedían trabajar con ellas. Entre los errores más notorios destacaron:

- Caras repetidas y encimadas.
- Caras mal unidas.
- Líneas sobrantes.

4.2. Modelo de DFC 2D.

Un modelo de DFC está constituido por varios aspectos, el primero a desarrollar fue el DC. Un DC puede ser considerado como una sección de interés de análisis, donde se resolverán numéricamente las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del fluido (Navier-Stokes).

4.2.1. Obtención del DC 2D.

Antes de comenzar con la descripción de esta etapa, es necesario aclarar los siguientes conceptos:

- a). **Topología.** La topología de un DC puede definirse como la estructura geométrica perteneciente a un DC, la cual es menos compleja cuando se realiza un mallado no estructurado. En el caso de un DC con una malla estructurada, se suele emplear una topología del tipo “H”, cuya distribución geométrica permite la construcción de varias caras (si es un DC 2D) o, en su defecto, varios bloques (si es un DC 3D) que, en conjunto conforman al DC multicaras o multibloques, dependiendo del caso. El uso de una correcta topología repercute directamente en el control y calidad de una malla estructurada.
- b). **Subtopología.** La subtopología de un DC es un tipo de estructura geométrica auxiliar para la construcción de caras y volúmenes del DC. Debido a su condición de uso, es desechada cuando se construye el DC final y, sólo es empleada cuando se construye manualmente el DC en ANSYS GAMBIT.

Existen dos maneras de construir el DC de un rodete Francis:

- 1). Considerando a los álabes como fronteras del DC, es decir, del tipo “*blade-to-blade*” (Figura 4.3).

- 2). Considerando a los álabes dentro del DC, es decir, del tipo “*passage-to-passage*” (Figura 4.4).

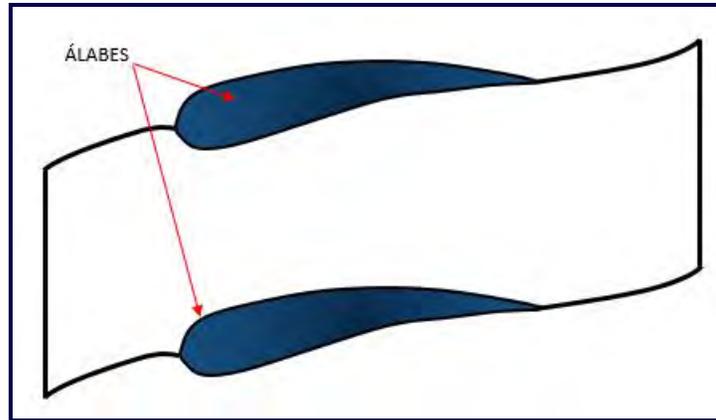


Figura 4.3. Dominio computacional 2D (“*blade-to-blade*”).

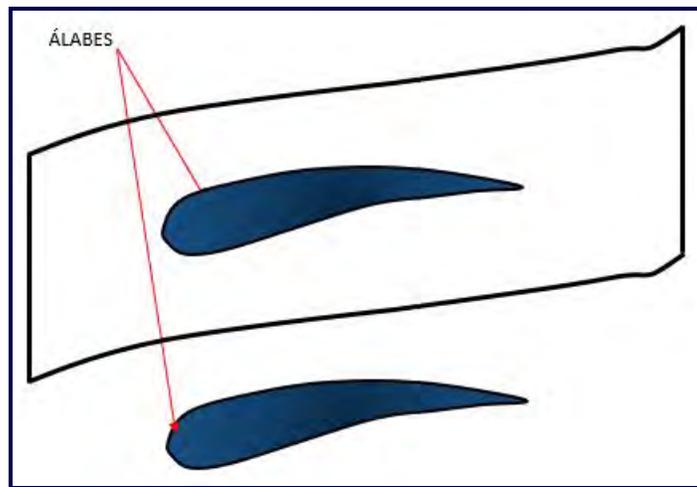


Figura 4.4. Dominio computacional 2D (“*passage-to-passage*”).

En el caso del rodete Tokke, el DC 2D se creó considerando al álabe principal como las fronteras del DC, es decir, de la forma (“*blade-to-blade*”), por lo cual se extrajo la sección inmediata a la corona del resto del CAD (Figura 4.5) , mediante operaciones de corte que implicaron el uso de herramientas nativas de ANSYS GAMBIT.

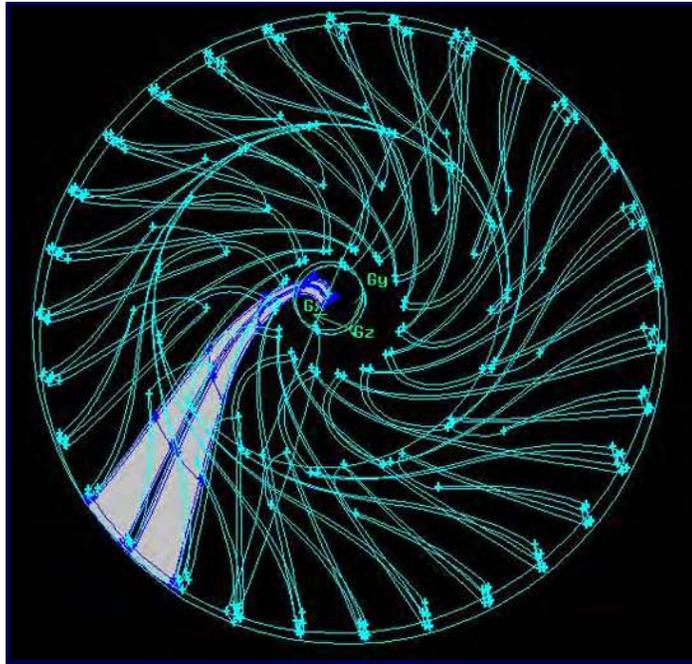


Figura 4.5. Sección de interés de estudio en color gris (Dominio computacional 2D).

La sección obtenida anteriormente puede ser considerada ya un DC, sin embargo, está definida en tres dimensiones. Debido a lo anterior, se obtuvieron los vértices que conformaban a las líneas del DC. Con el fin de eliminar la coordenada z , se extrajo la información de los vértices, realizando el procesamiento requerido para este fin. Finalmente, se programó un archivo Journal con los comandos necesarios para crear una cara que, a su vez, estaría conformada por líneas que serían definidas con la información de los vértices que se habían obtenido anteriormente. El resultado es un DC 2D aislado de los demás componentes del rodete (Figura 4.6) y, conformado únicamente por una cara.

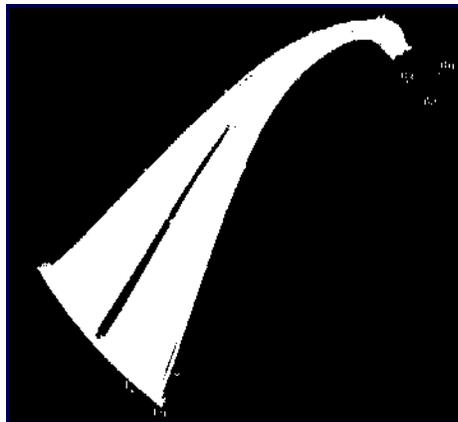


Figura 4.6. Dominio computacional sin la topología necesaria para la creación de una malla estructurada.

Básicamente, un archivo Journal es un código de programación que brinda al usuario la posibilidad de crear automáticamente el DC del rodete, además, permite realizar modificaciones de manera automática, ya que contiene las instrucciones necesarias para crear la geometría, capa límite, malla y los tipos de frontera en ANSYS GAMBIT.

El DC que se obtuvo con el archivo Journal no era el adecuado para realizar una malla no estructurada, por lo cual, fue necesario la obtención de una topología que permitiese el control de la malla. La manera más factible de obtenerla fue seccionado el DC mediante planos de corte basadas en la forma de la entrada del DC (Figura 4.7).

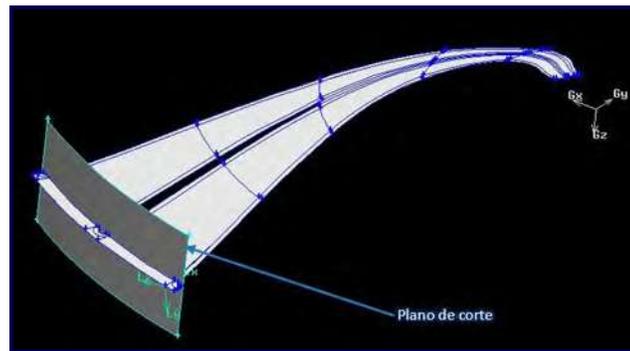


Figura 4.7. Plano de corte empleado para la obtención de la topología del DC 2D del rodete Tokke.

Nuevamente se programó un archivo Journal para obtener el DC 2D, pero esta vez contemplando la topología que permitiría la creación de una malla estructurada. En la Figura 4.8 se puede visualizar el DC 2D final del rodete Tokke. El proceso de obtención de las líneas de la topología que proporcionan el control sobre la capa límite, es explicado en la creación del DC 3D.

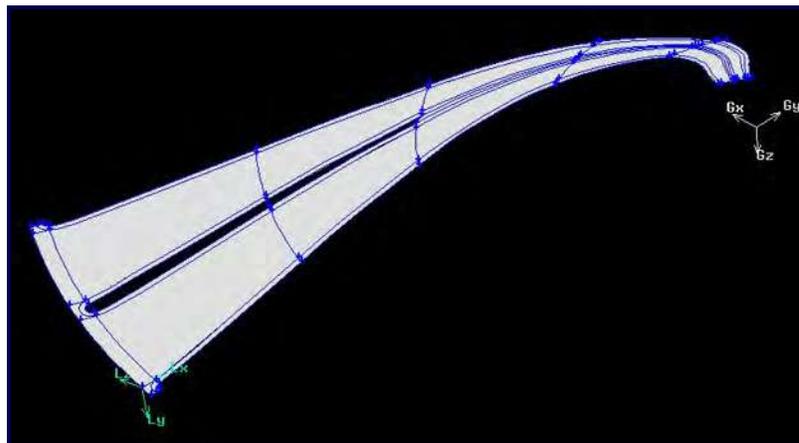


Figura 4.8. Dominio computacional 2D del rodete Tokke con la topología necesaria para la creación de una malla estructurada.

Mallado.

Con la finalidad de realizar de manera automática el mallado del DC 2D, se programaron los comandos necesarios para la creación de la malla, procurando la implementación de celdas computacionales cuyo δx y δy fuesen aproximados a uno, lo cual acelera los cálculos en la simulación numérica.

El conjunto de comandos necesarios para la creación de la malla, así como los tipos de frontera, fueron acoplados al Journal que se venía construyendo con las instrucciones de la creación del DC 2D y la topología. En la Figura 4.9 se puede observar el DC 2D del rodete, la topología, la malla y los tipos de frontera empleados.

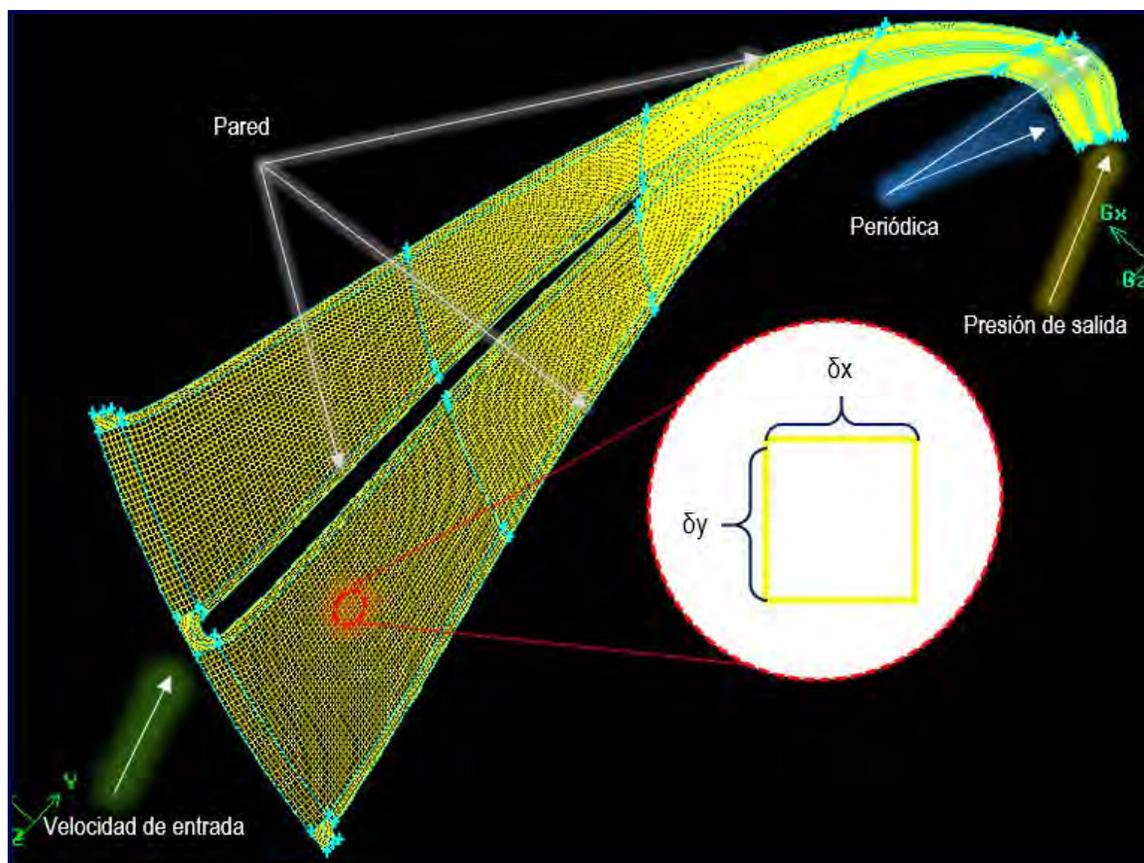


Figura 4.9. Topología, malla y tipos de frontera del Dominio computacional 2D del rodete Tokke.

Al realizar el mallado es de vital importancia procurar la obtención de celdas computacionales con un *Skew* adecuado (Figura 4.10). Si se llegase a obtener un valor de *Skew* mayor a 0.97 en las celdas computacionales, ANSYS GAMBIT impediría exportar la malla, ya que las celdas computacionales que sobrepasasen este valor, harían divergir la solución numérica en ANSYS FLUENT.

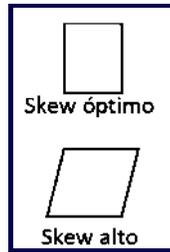


Figura 4.10. Representación gráfica del concepto de *Skew*.

Capa límite.

La capa límite es un aspecto fundamental para la obtención de resultados numéricos adecuados, ya que en ella ocurre la mayor transferencia de energía del fluido hacia las paredes del álabe. Esta es construida automáticamente por el archivo Journal. No obstante, es necesario alimentar ciertos parámetros de entrada para modificar su espesor (Tabla 4.1).

Tabla 4.1: Parámetros empleados en la creación de la capa límite.

Parámetro	Letra representativa
First row	a
Growth Factor	b/a
Rows	R
Depth	D

En la Figura 4.11 se puede observar la representación gráfica de los parámetros empleados.

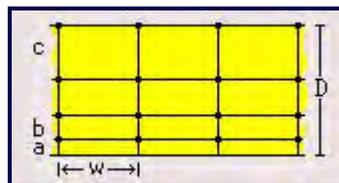


Figura 4.11. Representación gráfica de los parámetros empleados en la creación de la capa límite.

Debido al modelado de la capa límite con funciones de pared estándar que se usó en las simulaciones numéricas, es necesaria la obtención de parámetros que garanticen valores promedio de y^+ en el rango $30 \leq y^+ \leq 300$. Este proceso resulta ser un tanto tedioso y complicado a la vez, debido a que no existe manera alguna de saber los parámetros correctos antes de correr una primera simulación, sin embargo, de no obtener el rango mencionado para valores promedio de y^+ , los resultados numéricos serían considerados erróneos.

Los valores iniciales de los parámetros de la capa límite fueron establecidos de manera un tanto intuitiva. Posteriormente, la malla con la capa límite recién creada, fue evaluada numéricamente. Tras realizar el post-procesamiento de los resultados, fue posible obtener un valor promedio para y^+ . En caso de obtener valores promedio fuera del rango, es necesario modificar los parámetros de la capa límite en el archivo Journal, correr una nueva simulación y, establecer si los valores promedio para y^+ , esta vez, quedan dentro del rango establecido. El proceso se repite n veces hasta encontrar los valores de los parámetros que satisfagan el rango promedio para y^+ requerido por las funciones de pared estándar.

4.2.2. Evaluación numérica del dominio computacional 2D.

Modelo matemático.

Para definir correctamente el modelo matemático que sustenta la evaluación numérica de un rodete Francis, es necesario realizar algunas suposiciones respecto al fenómeno físico a evaluar. Sobre la base de las consideraciones anteriores, es necesario asumir que el flujo a través del rodete es estacionario, turbulento, isotérmico e incompresible; que tiene una viscosidad constante y puede describirse por el campo de velocidad y la presión. Investigaciones científicas han demostrado que las ecuaciones de Navier-Stokes describen con cierto grado de precisión este tipo de flujos, para lo cual las Ecuaciones 2.9 y 2.14 se pueden expresar en coordenadas cartesianas, empleando notación tensorial:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.1)$$

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial (U_j U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4.2)$$

Debido a que el fluido de trabajo de una turbina Francis es de naturaleza newtoniana se tiene:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.3)$$

Se debe tener en cuenta que el incremento de la intensidad de mezclado y el fenómeno de difusión no pueden calcularse con un método exacto, por lo cual debe realizarse una aproximación que permita relacionar las cantidades de transporte turbulento con el campo de flujo medio. De acuerdo con los razonamientos que se han venido realizando, la Ecuación 4.2 se reemplazaría por la Ecuación 4.5 de Navier-Stokes de número de Reynolds promedio,

RANS:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial (U_j U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.5)$$

Los esfuerzos de Reynolds $\rho \overline{u'_i u'_j}$ no pueden expresarse exactamente como una función de las variables de flujo promedio, por lo tanto deben relacionarse con cantidades conocidas, usando un modelo de turbulencia.

Modelo de turbulencia k-ε estándar.

Debido a que no se contó con las velocidades a la entrada del rodete, no se realizó ningún estudio de evaluación del modelo de turbulencia óptimo para evaluar el flujo del fluido a través del rodete, ya que los resultados que se obtuviesen se desviarían de la realidad, dando lugar a la obtención de resultados erróneos en los sensores donde se brindan los datos experimentales. Debido a lo anterior, se optó por realizar la evaluación numérica del DC empleando el modelo de turbulencia k-ε estándar. Este modelo de turbulencia ha demostrado ser económico, robusto y razonablemente exacto, aunque en algunos casos, suele dar resultados pobres. Las cantidades turbulentas que emplea este modelo se obtienen de las siguientes ecuaciones de transporte para k:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (4.6)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.7)$$

Datos empleados en ANSYS FLUENT.

La evaluación numérica del DC 2D fue realizada considerando los datos brindados en el BEP del rodete por la NTNU (Capítulo 3), sin embargo, no se brindaron datos numéricos de las velocidades a la entrada del rodete, por lo cual se optó por realizar una estimación de las mismas, empleando el triángulo de velocidades que se presenta en la Figura 4.12. Esta estrategia también fue empleada por: Saeed et al. (2009), Eyup et al. (2017) y Roig (2017).

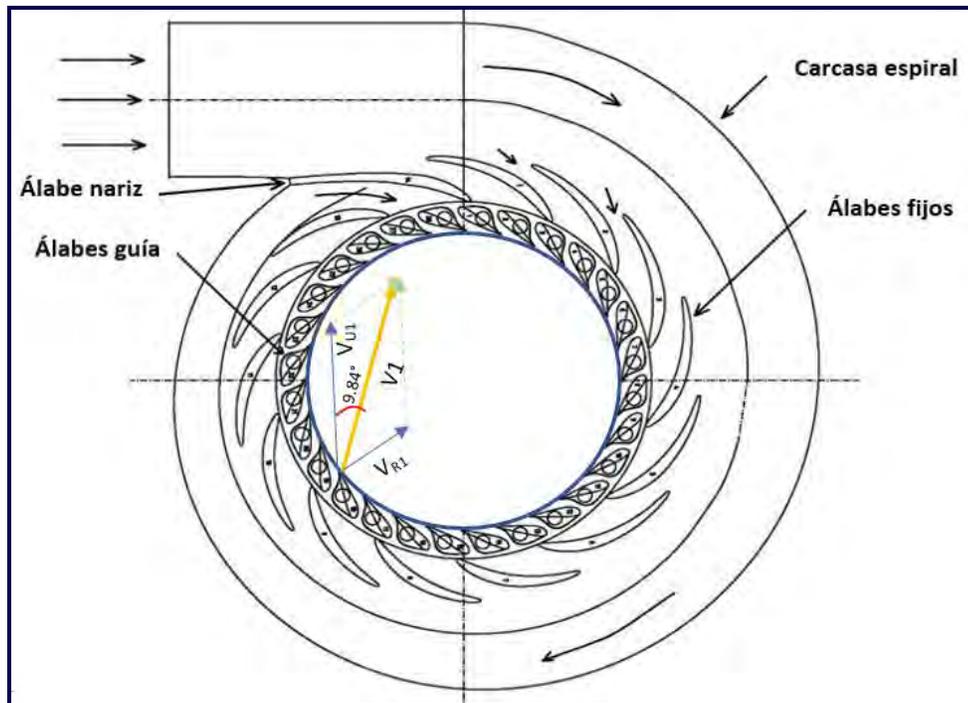


Figura 4.12. Triángulo de velocidades a la entrada del rodete.

Las velocidades a la entrada del rodete se calcularon realizando las siguientes suposiciones:

- El caudal (Q_{Total}) de $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ se reparte entre los 15 DC que conforman el rodete, es decir, el caudal correspondiente a cada DC ($Q_{DominioComputacional}$) = $0.0133 \text{ m}^3/\text{s}$
- El ángulo de apertura de los álabes guía es de 9.84° .
- El fluido, al salir de los álabes guía, tiene contacto inmediato con los álabes del rodete.
- La área de entrada del fluido en el rodete ($A_{Entrada}$) se consideró con un valor de $7.87 \times 10^{-3} \text{ m}^2$.
- V_{R1} se considera perpendicular al área de entrada del rodete y, V_{U1} tangencial al área de entrada del rodete.

A continuación, se muestra la memoria de cálculos realizada:

V_{R1} se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_{DominioComputacional} = V_{R1} \times A_{Entrada} \quad (4.8)$$

Despejando V_{R1} de la Ecuación 4.1 y sustituyendo el caudal ($Q_{DominioComputacional}$) se obtiene:

$$V_{R1} = \frac{Q_{DominioComputacional}}{A_{Entrada}} = \frac{0.0133m^3/s}{7.87 \times 10^{-3}m^2} = \mathbf{1.689 \text{ m/s}} \quad (4.9)$$

V_{U1} se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$V_{U1} = \Pi n D \quad (4.10)$$

Al sustituir el diámetro externo del rodete y la velocidad angular en Ecuación 4.4 se obtiene:

$$V_{U1} = \Pi \left(\frac{335.4}{60} \right) (0.630m) = \mathbf{11.064 \text{ m/s}} \quad (4.11)$$

Finalmente, la resultante $V1$ se calcula a partir de:

$$V1 = \sqrt{V_{R1}^2 + V_{U1}^2} \quad (4.12)$$

Si se sustituyen los valores correspondientes a V_{R1} y V_{U1} , la Ecuación 4.5 queda:

$$V1 = \sqrt{1.69^2 + 11.064^2} = \mathbf{11.761 \text{ m/s}} \quad (4.13)$$

Otro aspecto con el cual tampoco se contó, fueron las presiones a la salida del rodete, debido a lo anterior, se optó por emplear el promedio de las presiones absolutas que se brindan en el sensor DT21 (Figura 3.2). Cabe recalcar que la presión absoluta se tuvo que convertir a presión manométrica para poder ser empleada en ANSYS FLUENT.

Set-Up.

El Set-Up de un programa es considerado como la configuración de su entorno para poder realizar una tarea especificada por el usuario. Los resultados brindados por el programa son responsabilidad enteramente del usuario, es decir, si el programa es alimentado con datos erróneos, los resultados tendrán la misma naturaleza.

Con el fin de satisfacer un valor promedio de y^+ en el rango $30 \leq y^+ \leq 300$, se realizó la programación del Set-Up que serviría para evaluar una a una las mallas con distintos espesores de capa límite. Un problema que se presentó al realizar la primera simulación del DC, fue que los residuales se comportaban de manera errónea, provocando que la solución numérica divergiera. En esta primer simulación se usaron los valores de sobre-relajación establecidos por defecto en ANSYS FLUENT (Tabla 4.2). En el manual de ANSYS FLUENT se establece

que, si se llegase a presentar divergencia o una gran inestabilidad en la solución numérica, los factores de sobre-relajación originales, deberán ser reemplazados por los valores presentados en la Tabla 4.3.

Tabla 4.2: Valores de los factores de sobre-relajación establecidos por defecto en el programa ANSYS FLUENT.

Factor de sobre-relajación	Valor
Presión	0.3
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.7
Turbulent Kinectic Energy	0.8
Turbulent Dissipation Rate	0.8
Turbulent Viscosity	1

Tabla 4.3: Valores de los factores de sobre-relajación recomendados cuando existe divergencia o inestabilidad.

Factor de sobre-relajación	Valor
Presión	0.2
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.5
Turbulent Kinectic Energy	0.5
Turbulent Dissipation Rate	0.5
Turbulent Viscosity	1

Al realizar una segunda evaluación numérica, con los factores de sobre-relajación propuestos, los residuales presentaron nuevamente una gran inestabilidad y, la solución numérica seguía sin converger. Considerando lo anterior, se movieron dichos factores hasta lograr que los residuales se comportaran de manera correcta y la solución convergiera. En la Tabla 4.4 se muestran los valores de los factores de sobre-relajación finales.

Tabla 4.4: Valores de los factores de sobre-relajación empleados en el Set-Up final.

Factor de sobre-relajación	Valor
Presión	0.2
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.1
Turbulent Kinectic Energy	0.1
Turbulent Dissipation Rate	0.1
Turbulent Viscosity	1

Una vez obtenidos los valores de los factores de sobre-relajación correctos, se realizaron las simulaciones con los diferentes espesores de capa límite, hasta encontrar los parámetros que obtenían valores promedio de y^+ en el rango establecido. Un aspecto muy importante es que, en cada simulación se pudo observar que los factores de sobre-relajación solucionaban correctamente a cada malla.

En la Tabla 4.5 se pueden observar algunas características del Set-Up final que se utilizó para evaluar a cada malla.

Tabla 4.5: Características generales del Set-Up empleado en el programa ANSYS FLUENT para la evaluación numérica de las distintas mallas del DC 2D del rodete Tokke.

Parámetro	Tipo	Valor
Tipo de análisis.	Estado estable	-
Modelo de turbulencia.	k- ϵ estándar	-
Velocidad angular.	-	335.4 rpm
Eje de giro.	-	-z
Esquema de acoplamiento de velocidad y presión.	Simplec	-
Esquema de discretización para la presión.	Segundo orden	-
Esquema de discretización para la ecuación de momento.	Segundo orden	-
Esquema de discretización para la energía cinética turbulenta.	Segundo orden	-
Esquema de discretización para la tasa de disipación turbulenta.	Segundo orden	-
Residuales.	-	$\times 10^{-5}$
Inicialización.	Estándar	-

En la tabla que se muestra a continuación, se pueden observar los tipos de frontera utilizados en ANSYS FLUENT.

Tabla 4.6: Tipos de frontera empleadas en el programa ANSYS FLUENT para la evaluación numérica de las distintas mallas del DC 2D del rodete Tokke.

Parámetro	Tipo	Valor
Datos de entrada	Velocity Inlet	V_{R1} y V_{U1}
Datos de Salida	Pressure Outlet	959.3213 Pa
Pared	Wall Motion Frame	335.4 rpm
Caras periódicas	Rotational	-

4.3. Modelo de DFC 3D.

Al igual que en el modelo de DFC 2D, en el modelo de DFC 3D se comenzó con la obtención del DC 3D del rodete Tokke. Cuestiones como la malla, capa límite y evaluación numérica del DC, se describen a continuación.

4.3.1. Obtención del DC 3D.

La obtención de un DC 3D de un rodete Francis es una tarea que puede ser relativamente sencilla y, a la vez complicada. Si se desea una sola evaluación numérica del rodete, lo mejor es obtener un DC conformado por un sólo bloque (Figura 4.13). Este tipo de DC, así como su mallado, son obtenidos de manera simple y directa, mediante el uso de programas de cómputo especializados. Es necesario tener en consideración que la topología de este tipo de DC es la adecuada para la creación de una malla no estructurada (Figura 4.14). Sin embargo, si se desea la obtención de un DC que vaya a ser evaluado numéricamente en varias ocasiones, como es el caso de un DC que se emplea en la optimización del rodete, lo ideal es recurrir a la obtención de un DC 3D multibloques, cuya topología (Figura 4.15), permita la obtención y el control de una malla estructurada con volúmenes de control en forma de hexaedros (Figura 4.16).

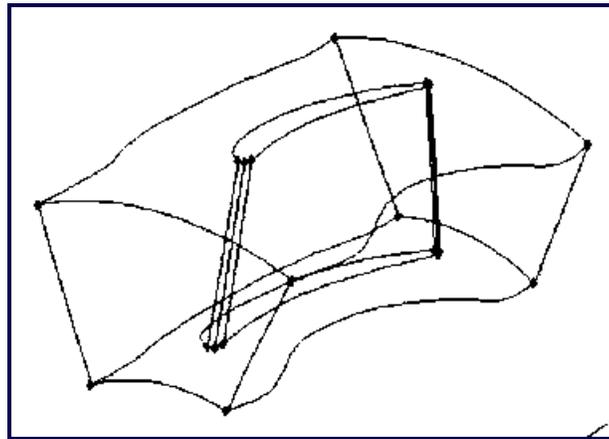


Figura 4.13. Dominio computacional; obtenido de Gambit (2014).

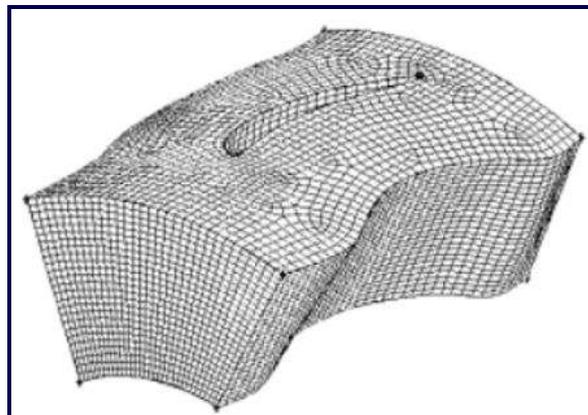


Figura 4.14. Dominio computacional con una malla no estructurada; obtenido de Gambit (2014).

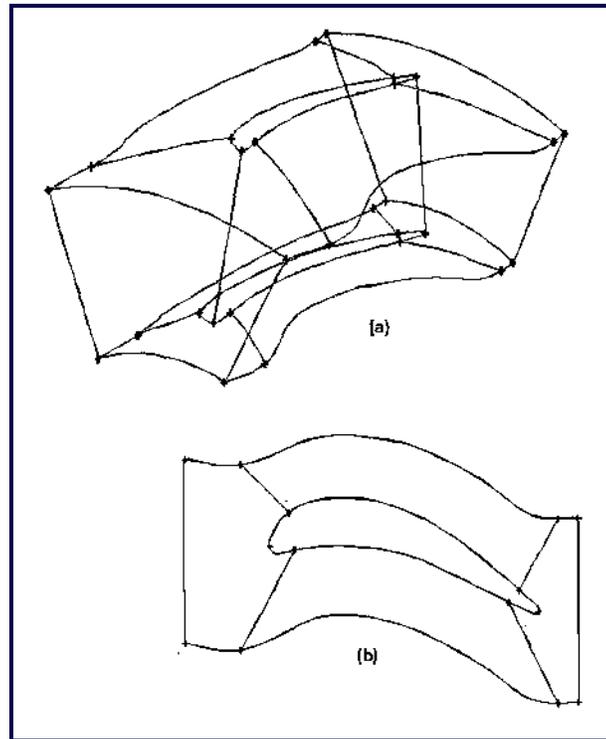


Figura 4.15. Topología del dominio computacional multibloques, necesaria para la creación de una malla estructurada. (a) Vista isométrica. (b) Vista en planta; obtenido de Gambit (2014).

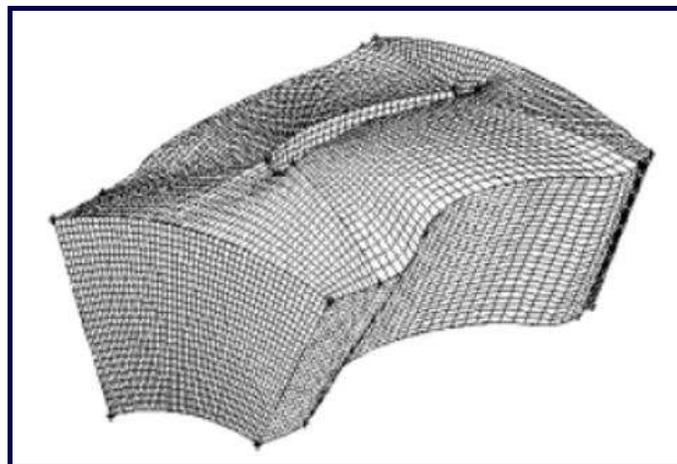


Figura 4.16. Dominio computacional con malla estructurada; obtenido de Gambit (2014).

Herramienta Turbo de ANSYS GAMBIT.

Uno de los primeros intentos para obtener el DC 3D del rodete, fue mediante el uso de la herramienta “TURBO” de ANSYS GAMBIT. La ventaja principal de usar la herramienta “TURBO”, es la capacidad que el programa presenta para obtener la topología del tipo H del

DC de manera automática, mediante la herramienta “*Descompose*” (Figura 4.17). Al emplear la herramienta de descomposición de volumen, el mallado estructurado resultaría de manera directa, reduciendo drásticamente el tiempo empleado en esta tarea.



Figura 4.17. Herramienta empleada para la descomposición del volumen turbo.

Una cuestión previa para la obtención del DC 3D del rodete, mediante la herramienta “*TURBO*”, fue la obtención de perfiles hidrodinámicos en ambos álabes. Para llevar a cabo esta tarea, se definieron mallas estructuradas en las caras que conforman la succión y la presión de cada álabe (Figura 4.18).

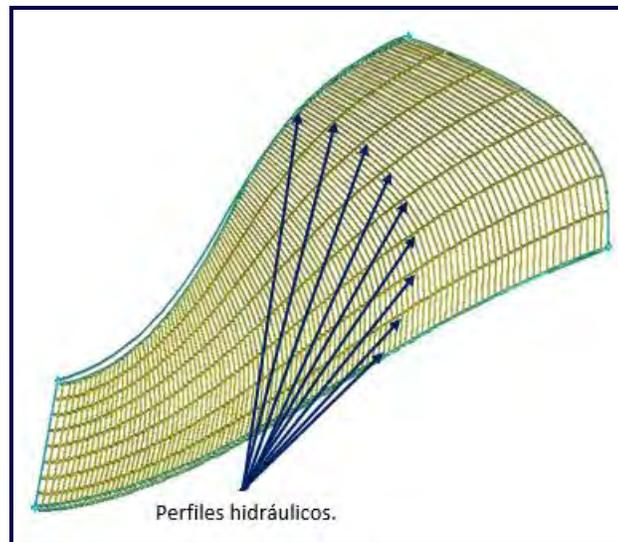


Figura 4.18. Malla estructurada en las paredes del álabe principal.

Si se observa detenidamente la estructura de la malla de la Figura 4.18, se puede visualizar la formación de perfiles hidráulicos distribuidos a lo largo de la envergadura del álabe. Aprovechando esta condición, se extrajo la información de cada nodo de la malla de un archivo .TRN (generado automáticamente por ANSYS GAMBIT). Un archivo de este tipo, presenta un historial de los comandos ejecutados por el usuario en el programa, permitiendo así extraer las coordenadas de cada nodo que conforman a los perfiles. La información de las coordenadas de los nodos fue utilizada para programar un archivo Journal, el cual permite insertar los

vértices de manera automática en ANSYS GAMBIT. Posteriormente, mediante otro comando del archivo Journal, se crearon curvas con los vértices usando la herramienta “*NURBS*”, para dar forma a los nueve perfiles que conformaban a cada álabe (Figura 4.19).

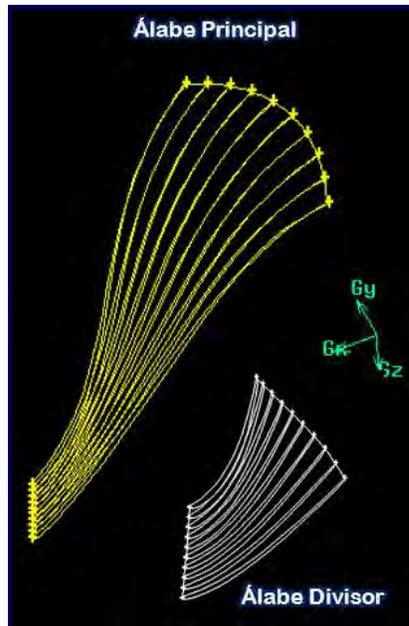


Figura 4.19. Perfiles obtenidos en ambos álabes.

La razón principal de la obtención de los perfiles de ambos álabes es que, al igual que las líneas que definen a la corona y a la banda, estos son indispensables para la creación de un perfil turbo (Figura 4.20).

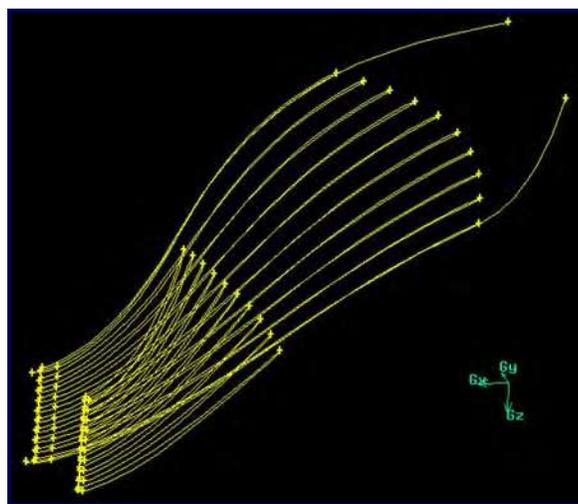


Figura 4.20. Elementos necesarios para la creación del perfil turbo.

En la Figura 4.21 se muestra el perfil turbo y sus componentes.

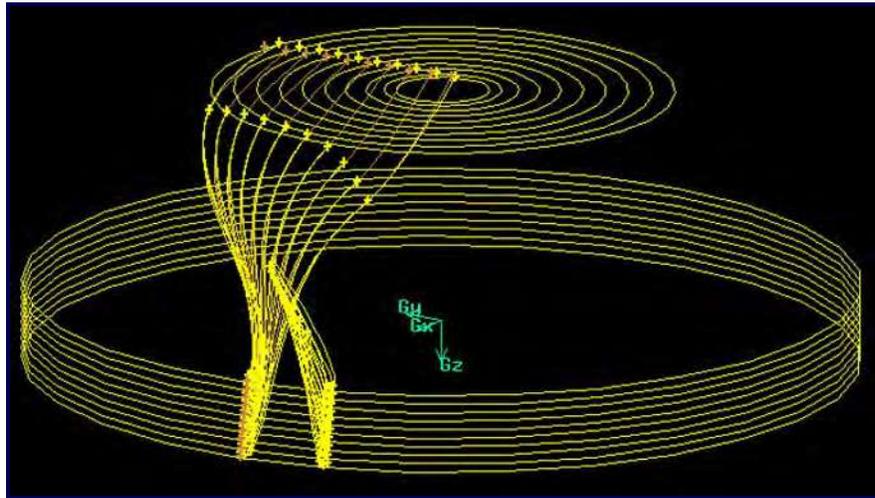


Figura 4.21. Perfil turbo.

Finalmente, tras establecer algunos parámetros referentes al rodete, se logró construir el volumen turbo que representa al DC del rodete (Figura 4.22). El Volumen TURBO creado por ANSYS GAMBIT es de la forma ("*passage-to-passage*"). Al comprobar que dicho volumen era correcto, se pudo constatar que éste no definía correctamente al DC del rodete, ya que la complejidad de la geometría de los álabes, corona y banda es muy alta. Considerando lo anterior, fue necesario recurrir a otro programa que permitiese la correcta construcción del DC.

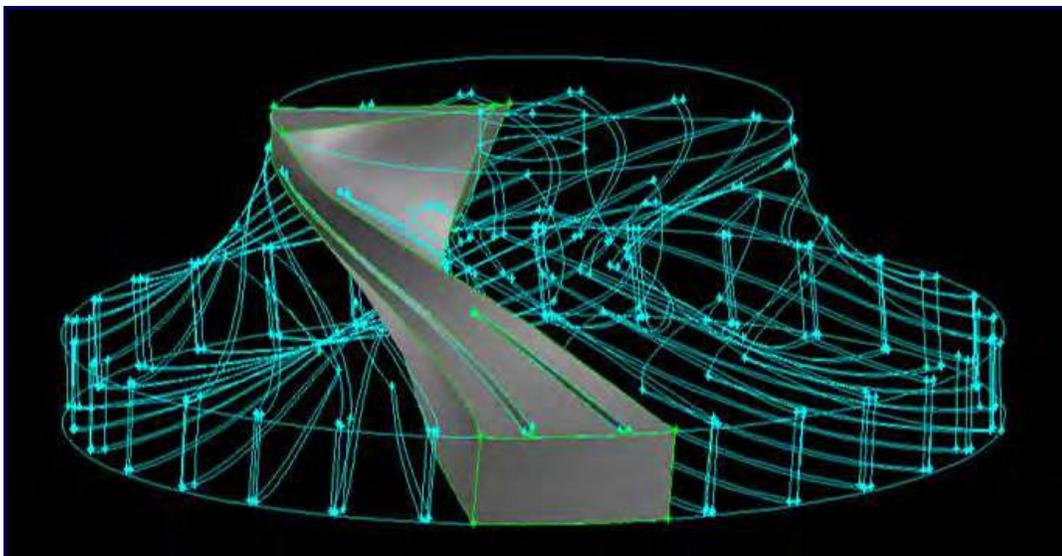


Figura 4.22. Volumen turbo.

Uso del programa ANSYS BLADEGEN.

ANSYS BLADEGEN es un programa computacional con una interfaz un tanto complicada para el usuario, sin embargo, ofrece características muy interesantes entre las cuales destacan:

- Visualización del “*conformal mapping*” (Figura 4.23). (Distribución correcta de los perfiles a través de la envergadura de cada álabe).
- Variación de ángulos a la entrada y salida del álabe mediante gráficas, lo que provoca que el álabe pueda ser manipulado y aumentar o disminuir su “*torsión*”.
- Modificación de la corona y banda mediante gráficas.

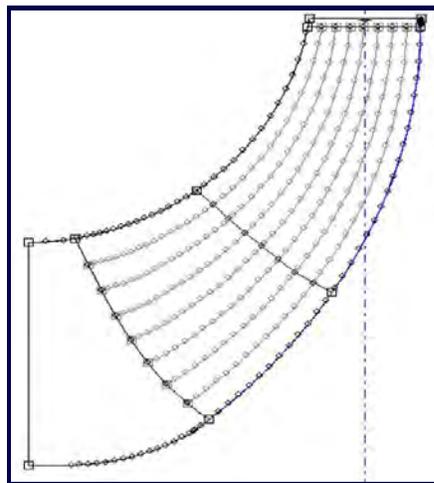


Figura 4.23. “Conformal mapping”. (Distribución de los perfiles a través de la envergadura del álabe).

Una ventaja de usar este programa es que puede crear automáticamente el DC para cualquier tipo de turbina hidráulica. Gracias a esto, se comenzó con la construcción del DC, importando primeramente las coordenadas de los vértices de los perfiles de ambos álabes. El proceso de importación de las coordenadas se realizó mediante la herramienta “*Import Wizard*” de ANSYS BALDEGEN. Posteriormente, fue necesario encontrar una manera de definir a los vértices como capas que definirían a los perfiles, estas su vez, definirían a cada álabe. Finalmente, se introdujeron parámetros de diseño del rodete (número de álabes, ángulo de rotación para cada álabe, etcétera) que son necesarios para definir al DC en este programa. El DC 3D del rodete Tokke obtenido se muestra en las Figuras 4.24, 4.25, 4.26 y 4.27.

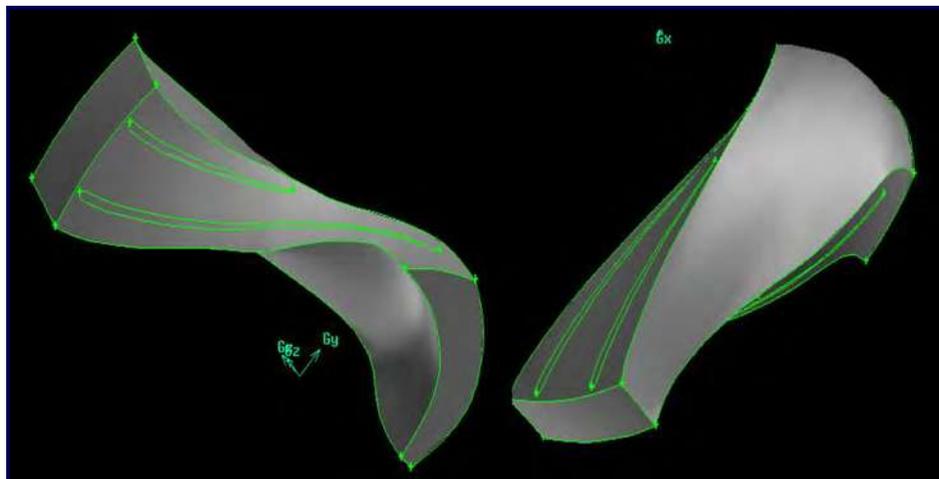


Figura 4.24. Dominio computacional del tipo “*passage-to-passage*”, generado en ANSYS BLADEGEN.

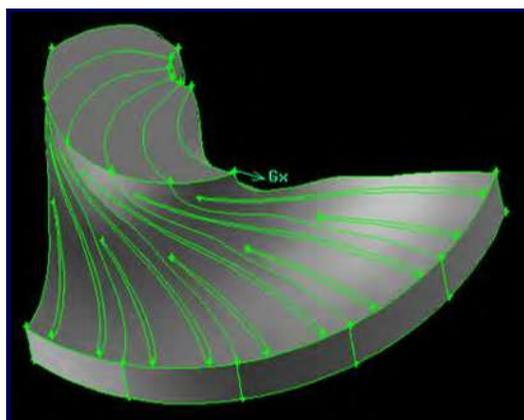


Figura 4.25. Dominio computacional copiado y rotado a un ángulo de 24° .

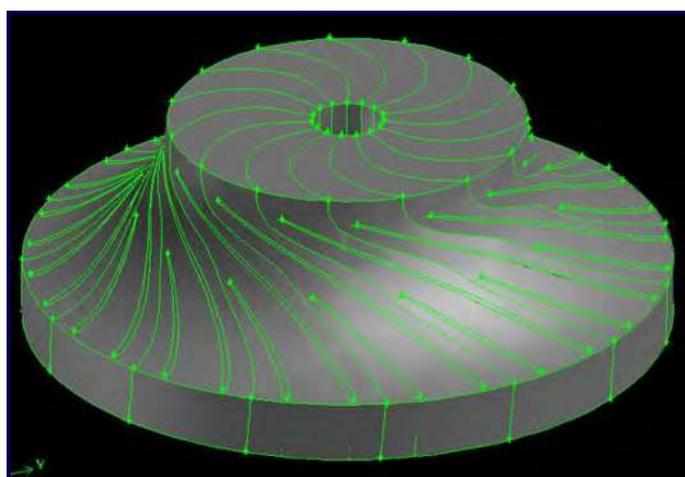


Figura 4.26. Dominio computacional copiado y rotado a un ángulo de 24° , hasta completar el rodete.

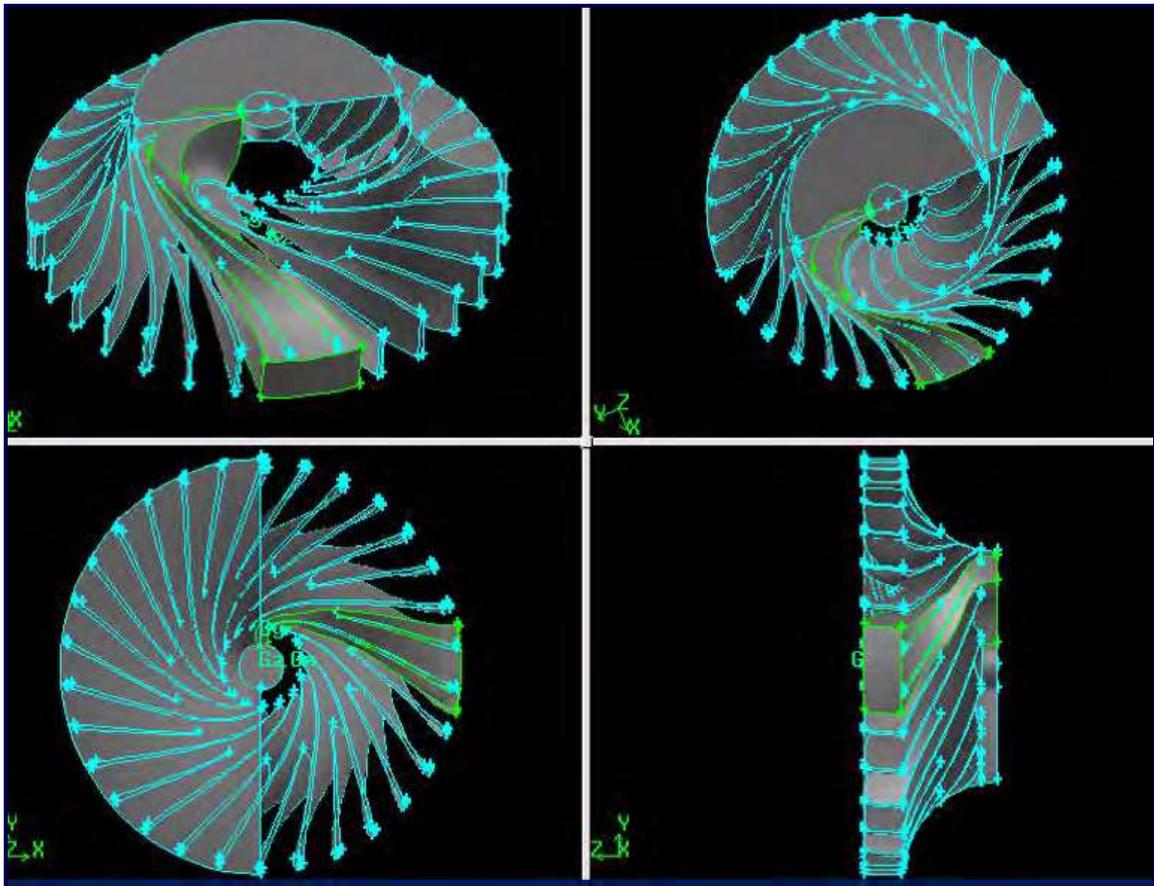


Figura 4.27. Vistas del dominio computacional sobrepuesto en el rodete.

Obtención de la topología y sub-topología del dominio computacional.

El DC 3D creado en ANSYS BLADEGEN, contaba con una topología adecuada para un mallado no estructurado, ya que estaba conformado por un sólo bloque. Debido a lo anterior, fue necesario llevar a cabo modificaciones de manera manual que, permitiesen la obtención de un DC multibloques, cuya topología y subtopología fuesen las adecuadas para la creación de una malla estructurada, creando para este fin, una malla estructurada en la cara lateral derecha del DC (Figura 4.28), la cual consideró un total de 10 secciones horizontales distribuidas transversalmente en el DC. La información perteneciente a los nodos de la malla anterior se empleó para crear, mediante un archivo Journal, las líneas necesarias para la construcción de las secciones horizontales de la topología y subtopología (Figura 4.29 y 4.30).

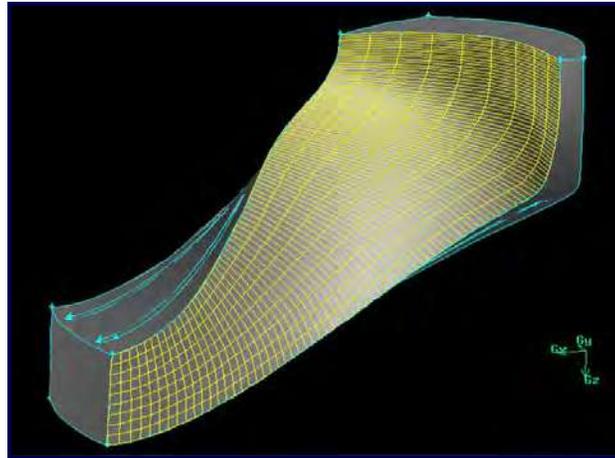


Figura 4.28. Malla estructurada empleada para la obtención de las secciones horizontales de la topología y subtopología del dominio computacional 3D del rodete Tokke.

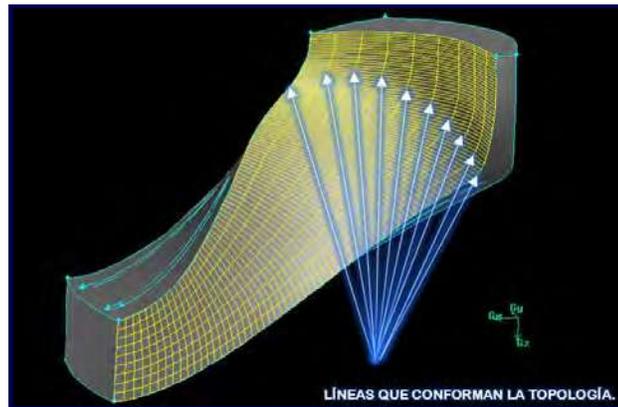


Figura 4.29. Líneas de la malla que conformarían a las secciones horizontales que se emplearon para definir la topología y subtopología del DC 3D del rodete Tokke.

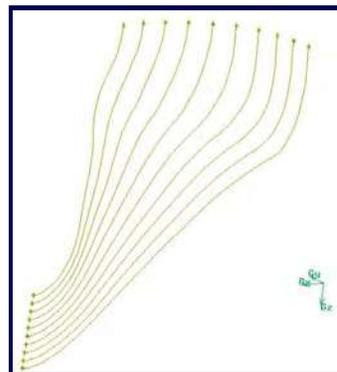


Figura 4.30. Líneas que conformaron a las secciones horizontales de la topología y subtopología del DC 3D del rodete Tokke.

Tras obtener las 10 líneas que conformarían a las secciones horizontales, se adoptó la estrategia de rotarlas para formar caras (Figura 4.31), lo anterior considerando un ángulo de 24° . El valor del ángulo de 24° se debe al ángulo existente entre dos álabes del mismo tipo, dicho de otra manera, es el ángulo obtenido al dividir 360° entre los 15 álabes de un mismo tipo.

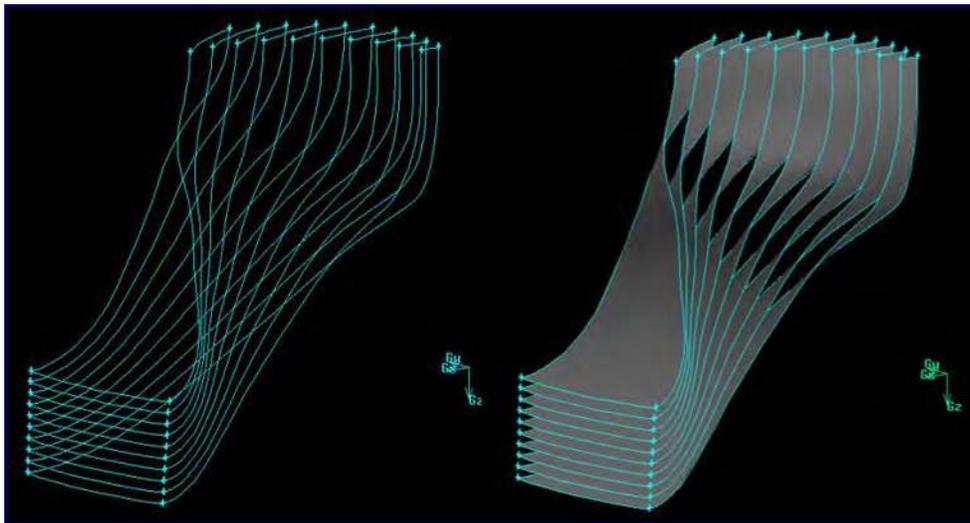


Figura 4.31. Caras que conformaron a las secciones horizontales de la topología y subtopología del dominio computacional del rodete Tokke.

Para completar las secciones horizontales, fue necesario volver a emplear los perfiles generados con anterioridad (Figura 4.19). Las secciones horizontales finales se obtuvieron restando los perfiles a las secciones de la Figura 4.31, obteniendo el siguiente resultado:

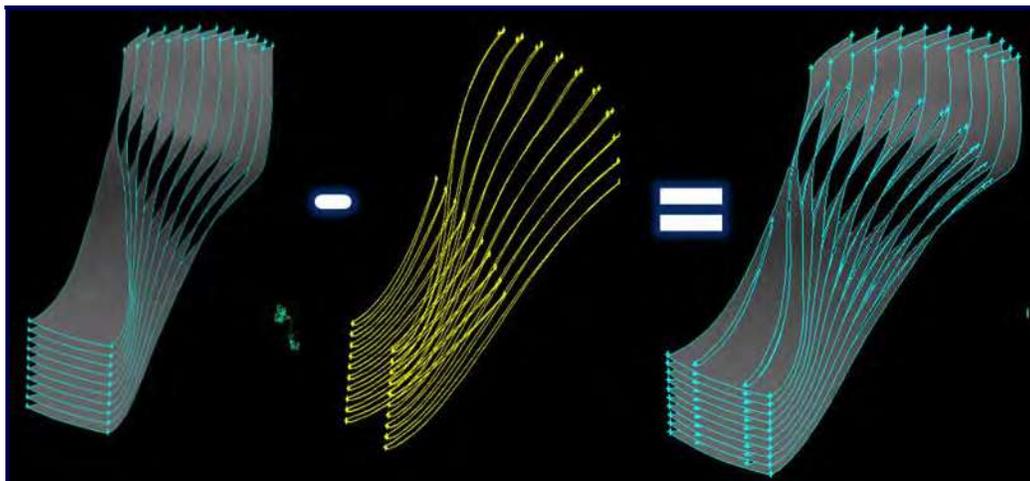


Figura 4.32. Secciones horizontales finales. Resultado de restar a las secciones generadas los perfiles de los álabes.

En este punto se consideró la necesidad de tener control sobre la capa límite de la malla, lo cual se hizo posible mediante el uso de líneas equidistantes a los perfiles de ambos álabes (Figura 4.33). Las líneas equidistantes tienen la función de crear una zona que evita que los volúmenes de control de la malla, cercanos a la capa límite, se abran drásticamente, evitándose así un alto *skew* en ellos.

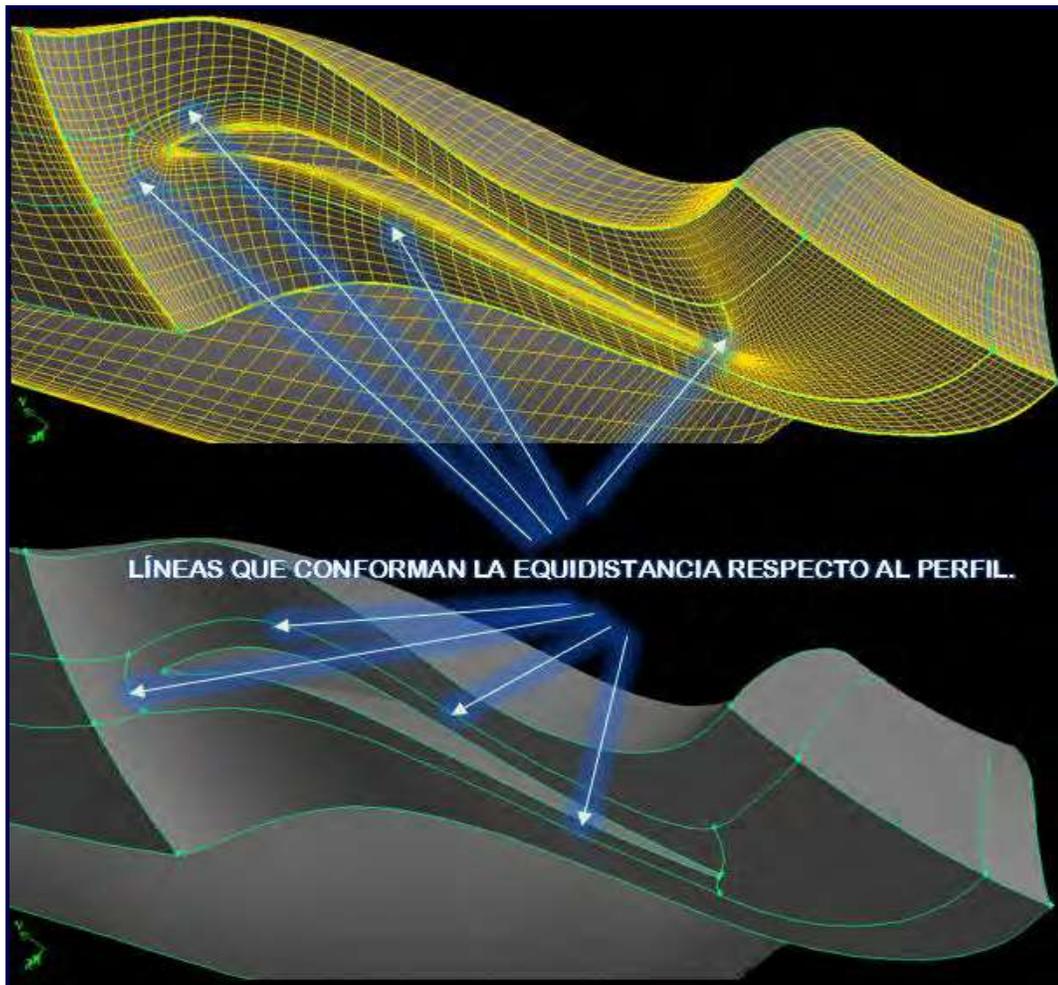


Figura 4.33. Concepto de equidistancia representado en el dominio computacional del rodete de la turbina GAAM.

Para desarrollar el concepto de equidistancia se recurrió a la herramienta de mallado de capa límite de ANSYS GAMBIT. Es necesario aclarar que esta herramienta fue desarrollada por los programadores para un concepto diferente al aquí empleado, sin embargo, pudo ser empleada con éxito para crear las líneas equidistantes a las paredes de los álabes (Figura 4.34).

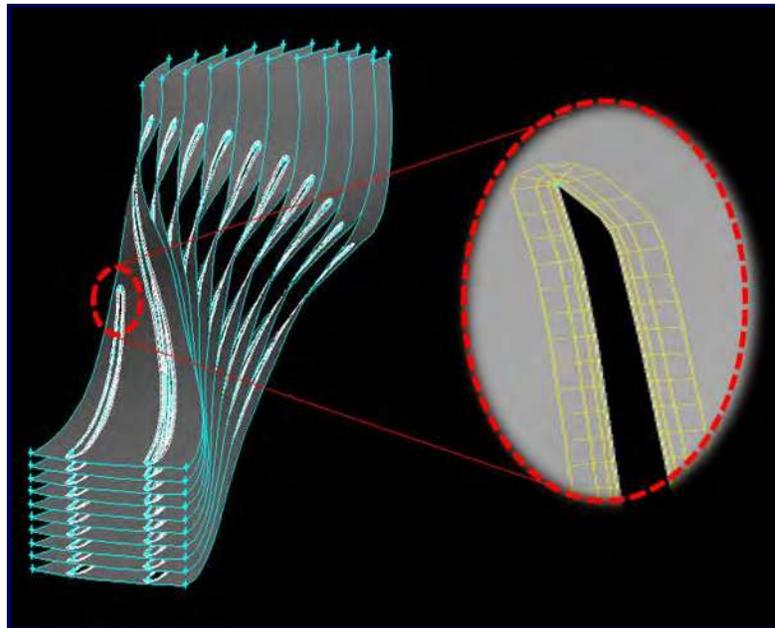


Figura 4.34. Secciones horizontales finales con la capa límite que permitió la obtención de las líneas equidistantes a las paredes de los álabes.

Ya creada la capa límite equidistante a los perfiles, se obtuvo la información de los nodos que definen a la última línea de la misma. Para tal motivo, las secciones horizontales finales fueron malladas con una malla no estructurada (Figura 4.35).

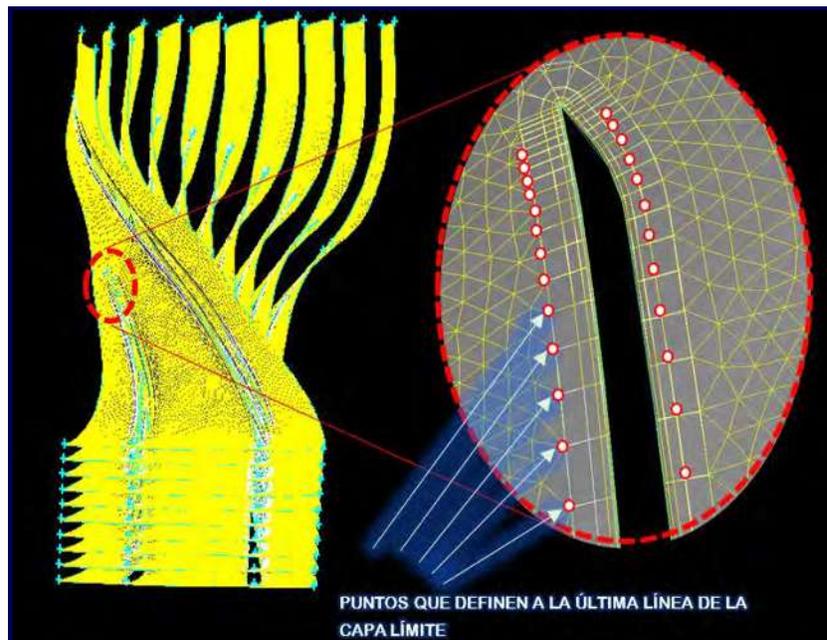


Figura 4.35. Malla no estructurada necesaria para la obtención de vértices que conforman la equidistancia.

Con la información obtenida de los nodos de la malla, se crearon las líneas equidistantes, mediante un archivo Journal. La línea equidistante (en color amarilla), obtenida para la sección número dos del álabe divisor, se muestra en la Figura 4.36.

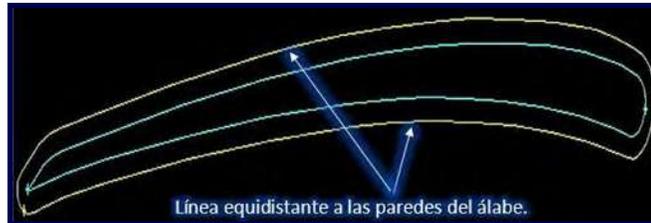


Figura 4.36. Línea equidistante a las paredes del álabe divisor número dos.

Hasta este punto ya se contaban con todas las líneas horizontales necesarias para construcción de la topología y subtopología del DC del rodete, por consiguiente, se procedió a definir las líneas verticales del DC. En ese momento, la creación de caras de corte, cuya forma estaba basada en la cara de entrada del flujo del DC (Figura 4.37), parecía una buena idea. Básicamente, estas caras se utilizarían para cortar el DC y, así se lograría la obtención de las líneas verticales.

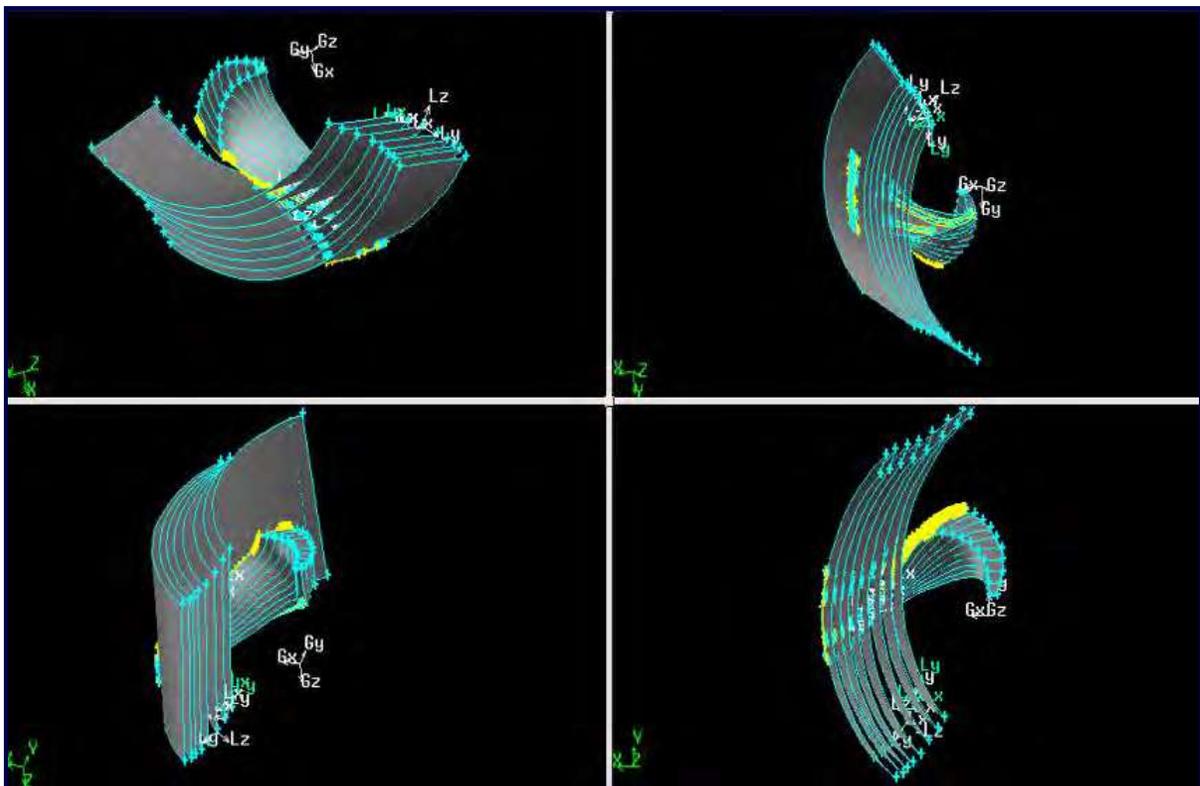


Figura 4.37. Caras de corte empleadas en la obtención de las líneas verticales de la topología y subtopología.

Analizando a fondo el proceso realizado para la obtención de líneas verticales, se puede deducir que es erróneo, ya que en la entrada del DC las caras de corte se distribuyeron correctamente (Figura 4.38), sin embargo, mientras estas se alejaban de la entrada de flujo del DC, no se adaptaban a la forma de la salida del DC (Figura 4.39).

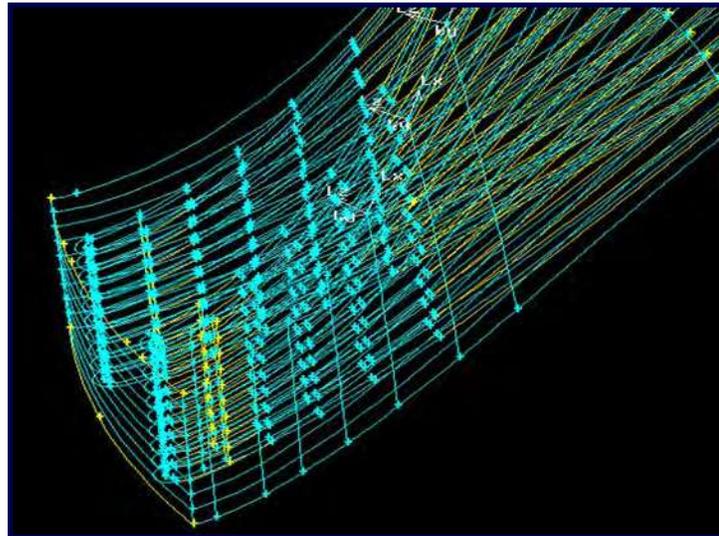


Figura 4.38. Topología y subtopología resultante en la entrada del dominio computacional tras usar caras de corte para la definición de líneas verticales.

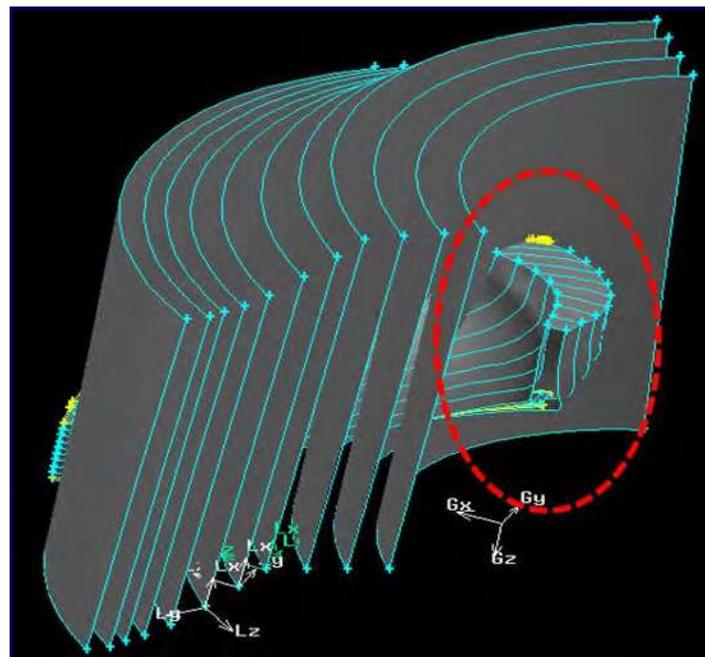


Figura 4.39. Distribución de las caras de corte a lo largo del DC.

Realmente la creación de caras de corte siguió siendo la opción más asequible para la obtención de las líneas verticales que conformarían la topología y subtopología del DC. En este mismo contexto, se creó una malla estructurada en la cara lateral derecha del DC (Figura 4.40), con el fin de corregir la problemática anterior.

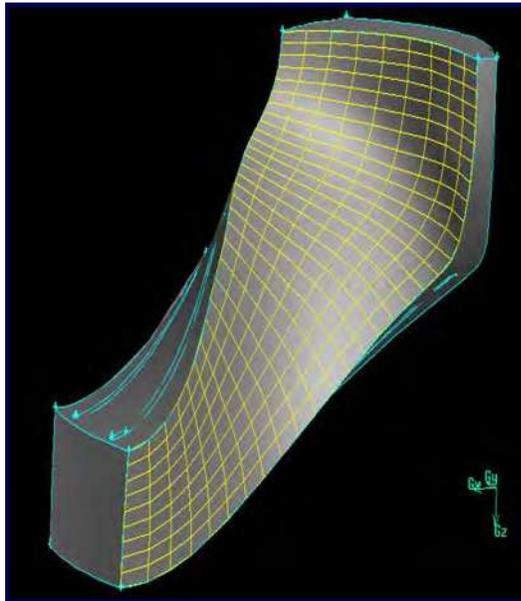


Figura 4.40. Malla de la cara lateral del DC generado en ANSYS BLADEGEN.

De igual manera que en los pasos anteriores, se extrajo la información de los nodos pertenecientes a 31 líneas verticales (Figura 4.41). La información de estas líneas fue utilizada para la programación de un archivo Journal que permitiría su obtención de manera automática.

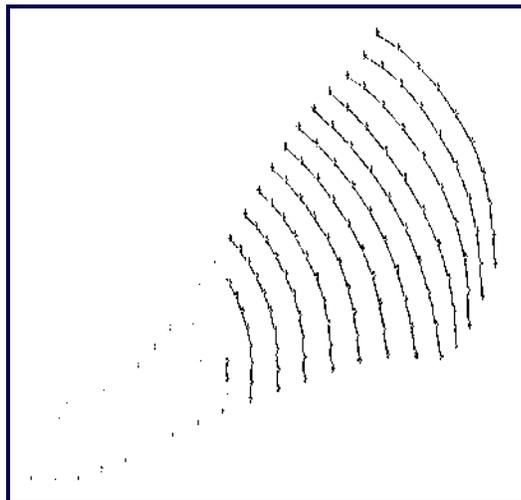


Figura 4.41. Líneas verticales creadas a partir de la información de los nodos extraídos de la malla.

Las 31 líneas obtenidas anteriormente, fueron rotadas a un ángulo de 24° , con la intención de formar las nuevas caras (Figura 4.42).

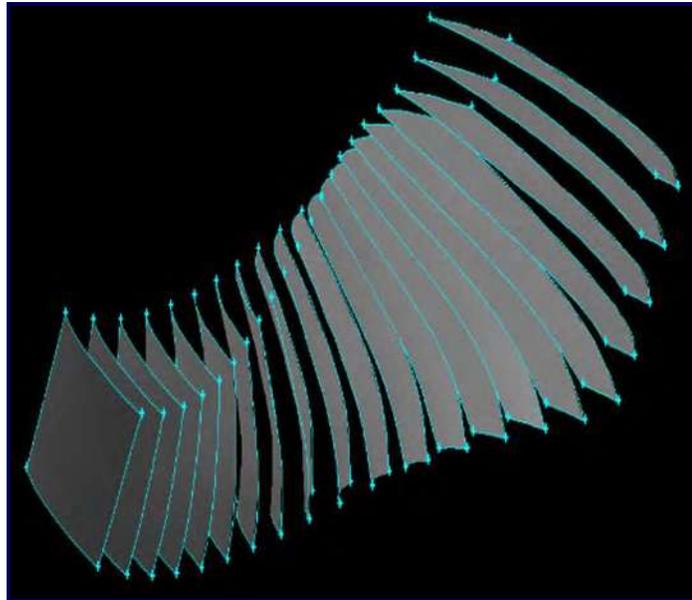


Figura 4.42. Caras de corte creadas a partir de la malla establecida en una cara del dominio computacional.

Una vez obtenidas las caras de corte, se corroboró que efectivamente quedarán correctamente distribuidas a lo largo del DC. En esta ocasión hubo un avance significativo en su definición, ya que se adaptaron de manera correcta a la forma del álabe divisor (Figura 4.43), pero para el álabe principal seguían sin adaptarse (Figura 4.44).

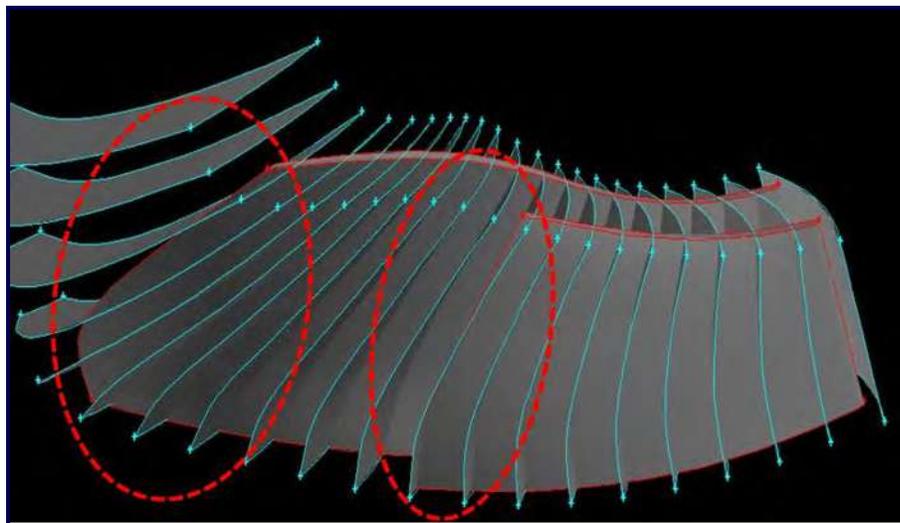


Figura 4.43. Caras de corte con los álabes sobrepuestos.

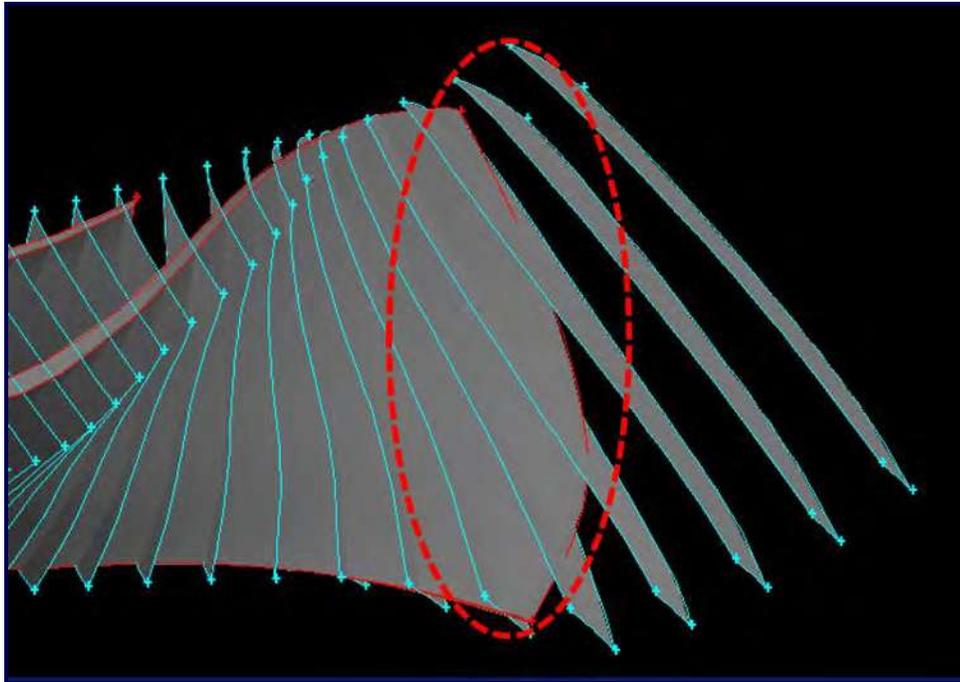


Figura 4.44. Caras de corte con los álabes sobrepuestos.

La solución final a los problemas que se venían presentando en cuanto a la definición de las caras de corte, fue nuevamente aislar una de las caras laterales del DC y, realizar dos cortes en ella (Figura 4.45). De acuerdo a la experiencia adquirida, los cortes deberían cuadrar con la forma de ambos álabes. Finalmente, se creó una nueva malla (Figura 4.46) y se repitieron los pasos anteriores para la creación de las caras verticales de corte.

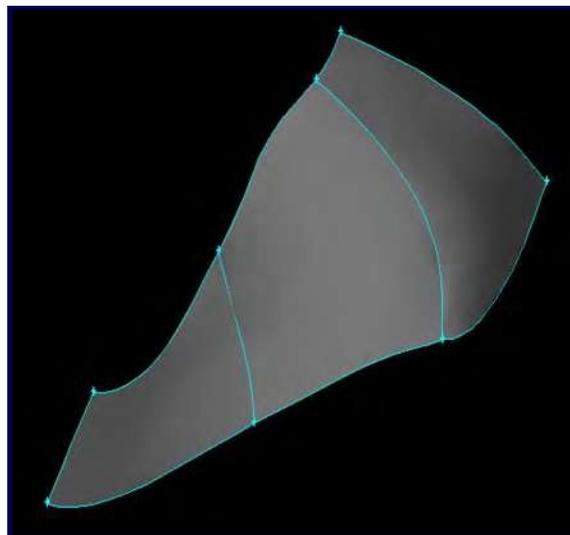


Figura 4.45. Cortes en la cara lateral del dominio computacional.

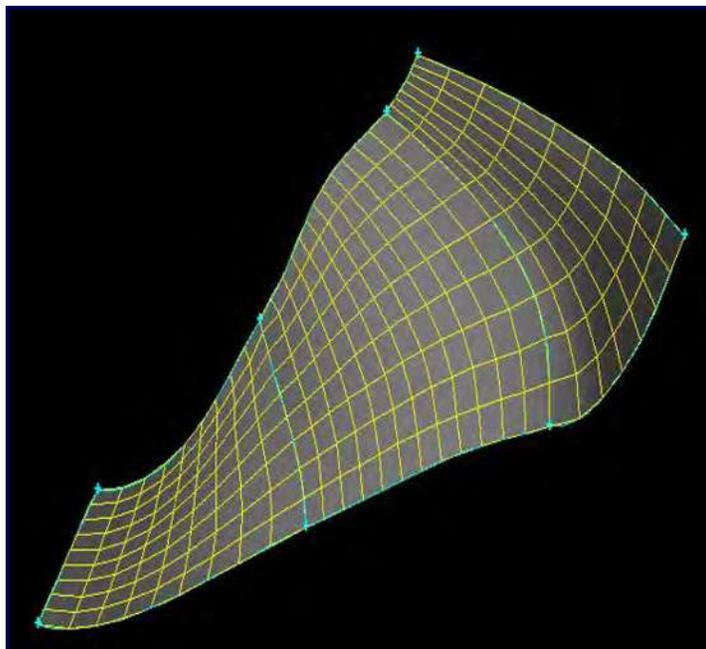


Figura 4.46. Malla generada para la cara cortada.

En las Figuras 4.47 y 4.48 se demuestra que, en esta ocasión, las caras de corte cuadran con la forma de los álabes de forma correcta.

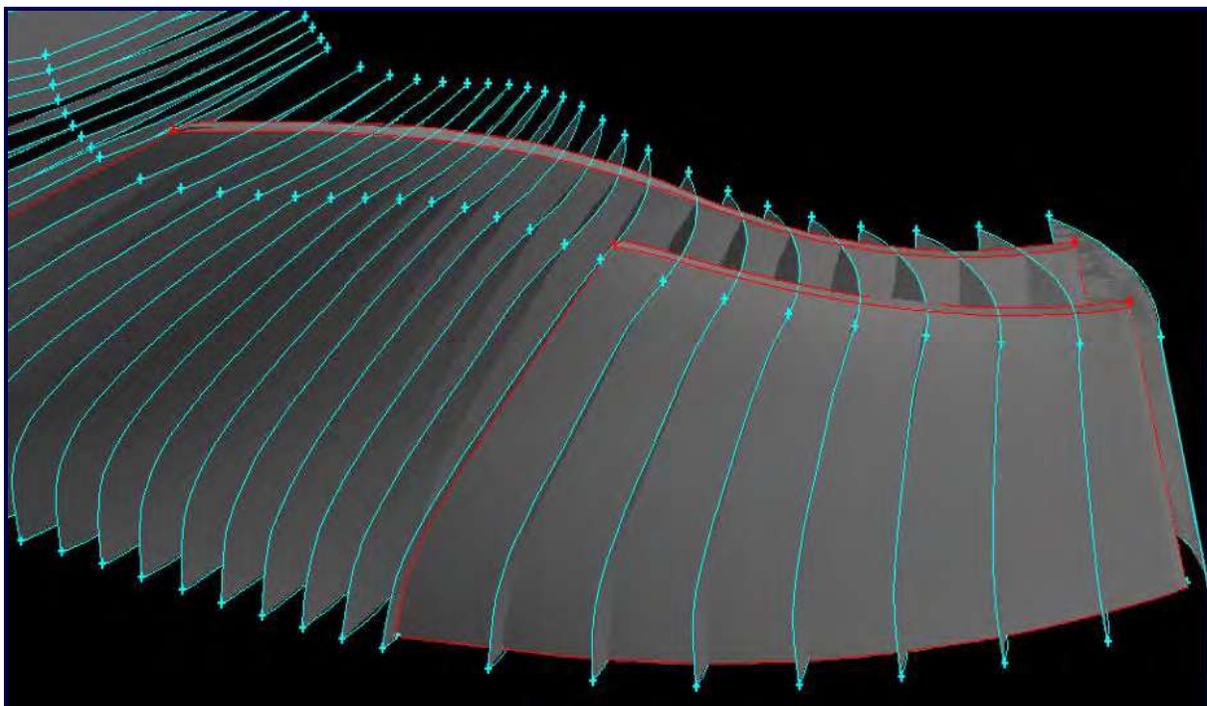


Figura 4.47. Caras de corte finales, con ambos álabes sobrepuestos.

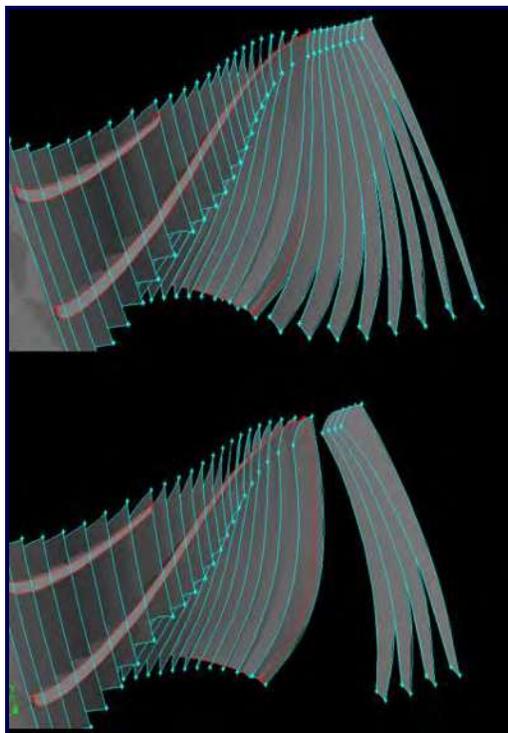


Figura 4.48. Caras de corte finales, con ambos álabes sobrepuestos.

Tras una serie de operaciones realizadas con las partes obtenidas hasta este punto, resultó posible la obtención de la topología y subtopología del DC (Figura 4.49).

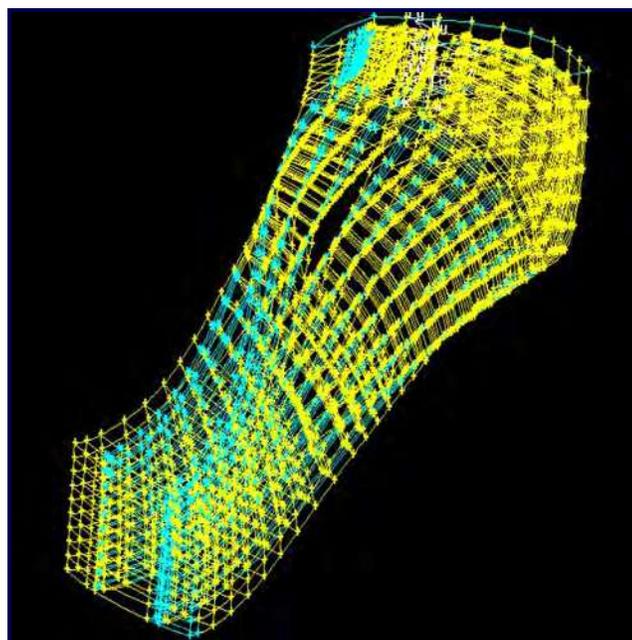


Figura 4.49. Topología y subtopología del DC.

Obtención manual del DC 3D del rodete Tokke.

Gracias a la investigación realizada por Piñon (2017), referente a la optimización de un compresor centrífugo (la cual era desarrollada a la par de esta investigación), se pudo determinar que el DC que se había creado en ANSYS BLADEGEN (Figura 4.50), no era el indicado para realizar la optimización del rodete Tokke. En dicho DC se puede observar que, tanto el álabe principal como el álabe divisor, quedan dentro del DC, siendo este del tipo “*passage-to-passage*”, lo que traerá como problema la formación de volúmenes de control negativos en la malla al realizar la optimización del rodete, ya que al variar la forma de los álabes en cada iteración del proceso, las paredes del álabe podrían chocar con facilidad con las caras laterales del DC *a* y *b* (Figura 4.50), debido a que el espacio que existe entre ellas es muy reducido.

Ante la situación planteada, se decidió contemplar a las paredes del álabe principal como fronteras del DC, es decir un DC del tipo “*blade-to-blade*” (Figura 4.51), esto traerá como consecuencia que una vez que se modifique la forma del álabe principal en cada iteración, se moverá de igual manera el DC, evitándose así, que las paredes de los álabes choquen con las paredes del DC.

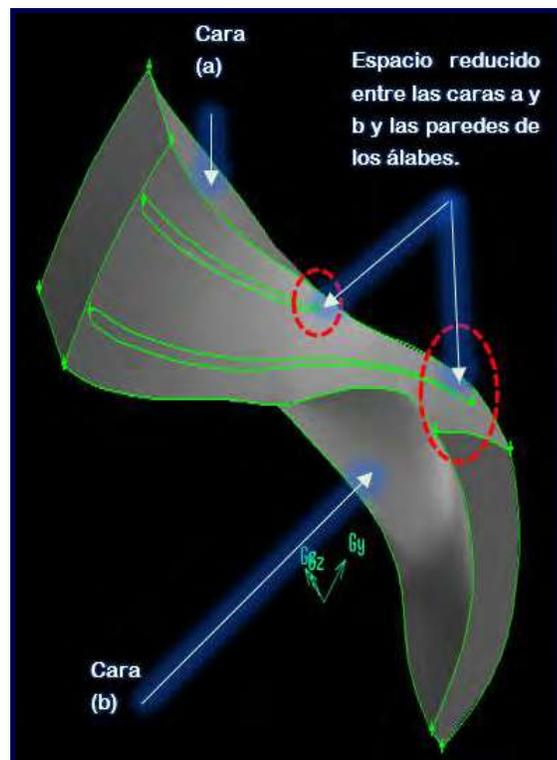


Figura 4.50. Dominio computacional “*passage-to-passage*” obtenido en ANSYS BLADEGEN.

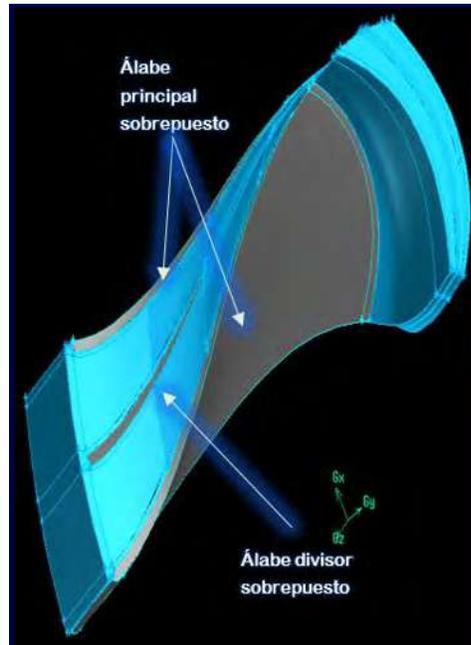


Figura 4.51. Dominio computacional “*blade-to-blade*”, donde se consideró al ábete principal como las fronteras del dominio.

Considerando lo expuesto anteriormente, fue necesario crear nuevamente la topología y subtopología del DC de manera manual, empleando esta vez el concepto “*blade-to-blade*”, para lo cual se desarrollaron los mismos pasos que en el DC obtenido en ANSYS BLADEGEN. En la Figura 4.52 se puede observar el resultado final obtenido.

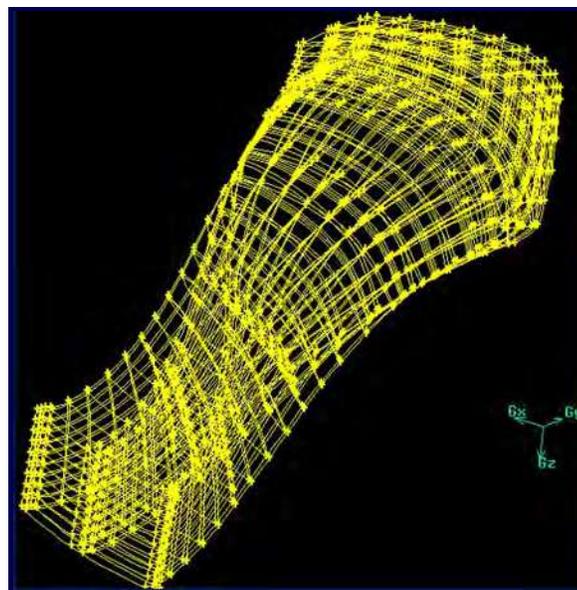


Figura 4.52. Topología y subtopología final del Dominio Computacional.

4.3.2. Programación de un archivo Journal para la creación automática del dominio computacional 3D del rodete.

La idea de obtener manualmente la topología y subtopología del DC 3D del rodete, fue para convertirlas en vértices (Figura 4.53) y, posteriormente, extraer la información de sus respectivas coordenadas, las cuales servirían para programar un archivo Journal con todas las instrucciones necesarias para crear el DC automáticamente.

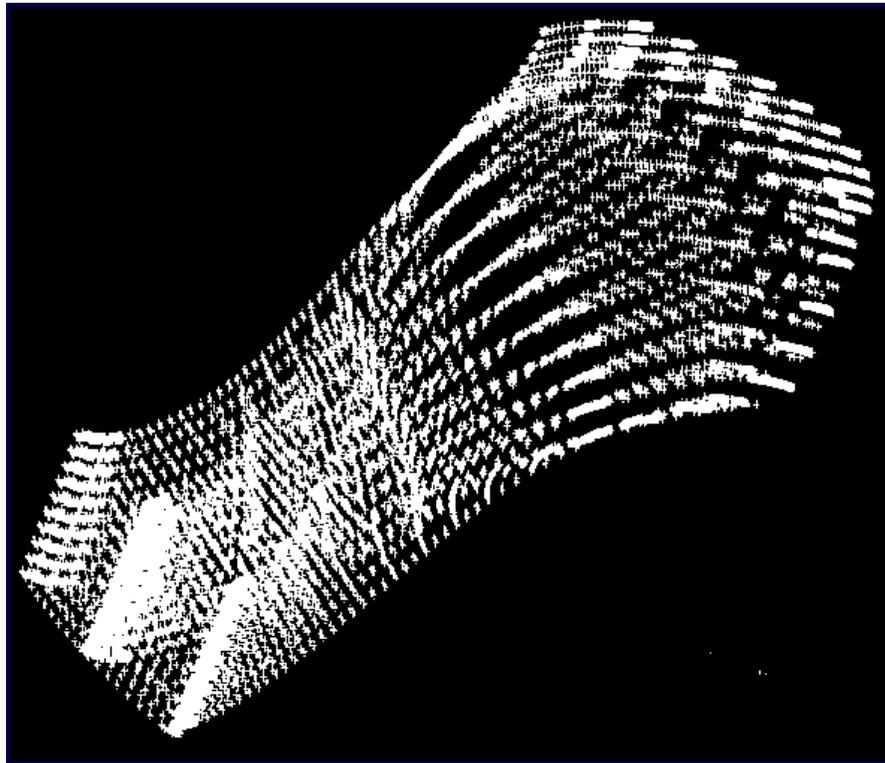


Figura 4.53. Puntos correspondientes a la topología y subtopología del DC 3D del rodete Tokke.

El proceso de obtención del DC 3D completo, comienza cuando ANSYS GAMBIT lee el archivo Journal y, este empieza a ejecutar los comandos programados en él. Cada vez que el archivo Journal sea ejecutado se creará un nuevo DC, de esta manera, si se modificasen los valores de algún parámetro de un comando, se obtendrá un nuevo DC.

En la Figura 4.54 se muestra el orden de ejecución de los comandos programados para el DC 3D del rodete. La Figura 4.55 - (a) muestra el DC 3D final del rodete Tokke (que se obtuvo al programar el archivo Journal), así como, los volúmenes que lo conforman (en colores); en la Figura 4.55 - (b) se puede observar un volumen aislado del DC; en la Figura 4.55 - (c) se presenta la subtopología (líneas de color amarillo) del volumen aislado.

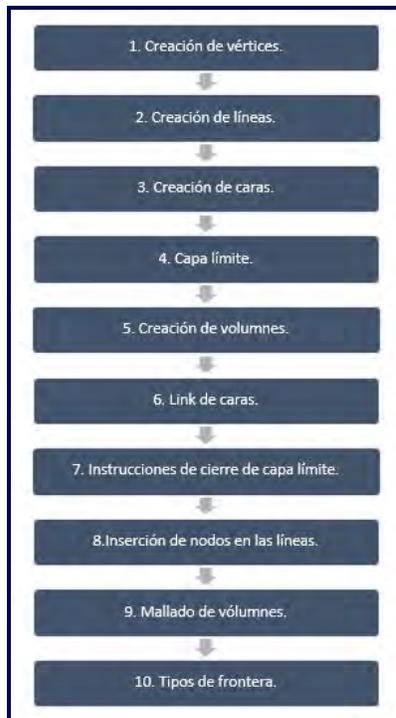


Figura 4.54. Orden de los comandos ejecutados por el archivo Journal para la construcción automática del dominio computacional del rodete.

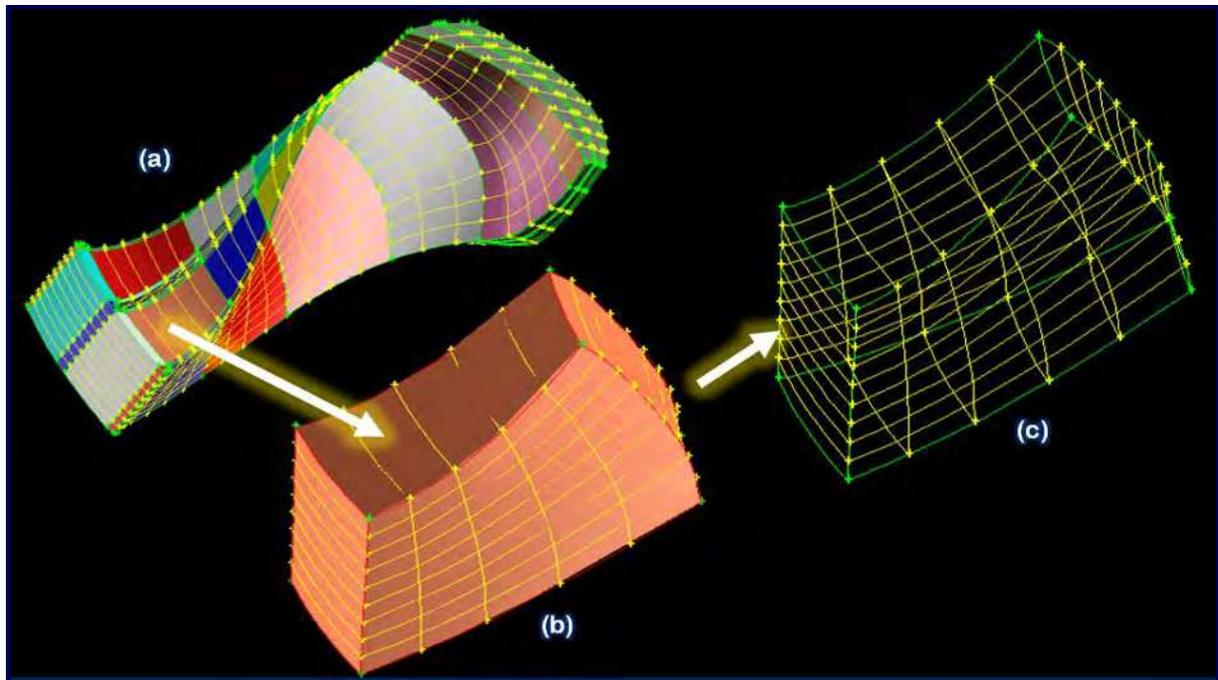


Figura 4.55. (a) Dominio computacional 3D del rodete Tokke. (b) Volumen aislado del dominio computacional. (c) Topología (líneas color verde), así como la subtopología (líneas color amarillo) del volumen aislado.

El DC 3D mostrado anteriormente, es el resultado de la programación de un archivo Journal con **10,431** comandos ejecutables. A continuación, se mencionan los comandos relacionados con su programación, conforme a su rango de aparición en el archivo:

- 1). **Creación de vértices.** La construcción del archivo Journal se comenzó empleando la información de los vértices obtenidos del DC que se construyó manualmente (Figura 4.53), para lo cual se le asignó un nombre a cada vértice. A continuación, se muestra un ejemplo del comando necesario para crear un vértice con cierto nombre deseado:

o VERTEX CREATE "V1" COORDINATES 61.011 -309.2761 32.3345

Es importante nombrar vértices, caras, volúmenes y capa límite como el diseñador desee, ya que esto hace posible conocer su ubicación con rapidez, además, permite identificar errores en el proceso de construcción de caras y volúmenes, debido a que ANSYS GAMBIT crea líneas y caras auxiliares con nombres diferentes si llegase a existir algún error en la construcción del DC.

- 2). **Creación de líneas.** Si bien existen varios comandos que se pueden emplear para la creación de líneas, únicamente fueron empleados dos: el primero para la creación de líneas rectas y el segundo para definir líneas curvas:

o EDGE CREATE "L1" STRAIGHT "V1" "V2" "V3" "V4"

o EDGE CREATE "L1" NURBS "V1" "V2" "V3" "V4" INTERPOLATE

- 3). **Creación de caras.** La creación de caras en ANSYS GAMBIT es un proceso que se puede llegar a complicar demasiado, dependiendo de la complejidad de la geometría. En base a lo anterior, fue indispensable emplear la subtopología del DC, ya que cuenta con las líneas que sirvieron como líneas guía en la construcción de caras. Para este caso se indagó la herramienta que creará el mejor tipo de cara, ya que por ejemplo el comando:

o FACE CREATE "F1" WIREFRAME "L1" "L2" "L3" "L4" REAL

Creaba caras deformadas que, a su vez, deformaban la malla (Figura 4.56) hasta el punto de crear volúmenes de control negativos o con un alto grado de *Skew*, sin embargo, en la construcción de algunas caras de los bloques menos complicados geoméricamente, sólo se pudo utilizar este tipo de comando. El comando que mejor trabajaba con las líneas guía (brindadas por la subtopología) en la creación de caras complicadas, y por ende el más usado, fue:

- FACE CREATE "F2" UEDGES "L1" "L2" VDIRECTIONS 0 1 VEDGES "L3" "L4" "L5"
VDIRECTIONS 1 0 0 TOLERANCE 0.001 NET

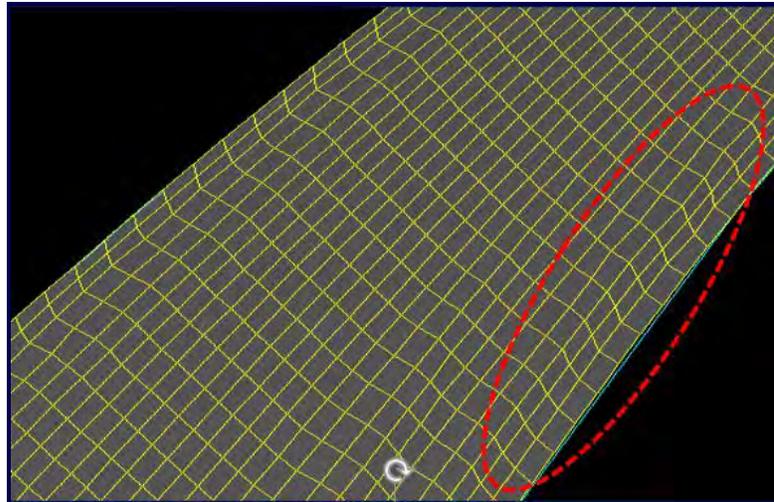


Figura 4.56. Cara deformada.

4). **Capa límite.** Los comandos necesarios para crear la capa límite son:

- o BLAYER CREATE "BL1" FIRST 0.06 GROWTH 1.25 TOTAL 0.345938 ROWS 4
TRANSITION 1 TROWS 0 CONTINUOUS WEDGE UNIFORM

- o BLAYER ATTACH "BL1" FACE "F1" "F2" "F3" Edge "L1" "L2" "L3" ADD

El primer comando contiene los valores de los parámetros de la capa límite. Los parámetros que contiene este comando son los mismos que se presentan en la Tabla 4.1. El segundo especifica las caras y el sentido de aplicación de la capa límite.

Uno de los principales problemas que se tuvo al momento de crear la capa límite, fue que muchas veces ANSYS GAMBIT no la cerraba de manera correcta (Figura 4.57), por lo cual, se empleó el comando que se describe en el punto siete. El problema principal de que la capa límite no cierre correctamente, es la posible creación de volúmenes de control negativos en la malla, así como una mala calidad de malla (Figura 4.58). En la Figura 4.59 se ilustra la capa límite (en color blanco) insertada correctamente en el DC.

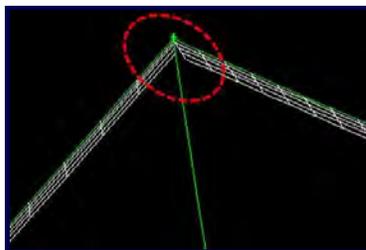


Figura 4.57. Representación gráfica del error de cierre de capa límite.

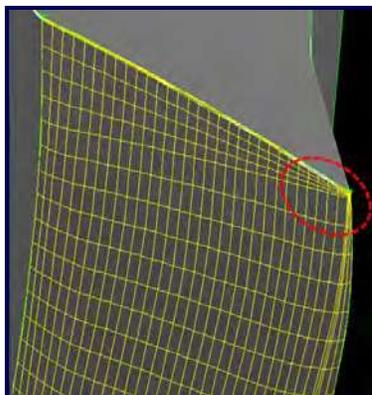


Figura 4.58. Error de cierre de capa límite en un volumen.

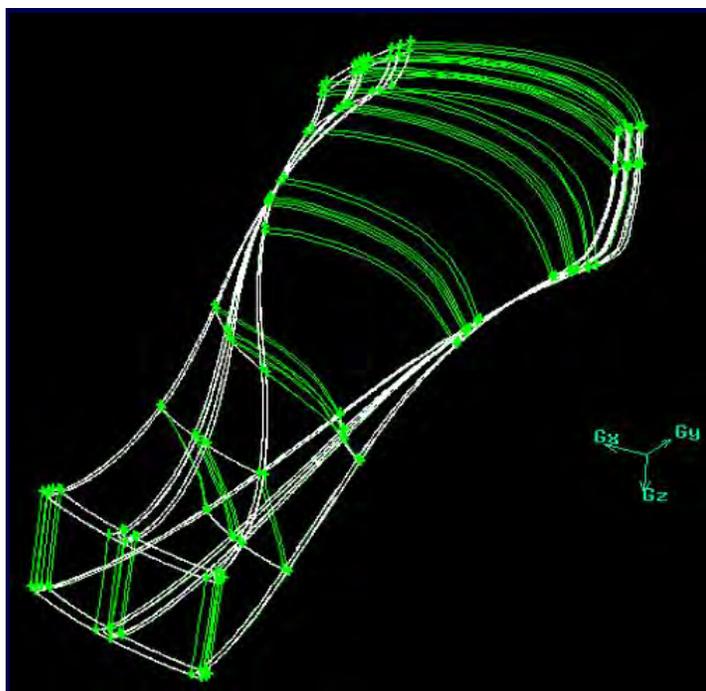


Figura 4.59. Capa límite insertada correctamente.

- 5). **Creación de volúmenes.** La creación de volúmenes mediante comandos fue fácil, lo único que hay que tener en cuenta es que algunos volúmenes comparten cara con otros en el DC (Figura 4.60). El comando necesario para la creación de volúmenes es el siguiente:

o VOLUME CREATE "VOL1" STITCH "F1" "F2" "F3" "F4" "F5" "F6" REAL

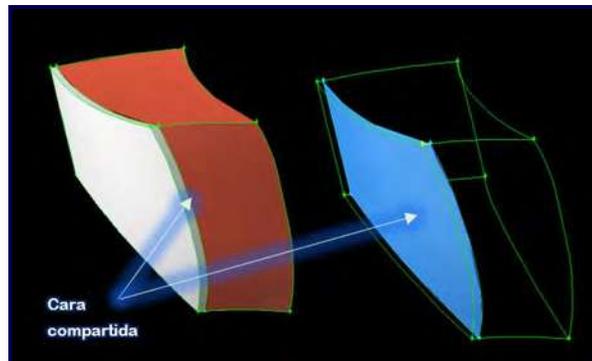


Figura 4.60. Cara interna compartida entre dos volúmenes.

- 6). **Link de caras.** En realidad, si el DC se copia 14 veces rotándose 24° , se obtendría la geometría del rodete completo, en este mismo sentido, se puede observar que los 15 DC que conforman el rodete compartirían ciertas caras (Figura 4.61).

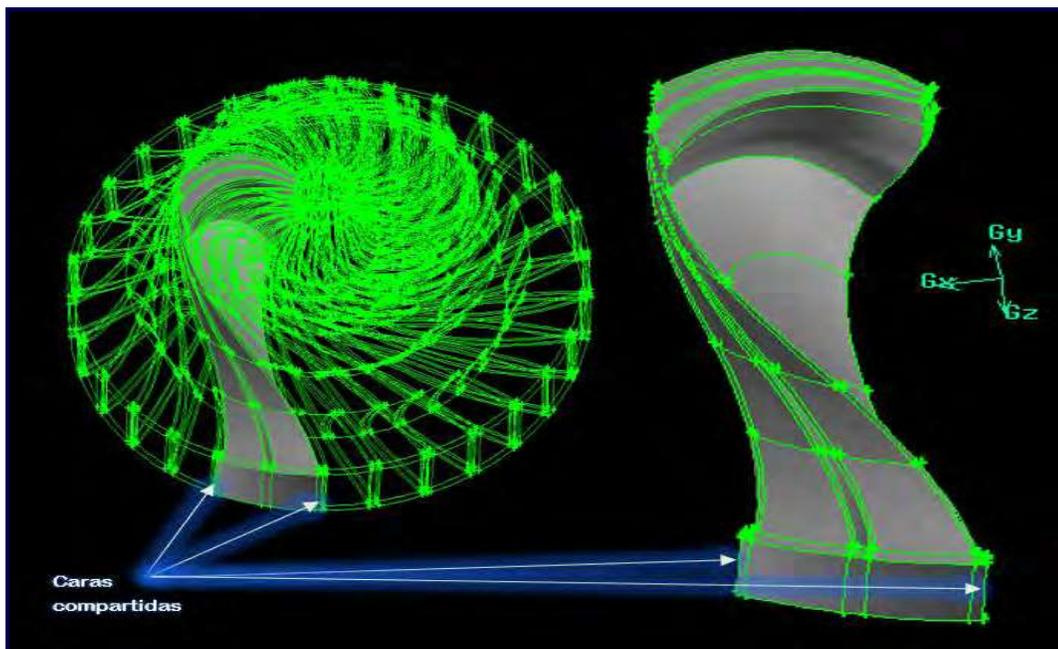


Figura 4.61. Ejemplo de caras compartidas entre dominios computacionales.

ANSYS GAMBIT obliga al usuario a asociar este tipo de caras que se comparten en un DC, ya que en ellas se permite el paso del fluido libremente entre los DC. Lo anterior asegura que las caras, nodos y capa límite compartidos por estas caras sean exactamente los mismos. Para cumplir con lo antes mencionado, se utilizó la herramienta “*link*”, la cual garantiza que las caras compartidas sean las mismas y, las operaciones que se tengan que realizar para dos caras compartidas de dos DC, sólo se tengan que hacer para una cara de un DC, reproduciéndose las operaciones automáticamente en la segunda cara. Si no se utiliza la herramienta “*link*” en las caras compartidas por los DC, es imposible crear el tipo de frontera “PERIODIC” (obligatoria en este tipo de DC) y, por ende, es imposible exportar la malla. El comando empleado con esta herramienta es:

o FACE LINK “F1” “F8” EDGES “L1” “L45” VERTICES “V1” “V85” REVERSE PERIODIC

- 7). **Instrucciones de cierre de capa límite.** Este comando corrigió el problema de cierre de capa límite. Básicamente lo que hace es especificar el inicio y el fin de la capa límite en una cara, mediante el uso de vértices “frontera” (Figura 4.62):

o FACE MODIFY “F1” BTYPE END “V1” “V2”



Figura 4.62. Vértices empleados para el comando de cierre de capa límite.

- 8). **Nodos necesarios para el mallado.** El motivo por el cual se insertaron nodos en las líneas, es para establecer el número de celdas computacionales o volúmenes de control con los que contó la malla de cada volumen (Figura 4.63). El comando que se empleó es el siguiente:

o EDGE MESH “L1” “L2” SUCCESSIVE RATIO 1 1 INTERVALS 63

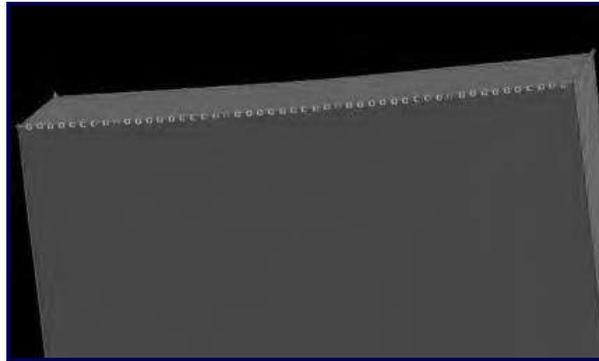


Figura 4.63. Nodos insertados en una línea.

- 9). **Mallado de los bloques del DC.** Para mallar los bloques, fue necesario emplear el comando:

o VOLUME MESH "VOL1" MAP SIZE 1

- 10). **Tipos de frontera.** En la DFC, las fronteras son los límites de los modelos físicos y a ellas se les asignan valores iniciales para resolver las ecuaciones diferenciales que los determinan. La definición acertada de las fronteras y sus condiciones es importante, pues se supone que lo que sucede al interior del modelo estudiado depende de ellas. En la Figura 4.64 se muestran las fronteras que se asignaron al DC del rodete.

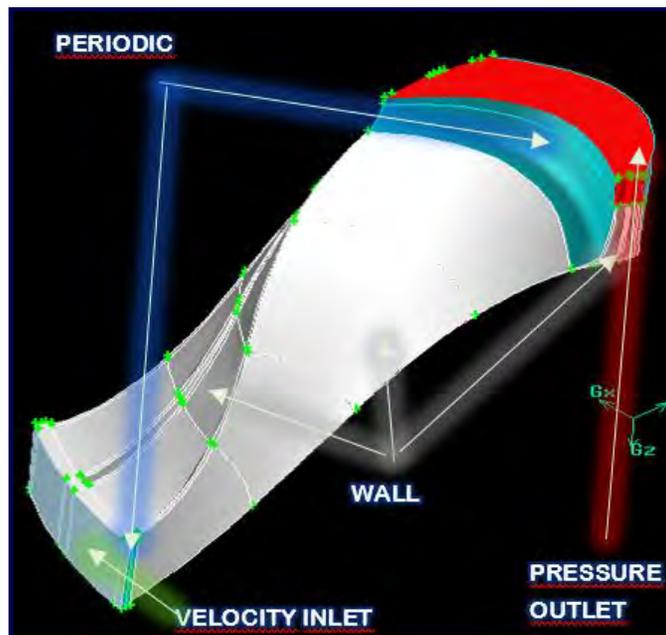


Figura 4.64. Tipos de frontera empleados en el Dominio Computacional del rodete Tokke.

Un ejemplo del comando necesario para establecer el tipo de frontera de velocidad de entrada es:

```
o PHYSICS CREATE "ENTRADA DE FLUIDO" BTYPE "VELOCITY_INLET" FACE "F3" "F14"
  "F19" "F29" "F34"
```

4.3.3. Mallado.

Al igual que el archivo Journal del DC 2D, el archivo Journal del DC 3D permite crear y mallar el DC automáticamente, para esto, se establece el número de nodos de cada línea perteneciente al DC, procurando que la malla del DC estuviese conformada con volúmenes de control cuyo δx , δy , y δz fueran lo más aproximados a uno. (Figura 4.65). El resultado obtenido fue una malla con 3,686,370 volúmenes de control.

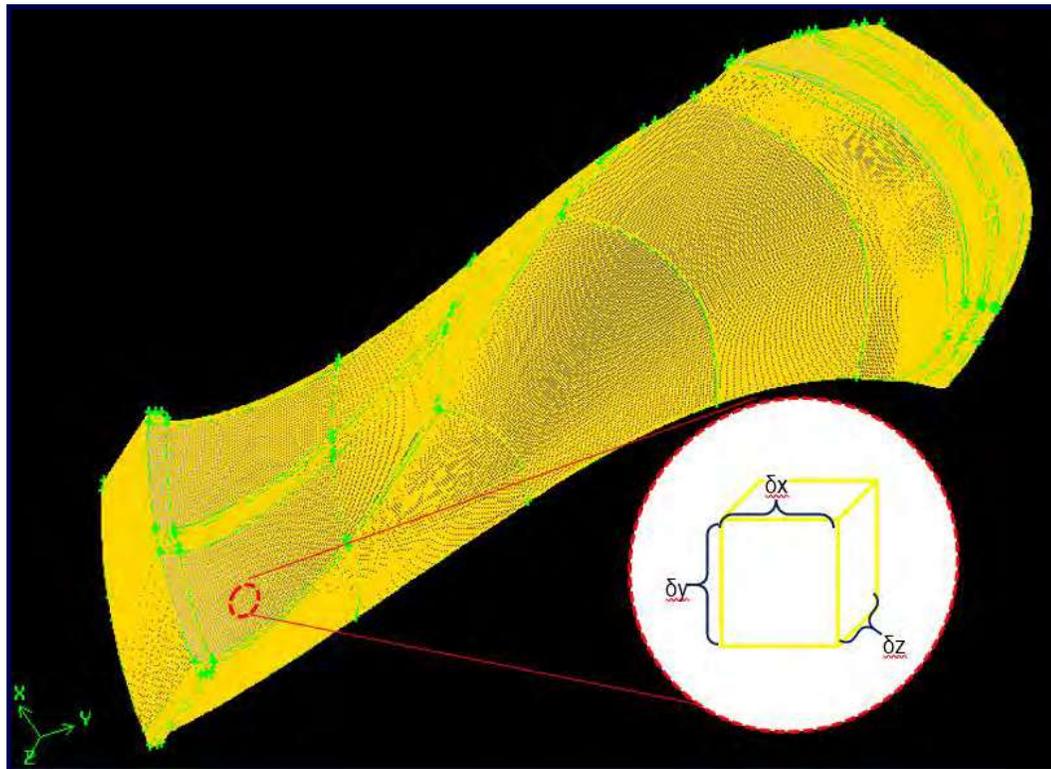


Figura 4.65. Tipos de frontera empleados en el Dominio Computacional del rodete.

Cada vez que se desee modificar la densidad de la malla, lo único que se necesita hacer es modificar en el archivo Journal el número de nodos en cada línea, lo que provocará que aumente o disminuya la densidad de la malla (dependiendo del caso), teniendo un total control

sobre ella. De esta manera, se realizaron una serie de cinco mallas, las cuales se obtuvieron dividiendo el número de nodos de la primera malla creada con 1,233,044 volúmenes de control, entre dos, tres, cuatro y cinco.

Capa límite.

La idea de realizar un modelo de DFC 2D del rodete Tokke, fue para obtener valores de partida para el diseño del modelo de DFC 3D. Uno de ellos son los parámetros de la capa límite. En base a lo anterior, se emplearon los parámetros de la capa límite del modelo de DFC 2D que, cumplieren con el valor de y^+ en el rango $30 \leq y^+ \leq 300$. Estos valores de los parámetros de la capa límite se usaron en todas las mallas del DC 3D, necesarias para realizar el estudio de convergencia de malla.

4.3.4. Evaluación numérica del dominio computacional 3D.

Los datos del Set-Up empleados en el modelo de DFC 3D son similares a los empleados en el modelo de DFC 2D, sólo existen tres variantes principales:

- a). Valores de los factores de sobre-relajación. En la Tabla 4.4 se muestran los valores de los factores sobre-relajación empleados en las simulaciones numéricas de los DC 2D y, en la Tabla 4.7 se muestran los valores de los factores de sobre-relajación empleados en las simulaciones numéricas de los DC 3D.

Tabla 4.7: Valores de los factores de sobre-relajación empleados en el Set-Up final del DC 3D.

Factor de sobre-relajación	Valor
Presión	0.2
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.2
Turbulent Kinectic Energy	0.05
Turbulent Dissipation Rate	0.05
Turbulent Viscosity	1

- b). El eje de giro es tomado por defecto en la simulación 2D, mientras que en la 3D hay que establecerse en - z.
- c). Los valores a la entrada y salida del DC 2D se aplican en líneas, mientras que en el 3D se aplican en caras.

Una vez que se logró establecer correctamente el Set-Up a emplear en el primer modelo de DFC 3D evaluado, este siempre fue usado en todas las demás evaluaciones numéricas de las mallas con distintas densidades. Esto se debe a que, las mallas comparten el mismo DC, capa límite, tipos de frontera y datos de operación del rodete.

Un aspecto forzosamente necesario para realizar el estudio de convergencia de malla, fue el uso de monitores de velocidad absoluta en todas las simulaciones numéricas 3D, cuya tendencia al final de la simulación fuese en línea recta (Figura 4.66), lo que garantiza que, la velocidad en el punto con coordenadas globales: $x = 0.10183$, $y = 0.05379$ y $z = -0.16755$, no presente variaciones de los resultados a través de las iteraciones.

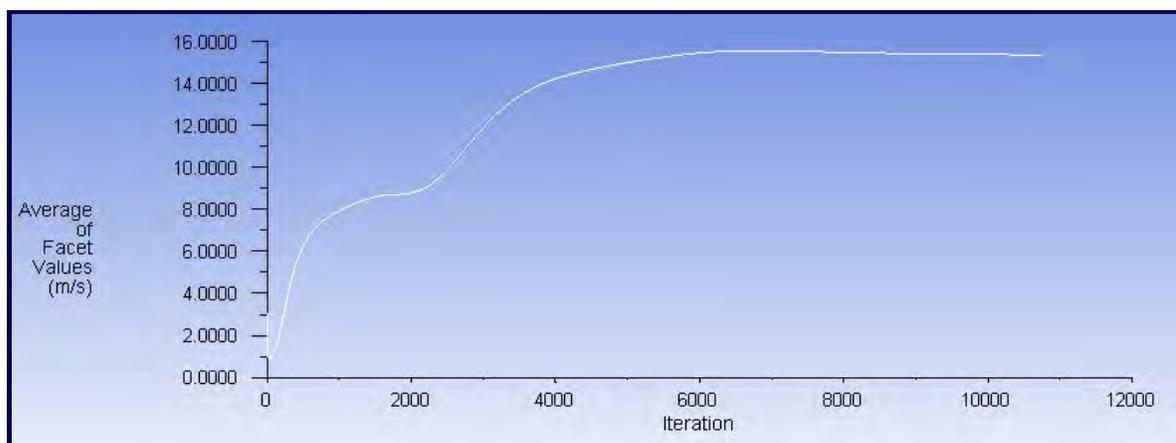


Figura 4.66. Monitor de velocidad estabilizado.

4.4. Verificación del modelo de DFC 3D del rodete Tokke.

Las mallas que serán empleadas en la optimización del rodete, son seleccionadas de un conjunto de mallas con diferentes densidades, mediante un estudio de convergencia de malla, donde:

- a). La malla obtenida con la menor densidad posible (la malla más gruesa) será empleada en la optimización del rodete, con el fin de acelerar el proceso, aunque con un error numérico más grande respecto a la malla más fina.
- b). La malla obtenida con la mayor densidad (la malla más fina) será empleada para evaluar la geometría del rodete que se obtendría de la optimización del mismo, esto con el fin de reducir el porcentaje de error respecto a la malla gruesa con la que se trabajó en la optimización.

A continuación, se describe el proceso de cuantificación de los errores numéricos de las cinco mallas generadas, así como el estudio de convergencia de malla realizado.

4.4.1. Estimación de los errores numéricos.

El error numérico más significativo en la DFC es el error de discretización o error de malla, según lo descubierto por Bergström (2000a). Este error se considerará primero. Posteriormente, se abordará el error iterativo que, suele representar un problema menor que el error de malla.

Error de malla.

La extrapolación de Richardson fue utilizada para calcular el error de malla. Este método describe al error de discretización como el término principal en una serie de Taylor:

$$\varepsilon_h = \phi_{exact} - \phi_{\alpha h} = a_1 (\alpha h)^p + H \quad (4.14)$$

La Ecuación 4.14 fue utilizada para las mallas realizadas en una secuencia que resulta en una expresión para p, el orden real del esquema numérico.

$$\frac{\phi_{\alpha 2h} - \phi_{\alpha 3h}}{\phi_{\alpha 1h} - \phi_{\alpha 2h}} = \frac{\alpha_3^p - \alpha_2^p}{\alpha_2^p - \alpha_1^p} \quad (4.15)$$

El desempeño de una cantidad rendimiento global extrapolada, para esquemas de discretización de primer y segundo orden, se calculó por medio de la siguiente ecuación:

$$\phi_{ext} = \frac{\alpha_2^p \phi_h - \phi_{\alpha 2h}}{\alpha_2^p - 1} \quad (4.16)$$

El factor de refinamiento (α) de la malla se estimó de la siguiente manera:

$$\alpha = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.17)$$

El error de malla brindó el porcentaje de error presentado en una malla mediante un esquema de discretización de primer y segundo orden. Este error se calculó mediante:

$$e_r = \frac{\phi_{ext} - \phi_h}{\phi_{ext}} \quad (4.18)$$

Finalmente, fue necesario graficar la cantidad de desempeño global evaluada para las mallas con las que se vaya a realizar el estudio de convergencia. Las curvas fueron obtenidas para η en:

$$\phi(a) = \phi_{ext} + \eta\alpha^p \quad (4.19)$$

donde:

$$\eta = \frac{\phi_{ext} - \phi_h}{hp} \quad (4.20)$$

Una vez que se ha obtenido la gráfica de convergencia de malla, se comprueba qué mallas quedan dentro de la curva de convergencia, estableciendo así la mallas dos mallas necesarias (Gruesa y fina) para realizar el proceso de optimización.

Error iterativo y factor de reducción de residuales.

El error iterativo MSR (*Mass Source Residual: Flujo másico residual absoluto*.) generado en la última iteración, es un tipo de error generado debido al proceso empleado por ANSYS FLUENT para resolver numéricamente las ecuaciones 3D de Navier-Stokes.

El error iterativo de convergencia se puede definir como el error obtenido al dividir el valor del MSR generado en la última iteración, entre el TMF (*Total Mass Flux: Flujo de Masa Total*), en el DC. Este tipo de error se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$e_i \% = \left(\frac{MSR}{TMF} \right) \quad (4.21)$$

El RRF (*Residual Reduction Factor: Factor de Reducción de Residuales*) se expresa en función de los residuales de masa generados en la segunda iteración divididos entre los residuales generados al converger la solución y, estima la magnitud de reducción del residual de masa:

$$RRF = \frac{MSR \text{ de la segunda iteración}}{MSR \text{ de la última iteración}} \quad (4.22)$$

Capítulo 5

Análisis de resultados.

En el presente capítulo se hace un análisis de los resultados obtenidos en las simulaciones 2D y 3D del DC del rodete Tokke, además, se establece la malla gruesa 3D y la malla fina 3D, obtenidas del estudio de convergencia de malla que, se emplearán en el proceso de optimización del rodete. Otro aspecto importante que se presenta en este capítulo son los errores numéricos generados por cada malla y, su influencia en el proceso de optimización.

5.1. Modelo de DFC 2D.

Las simulaciones numéricas 2D y 3D, fueron realizadas en paralelo en ANSYS FLUENT, empleando 16 procesadores de una estación de trabajo, cuyas características se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 5.1: Características de la computadora empleada para realizar las simulaciones numéricas.

Concepto	Descripción
Procesador.	Intel(R) i7-5960X CPU @ 3.00 Ghz 3.00 GHz.
Núcleos.	8
Procesadores lógicos.	16
Memoria Ram.	128 GB
GPUS.	Tesla K20 - 2,496 Núcleos CUDA- 5 GB de memoria (GDDR5).

5.1.1. Malla

Para el modelo de DFC 2D, todas las mallas estructuradas evaluadas numéricamente, contaron con un total de 42 caras y 35,040 celdas computacionales. Lo único que varió en cada una, fue el espesor de la capa límite, ya que era necesario obtener valores promedio para y^+ en el rango $30 \leq y^+ \leq 300$.

En cuanto a la evaluación de la calidad de la malla, ANSYS GAMBIT ofrece varios criterios para llevar a cabo dicha tarea, el más destacado es la medición del *Skew* obtenido en las celdas computacionales. La celda computacional con el mayor *Skew* siempre se presentó en la misma zona en todas las mallas. En la Figura 5.1 se muestra la celda con el mayor *Skew*, la cual se debe al poco espacio existente entre la entrada del fluido y la pared del álabe.

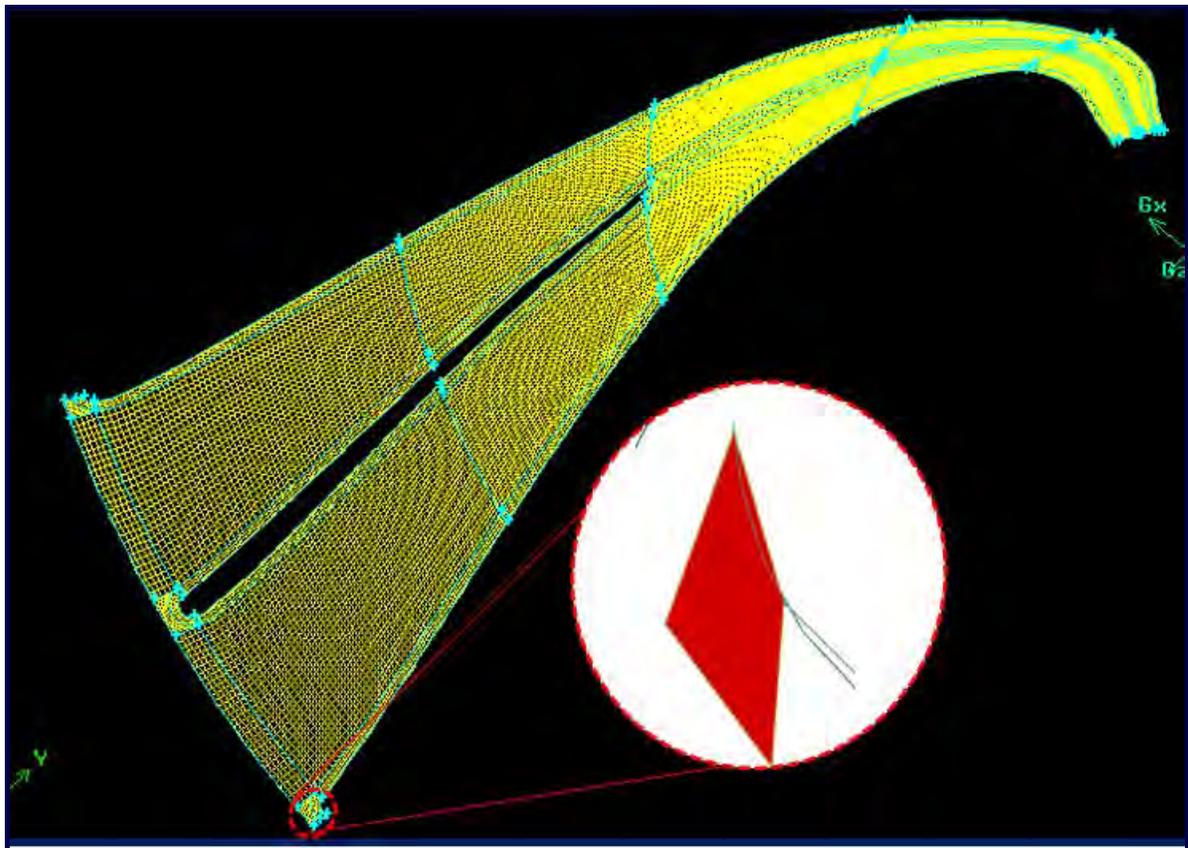


Figura 5.1. Celda con el mayor *Skew* en las mallas estructuradas 2D.

La Figura 5.2 muestra la evaluación realizada por ANSYS GAMBIT respecto a la calidad de las mallas 2D del DC del rodete. La celda con el menor *Skew* presentó un valor de 0.000354966, mientras que la celda con el mayor *Skew* presentó un valor de 0.900719, en todas las mallas.

From value	To value	Count in range	% of total count (35040)
0	0.1	4774	13.62
0.1	0.2	1153	3.29
0.2	0.3	3382	9.65
0.3	0.4	5875	16.77
0.4	0.5	5988	17.09
0.5	0.6	7162	20.44
0.6	0.7	6545	18.68
0.7	0.8	151	0.43
0.8	0.9	9	0.03
0.9	1	1	0.00
0	1	35040	100.00
Measured minimum value: 0.000354966			
Measured maximum value: 0.900719			
out of 42 meshed faces failed mesh check for skewed elements (EQUISIZE SKEW > 0.97)			

Figura 5.2. Evaluación de la calidad de la malla 2D, realizada por ANSYS GAMBIT.

5.1.2. Resultados numéricos.

Capa límite.

Para el modelo de DFC 2D, se emplearon funciones de pared estándar para modelar las regiones cercanas a las paredes de ambos álabes que tuviesen capa límite. El uso de este tipo de funciones de pared requieren la obtención de un valor promedio de y^+ que quedase en el rango $30 \leq y^+ \leq 300$. La Tabla 5.2 y 5.3 muestran los espesores de las distintas capas límite, los valores de sus parámetros y el valor promedio correspondiente de y^+ , obtenidos en cada simulación numérica empleando el mismo Set-Up.

Es necesario recalcar que no existe referencia alguna de cómo ir obteniendo los valores correctos de y^+ en la pared y, los resultados mostrados en las dos siguientes tablas fueron seleccionados como representativos, entre un número considerable de simulaciones realizadas con distintos espesores de capa límite.

Tabla 5.2: Parámetros empleados para la obtención de la capa límite, así como el valor de y^+ obtenido.

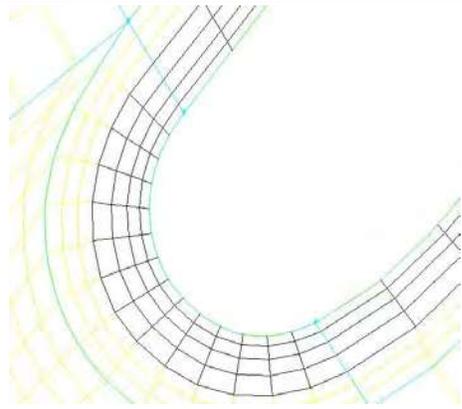
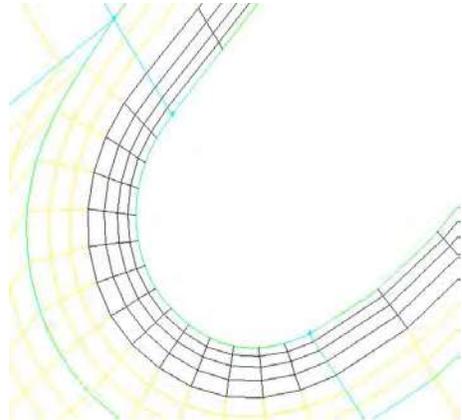
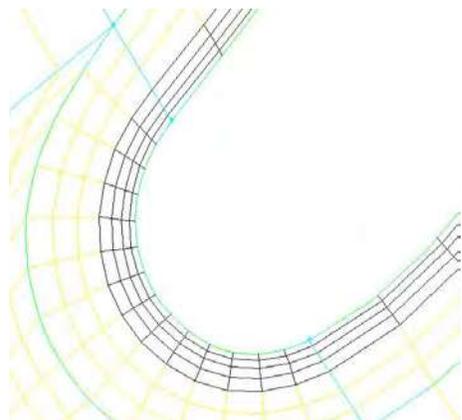
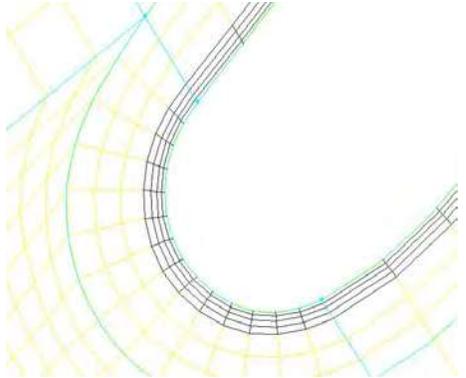
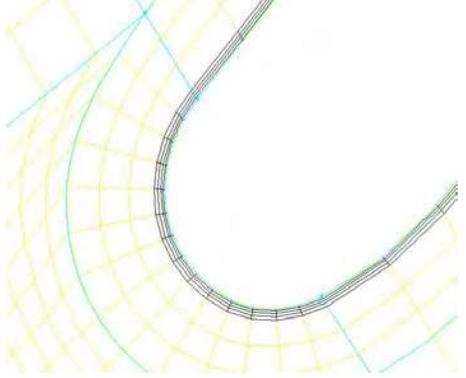
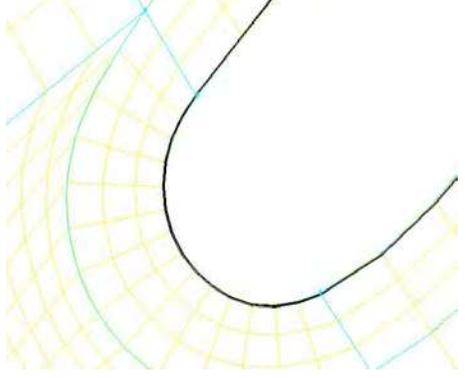
Simulación	Capa límite	First	Growth	Total	Rows	y^+
1		0.25	1.25	1.44141	4	Diverge
2		0.2	1.25	1.15313	4	90.226717
3		0.15	1.25	0.864844	4	67.900608

Tabla 5.3: Parámetros empleados para la obtención de la capa límite, así como el valor de y^+ obtenido.

Simulación	Capa límite	First	Growth	Total	Rows	y^+
4		0.1	1.25	0.576562	4	46.057033
5		0.05	1.25	0.288281	4	24.70393
6		0.01	1.25	0.0576562	4	7.5268337

Al analizar los valores de las tablas anteriores, se puede ver que, en la simulación número uno la solución divergió, debido a que en esta simulación se sobrepasó el valor promedio de 300 para y^+ y, por lo tanto, las funciones de pared estándar no podían modelar esa zona correctamente, haciendo divergir la solución.

A medida que se redujo el espesor de la capa límite se obtuvieron resultados satisfactorios para y^+ (simulaciones dos, tres y cuatro), sin embargo, existe una zona pequeña donde nuevamente las funciones estándar de pared no modelan correctamente la capa límite (simulaciones cinco y seis).

La idea de realizar un modelo de DFC 2D del rodete Tokke, fue para obtener valores de partida para el diseño del modelo de DFC 3D. Uno de ellos son los parámetros de la capa límite. En base a lo anterior, es necesario seleccionar los parámetros que se emplearían para la creación de la malla 3D. De antemano se sabe que los valores de los parámetros de la capa límite de las simulaciones dos, tres y cuatro obtuvieron valores satisfactorios para y^+ . No obstante, en el manual de ANSYS FLUENT no se especifica qué valor de y^+ es mejor, es decir, si los valores cercanos a 30 modelan de mejor manera la capa límite o, si los valores cercanos a 300 lo hacen de mejor manera. Si se tuviesen valores experimentales se podría establecer qué parámetros de la capa límite la modelan mejor, sin embargo, para realizar la capa límite de la malla 3D, se considerarán los parámetros empleados en la simulación número tres. Debido a lo anterior, únicamente se presentarán los resultados numéricos de la simulación número tres, aunque en todo momento se procuró la correcta solución de todas las simulaciones.

Simulación número tres.

Los residuales son una de las herramientas más importantes a la hora de controlar la convergencia durante el proceso iterativo. Estos, de modo general, representan la diferencia entre los valores de las variables a resolver entre dos iteraciones y, se consideran como un criterio que garantiza una correcta solución numérica de las ecuaciones de Navier Stokes. En el caso de la simulación numérica 2D se empleó el criterio de convergencia de 10^{-5} para los residuales, lográndose así que la solución convergiera en la iteración 11,297 (Figura 5.3).

```

11295 4.0255e-06 1.4710e-05 1.9937e-05 7.7475e-05 1.0003e-04 -7.7255e+02 6.7902e+01 7.7255e+02 0:26:43 11105
11296 4.0120e-06 1.4708e-05 1.9934e-05 7.7466e-05 1.0001e-04 -7.7255e+02 6.7901e+01 7.7255e+02 0:21:22 11104
11297 solution is converged
11297 4.0106e-06 1.4705e-05 1.9930e-05 7.7458e-05 9.9998e-05 -7.7255e+02 6.7901e+01 7.7255e+02 0:17:06 11103
Writing data to C:\Users\occol\Desktop\ANALISIS 2D\3\Simulacion 2D_files\dp0\FFF\Fluent\3.ip ...
    
```

Figura 5.3. Convergencia del modelo de DFC 2D.

En la Figura 5.4 se muestra la tendencia de los residuales obtenidos en ANSYS FLUENT.

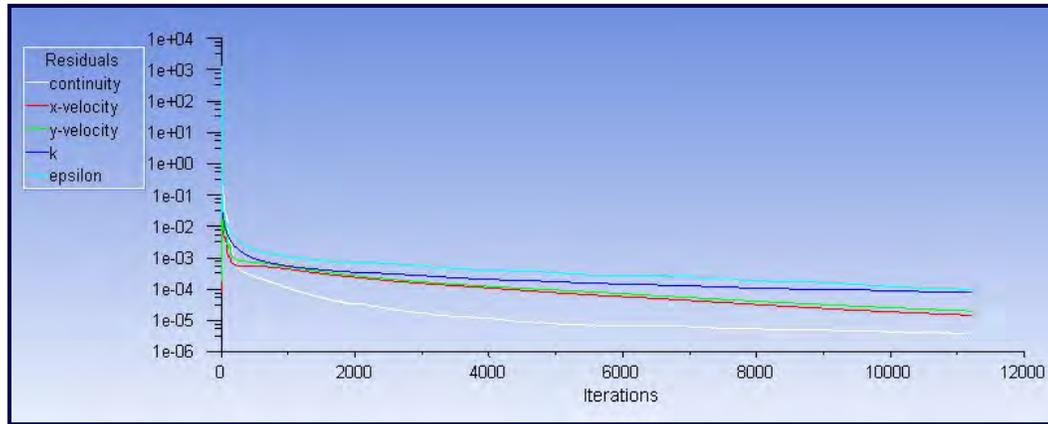


Figura 5.4. Residuales obtenidos en la simulación numérica 2D.

En las Figuras 5.5 y 5.6 se muestran monitores de flujo másico. El primero fue ubicado en la entrada (monitor uno) del rodete, mientras que el segundo fue ubicado a la salida del rodete (monitor dos). El valor obtenido en el monitor uno fue $7.7255 \times 10^2 \text{ kg/s}$ y en el monitor dos fue $-7.7255 \times 10^2 \text{ kg/s}$.

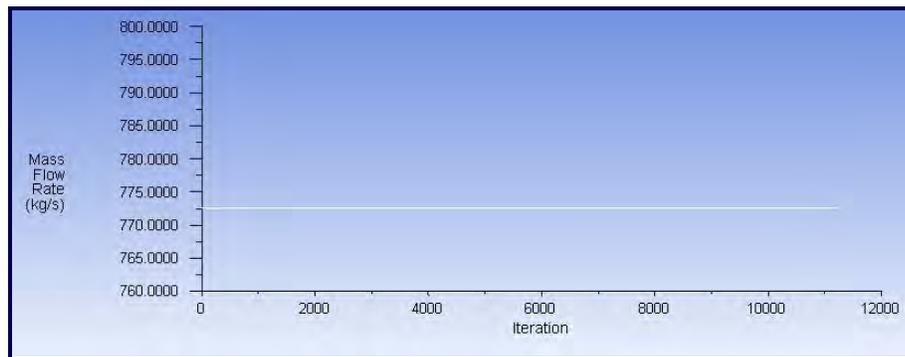


Figura 5.5. Monitor de la tasa de flujo másico a la entrada del rodete.

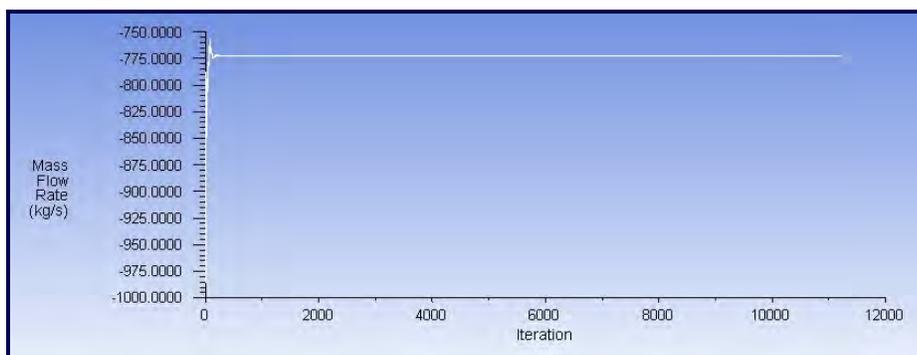


Figura 5.6. Monitor de la tasa de flujo másico a la salida del rodete.

Los monitores deben tener una tendencia de línea recta al alcanzar la convergencia, además, si llegase a existir alguna variación significativa entre los valores de ambos monitores, se consideraría como un indicio de que la solución no es correcta, ya que no se estaría cumpliendo el principio de conservación de la masa. De acuerdo con las consideraciones anteriores, ambos monitores presentaron un comportamiento adecuado y, la diferencia existente entre el flujo másico que entra y el que sale es muy insignificante, sin embargo, esto se puede corroborar mediante un reporte de flujo. En la Figura 5.7 se muestra que la diferencia entre el flujo másico de entrada y salida en el rodete es de 6.103516×10^{-05} , lo que confirma la correcta solución de la ecuación de continuidad y respalda los resultados brindados por los monitores.

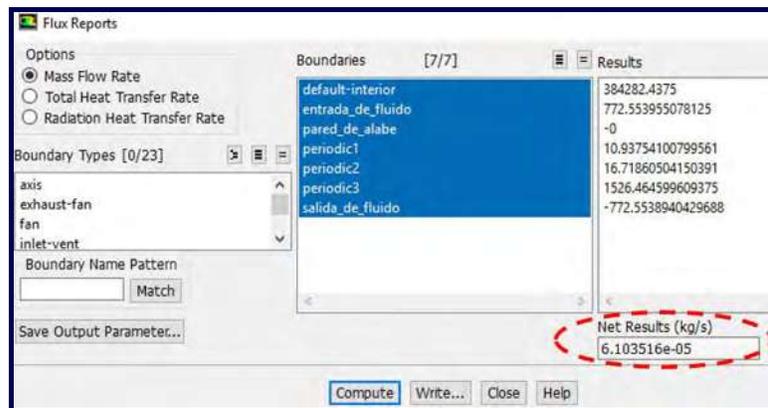


Figura 5.7. Reporte del flujo másico entre la entrada y la salida del rodete.

Un tercer monitor fue utilizado para analizar el comportamiento de y^+ (Figura 5.8). El valor promedio de y^+ que se obtuvo fue de 67.900608. Al alcanzar dicho valor el monitor se estabilizó y mantuvo su tendencia de línea recta, lo cual garantizó que este valor ya no cambiaría si se hiciesen más iteraciones.

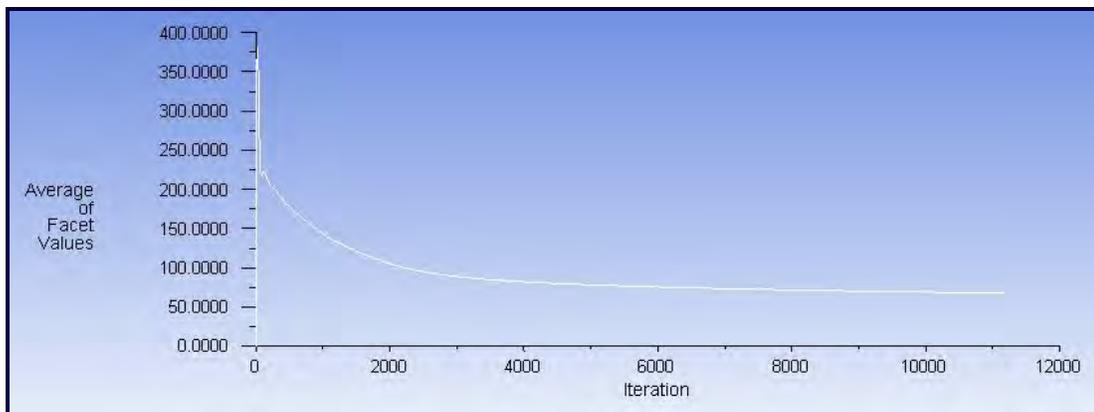


Figura 5.8. Monitor del valor promedio de y^+ obtenido en las paredes de los álabes.

En la Figura 5.9 se muestra un histograma que representa los valores de y^+ obtenidos en las paredes de los álabes. En la Figura 5.10 se desglosan los valores de y^+ presentados en el histograma.

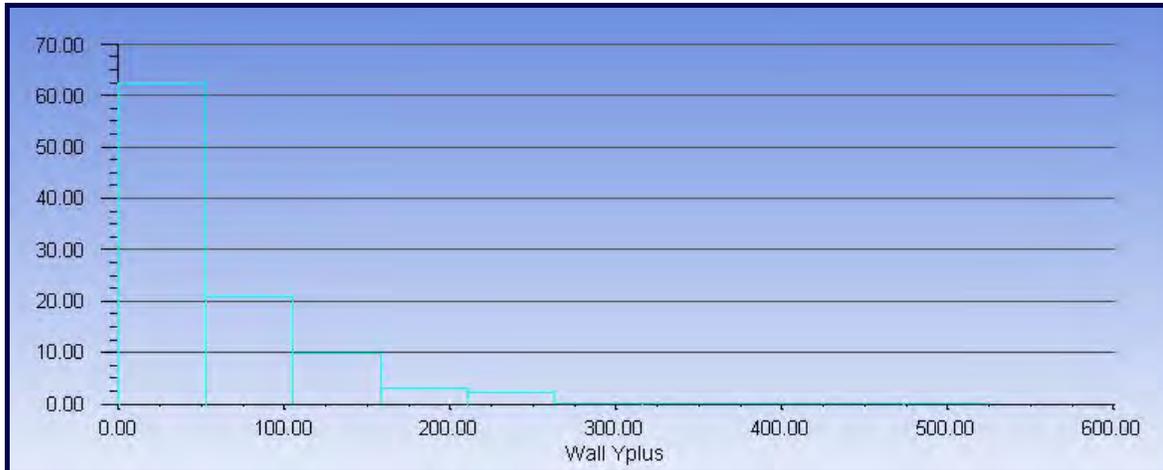


Figura 5.9. Histograma que representa los valores de y^+ obtenidos en las paredes de los álabes.

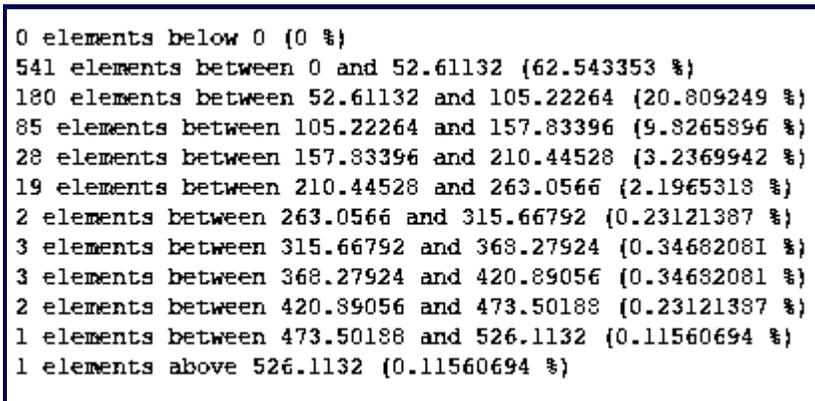


Figura 5.10. Desglose de los valores de y^+ del histograma.

En la Figura 5.11 se pueden observar los vectores de velocidad a la entrada del DC. En la Figura 5.12 se presentan los vectores de velocidad en la salida del DC. En la Figura 5.13 se muestran los contornos de velocidad en el DC. En la Figura 5.14 se muestran las líneas de corriente.

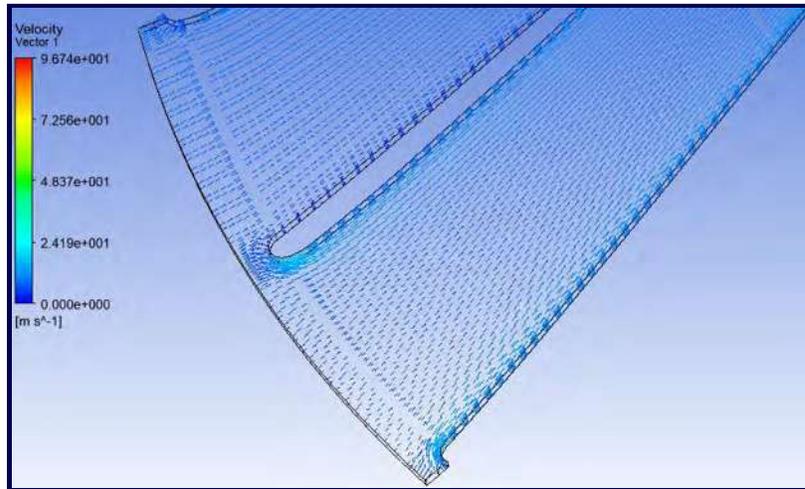


Figura 5.11. Vectores de velocidad en la entrada del dominio computacional 2D.

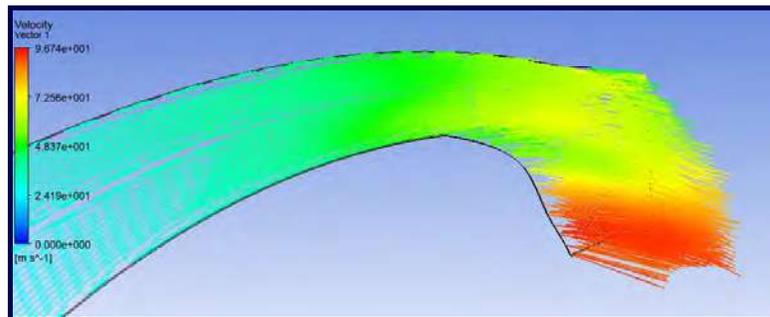


Figura 5.12. Vectores de velocidad en la salida del dominio computacional 2D.

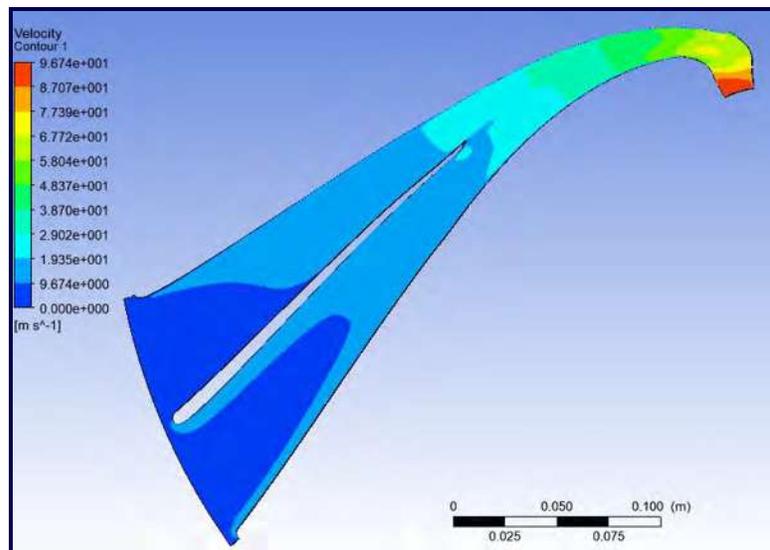


Figura 5.13. Contornos de velocidad en el dominio computacional 2D.

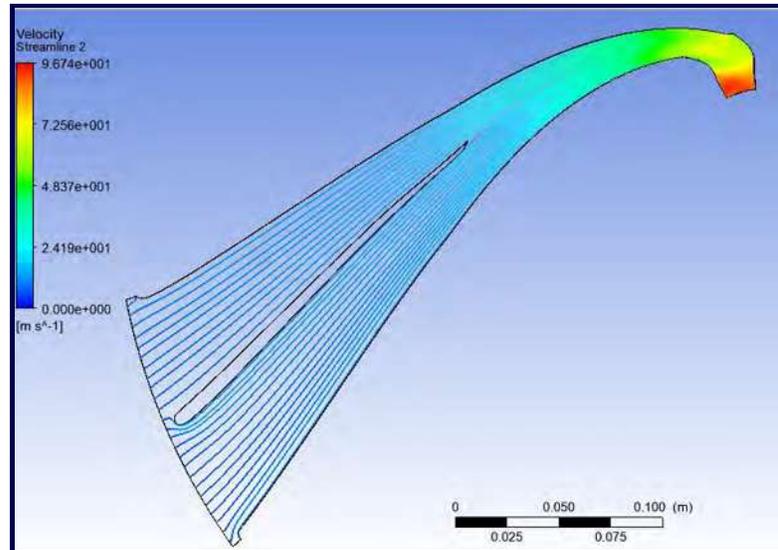


Figura 5.14. Líneas de corriente en el dominio computacional 2D.

En las gráficas anteriores se puede observar que la velocidad de entrada es menor que la de la salida, es decir, en la salida se obtiene un aumento considerable de la velocidad, respecto a la entrada.

Los contornos de presión se muestran en la Figura 5.15.

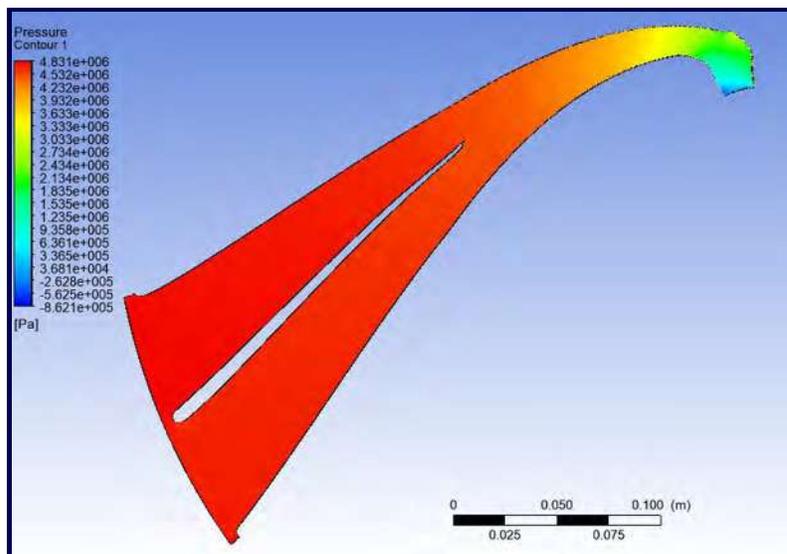


Figura 5.15. Contornos de presión en el dominio computacional 2D.

En la figura anterior se observa que la zona que está sujeta a una mayor cantidad de presión, es la zona comprendida por los álabes, lo cual suena lógicos, ya que en ellos es donde impacta el fluido ocurriendo un intercambio de presión.

Finalmente, en la Figura 5.16 se presentan algunos aspectos relacionados con el desempeño del CPU en la simulación numérica.

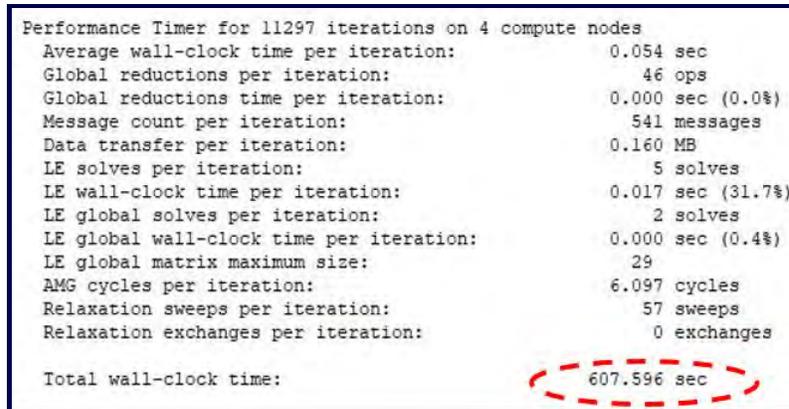


Figura 5.16. Desglose de los valores de y^+ del histograma.

5.2. Modelo de DFC 3D.

5.2.1. Malla.

Para realizar el estudio de convergencia de malla, se crearon un total de cinco mallas. En la tabla que se muestra a continuación, se presentan los resultados de la evaluación realizada por ANSYS GAMBIT respecto a la calidad de malla:

Tabla 5.4: Número de elementos para las cinco mallas empleadas en el estudio de convergencia de malla, así como el valor del *Skew* máximo y mínimo obtenido mediante la evaluación de la calidad de malla realizada por ANSYS GAMBIT.

Malla	1	2	3	4	5
N	1,233,044	624,884	229,432	122,434	74,382
Volumen con mayor <i>Skew</i> .	0.9176	0.9175	0.9173	0.9171	0.9168
Volumen con menor <i>Skew</i> .	0.0134	0.0152	0.0207	0.0272	0.0384

1). Malla con 1,233,044 volúmenes de control.

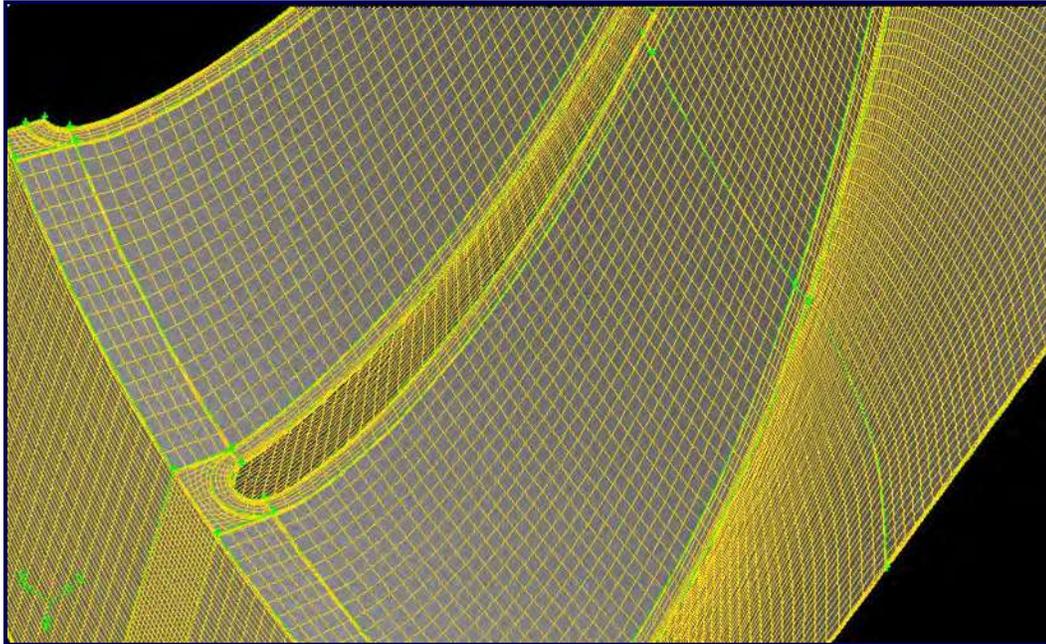


Figura 5.17. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (1,233,044 volúmenes de control).

2). Malla con 624,884 volúmenes de control.

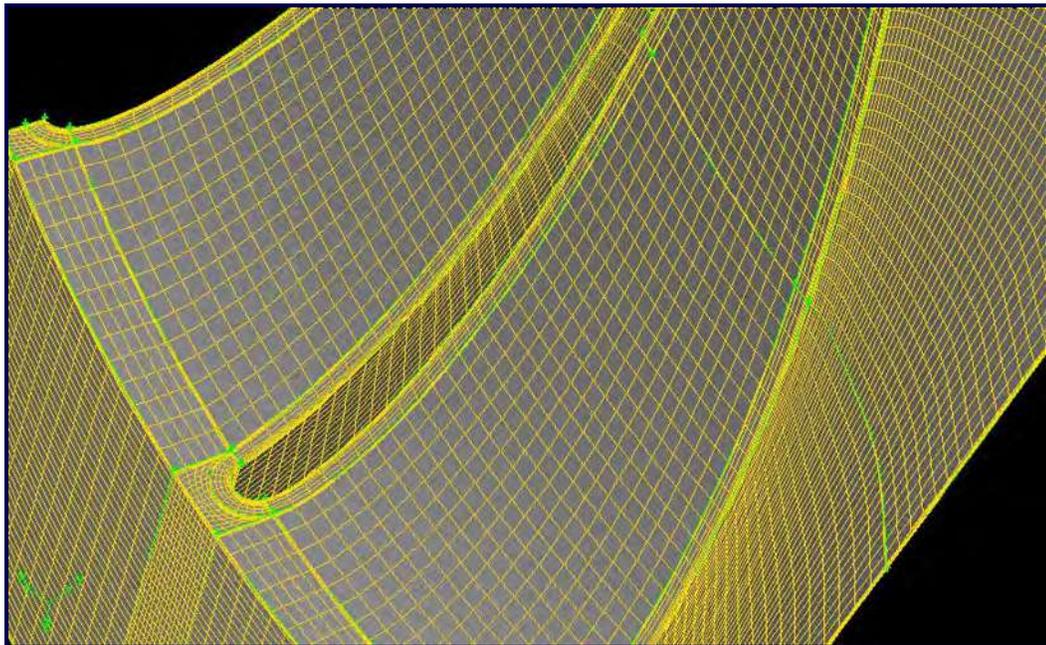


Figura 5.18. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (624,884 volúmenes de control).

3). Malla con 229,432 volúmenes de control.

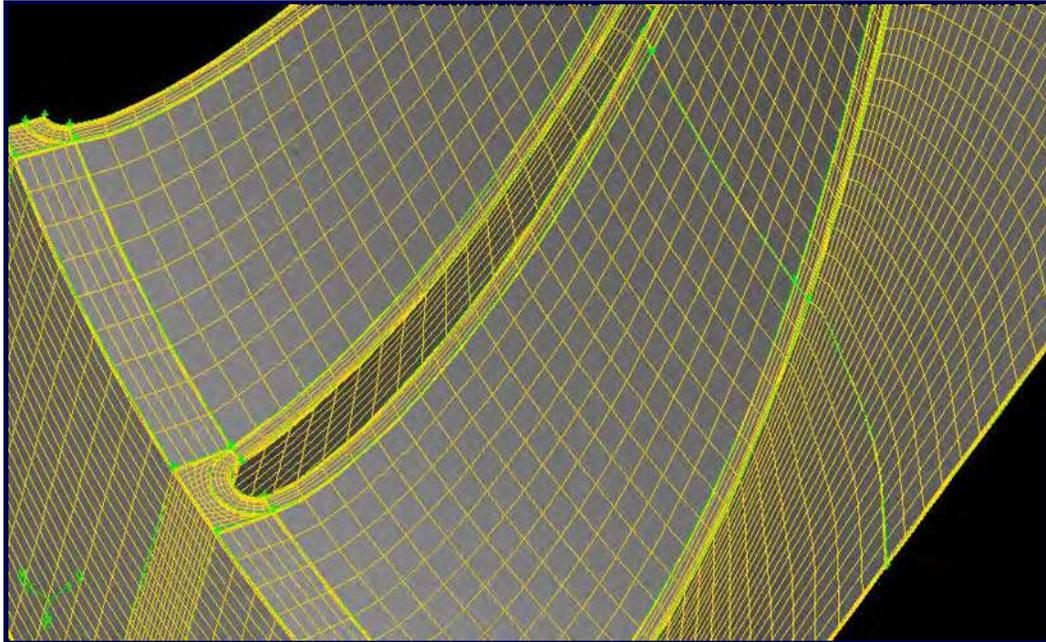


Figura 5.19. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (229,432 volúmenes de control).

4). Malla con 122,434 volúmenes de control.

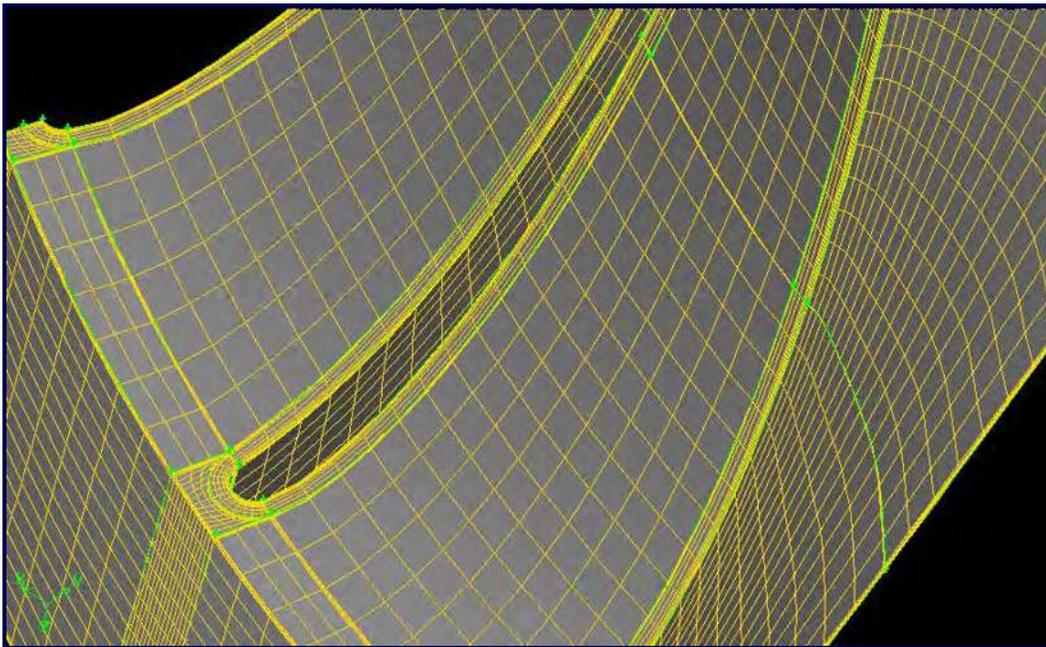


Figura 5.20. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (122,434 volúmenes de control).

5). Malla con 74,382 volúmenes de control.

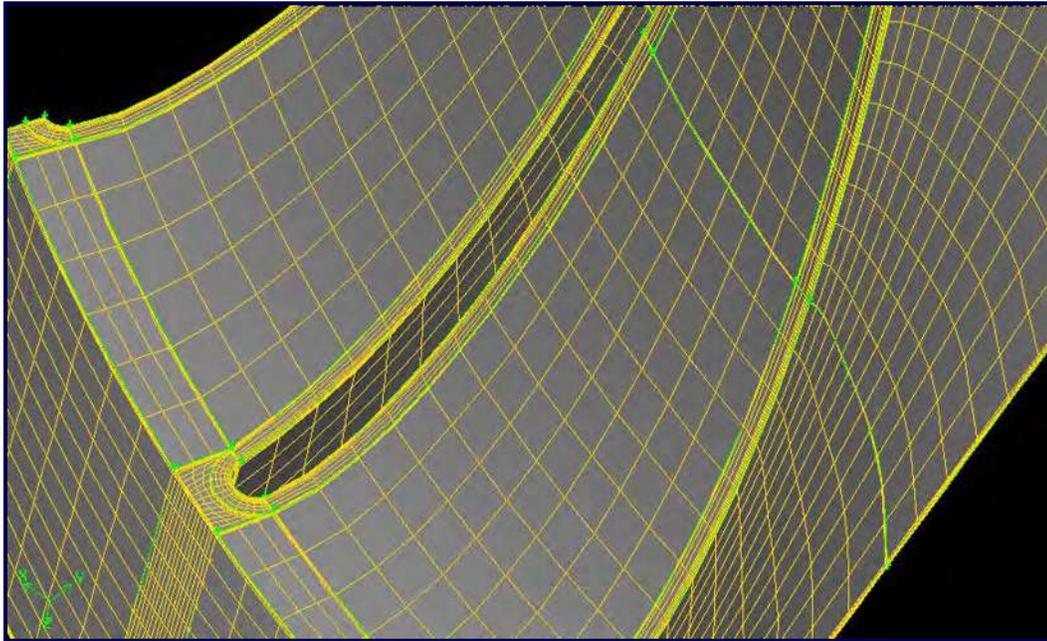


Figura 5.21. Malla empleada en el estudio de convergencia de malla (74,382 volúmenes de control).

Los volúmenes de control con el mayor *Skew* se presentaron en la misma zona en todas las mallas (Figura 5.22). De igual que en las mallas 2D, se deben al poco espacio existente entre la entrada del fluido y los álabes.

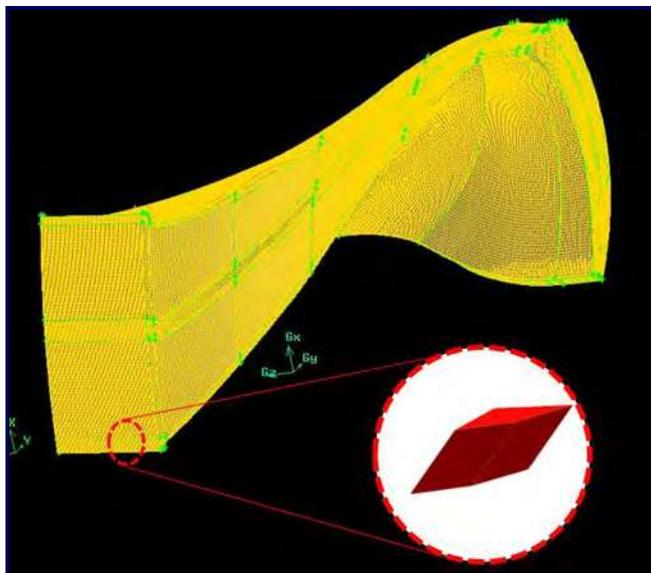


Figura 5.22. Volumen con el mayor *Skew* en todas las mallas estructuradas 3D.

5.2.2. Verificación.

Modelado de la capa límite.

En virtud de realizar el estudio de convergencia de malla fue necesario el uso de monitores para medir la velocidad absoluta en un punto, en todas las mallas evaluadas numéricamente. Dichos monitores no deben presentar variación alguna en su valor medido para que su resultado pueda ser considerado correcto, sin embargo, su resultado también se encuentra influenciado por el valor promedio de y^+ que debe satisfacer el rango $30 \leq y^+ \leq 300$. Un ejemplo de ello, se obtuvo al evaluar una malla no estructurada con 615,058 volúmenes de control sin capa límite (Figura 5.23). Al realizarse su evaluación numérica se observó que el monitor establecido en el mismo punto que las mallas estructuradas, no se pudo estabilizar, es decir, su valor estuvo fluctuando aun cuando se realizaron alrededor de 60,000 iteraciones (Figura 5.24).

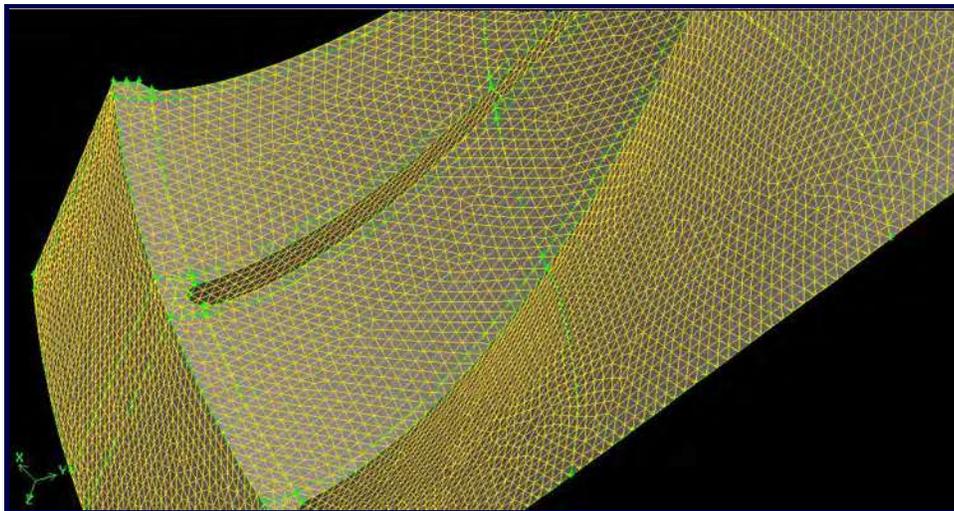


Figura 5.23. Malla no estructurada con 615,058 volúmenes de control sin capa límite.

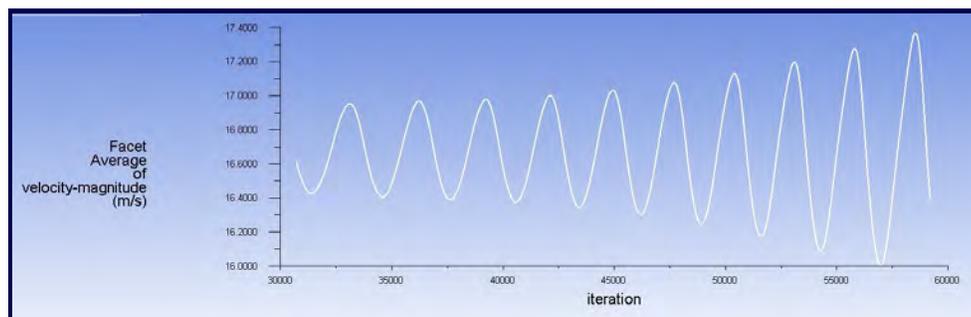


Figura 5.24. Monitor de velocidad absoluta en la malla no estructurada.

Considerando lo anterior, en todas las mallas evaluadas numéricamente se procuró la obtención de un valor promedio de y^+ correcto, esto como se mencionó anteriormente, para poder garantizar que los monitores de velocidad absoluta se estabilizaran y, así poder realizar el estudio de convergencia de malla con valores correctos. En la Tabla 5.5 se muestran los valores de y^+ obtenidos.

Tabla 5.5: Valor promedio de y^+ para las cinco mallas.

Malla	1	2	3	4	5
N	1,233,044	624,884	229,432	122,434	74,382
y^+ promedio	33.138	34.245	35.926	39.934	38.783

5.2.3. Estimación de los errores numéricos.

Error de malla.

La cantidad global de rendimiento extrapolada $\phi_{ext}(Vel.)$, obtenida mediante la extrapolación de Richardson para esquemas de discretización de primer y segundo orden, se calculó mediante el uso de las Ecuaciones 4.16 y 4.17. En la Tabla 5.6 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 5.6: Variable global de rendimiento (Vel.) obtenida mediante la extrapolación de Richardson usando dos esquemas de discretización; de primer orden ($p = 1$) y de segundo orden ($p = 2$).

$\phi_{ext}(Vel.)$	
($p = 1$)	($p = 2$)
17.476302	17.033841

El resultado anterior predice el resultado de la velocidad al usarse una malla con un número infinito de volúmenes de control con ambos esquemas de discretización.

El error de malla fue estimado por medio de la Ecuación 4.18. Los errores e_1 y e_2 , para los diferentes tamaños de malla, son mostrados en la Tabla 5.7, estos fueron calculados usando dos esquemas de discretización; de primer orden y de segundo orden.

Un aspecto importante para establecer la ventaja de utilizar una densidad malla sobre otra, es la medición del tiempo empleado en cada iteración. Para brindar una idea de este aspecto se consideró el tiempo empleado en 100 iteraciones para cada malla, además, se consideró el número de iteraciones realizadas al converger la solución (Tabla 5.7), aunque en realidad la

estabilización de los monitores de velocidad siempre requirió de más iteraciones, requiriendo un criterio de convergencia de casi $\times 10^{-6}$ para los residuales.

Tabla 5.7: Error de malla estimado en porcentaje, empleando esquemas de discretización de primer y segundo orden; número de iteraciones realizadas al alcanzar la convergencia y tiempo empleado en 100 iteraciones para las seis mallas.

Malla	1	2	3	4	5	No est.	
N	1,233,044	624,884	229,432	122,434	74,382	615,058	
α	1.0000	1.2540	1.7506	2.1579	2.5474	-	
ϕ	16.681	16.479	16.08	15.879	15.546	-	
Vel. (m/s)	e_1	4.550743	5.706594	7.989686	9.139815	11.045252	-
	e_2	2.071414	3.257289	5.599685	6.779689	8.734620	-
Iteraciones	15,728	13,300	10,976	10,225	10,503	15,642	
Tiempo o Wall-clock time (100 iteraciones)	70.378 s	37.632 s	14.366 s	7.070 s	5.051 s	28.082 s	

Finalmente, la cantidad global de rendimiento global se graficó para las cinco mallas, empleando para este fin, las ecuaciones 4.19 y 4.20. El resultado obtenido se puede apreciar en la Figura 5.23.

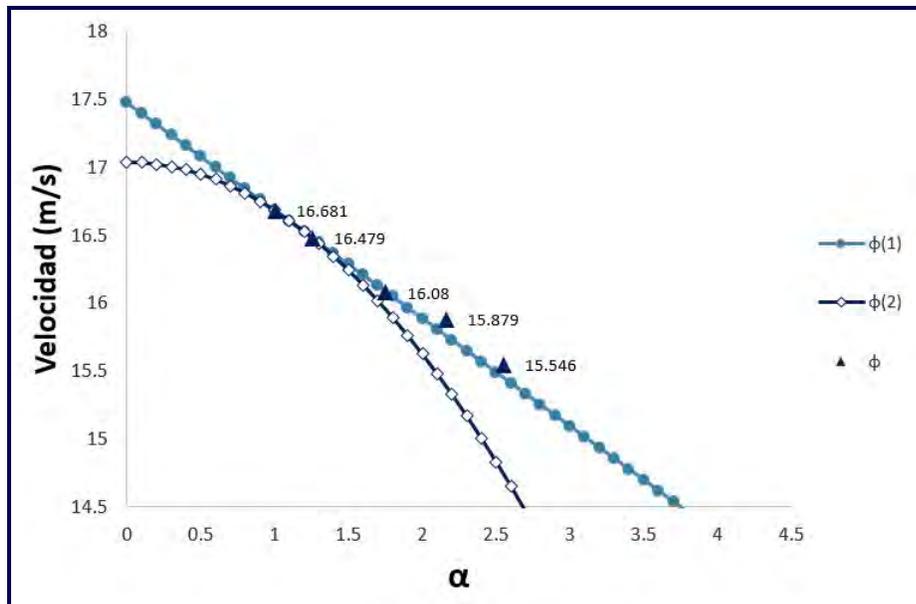


Figura 5.25. Gráficas de la cantidad de rendimiento global (ϕ), empleando el método de extrapolación de Richardson, con esquemas de primer orden ($p = 1$) y de segundo orden ($p = 2$).

Gracias a la gráfica anterior, se puede establecer que la mallas uno y dos quedan dentro de la curva asintótica de convergencia para un esquema de discretización de segundo orden,

no obstante, se puede considerar que la malla número tres alcanza a tocar dicha curva, esto con el fin de reducir aún más tiempo en la optimización del rodete, ya que el tiempo empleado en 100 iteraciones por esta malla puede ser hasta 5 veces menos que la malla uno y, tres veces menos que la malla dos.

En cuanto al error de malla, el error $e_2 = 5.599685\%$ para la malla tres (respecto a una malla con un número de volúmenes de control infinito), es considerado como un error aceptable, ya que según Bergström (2000b), es aceptable un error de hasta 30 % para e_1 y e_2 . El error $e_2 = 2.071414\%$ para la malla uno, también se considera como un error aceptable que se presentaría al comprar la malla uno con una malla con un número de volúmenes de control infinito, por lo cual, numéricamente se garantiza la capacidad de la malla tres para ser utilizada en el proceso de optimización, así mismo, se garantiza que la malla uno puede ser empleada para evaluar el rodete óptimo (obtenido de la optimización) con un menor porcentaje de error de malla, respecto a la malla tres.

Error iterativo y factor de reducción de residuales.

El error iterativo fue estimado con la Ecuación 4.21 y el RRF fue calculado con la Ecuación 4.22. Los resultados para estas cantidades son mostrados en la Tabla 5.8.

Tabla 5.8: Cantidades obtenidas para el error iterativo y el factor de reducción de residuales.

Malla	1	2	3	4	5
N	3,686,370	624,884	229,432	122,434	74,382
e_i	1.4520^{-8}	1.047^{-8}	1.3206^{-8}	1.0370^{-8}	1.5108^{-8}
MSR	6.6236^{-7}	4.7803^{-7}	6.0244^{-7}	4.7306^{-7}	6.8920^{-7}
RRF	1.2382^6	1.8198^6	1.4125^6	1.8389^6	1.3408^6

En la tabla anterior, se puede observar que, si se utilizan valores iniciales de cero como solución estimada, entonces el error inicial será igual a la misma solución, esto es, si los residuales han caído siete órdenes de magnitud, entonces los MSR deberán haber caído en una cantidad comparable, es decir, un error de aproximadamente un 0.0000001 % de la solución final.

5.2.4. Resultados numéricos.

Ya que solamente serán empleadas para la optimización del rodete las mallas uno y tres, únicamente se presentarán resultados numéricos para estas mallas.

Un aspecto en el que se tuvo especial consideración fue el tiempo de cálculo computacional empleado. Con el fin de reducir lo más posible dicho tiempo, se realizó un análisis de las ventajas de realizar las simulaciones en paralelo, para ello, se empleó diferente número de procesadores, siendo que 16 procesos de la estación de trabajo aumentaban la velocidad de cálculo. En la Figura 5.26 y 5.27 se muestra la distribución del DC entre los 16 procesadores de la estación de trabajo para la malla número uno y tres, respectivamente.

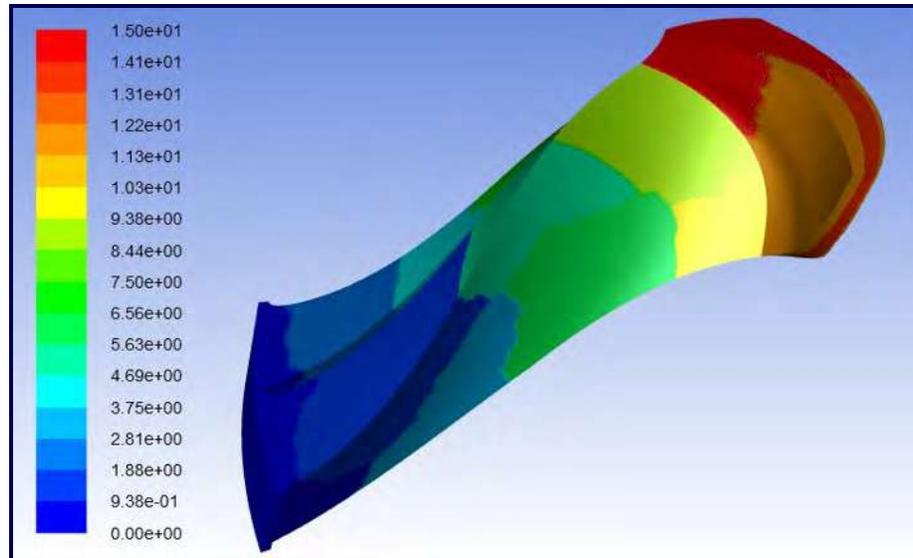


Figura 5.26. Distribución del dominio computacional entre los 16 procesadores de la estación de trabajo para la malla número uno.

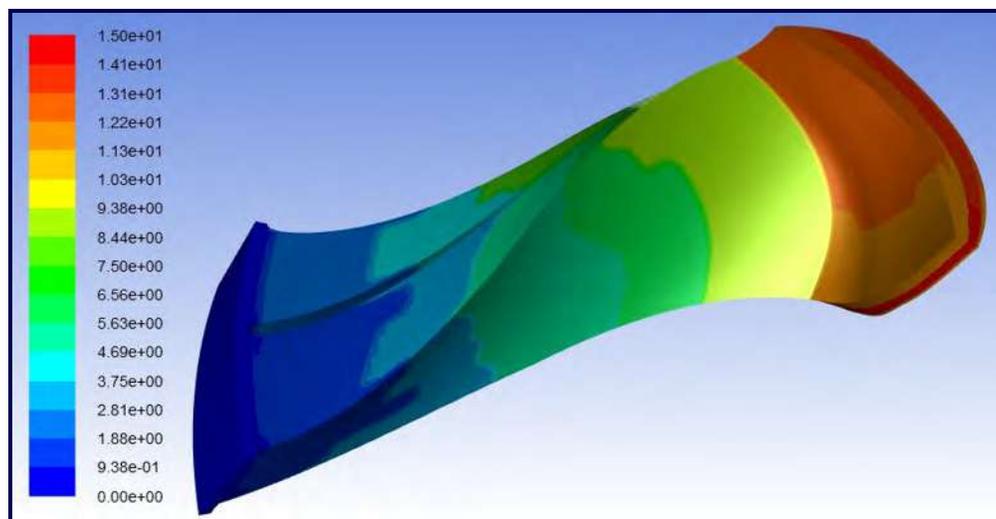


Figura 5.27. Distribución del dominio computacional entre los 16 procesadores de la estación de trabajo para la malla número tres.

De existir una incorrecta distribución del DC entre los 16 procesadores, la distribución de los colores en el DC sería como la mostrada en la Figura 5.28, lo cual hace más tardada la evaluación numérica, ya que un procesador debe resolver dos o más partes del DC, la cuales se encuentran en distinta zona.

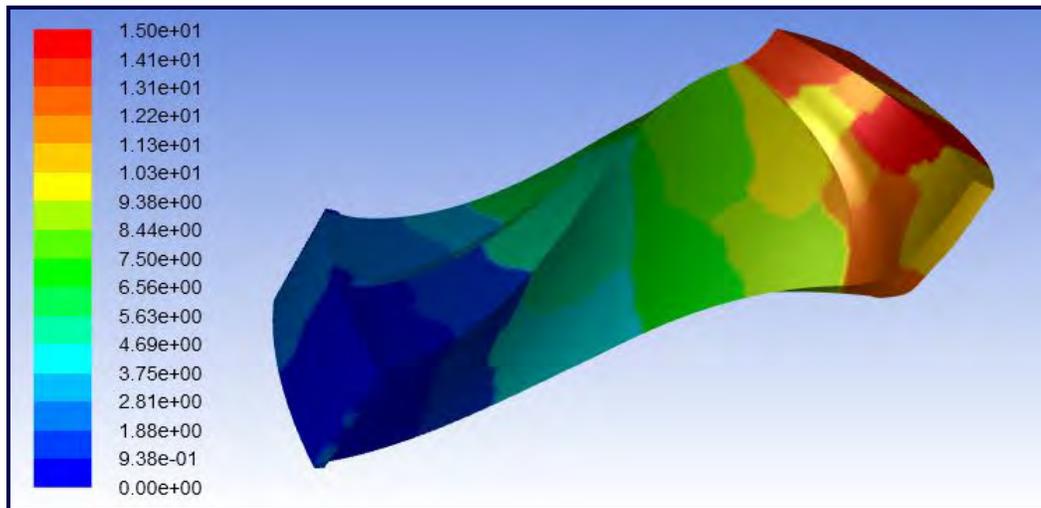


Figura 5.28. Distribución del dominio computacional entre los 16 procesadores de la estación de trabajo para la malla no estructurada.

Al comparar la distribución de los procesadores en la malla no estructurada con la distribución de las mallas estructuradas, es clara la ventaja del uso de mallas estructuradas en cuanto a la solución en paralelo del proceso respecta.

A continuación, se muestra la tendencia de los residuales obtenidos en ANSYS FLUENT para ambas mallas.

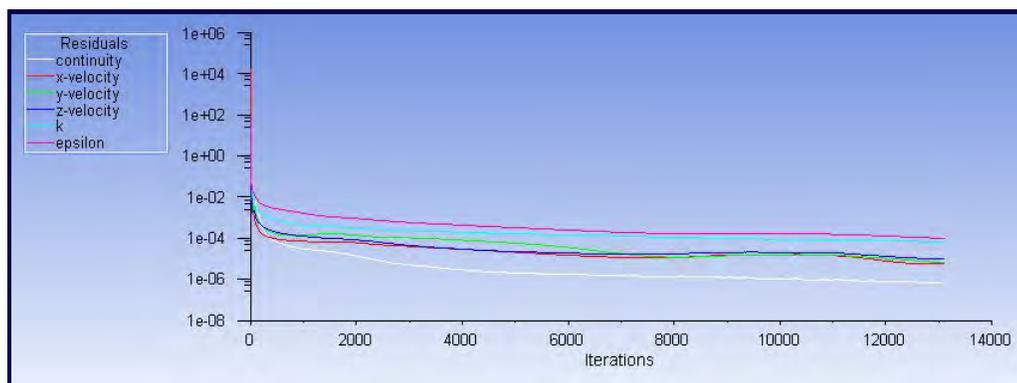


Figura 5.29. Residuales obtenidos en la simulación numérica 3D para la malla número uno.

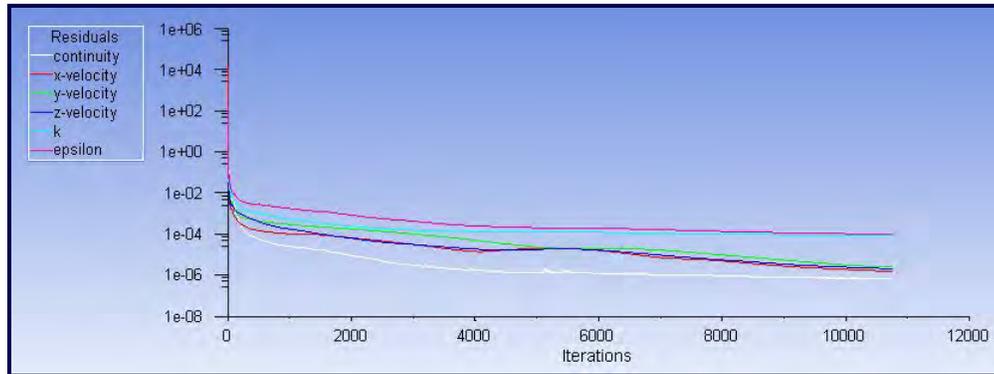


Figura 5.30. Residuales obtenidos en la simulación numérica 3D para la malla número tres.

En las Figuras 5.31 y 5.32 se muestra el monitor de flujo másico ubicado en la salida del rodete, cuyo valor fue de $-4.5617 \times 10^1 \text{ kg/s}$ para ambas mallas. Ambos monitores tuvieron una tendencia de línea recta, lo cual garantiza que se está cumpliendo el principio de conservación de la masa.

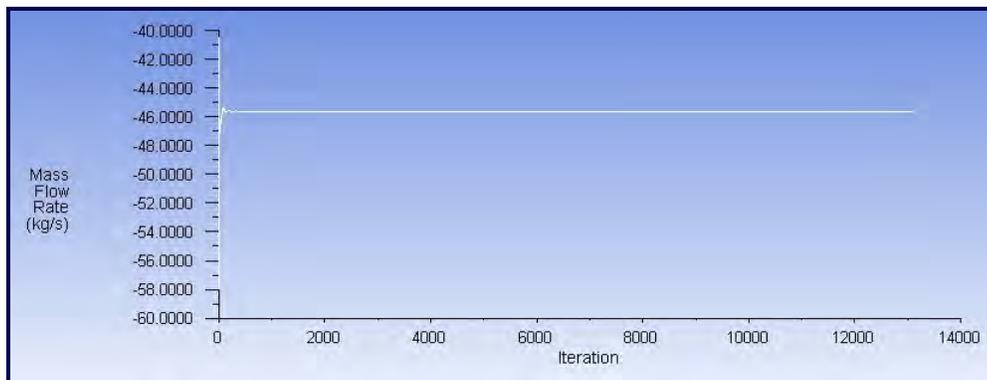


Figura 5.31. Monitor de la tasa de flujo másico a la entrada del rodete para la malla número uno.

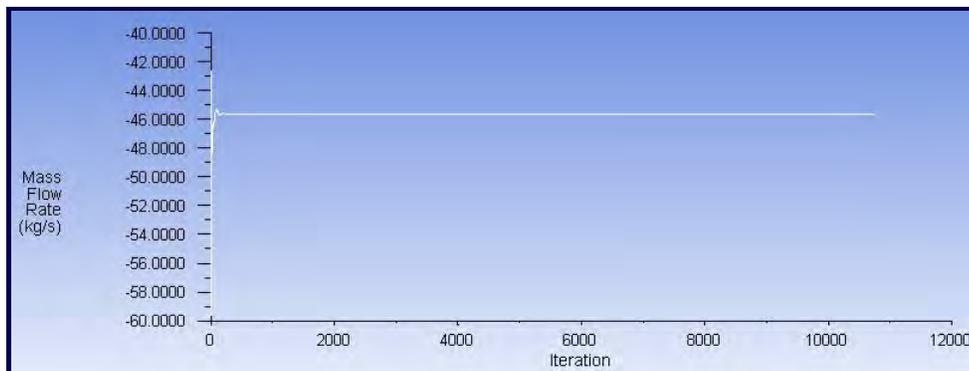


Figura 5.32. Monitor de la tasa de flujo másico a la entrada del rodete para la malla número tres.

En la Figura 5.33 y 5.34 se muestra que la diferencia entre el flujo másico de entrada y salida en el rodete es de $-7.2479225 \times 10^{-05}$ y $-1.144409 \times 10^{-05}$ para la malla uno y tres, respectivamente. Esto confirma la correcta solución de la ecuación de continuidad y, respalda los resultados brindados por los monitores.

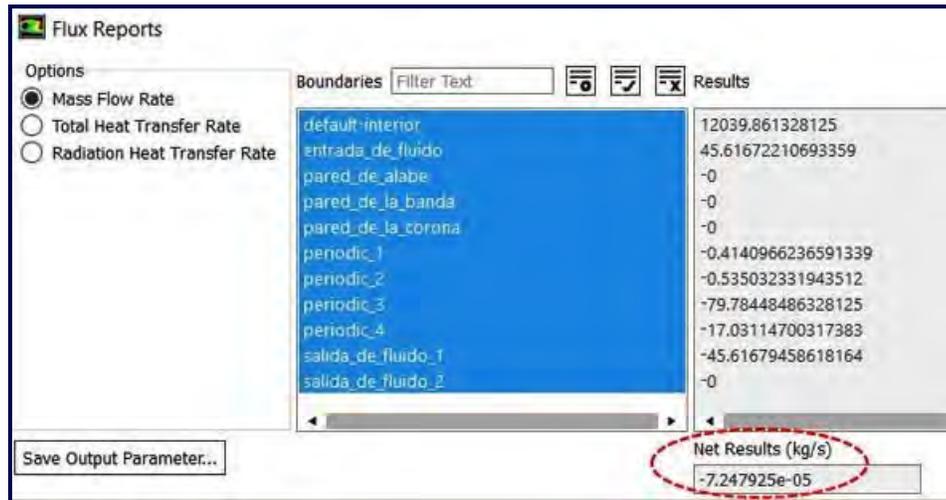


Figura 5.33. Reporte del flujo másico a la salida del rodete para la malla número uno.

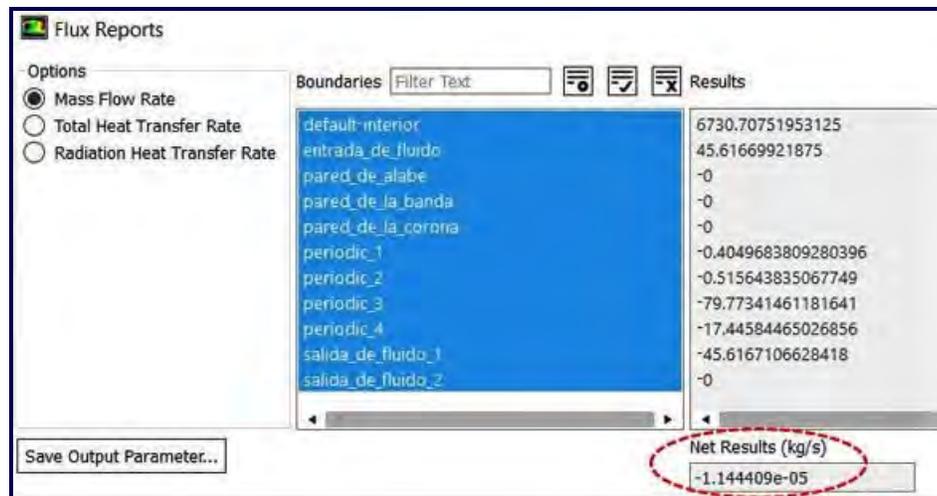


Figura 5.34. Reporte del flujo másico entre la entrada y la salida del rodete para la malla número tres.

Un tercer monitor fue utilizado para analizar el comportamiento de y^+ (Figura 5.35 y 5.36). El valor promedio de y^+ en las paredes del rodete que, se obtuvo para la malla uno y dos se muestran en las Figura 5.37 y 5.38, respectivamente. Al alcanzar dichos valores el monitor se estabilizó y mantuvo su tendencia de línea recta, lo cual garantizó que estos valores ya no cambiarían si se hiciesen más iteraciones.

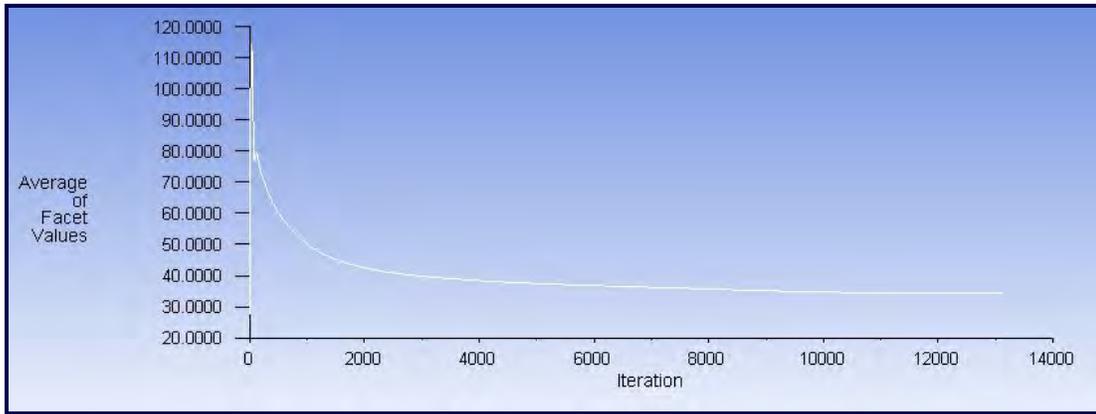


Figura 5.35. Monitor del valor promedio de y^+ obtenido en las paredes de los álabes para la malla número uno.

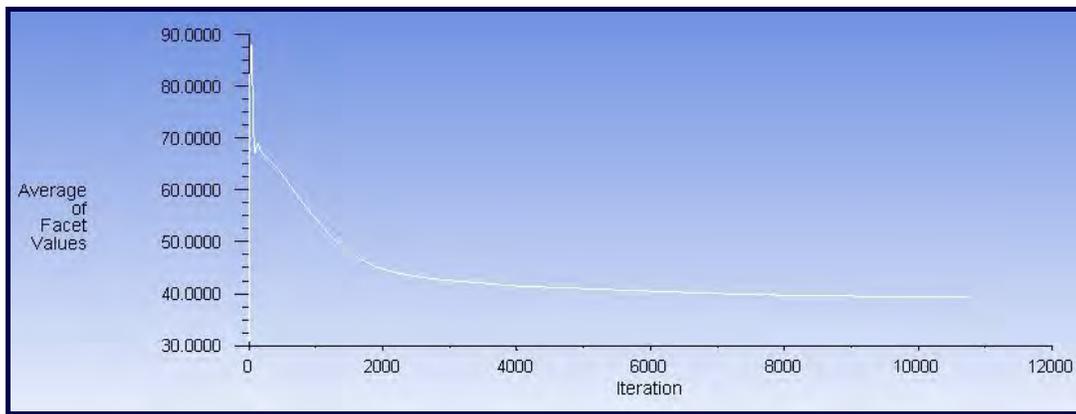


Figura 5.36. Monitor del valor promedio de y^+ obtenido en las paredes de los álabes para la malla número tres.

Average of Facet Values	
Wall Yplus	
pared_de_alabe	31.643936
pared_de_la_banda	31.933501
pared_de_la_corona	37.841131
Net	33.138973

Figura 5.37. Valores obtenidos para y^+ en las paredes de los álabes para la malla número uno.

Average of Facet Values	
Wall Yplus	
pared_de_alabe	37.053666
pared_de_la_banda	32.305327
pared_de_la_corona	37.822067
Net	35.926317

Figura 5.38. Valores obtenidos para y^+ en las paredes de los álabes para la malla número dos.

En la Figura 5.39 y 5.40 se muestra un histograma que representa los valores de y^+ obtenidos en las paredes de los álabes para ambas mallas. En la Figura 5.41 y 5.42 se desglosan los valores de y^+ presentados los histogramas de ambas mallas.

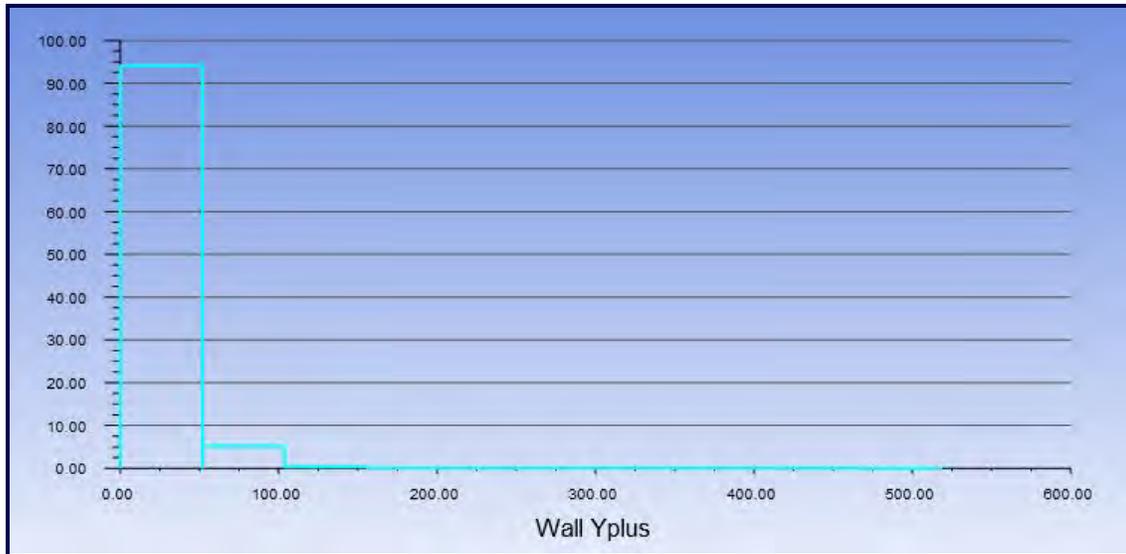


Figura 5.39. Histograma que representa los valores de y^+ obtenidos en las paredes de los álabes para la malla número uno.

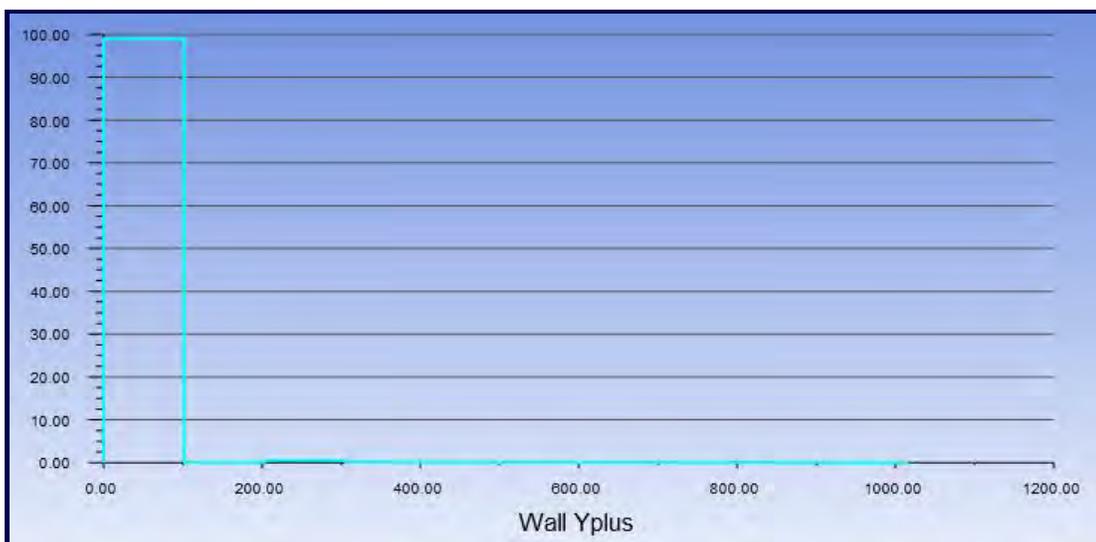


Figura 5.40. Histograma que representa los valores de y^+ obtenidos en las paredes de los álabes para la malla número dos.

```

0 elements below 0 (0 %)
70704 elements between 0 and 51.889063 (94.121406 %)
3841 elements between 51.889063 and 103.77813 (5.1131523 %)
219 elements between 103.77813 and 155.66719 (0.29153355 %)
78 elements between 155.66719 and 207.55625 (0.10383387 %)
75 elements between 207.55625 and 259.44531 (0.099840256 %)
72 elements between 259.44531 and 311.33438 (0.095846645 %)
38 elements between 311.33438 and 363.22344 (0.050585729 %)
35 elements between 363.22344 and 415.1125 (0.046592119 %)
44 elements between 415.1125 and 467.00156 (0.05857295 %)
13 elements between 467.00156 and 518.89063 (0.017305644 %)
1 elements above 518.89063 (0.0013312034 %)
    
```

Figura 5.41. Desglose de los valores de y^+ del histograma para la malla número uno.

```

0 elements below 0 (0 %)
23434 elements between 0 and 101.5862 (98.994593 %)
17 elements between 101.5862 and 203.1724 (0.071814802 %)
110 elements between 203.1724 and 304.7586 (0.46468401 %)
28 elements between 304.7586 and 406.3448 (0.1182832 %)
25 elements between 406.3448 and 507.931 (0.10561 %)
19 elements between 507.931 and 609.5172 (0.080263603 %)
10 elements between 609.5172 and 711.1034 (0.042244001 %)
15 elements between 711.1034 and 812.6896 (0.063366002 %)
8 elements between 812.6896 and 914.2758 (0.033795201 %)
6 elements between 914.2758 and 1015.862 (0.025346401 %)
0 elements above 1015.862 (0 %)
    
```

Figura 5.42. Desglose de los valores de y^+ del histograma para la malla número tres.

Es posible visualizar la distribución de y^+ en las paredes del rodete en la Figura 5.43 y 5.44.

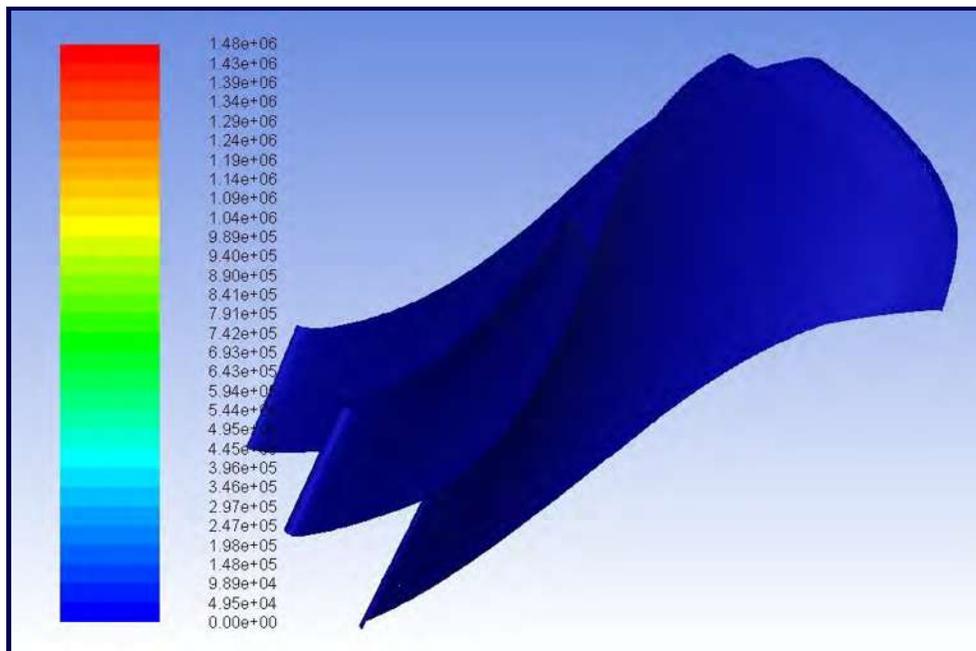


Figura 5.43. Distribución de y^+ en las paredes de los álabes del rodete para la malla número uno.

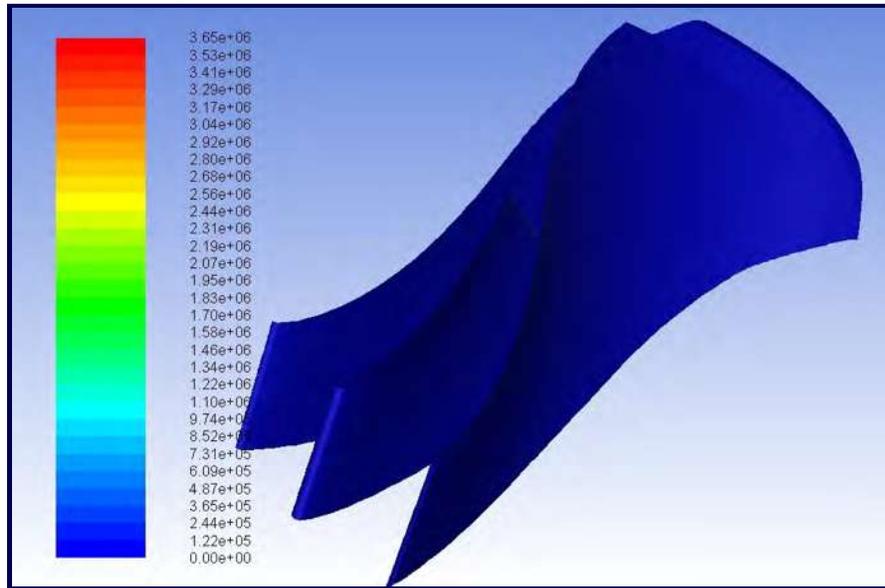


Figura 5.44. Distribución de y^+ en las paredes de los álabes del rodete para la malla número tres.

Al observar la Figura 5.43 y 5.44, se puede apreciar que la distribución de y^+ en las paredes de los álabes del rodete de ambas mallas es buena, lo cual se debe a la correcta definición de la capa límite.

En la Figura 5.45 y 5.46 se observan los vectores de velocidad a la entrada del DC para las dos mallas. En la Figura 5.47 y 5.48 se muestran los contornos de velocidad en el DC obtenidos para las dos mallas.

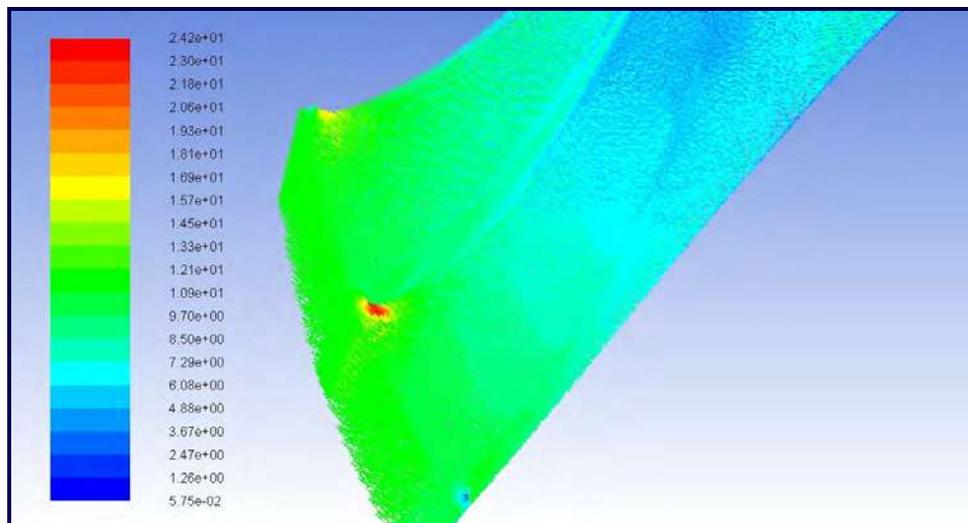


Figura 5.45. Vectores de velocidad en m/s en la entrada del dominio computacional 3D para la malla número uno.

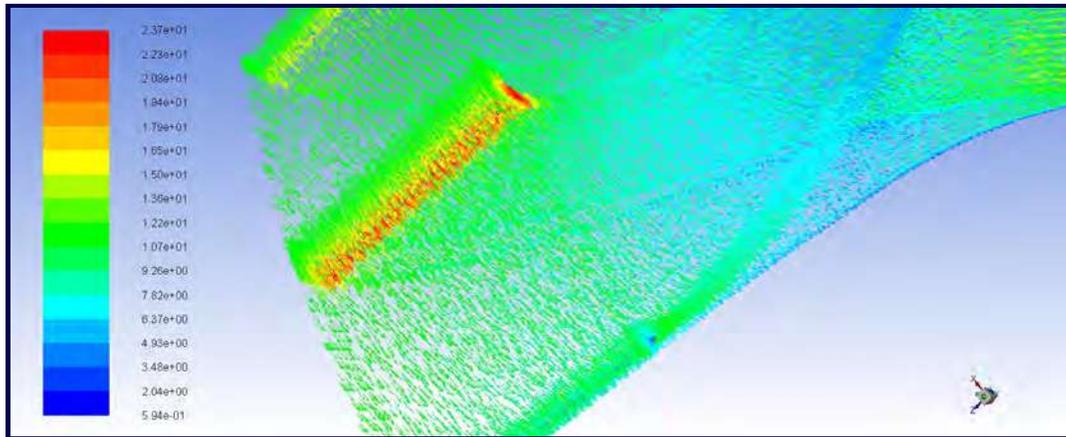


Figura 5.46. Vectores de velocidad en m/s en la entrada del dominio computacional 3D para la malla número tres.

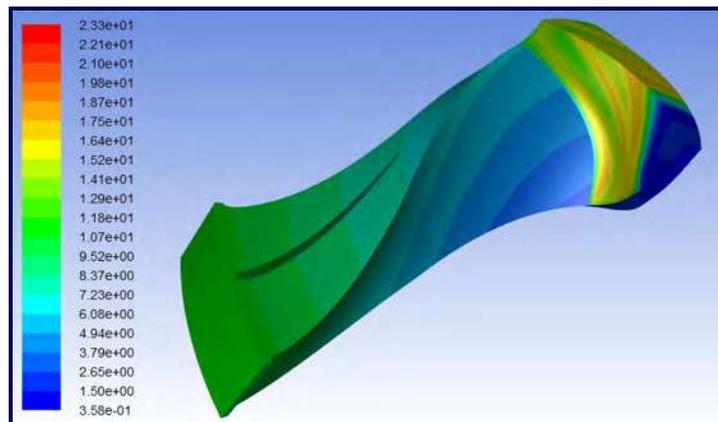


Figura 5.47. Contornos de velocidad en m/s en el dominio computacional 3D para la malla número uno.

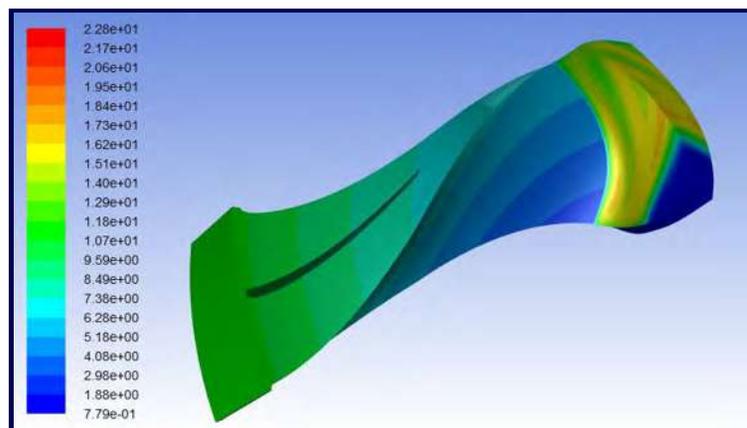


Figura 5.48. Contornos de velocidad en m/s en el dominio computacional 3D para la malla número tres.

En las gráficas anteriores se puede observar que la velocidad de entrada es menor que la de la salida, es decir, en la salida se obtiene un aumento considerable de la velocidad, respecto a la entrada, además se puede constatar que ambas mallas captan de manera muy similar los contornos de velocidad.

Los contornos de presión se muestran en la Figura 5.49 y 5.50 para ambas mallas. .

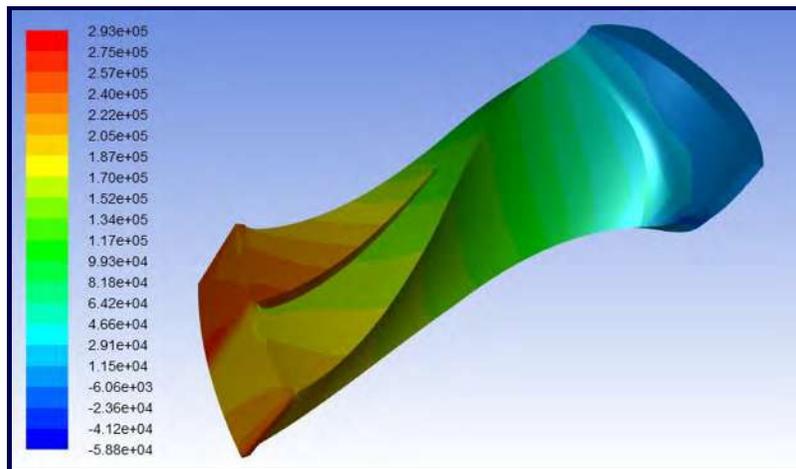


Figura 5.49. Contornos de presión en Pa en el dominio computacional 3D para la malla número uno.

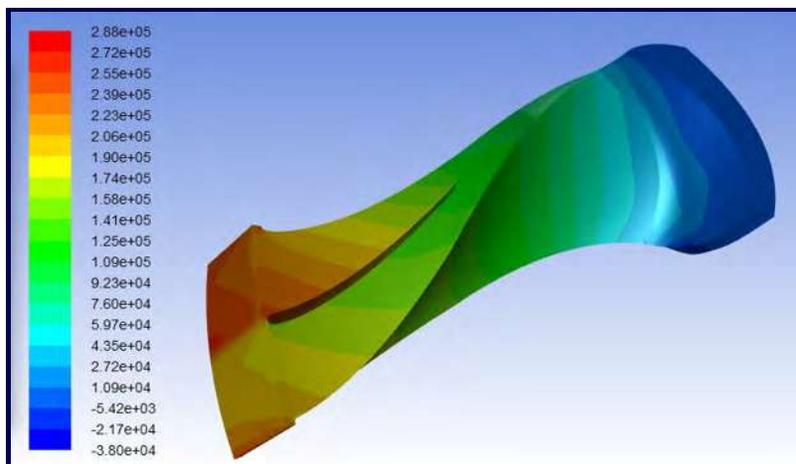


Figura 5.50. Contornos de presión en Pa en el dominio computacional 3D para la malla número tres.

En las figuras anteriores se observa que la zona que está sujeta a una mayor cantidad de presión, es la zona comprendida por los álabes, lo cual suena lógico, ya que en ellos es donde impacta el fluido ocurriendo un intercambio de presión.

Realmente, las mallas seleccionadas presentan resultados muy similares, lo cual reafirma el poco error existente entre ellas.

Capítulo 6

Conclusiones.

6.1. Conclusiones.

El objetivo principal de esta investigación que, era la obtención de un modelo de DFC que lograra acelerar la optimización del rodete Tokke se logró cumplir, sin embargo, es necesario hacer énfasis en lo siguiente:

- 1). La obtención de una malla estructurada para un dominio computacional cuya complejidad geométrica sea muy alta, no está garantizada mediante el uso de programas computacionales de mallado especializados, no obstante, la metodología propuesta en esta investigación, si logró obtener la topología y subtopología necesarias para la obtención de un dominio computacional multibloques..
- 2). La creación de una malla estructurada ayuda a mejorar la evaluación numérica del dominio computacional en paralelo, lo cual reduce considerablemente el tiempo de cálculo numérico, además, su uso garantiza un mejor comportamiento numérico respecto a una malla no estructurada.
- 3). Es de suma importancia la creación del modelo de DFC 2D, ya que se comprobó que aspectos como los parámetros de la capa límite que satisfagan el rango necesario de valores promedio para y^+ para poder emplear las funciones de pared estándar, pueden ser evaluados y obtenidos de una manera más sencilla, directa y en menos tiempo que si se obtuviesen en modelo de DFC 3D, esto con la confianza de obtener resultados numéricos correctos.
- 4). La creación de un archivo Journal de ANSYS GAMBIT, fue crucial para el desarrollo de las mallas necesarias para realizar el estudio de convergencia. Si bien su obtención es

tardada y compleja, el ahorro de tiempo al crear varias mallas es mayor que, si se realizarán manualmente una a una, además, de que algunas operaciones no pueden ser realizadas sin el uso de un archivo Journal, por ejemplo, el cierre de capa límite. Su uso no se encuentra limitado para el desarrollo de las mallas empleadas en esta investigación, ya que también se empleará en el proceso de optimización del rodete al crear las mallas necesarias para la obtención de la geometría del rodete óptima.

- 5). Gracias al estudio de convergencia, fue posible seleccionar las dos mallas necesarias para llevar a cabo la optimización del rodete (la malla gruesa y la malla fina). El porcentaje de error presentado por ambas mallas es aceptable y, debido a esto, queda establecida la confianza de su uso para dicho proceso. Es necesario aclarar que, si no se hubiesen obtenido valores promedio para y^+ correctos y similares en todas las mallas, la extrapolación de Richardson no hubiese sido posible de usar, ya que todas las mallas quedarían fuera de la curva de convergencia, debido a que los resultados de la velocidad absoluta en los monitores variarían demasiado.

6.2. Limitaciones.

Al realizar los estudios numéricos con las mallas 3D no se contó con el perfil de velocidades a la entrada, ni con las presiones a la salida del rodete. Las velocidades y las presiones en el rodete se obtendrían mediante la evaluación numérica de toda la turbina y, gracias a ellas, se podría establecer el modelo de turbulencia que mejor describiera el comportamiento del fluido en el rodete, los parámetros de la capa límite que mejor modelaran las zonas cercanas a las paredes de los álabes, corona y banda. Finalmente, su uso en el Set-up permitiría llevar a cabo la validación de los datos numéricos con los datos experimentales brindados por la NTNU.

6.3. Recomendaciones.

Es necesario realizar nuevamente las simulaciones con las velocidades y presiones obtenidas al evaluar numéricamente toda la turbina, para garantizar mediante la validación de los resultados numéricos con los resultados experimentales, que el modelo numérico final exprese correctamente al fenómeno físico.

6.4. Trabajo a futuro.

Gracias a esta investigación, fue posible obtener la malla con el menor número de elementos posible para poder realizar la optimización del rodete Tokke, no obstante, es necesario realizar las siguientes actividades previas a la optimización:

- Se podría mejorar la calidad de las mallas si se agregasen más bloques al dominio computacional, el reto consistiría en realizar una mejor distribución que la que se tiene actualmente, esto podría mejorar los resultados numéricos.
- Buscar la correcta distribución de los perfiles NACA a través de la envergadura de ambos álabes.
- Realizar la parametrización de los álabes de acuerdo a los perfiles NACA, además, de un estudio de sensibilidad para establecer el rango en que dichos parámetros puedan variar sin deformar excesivamente la geometría de los álabes.
- Lograr modificar la torsión de los álabes con la finalidad de encontrar la forma que garantice la mayor transferencia de energía entre el fluido y los álabes.
- Establecer una correcta estrategia de optimización, debido a que, la complejidad del dominio computacional es muy alta, por lo cual, será muy difícil mover todo el álabe principal en la optimización (con la finalidad de encontrar la forma que garantice la mayor transferencia de energía entre el fluido y él mismo), por lo que, la mejor opción parece ser mover sólo una parte de este álabe.

Bibliografía

AIAA (1998), *Guide for the Verification and Validation of Computational Fluid Dynamics Simulations*, American Institute of Aeronautics & Astronautics.

Bergström, J. (2000a), Approximations of numerical errors and boundary conditions in a draft tube, in 'Proceedings of Turbine-99 : workshop on draft tube flow', number 2000:11 in 'Teknisk rapport / Luleå tekniska universitet'. Godkänd; 2000; 20070112 (ysko).

Bergström, J. (2000b), Modeling and numerical simulation of hydro power flows, PhD thesis.

Binaya, B., Sailesh, C., Ravi, K. & Hari Prasad, N. (2015), 'Selection of optimal number of francis runner blades for a sediment laden micro hydropower plant in nepal', *International Journal of Fluid Machinery and Systems* **8**(4), 294–303.

Çengel, Y., Cimbala, J. & Sknarina, S. (2012), *Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones (2a. ed.)*, McGraw-Hill Interamericana.

URL: <https://books.google.com.mx/books?id=BxtSnQAACAAJ>

Chirag, T., Michel, C. & Ole, D. (2016), 'Experimental and numerical studies of a high-head francis turbine: A review of the francis-99 test case', *Energies* **9**(2).

Daneshkah, K. & Zangeneh, M. (2010), 'Parametric design of a francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method', *Conference Series: Earth and Environmental Science* **12**(1).

Eyup, K., Salih, K., Nuri, Y. & Furkan, A. (2017), 'A numerical case study: Bovet approach to design a francis turbine runner', *Energy Procedia* **111**, 885 – 894. 8th International Conference on Sustainability in Energy and Buildings, SEB-16, 11-13 September 2016, Turin, Italy.

URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217302849>

Fluent, A. (2014), '15 2014 theory and user's guide', *Ansyes Corporation* .

-
- Galván, S., Rubio, C., Pacheco, J., Solorio, G. & Carbajal, G. (2012), 'Optimization methodology assessment for the inlet velocity profile of a hydraulic turbine draft tube: Part II. performance evaluation of draft tube model', *Journal of Global Optimization* **54**(4).
- Gambit, A. (2014), 'Theory and user's guide', *Ansys Corporation*.
- Gavrilov, A., Dekterev, A., Minakov, A., Platonov, D. & Sentyabov, A. (2017), 'Steady state operation simulation of the francis-99 turbine by means of advanced turbulence models', *Journal of Physics: Conference Series* **782**(1), 012006.
URL: <http://stacks.iop.org/1742-6596/782/i=1/a=012006>
- Herrera, N., Galván, S., Camacho, J., Solorio, G. & Aguilar, A. (2017), 'Automatic shape optimization of a conical-duct diffuser using a distributed computing algorithm', *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* **39**(11), 4367 – 4378.
- Hu, Y. & Hu, J. (2012), Numerical simulation of turbulent flow through a francis turbine runner, in F. L. Gaol & Q. V. Nguyen, eds, 'Proceedings of the 2011 2nd International Congress on Computer Applications and Computational Science', Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, pp. 7–12.
- Hua, H., Zeng, Y.-Z., Wang, H.-Y., Ou, S.-B., Zhang, Z.-Z. & Liu, X.-B. (2015), 'Numerical analysis of solid–liquid two-phase turbulent flow in francis turbine runner with splitter blade-sin sandy water', *Advances in Mechanical Engineering* **7**(3), 1687814015573821.
URL: <https://doi.org/10.1177/1687814015573821>
- Lain, S., García, M., Quintero, B. & Orrego, S. (2011), *Simulación numérica de turbinas Francis (1era. ed.)*, EAFIT.
- Lorenzo, O. (2018), 'Turbina francis'.
URL: <https://gallery.autodesk.com/fusion360/projects/francis-turbine>
- Lozano, A. (2015), *Apuntes sobre Dinámica de Fluidos Computacional*.
- Mataix, C. (1993), *Mecánica de fluidos y máquinas hidrahúlicas (1era. ed.)*, Ediciones del castillo, S.A.
- NTNU Y LTU (22 de Abril de 2018), 'www.ntnu.edu/nvks/francis-99'.
- Piñon, J. (2017), Evaluación de la re-potenciación de un compresor centrífugo a través del re-diseño del álabe, Master's thesis, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Facultad de ingeniería mecánica, México.
-

Polo, M. (1974), *Turbomáquinas hidráulicas Limusa (2a. ed.)*, Limusa.

Redondo, D. (2012), 'Central hidroeléctrica'.

URL: <http://tecnologianivel2.blogspot.com/2012/05/como-funciona-una-central.html>

Roache, P. (1998), *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*, Hermosa.

URL: <https://books.google.com.mx/books?id=ENRIQgAACAAJ>

Roig, R. (2017), Numerical simulation of cavitation in a francis runner, Master's thesis, Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona.

Saeed, R., Galybin, A., Popov, V. & Abdulrahim, N. (2009), 'Modelling of the francis turbine runner in power stations. part 1: flow simulation study', *Fluid Structure Interaction* **105**, 269 – 277.

Sánchez, J. (2004), Simulación numérica directa en paralelo de las ecuaciones de navier-stokes en flujos con capa límite desprendida. aplicaciones en instalaciones deportivas con gradas cubiertas, Master's thesis.

Suthep, K. & Somchai, W. (2011), 'Improvement of the runner design of francis turbine using computational fluid dynamics', *American Journal of Engineering and Applied Sciences* **4**(4), 540–547.

Vu, L., Zhenmu, C. & Young-Do, C. (2016), 'A study on cfd analysis methods using francis-99 workshop model', *The KSFM Journal of Fluid Machinery* **19**(4), 20–27.

Waterpower (2005), 'Simulation software', *International Water Power and Dam Construction* .

URL: <http://www.waterpowermagazine.com/features/featuresimulation-software/>