

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES POR INTERACCIÓN
FLUIDO-ESTRUCTURA EN EL ESCAPE DE UNA TURBINA A
GAS MEDIANTE LA TÉCNICA DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS
COMPUTACIONAL (CFD)**

REALIZADO POR:

Br. CARLOS JOSÉ RODRÍGUEZ PINTO

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADO ANTE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OPTAR AL TÍTULO DE:**

INGENIERO MECÁNICO

BARCELONA, OCTUBRE DEL 2010

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES POR INTERACCIÓN
FLUIDO-ESTRUCTURA EN EL ESCAPE DE UNA TURBINA A
GAS MEDIANTE LA TÉCNICA DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS
COMPUTACIONAL (CFD)**

PROF. ORLANDO AYALA

Asesor Académico

BARCELONA, OCTUBRE DEL 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES POR INTERACCIÓN
FLUIDO-ESTRUCTURA EN EL ESCAPE DE UNA TURBINA A
GAS MEDIANTE LA TÉCNICA DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS
COMPUTACIONAL (CFD)**

El jurado hace constar que asignó a esta tesis la calificación de:

APROBADO

PROF. JOHNNY MARTÍNEZ

Jurado Principal

PROF. LINO CAMARGO

Jurado Principal

PROF. ORLANDO AYALA

Asesor Académico

BARCELONA, OCTUBRE DEL 2010

RESOLUCIÓN

De acuerdo con el Artículo 41 “Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, el cual lo notificará al Consejo Universitario”

DEDICATORIA

Principalmente a Dios todopoderoso, que sin él no hubiera logrado la culminación del proyecto.

El presente trabajo está dedicado a todas las personas que fueron importantes para la exitosa culminación de la investigación.

A mi padre José E. Rodríguez y mi madre Betzaida Pinto

A mis hermanos, abuelos, tías y demás familiares.

A todas las personas que formaron parte de mi familia universitaria

AGRADECIMIENTOS

Agradecido con Dios todopoderoso por regalarme la vida que llevo hasta ahora, y por darme fuerzas para terminar satisfactoriamente la presente investigación.

Agradezco a mis padres, hermanos, y familia en general por saber guiarme con buenos consejos para alcanzar esta meta planteada, además de aconsejarme de excelente manera para hacer lo correcto ante diversas situaciones.

A mi amigo y asesor, Ing. Orlando M. Ayala por su paciencia y brindarme su gran ayuda en todas las conversaciones que mantuvimos para la feliz culminación del presente trabajo.

Universidad de Oriente, y todos los profesores que me impartieron sus conocimientos en las aulas de clase.

A todas las personas con las que compartí gratos momentos dentro de la Universidad de Oriente.

RESUMEN

En la presente investigación se estudió, el comportamiento de las fuerzas cíclicas generadas por vórtices alternantes en los brazos con perfiles aerodinámicos que soportan el cojinete donde reposa el eje de la turbina en la estructura del escape de una turbina a gas mediante un software computacional de CFD. En condiciones de operación, el parámetro variable para el estudio realizado consistió en el ángulo de ataque del flujo al escape de la turbina. Se utilizaron 5 ángulos de ataque del flujo para el análisis, los cuales están dados desde 10° hasta 20° , y fueron los implementados por Ayala (2009). Las frecuencias que se produjeron debido a las fuerzas cíclicas generadas, no son dependientes del ángulo de ataque, sin embargo las componentes de las fuerzas en cada dirección si varían dependiendo del parámetro considerado. Estudios bidimensionales y tridimensionales fueron evaluados para establecer una comparación entre ambos, obteniendo que los resultados tanto de magnitudes de las fuerzas como de las frecuencias mostraron buena concordancia entre sí.

CONTENIDO

| | |
|--|------|
| RESOLUCIÓN | iv |
| DEDICATORIA | v |
| AGRADECIMIENTOS | vi |
| RESUMEN..... | vii |
| CONTENIDO | viii |
| LISTA DE FIGURAS | xi |
| LISTA DE TABLAS | xv |
| CAPITULO I..... | 17 |
| INTRODUCCIÓN | 17 |
| 1.1 Planteamiento del problema | 17 |
| 1.2 Objetivos | 19 |
| 1.2.1 Objetivo General | 19 |
| 1.2.2 Objetivos Específicos | 19 |
| CAPÍTULO II | 20 |
| MARCO TEÓRICO..... | 20 |
| 2.1 Antecedentes de la investigación | 20 |
| 2.2 Fundamentos teóricos..... | 22 |
| 2.2.1 Turbinas a gas..... | 22 |
| 2.2.2 Flujo de fluido | 22 |
| 2.2.3 Flujos Externos..... | 23 |
| 2.2.3.1 Coeficiente de Arrastre | 24 |
| 2.2.3.2 Coeficiente de sustentación | 25 |
| 2.2.4 Vibraciones inducidas por vórtices..... | 25 |
| 2.2.5 Número de Strouhal..... | 26 |
| 2.2.6 Técnica de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)..... | 27 |
| 2.2.6.1 Las matemáticas de la técnica CFD..... | 27 |

| | |
|--|----|
| 2.2.6.2 Metodología de la técnica CFD | 30 |
| 2.2.6.3 Discretización de las ecuaciones que gobiernan los fenómenos fluidodinámicos por el método de los Volúmenes Finitos | 34 |
| 2.2.7 Modelo matemático del software | 38 |
| 2.2.8 Turbulencia y Modelos de Turbulencia..... | 39 |
| 2.2.8.1 Modelo de viscosidad de torbellino (EVM) | 40 |
| 2.2.8.2 Modelo de esfuerzo de Reynolds (RSM)..... | 40 |
| 2.2.9 Modelo de Turbulencia k-ε..... | 41 |
| CAPÍTULO III | 43 |
| MODELO FÍSICO Y MATEMATICO | 43 |
| 3.1 Descripción del escape de la turbina | 43 |
| 3.2 Datos de flujo | 46 |
| 3.3 Modelo físico..... | 47 |
| 3.3.1 Compresibilidad | 47 |
| 3.3.2 Efectos térmicos | 47 |
| 3.3.3 Geometría | 48 |
| 3.3.3.1 Geometría Bidimensional | 48 |
| 3.3.3.2 Geometría Tridimensional | 50 |
| 3.3.4 Condiciones de Borde..... | 50 |
| 3.4 Modelado de la turbulencia | 53 |
| 3.5 Modelo matemático para flujo cercano a la pared | 54 |
| 3.6 Opciones del solucionador | 55 |
| 3.7 Discretización de los modelos..... | 56 |
| 3.8 Criterios de convergencia..... | 57 |
| 3.9 Sensibilidad del mallado | 58 |
| CAPÍTULO IV..... | 62 |
| RESULTADOS Y ANÁLISIS..... | 62 |
| 4.1 Validación del software..... | 62 |

| | |
|--|-----|
| 4.2.1 Flujo alrededor de un cilindro | 62 |
| 4.2.2 Justificación de las mallas seleccionadas | 65 |
| 4.2.3 Malla seleccionada | 66 |
| 4.3 Fuerzas sobre perfil bidimensional..... | 68 |
| 4.3.1 Dominio tridimensional..... | 80 |
| 4.3.1.1 Fuerzas cíclicas que actúan sobre los brazos de la estructura tipo araña. | 81 |
| CAPÍTULO V | 102 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 102 |
| 5.1 Conclusiones | 102 |
| 5.2 Recomendaciones..... | 103 |
| BIBLIOGRAFÍA | 104 |
| METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:..... | 106 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 2.1. Estela detrás de un cilindro..... | 26 |
| Figura 2.2. Un volumen finito en una dimensión [8]..... | 29 |
| Figura 2.3. Superficie del volumen finito [11]..... | 35 |
| Figura 2.4. Elemento del mallado [11]..... | 37 |
| Figura 3.1. Regiones del escape de la turbina..... | 44 |
| Figura 3.2. Vista axial del escape de la turbina..... | 45 |
| Figura 3.3. Corte transversal del brazo que cubre a los montantes de la estructura tipo araña..... | 45 |
| Figura 3.4. Corte transversal del brazo que cubre a las líneas de aceite..... | 46 |
| Figura 3.5. Dominio del problema bidimensional con ángulo de ataque en el fluido..... | 49 |
| Figura 3.6. Dominio del problema bidimensional con ángulo de ataque en el brazo..... | 49 |
| Figura 3.7. Vista tridimensional del modelo del escape de la turbina..... | 52 |
| Figura 3.8. Vista de la dirección axial del modelo del escape de la turbina..... | 52 |
| Figura 3.9. Gráfica de convergencia para el modelo tridimensional y un ángulo de ataque de $11,66^\circ$ | 58 |
| Figura 4.1. Dominio del problema de flujo alrededor de un cilindro..... | 62 |
| Figura 4.2. Resultados numéricos para flujo alrededor de un cilindro usando el software..... | 64 |
| Figura 4.3. Mallado utilizado en la geometría bidimensional..... | 68 |
| Figura 4.4. Mallado utilizado en la geometría tridimensional..... | 68 |
| Figura 4.5. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 10° | 70 |
| Figura 4.6. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de $11,66$ | 70 |
| Figura 4.7. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de $13,33^\circ$ | 71 |

| | |
|--|----|
| Figura 4.8. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 15° | 71 |
| Figura 4.9. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 20° | 72 |
| Figura 4.10. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 10° | 72 |
| Figura 4.11. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 11,66° | 73 |
| Figura 4.12. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 13,33° | 73 |
| Figura 4.13. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 15° | 74 |
| Figura 4.14. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 20 | 74 |
| Figura 4.15. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 10° | 75 |
| Figura 4.16. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 11,66° | 75 |
| Figura 4.17. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 13,33° | 76 |
| Figura 4.18. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 15° | 76 |
| Figura 4.19. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 20° | 77 |
| Figura 4.20. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “1” | 82 |
| Figura 4.21. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “1” | 82 |

| | |
|---|----|
| Figura 4.22. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “1” | 83 |
| Figura 4.23. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “2” | 83 |
| Figura 4.24. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “2” | 84 |
| Figura 4.25. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “2” | 84 |
| Figura 4.26. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “3” | 85 |
| Figura 4.27. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “3” | 85 |
| Figura 4.28. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “3” | 86 |
| Figura 4.29. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “4” | 86 |
| Figura 4.30. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “4” | 87 |
| Figura 4.31. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “4” | 87 |
| Figura 4.32. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “5” | 88 |
| Figura 4.33. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “5” | 88 |
| Figura 4.34. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “5” | 89 |
| Figura 4.35. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “6” | 89 |

| | |
|---|-----|
| Figura 4.36. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “6” | 90 |
| Figura 4.37. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “6” | 90 |
| Figura 4.38. Componente x de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “1” a diferentes ángulos de ataque | 96 |
| Figura 4.39. Componente y de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “1” a diferentes ángulos de ataque | 96 |
| Figura 4.40. Componente z de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “1” a diferentes ángulos de ataque | 97 |
| Figura 4.41. Componente x de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “2” a diferentes ángulos de ataque | 97 |
| Figura 4.42. Componente y de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “2” a diferentes ángulos de ataque | 98 |
| Figura 4.43. Componente z de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “2” a diferentes ángulos de ataque | 98 |
| Figura 4.44. Componente x de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “3” a diferentes ángulos de ataque | 99 |
| Figura 4.45. Componente y de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “3” a diferentes ángulos de ataque | 99 |
| Figura 4.46. Componente z de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “3” a diferentes ángulos de ataque | 100 |
| Figura 4.47. Componente x de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “5” a diferentes ángulos de ataque | 100 |
| Figura 4.48. Componente y de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “5” a diferentes ángulos de ataque | 101 |
| Figura 4.49. Componente z de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “5” a diferentes ángulos de ataque | 101 |

LISTA DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 3.1. Condiciones del gas en la región del escape durante el invierno..... | 47 |
| Tabla 4.1. Porcentaje de error del coeficiente Cd obtenido numéricamente con el de data experimental | 65 |
| Tabla 4.2. Error del número de Strouhal con la variación del GMS para la geometría bidimensional. (Ángulo de ataque en el fluido)..... | 65 |
| Tabla 4.3. Error del número de Strouhal con la variación del GMS para la geometría bidimensional. (Ángulo de ataque en el brazo)..... | 66 |
| Tabla 4.4. Error del número de Strouhal con la variación del GMS para la geometría tridimensional..... | 66 |
| Tabla 4.5. Características del mallado utilizado | 67 |
| Tabla 4.6. Frecuencias, amplitudes y números de Strouhal en la geometría bidimensional con ángulo de ataque en el fluido | 78 |
| Tabla 4.7. Frecuencias, amplitudes y números de Strouhal en la geometría de la geometría bidimensional con ángulo de ataque en el brazo..... | 79 |
| Tabla 4.8. Frecuencias, amplitudes y números de Strouhal obtenidos por Ayala [1]. | 79 |
| Tabla 4.9. Número de elementos del mallado para diferentes longitudes del escape de la turbina. | 81 |
| Tabla 4.10. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “1” | 91 |
| Tabla 4.11. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “2” | 92 |
| Tabla 4.12. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “3” | 92 |
| Tabla 4.13. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “4” | 92 |

| | |
|--|----|
| Tabla 4.14. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “5” | 93 |
| Tabla 4.15. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “6” | 93 |
| Tabla 4.16. Frecuencias y Números de Strouhal para los diferentes ángulos de ataque en la geometría tridimensional | 94 |
| Tabla 4.17. Frecuencia de oscilación del flujo, obtenidas para las diferentes geometrías del escape de la turbina..... | 95 |

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

Estudios numéricos precedentes a este, revelaron que las vibraciones inducidas por vórtices en la estructura del escape de una turbina a gas ubicada en Newark, Delaware de los Estados Unidos de América fue la principal causante de unas fallas ocurridas en los brazos sujetadores de esta estructura, es por ello que se decidió estudiar con mayor exactitud, la influencia del desprendimiento de vórtices que se generó en el escape de la turbina a gas. El cobertor de la estructura del escape se degradaba cuando el combustible se quemaba por largos periodos de tiempo. Con la degradación se presentó una falla estructural que causaba que partes de las planchas de los brazos cobertores se desgarraran y fluyeran con el gas de escape causando otros daños en las paredes del ducto del escape.

1.1 Planteamiento del problema

Las turbinas a gas son máquinas capaces de transformar la energía térmica de un fluido en energía mecánica, ésta a su vez se puede transformar en otro tipo de energía que comúnmente, es energía eléctrica. Los elementos principales que conforman la turbina a gas son: el compresor, la turbina, la cámara de combustión, y el regenerador, siendo este último característico del motor de la turbina. Un elemento considerado secundario en el sistema de la turbina a gas es el escape de los gases de combustión. Sin embargo, muchos diseñadores han dirigido su atención en la sección del escape con el fin de elevar las eficiencias globales de la turbina a través del diseño de un buen sistema de escape de gases.

Desde hace veinte (20) años aproximadamente se han realizado estudios para optimizar el diseño del sistema de escape de las turbinas, el requerimiento básico es evitar las pérdidas de energía y caídas de presión innecesarias en esta región. Donde, los análisis experimentales, numéricos y analíticos en los sistemas de escapes están dirigidos en su mayoría a lograr un buen entendimiento del flujo con la finalidad de proponer nuevos diseños que produzcan mejoras importantes en cuanto a las pérdidas de energías del fluido que fluye a través del escape.

A pesar del creciente interés en estudiar la fluidodinámica de los gases en el escape, poco se ha experimentado sobre el efecto de éste en posibles vibraciones producidas por la interacción del fluido sobre la estructura. Las vibraciones inducidas por vórtices (VIV) que se generan en estas zonas, son perjudiciales, ya que pudieran ser capaces de producir fracturas en aquellas zonas más débiles, (aquellas que posean concentradores de esfuerzos).

El único proyecto de investigación hasta ahora reportado en la Universidad de Oriente, Núcleo de Anzoátegui, referente a las vibraciones en el sistema de escape de las turbinas a gas fue presentado por Ayala [1] recientemente. El interés de la realización del presente trabajo es tratar de verificar las simplificaciones que llevó a cabo Ayala [1] en su trabajo de investigación. Es decir, comprobar que problema geoméricamente tridimensional como el que se presenta en este trabajo, se puede resolver de forma bidimensional.

Por tal motivo, surgió la necesidad de estudiar unas simplificaciones realizadas al estudio de las vibraciones generadas por interacción fluido-estructura en el escape de una turbina a gas en particular, para ello se utilizará un software comercial basado en la técnica de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), destacando que dicha investigación se llevará a cabo con un modelado tridimensional.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Estudio de las vibraciones por interacción fluido-estructura en el escape de una turbina a gas mediante la técnica de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

1.2.2 Objetivos Específicos

1. Validar la precisión y capacidad del paquete comercial (Ansys CFX) con data experimental.
2. Comprobar mediante Ansys CFX los resultados obtenidos en el trabajo de investigación precedentemente modelado bidimensionalmente.
3. Crear el modelo tridimensional requerido para la evaluación de la fluidodinámica en la región de escape causante de las fallas.
4. Simular con CFD el modelo tridimensional.
5. Estudiar las vibraciones inducidas por flujo en la estructura del escape de la turbina.
6. Comparar los resultados obtenidos en el modelado tridimensional con los resultados presentados anteriormente estudiados bidimensionalmente.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación

Para el desarrollo de la siguiente investigación se consultaron los trabajos de grado mostrados a continuación:

En el 2009, Ayala, O. [1] realizó el estudio de las vibraciones inducidas por vórtices en unos brazos soporte de la estructura tipo araña del escape de una turbina a gas, utilizando la técnica de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). En este trabajo se determinó que la intensidad del desprendimiento de vórtices fue el principal causante de la falla, ya que produjo fuerzas inestables. Además, se demostró que en el sistema de escape estudiado no ocurrieron fenómenos de galopeo y revoloteo. El autor concluyó que la frecuencia de oscilación del flujo vista por la estructura (o por uno de los brazos en estudio) contribuyó a los problemas vibracionales. Por último, especificó que la turbulencia por sí misma no fue capaz de crear fuertes efectos que produjeran vibraciones

Este trabajo de investigación brindará información para lograr el desarrollo satisfactorio de este proyecto de investigación, en cuanto al diseño del modelo y condiciones de operación. Como el presente trabajo se desarrolla en base al proyecto de investigación antes mencionado, a continuación se presentan las diferencias entre ambas investigaciones llevadas a cabo en el sistema de escape de una turbina a gas:

1. El trabajo anterior fue presentado mediante un modelo simplificado en geometría bidimensional mientras que la presente investigación contará con un modelado de geometría tridimensional.
2. Se variará la configuración del modelo en cuanto al ángulo de ataque del fluido sobre el brazo de la estructura tipo araña, y la posición del mismo, permitiendo así la validación del modelo original.
3. Los software de Dinámica de Fluidos Computacional utilizados son diferentes.

En el 2009, Rodríguez, J. [2] realizó el estudio del comportamiento del flujo en un separador vertical gas-líquido, empleando la técnica de Fluido Dinámica Computacional (CFD). En este trabajo se estudiaron tres (3) modelos de separadores con distintas ubicaciones de la placa deflectora, usando gas como fluido continuo y partículas líquidas con diámetros desde 40 hasta 500 micrones. Se demostró que las condiciones de separación de gas-líquido mejoran colocando la placa deflectora lo más alejado de la entrada del fluido.

Este proyecto de investigación proporcionará al presente trabajo de investigación soporte en cuanto al uso y manejo del software de Dinámica de Fluidos Computacional, debido a que el trabajo cuenta con especificaciones del modelo de turbulencia $k-\epsilon$, que facilitan la comprensión del mismo.

En el 2009, Azocar, R. [3] estudió el comportamiento hidráulico de un flujo dentro de una tubería helicoidal mediante la técnica de Dinámica de fluidos computacional (CFD). Para este estudio se utilizó el modelo de turbulencia de los esfuerzos de Reynolds, y se realizaron las simulaciones para 27 modelos de tuberías

diferentes. En este trabajo se obtuvo que las caídas de presión se debieron principalmente a la curvatura que poseían estas tuberías helicoidales.

Este estudio colaborará con el manejo y uso del software. Por utilizar el mismo software para las simulaciones que se empleará en este proyecto, será de gran utilidad para el logro del objetivo general planteado en este trabajo.

Por otro lado, el presente trabajo plantea una concepción diferente al de Ayala [1] debido a que el estudio a realizar en el sistema de escape de la turbina a gas, se utilizará para verificar si las simplificaciones tanto geométricas como la configuración del modelo realizadas por Ayala [1] producen alguna desviación en los resultados.

2.2 Fundamentos teóricos

2.2.1 Turbinas a gas

Las turbinas a gas que cuentan con ciclos regenerativos donde se aprovecha la energía de los gases de escape proporciona mucha importancia a los diseños de los sistemas de escape de las mismas, ya que se intenta aprovechar la energía térmica de estos gases con el fin de precalentar los gases antes de la entrada a la cámara de combustión [4].

2.2.2 Flujo de fluido

Se puede considerar como una cantidad de fluido en movimiento que se desplaza por cierta área transversal en una unidad de tiempo. Un fluido, se define

como una sustancia capaz de fluir y que cambia su forma continuamente siempre que esté sometida a un esfuerzo cortante, sin importar qué tan pequeño sea [5].

Generalmente, estos flujos se clasifican según sus propiedades como: líquido y gas; según su viscosidad como: newtoniano (que origina pérdidas por fricción por su dependencia de la viscosidad) y no newtoniano (que despreja las pérdidas por fricción por no considerar la viscosidad); según su densidad como: compresible e incompresible y según las fases presentes como: monofásico (cuando presenta solo una fase fluida) y multifásico (cuando presenta más de una fase, que puede ser la combinación de fases líquidas, sólidas y gaseosas). Sin embargo, existen otras clasificaciones de acuerdo a la dirección del flujo como: unidimensional, bidimensional y tridimensional; respecto al régimen del flujo como: laminar y turbulento y respecto al tiempo como: permanente y no permanente.

A nivel macroscópico, si las propiedades del flujo en cada punto del espacio recorrido permanecen invariables en el tiempo, el flujo se conoce como flujo permanente. Por otro lado, un flujo dependiente del tiempo donde sus características cambian en el recorrido, se denomina flujo no permanente. Refiriéndose a la corriente estudiada microscópicamente, se encuentra el flujo laminar donde las partículas fluidas se mueven en trayectorias paralelas, formando junto de ellas capas o láminas; y el flujo turbulento donde las partículas se mueven de forma desordenada en todas las direcciones [6]

2.2.3 Flujos Externos

Un flujo que fluye alrededor de un cuerpo, se le conoce como un flujo externo. Existe un interés sustancial por parte de investigadores en cuerpos móviles, edificios, estadios atléticos, oleoductos submarinos, aletas aeronáuticas, entre otros ya que estos

sugieren varios fenómenos que se entienden solo desde la perspectiva de los flujos externos.

Es una difícil tarea determinar el campo de flujo externo a un cuerpo y la distribución de presión en su superficie, incluso en la geometría más sencilla. De estos flujos sobre las superficies de los cuerpos surgen dos conceptos importantes: Coeficiente de arrastre y coeficiente de sustentación [7]

2.2.3.1 Coeficiente de Arrastre

La fuerza de una corriente de flujo de fluido que ejerce sobre un cuerpo en la dirección del flujo se llama arrastre, usualmente el arrastre es un efecto indeseable como la fricción y siempre se hace el mejor esfuerzo por eliminarlo. Sin embargo, en algunos casos el arrastre produce un efecto muy beneficioso y se intenta maximizar, un ejemplo de ellos son los frenos del automóvil. Las fuerzas de arrastre dependen directamente de: la densidad del fluido ρ , la velocidad de la corriente V , y el tamaño, forma y orientación del cuerpo, entre otras. Es conveniente trabajar con un parámetro adimensional que represente las características del arrastre, este parámetro es el coeficiente de arrastre y se define como [8]:

$$C_d = \frac{F_d}{\frac{1}{2} \rho U^2 A} \quad (2.1)$$

donde:

C_d = Coeficiente adimensional de arrastre

F_d = Fuerza de arrastre (N) (lbf)

A = Área frontal del cuerpo (m^2) (pie^2)

ρ = Densidad del fluido (Kg/m^3) (lbm/pie^3)

U = Velocidad del fluido (m/s) (pie/s)

2.2.3.2 Coeficiente de sustentación

Se conoce como la fuerza de un fluido que actúa normal a la dirección del flujo, es de interés para superficies aerodinámicas, los coeficientes de sustentación típicamente no sobrepasan el valor de 1,5; mientras que el coeficiente de sustentación de diseño es aproximadamente de 0,3. La sustentación es directamente proporcional al ángulo de ataque aunque se desvía de la función de línea recta exactamente antes de la pérdida de sustentación. Este parámetro se define como [7]:

$$C_l = \frac{F_l}{\frac{1}{2} \rho U^2 A} \quad (2.1)$$

donde:

C_l = Coeficiente adimensional de sustentación

F_l = Fuerza de sustentación (N) (lbf)

2.2.4 Vibraciones inducidas por vórtices

Los cuerpos sin forma aerodinámica que se interponen en flujo de fluidos generan a partir de un cierto valor del número de Reynolds un desprendimiento alternado de vórtices (ver Fig. 2.1) con frecuencia definida. Estos vórtices conocidos como vórtices de Karman provocan fuerzas periódicas sobre el cuerpo cuya dirección es oblicua en relación al escurrimiento [9].

Los vórtices actúan como “rodillos aerodinámicos” sobre los que fluye la corriente principal. Uno de los vórtices siempre se escapará primero y se arrastrará aguas debajo de la estela, después de lo cual otro vórtice empezará a crecer en su lugar. Más adelante, el segundo vórtice más maduro escapará de manera que se origina un proceso en el que los vórtices escapan alternativamente del cuerpo y se

mueven aguas abajo. Es claro que este desarrollo alterno de vórtices produce una fuerza sobre el cuerpo que se repite cíclicamente con una frecuencia que depende de las condiciones del flujo. Si la frecuencia natural de la estructura en la dirección transversal es cercana a la frecuencia de variación de la fuerza producida por los vórtices que se escapan, se inducirá una vibración lateral, esto es lo que se conoce como vibraciones inducidas por vórtices (VIV) [10].

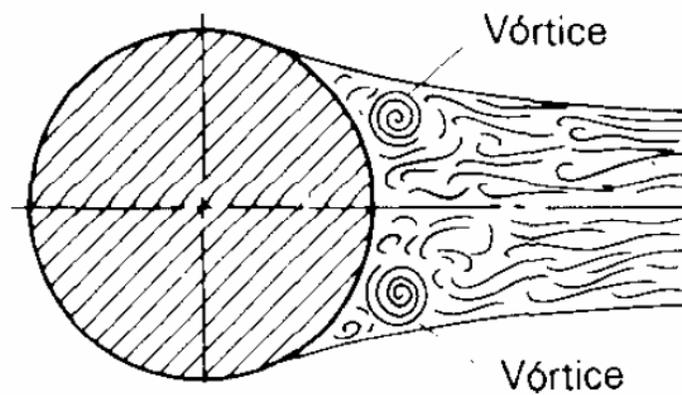


Figura 2.1. Estela detrás de un cilindro

2.2.5 Número de Strouhal

Un parámetro adimensional importante en el estudio de las vibraciones por interacción fluido estructura es el número de Strouhal, ya que con este parámetro adimensional se puede calcular la frecuencia del desprendimiento de vórtices. El Número de Strouhal se define como [11]:

$$St = \frac{\omega L}{U} \quad (2.2)$$

donde:

St = Número de Strouhal

ω = Frecuencia del desprendimiento de vórtices (Hz)

L = Longitud característica del elemento en estudio (m) (pie)

U = Velocidad de corriente libre (m/s) (pie/s)

Este parámetro debe su nombre a su autor V. Strouhal físico alemán que estudio la vibración de alambres en el aire. La importancia de este parámetro radica en estudios de flujos oscilatorios y en análisis de problemas comunes en ingeniería, como edificios y estructuras.

2.2.6 Técnica de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

El caso de flujos complejos, como flujos turbulentos y flujos multifásicos, constituye uno de los problemas más difíciles para ser estudiados analíticamente. Es así como con el avance de las computadoras han surgido las herramientas computarizadas para estudiar este tipo de flujos.

La técnica de la dinámica de fluidos computacional (Computational Fluid Dynamics, CFD) es una herramienta que se utiliza para simular el comportamiento de aquellos sistemas que implican flujo de fluidos, transferencia térmica, y otros procesos físicos relacionados. Trabaja solucionando las ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos (en una forma especial) sobre una región de interés, con condiciones de contornos especificadas en el límite de esa región (condiciones de borde) [12].

2.2.6.1 Las matemáticas de la técnica CFD

El sistema formado por las ecuaciones gobernantes de procesos complejos de flujo de fluidos incluyen: Conservación de la cantidad de movimiento (momentum), conservación de la energía y conservación de la masa, se conocen como las ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones diferenciales no tienen ninguna

solución analítica general conocida pero pueden ser solucionadas numéricamente. Ecuaciones adicionales que describen otros procesos, tales como combustión, se pueden también solucionar conjuntamente con las ecuaciones de Navier-Stokes. A menudo, un modelo de aproximación es usado para derivar estas ecuaciones adicionales, los modelos de turbulencia son un ejemplo particularmente importante. Existen diversos métodos de discretización espacial de las ecuaciones gobernantes que se utilizan en códigos de la técnica CFD, tales como [12]:

- Diferencias Finitas
- Elementos Finitos
- Volúmenes Finitos
- Métodos Espectrales

a) Método de los volúmenes finitos

Éste sistema es el más empleado actualmente por los programas de Dinámica de Fluidos Computacional. La principal razón de esto es que el método puede resolver las dificultades que presentan los elementos finitos y las diferencias finitas.

Un caso típico de un volumen finito o celda se muestra en la Fig. 2.2. En esta figura el centroide del volumen, punto P, es la referencia de dónde se quiere discretizar la ecuación diferencial parcial.

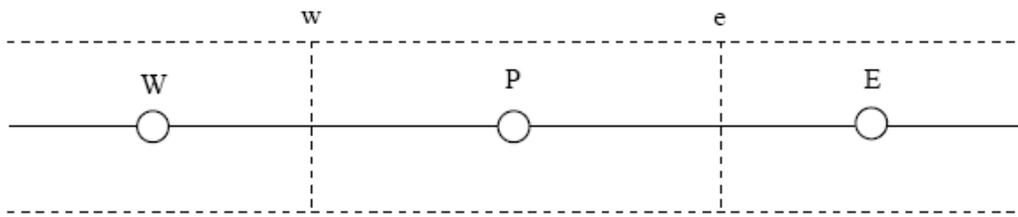


Figura 2.2. Un volumen finito en una dimensión [8]

Los volúmenes vecinos se denotan como, W para el volumen del lado Oeste (West) y E, para el volumen del lado Este (East); ambos respecto al volumen P. Para el volumen P mostrado en la Fig. 2.2, se tienen dos caras fronterizas llamadas w y e por su afinidad con W y E, respectivamente.

La segunda derivada de una variable en P puede ser escrita como una diferencia entre la primera derivada de la variable, evaluada en las caras del volumen:

$$\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right]_P = \frac{\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_e - \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_w \right]}{x_e - x_w} \quad (2.3)$$

Las primeras derivadas en las caras del volumen pueden escribirse como la diferencia de los valores de los centroides de los volúmenes vecinos:

$$\left[\frac{\partial u}{\partial x} \right]_e = \frac{u_E - u_P}{x_E - x_P} \quad (2.4)$$

y

$$\left[\frac{\partial u}{\partial x} \right]_w = \frac{u_P - u_W}{x_P - x_W} \quad (2.5)$$

Se puede aplicar esta técnica a la Ec. (2.3) para obtener la formulación del volumen finito. El método arriba descrito también es llamado Método Centrado en la Celda (Cell Centered Method, CCM), donde las variables de flujo son localizadas en el centro de la celda computacional. El arreglo de variables centrado en la celda es el más popular, desde que éste conduce a implementaciones considerablemente más simples que en otros arreglos. Por otra parte, este tipo de arreglos es más susceptible a los errores de truncado, cuando las partes del mallado se alejan de rectángulos uniformes.

Tradicionalmente, el método de los volúmenes finitos ha empleado redes regulares para mejorar la eficiencia en los cálculos computacionales. A pesar de esto, recientemente las rejillas irregulares han venido siendo más populares para la simulación de un flujo en geometrías complejas. Obviamente, el esfuerzo computacional es mayor cuando se usa una red irregular, ya que el algoritmo debe usar una tabla para observar relaciones geométricas entre los volúmenes o caras del elemento. Esto incluye hallar datos desde el disco del computador, lo cual incrementa el tiempo de uso computacional [13].

2.2.6.2 Metodología de la técnica CFD

La Técnica CFD puede ser usada para determinar el funcionamiento de un componente en la etapa de diseño, o puede ser usada para analizar problemas con un componente existente y buscar mejoras.

La geometría de la región debe ser definida, si la geometría ya existe en formato CAD puede ser importado directamente. Luego, se procede a la creación de un mallado de la geometría, con el fin de discretizar espacialmente las ecuaciones diferenciales del fenómeno en los nodos de la malla, para así obtener de ellas

ecuaciones algebraicas cuyas incógnitas se ubican en los denominados nodos de la malla (intercepciones de las líneas que definen la malla). Después de la importación de la malla en el preprocesador, otros elementos de la simulación deben ser definidos, como son: las condiciones de borde y las propiedades del fluido en estudio.

El sistema de ecuaciones se resuelve y se genera un archivo con los resultados de las variables de interés.

Los resultados pueden ser visualizados y a su vez proporcionar la comprensión del comportamiento del fluido en cada zona contenida en la geometría. Esto conduce a diseñar las modificaciones que quieran ser probadas cambiando la geometría.

El proceso en la técnica CFD se divide en 4 etapas [14]:

- Geometría/ Mallado
- Pre-Procesador
- Solucionador
- Post-Procesador

b) Geometría y Mallado

Representa la primera etapa del proceso. El objetivo es constituir una malla para dividir la geometría y así llegar al pre-procesador. Para lograr dicho mallado, se requiere de una geometría sólida delimitada.

1. La geometría puede ser elaborada con cualquier instrumento de creación de geometría, y luego ser importada. La malla deber ser creada por el software. Los pasos básicos, para el proceso de creación de geometría y mallado implican:

- 1.1 Definición de la geometría de la región de interés. Esta geometría, en un estudio fluidodinámico representa el volumen de control del sistema.
- 1.2 Creación de las regiones fluidas, regiones sólidas y nombres superficiales divisorios.
- 1.3 Ajuste de propiedades para el mallado.

Esta etapa del proceso está sumamente automatizada. En muchos programas, la geometría puede ser importada de varios paquetes CAD que usan el formato requerido por el software, y luego la malla del volumen de control es generada automáticamente.

c) Pre-Procesador

Representa la segunda etapa del proceso y es usado para crear la entrada requerida por el solucionador. Los archivos del mallado son cargados en el preprocesador.

En esta etapa, se define el problema a resolver, son seleccionados los modelos físicos que deben ser incluidos en la simulación, son especificadas las propiedades de los fluidos y las condiciones de borde así como los criterios de convergencia en esta etapa [14].

d) Solucionador

Es la etapa que resuelve el problema especificado en la sección anterior. Este genera los resultados requeridos a través de un proceso iterativo. El problema CFD es solucionado de la siguiente manera:

1. Las ecuaciones diferenciales parciales son integradas sobre todos los volúmenes de control o elementos producidos por el mallado en la región de interés.
2. Estas ecuaciones diferenciales son convertidas a un sistema de ecuaciones algebraicas con las discretizaciones espaciales de las derivadas en las ecuaciones.
3. Las ecuaciones algebraicas son solucionadas iterativamente.

Requieren una aproximación iterativa debido a la naturaleza no lineal de las ecuaciones. Se dice que la solución converge cuando la raíz de los residuos cuadrados sea menor al especificado en el pre-procesador. Para cada iteración, un error, o residuo, es utilizado como una medida de la conservación total de las propiedades de flujo.

La cercanía entre la solución numérica y la solución considerada menos errónea depende de un número de factores, incluyendo el tamaño y la forma de los volúmenes de control del mallado y el valor de los residuos finales.

Procesos físicos complejos, como la combustión y la turbulencia, a menudo son modelados usando relaciones empíricas. Las aproximaciones inherentes en estos modelos también contribuyen a diferencias entre la solución de la técnica CFD y la realidad del flujo.

El proceso de solución no requiere ninguna interacción de usuario y por lo tanto, por lo general es realizado como un procesamiento por grupos. El solucionador produce un archivo de resultados que es enviado al post procesador.

e) Post-procesador

Es la etapa implementada para visualizar y presentar los resultados interactivamente. Esta etapa permite obtener los resultados del problema en estudio en puntos complejos de las secciones requeridas. Los ejemplos de algunos rasgos importantes del postprocesador son [14]:

- La visualización de la geometría y volúmenes de control del mallado.
- Demostración de diagramas vectoriales que representen la dirección y la magnitud del flujo.
- La visualización de la variación de variables escalares como: la temperatura, la presión, entre otros en el dominio.
- Cálculos cuantitativos numéricos. Gráficas que muestran el comportamiento de las variables.

2.2.6.3 Discretización de las ecuaciones que gobiernan los fenómenos fluidodinámicos por el método de los Volúmenes Finitos

Las soluciones analíticas de las ecuaciones de Navier-Stokes existen solo para aquellos flujos bajo condiciones ideales, sin embargo para el caso de flujos reales (flujo sin condiciones ideales) se tienen soluciones numéricas, donde las ecuaciones de Navier-Stokes se sustituyen por aproximaciones algebraicas que pueden ser resueltas usando un método numérico. Este enfoque implica una discretización espacial del dominio en volúmenes finitos de control usando un mallado. Las ecuaciones gobernantes se resuelven en cada volumen de control, de manera que la cantidad de referencia (cantidad de movimiento, energía, masa, entre otros) se conserva en un sentido discreto para cada volumen de control. La Fig. 2.3 muestra una malla en 2D con profundidad igual a la unidad en la que una superficie del

volumen finito es representada por el área sombreada. En esta figura se observa que cada elemento está rodeado por un conjunto de superficies que componen el volumen finito. Todas las variables de solución y propiedades del fluido se almacenan en los nodos del elemento. Se debe tener en cuenta, la forma media de las ecuaciones de conservación de la masa, impulso y un pasivo escalar, expresado en coordenadas cartesianas, como sigue:

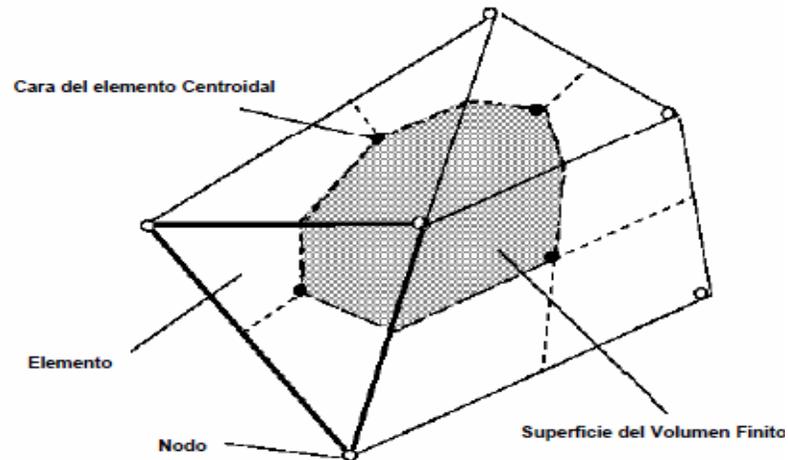


Figura 2.3. Superficie del volumen finito [11]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{off} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho \bar{g} \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_{off} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right] + S_\phi \quad (2.8)$$

Estas ecuaciones se integran en cada uno de los volúmenes de control, y el teorema de la divergencia de Gauss es aplicado para convertir algunas integrales de volumen en integrales de superficie. Para los volúmenes de control que no se

deforman con el tiempo, las derivadas temporales se pueden mover fuera de las integrales de volumen y las ecuaciones se convierten en:

$$\frac{d}{dt} \int_v \rho dV + \int_s \rho U_j dn_j = 0 \quad (2.9)$$

$$\frac{d}{dt} \int_v \rho U_i dV + \int_s \rho U_j U_i dn_j = - \int_s P dn_j + \int_s \mu_{off} \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] dn_j + \int_v S_{u_i} dV \quad (2.10)$$

$$\frac{d}{dt} \int_v \rho \phi dV + \int_s \rho U_j \phi dn_j = \int_v \Gamma_{off} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_v s_\phi dV \quad (2.11)$$

Donde v y s , respectivamente, denotan el volumen y las regiones de la superficie de la integración, dn_i y dn_j son las componentes cartesianas del diferencial del vector de la superficie exterior normal.

Las integrales de superficie son las integraciones de los flujos, mientras que las integrales de volumen representan la fuente o términos de acumulación.

El primer paso para resolver numéricamente estas ecuaciones es la aproximación de ellas utilizando funciones discretas de integración aplicadas a los elementos de la malla como la que se muestra en la Fig. 2.4

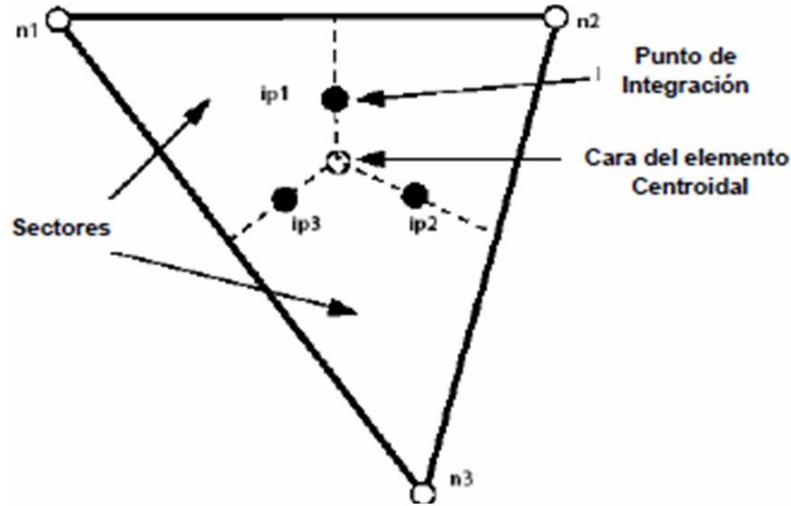


Figura 2.4. Elemento del malla [11]

Al realizar el procedimiento antes mencionado se obtienen las siguientes ecuaciones en cada elemento:

$$V \left(\frac{\rho - \rho^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (2.12)$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^o U_i^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left[\mu_{off} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right]_{ip} + \overline{S_U} V \quad (2.13)$$

$$V \left(\frac{\rho \phi - \rho^o \phi^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (\phi)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left[\Gamma_{off} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \Delta n_j \right]_{ip} + \overline{S_\phi} V \quad (2.14)$$

Donde ip es el punto de integración, Δn_j es la superficie exterior discreta del vector, Δt es el paso del tiempo. Se debe tener en cuenta que el superíndice “o” se refiere al tiempo anterior. El flujo de masa discreta a través de una superficie del volumen finito es denotado por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} \quad (2.15)$$

Luego las derivadas que aún se encuentran en las ecuaciones anteriores son aproximadas mediante series de Taylor truncadas con lo que se obtienen las ecuaciones algebraicas finales [13].

2.2.7 Modelo matemático del software

Las incógnitas que se presentan en el problema del flujo de aire a través del escape son las variables primitivas, es decir, las componentes de la velocidad, y la distribución de presión. Las ecuaciones gobernantes de un flujo tridimensional dependiente del tiempo de un fluido newtoniano, compresible e isotérmico, es decir, las ecuaciones de la continuidad y de momentum vienen dadas:

Ecuación de la continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (2.16)$$

Donde ρ es la densidad del fluido y U su velocidad

Ecuación de la Conservación Momento

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T + B \quad (2.17)$$

donde B es la suma de fuerzas de cuerpo, μ_{eff} es la viscosidad efectiva para la turbulencia.

La viscosidad efectiva μ_{eff} para la turbulencia se obtiene de la expresión:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (2.18)$$

Donde μ_t es la viscosidad de turbulencia.

2.2.8 Turbulencia y Modelos de Turbulencia

La turbulencia consiste en fluctuaciones del campo de flujo en el tiempo y el espacio. Esto es un proceso complejo, principalmente porque es tridimensional, inestable y se presenta en amplia escala. Esto puede tener un efecto significativo sobre las características del flujo. La turbulencia ocurre cuando las fuerzas de inercia en el fluido se hacen significativas comparadas a las fuerzas viscosas, y es caracterizado por un alto Número de Reynolds.

En principio, las ecuaciones de Navier-Stokes describen tanto flujos laminares como turbulentos sin la necesidad de la información adicional. Sin embargo, en flujos turbulentos con números de Reynolds realistas, abarcan grandes rangos de longitudes turbulentas y escalas de tiempo y generalmente implicarían el uso de escalas de longitud mucho más pequeñas que la malla de volúmenes finitos más pequeña que puede ser usada en un análisis numérico. La Simulación Numérica Directa (Direct Numerical Simulation, iniciales en inglés DNS) de estos flujos requeriría un poder de procesamiento que es muchos órdenes de magnitud más alto que el disponible en el futuro previsible.

Por otro lado, existe el método de simulación de grandes torbellinos (Large Eddy Simulation, iniciales en inglés LES) que es de un costo computacional inferior al método DNS, pero el esfuerzo y los recursos computacionales para su uso siguen siendo demasiado grandes para aplicaciones industriales. Con la simulación de grandes torbellinos se resuelven espacialmente las Ecuaciones de Navier-Stokes,

donde los grandes torbellinos son resueltos de manera directa pero los de un tamaño menor que el tamaño del mallado han de ser modelados matemáticamente.

Un tercer método de estudiar los flujos turbulentos es con el promedio de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes. Es el modelo más popular a nivel de industria. La solución de las ecuaciones de Navier Stokes en el tiempo, puede modelarse a todas las escalas de longitud turbulenta con una amplia variedad de modelos matemáticos desarrollados. Esta versión de las ecuaciones de Navier-stokes requiere de unos modelos de turbulencia que han sido desarrollados para representar los efectos de turbulencia para evitar recurrir a una prohibitiva malla fina y a una simulación numérica directa. La mayor parte de los modelos de turbulencia son basados en modelos de tipo estadístico [14]. Los modelos de turbulencia más usados en este método se muestran a continuación:

2.2.8.1 Modelo de viscosidad de torbellino (EVM)

- Modelo Ecuación cero.
- Modelo estándar $k-\varepsilon$.
- Grupo de Re-normalización $k-\varepsilon$
- Modelo estándar $k-\omega$
- Modelo basado en zonas referenciales de $k-\omega$ SST zonal $k-\omega$
- Modelo optimizado $(k-\varepsilon)1E$

2.2.8.2 Modelo de esfuerzo de Reynolds (RSM)

- Modelo de Launder-Reece-Rodi
- Modelo Cuasi-isotrópico
- Modelo de Speziale, Sarkar y Gatski
- Modelo del Cierre del segundo momento angular.

- Modelos referenciales

2.2.9 Modelo de Turbulencia k-ε

Uno de los modelos de turbulencia más prominentes, es el modelo k-ε, el cual ha sido puesto en práctica en la mayor parte de los códigos de la técnica CFD en términos generales y es considerado el modelo estándar de la industria. Este ha resultado ser estable y numéricamente robusto, y tiene un régimen bien establecido de capacidad de predicción. Para simulaciones de objetivos generales, el modelo k-ε ofrece una buena relación entre exactitud y robustez.

El software comercial a utilizar ajusta el modelo de turbulencia k-ε, usando el acercamiento de función de la pared que mejora la robustez y la exactitud cuando la malla cercana de la pared es muy fina. Las funciones de pared permiten una solución arbitraria en rejillas muy cercanas a la pared que es una significativa mejora en las funciones estándares de pared.

Los valores del modelo k-ε vienen directamente de las ecuaciones diferenciales de transporte para la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación viscosa:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k U) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \rho k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (2.17)$$

Donde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k y σ_ε son constantes. P_k es la producción de turbulencia debido a las fuerzas de flotabilidad y viscosas, que son modeladas usando la siguiente expresión:

$$P_k = \mu_t \nabla U \bullet (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \nabla \cdot U + \rho k) + P_{kb} \quad (2.18)$$

Para el flujo de incompresible, ∇U es pequeño y el segundo término del lado derecho de la ecuación anterior no contribuye considerablemente a la producción. Para el flujo compresible, es sólo grande en regiones con alta divergencia de la velocidad, como en choques [14].

CAPÍTULO III

MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO

El escape de una turbina a gas en particular, cuenta con una estructura tipo araña que soporta un cojinete que a su vez sostiene el eje de la turbina. Los brazos de la estructura tipo araña que evitan el libre flujo de los gases de escape, reciben el impacto directamente de las fuerzas del flujo, las cuales son fuerzas cíclicas que pueden generar vibraciones.

Para la realización del modelo físico se utilizó la geometría de un modelo real, ubicado en una planta generadora de electricidad en el estado de Delaware de los Estados Unidos de América. Dicha geometría se obtuvo del trabajo de investigación realizado por Ayala [1]. También, las condiciones de flujo, las cuales serán las condiciones de contorno utilizadas fueron tomadas de la operatividad de estas turbinas que están descritas en el trabajo antes mencionado.

3.1 Descripción del escape de la turbina

El ducto de escape de la turbina es de 11,35 m de largo. La misma está dada desde la última etapa de álabes de la turbina hasta la entrada de un generador de vapor por recuperación de calor. Este ducto de escape de gases puede ser dividido en tres (3) regiones (ver Fig. 3.1).

La primera región es la más compleja y mide 1,6 m de largo. El fluido fluye a través de un anillo formado por dos tubos concéntricos. El tubo externo es cónico con un radio que varía entre 1,194 m y 1,405 m, mientras que el tubo interno es cilíndrico de radio 0,575 m. Este tubo interno encierra el cojinete que soporta el eje de la

turbina. También esta región contiene una estructura tipo araña de 6 brazos extendidos radialmente desde el tubo interno al tubo externo para soportar al cojinete (ver Fig. 3.2)

Por otro lado, las dos (2) últimas regiones son tuberías simples: un tubo cónico con radio variando desde 1,405 m a 1,494 m y un largo de 0,675 m (ésta es la denominada 2da región) y un ducto recto de radio de 1,494 m y 9,075 m de largo que se extiende hasta llegar al generador de vapor por recuperación de calor (3ra y última región) [1].

Dos (2) de los brazos de la estructura tipo araña están formados por una plancha de acero de 5 mm de espesor que cubre a las tuberías que suplen aceite al cojinete. Los otros cuatro (4) brazos están formados con planchas de acero de 6 mm de espesor y cubren la estructura tipo araña que soporta al cojinete y al eje. Los brazos que cubren los soportes son de 0,756 m de largo y 0,174 m de ancho (ver Fig. 3.3), mientras que los brazos que cubren las líneas de aceite son 0,743 m de largo y 0,246 m de ancho (ver Fig. 3.4).

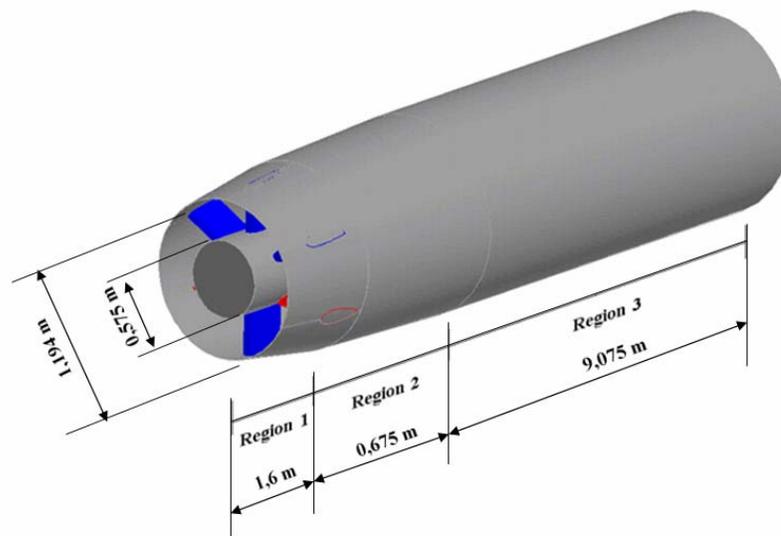


Figura 3.1. Regiones del escape de la turbina.

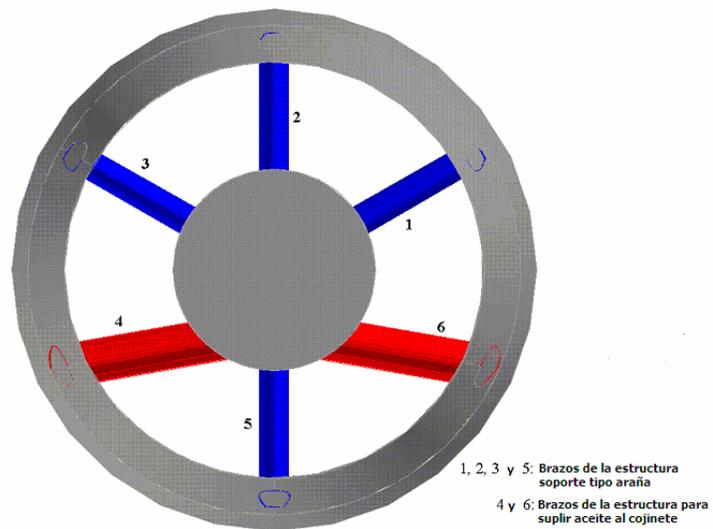


Figura 3.2. Vista axial del escape de la turbina.

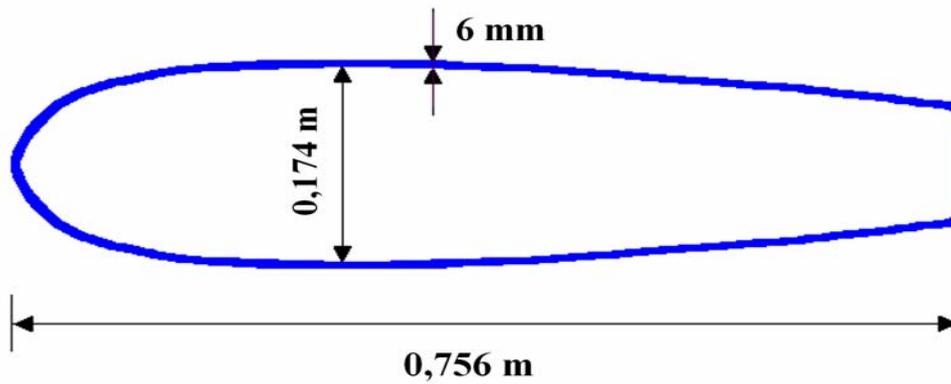


Figura 3.3. Corte transversal del brazo que cubre a los montantes de la estructura tipo araña.

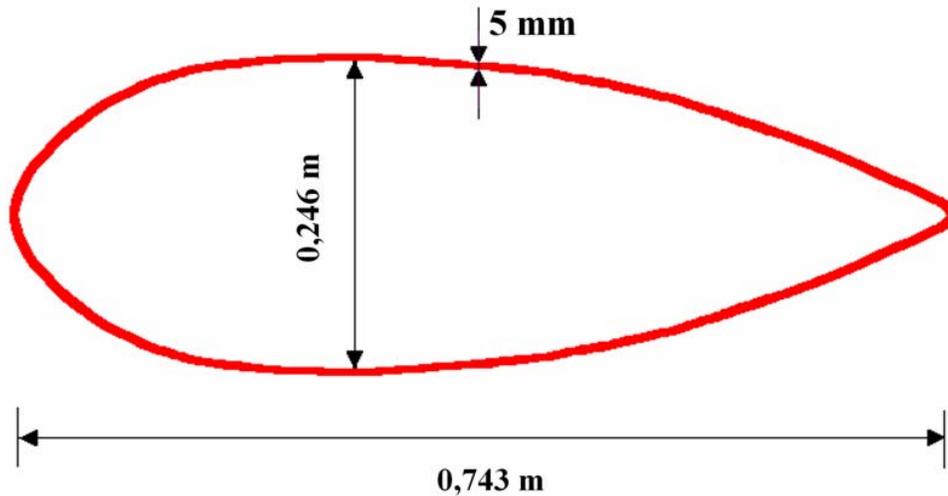


Figura 3.4 Corte transversal del brazo que cubre a las líneas de aceite.

3.2 Datos de flujo

Las condiciones del flujo de gas que entra al escape de la turbina depende de la estación del año, en verano se utiliza como combustible gas natural mientras que en invierno se utiliza kerosen con inyección de agua para el control de emisiones de NO_x . Se utilizaron las condiciones del flujo en invierno (estas fueron las utilizadas en estudios preliminares) para poder validar los resultados numéricos de este proyecto de investigación. Se consideraron las propiedades del aire y el número de Reynolds fue calculado mediante el radio hidráulico. La Tabla 3.1 muestra las condiciones del gas a la entrada del escape y a la salida del mismo, notándose que es un flujo compresible, turbulento, e isotérmico.

3.3 Modelo físico

El flujo en la región de escape es tridimensional, compresible, turbulento e isotérmico a elevadas temperaturas. A continuación se detallan los parámetros mencionados para un mejor entendimiento de los mismos.

Tabla 3.1. Condiciones del gas en la región del escape durante el invierno

| Propiedades | Entrada | Salida |
|-----------------------|-------------------|--------------------|
| Velocidad media (m/s) | 231,648 | --- |
| Presión (kPa) | 199,4 | 103,5 |
| Temperatura (K) | 802,6 | 802,6 |
| Angulo de flujo (°) | 10-20 | 0 |
| Número de Reynolds | $6,9 \times 10^6$ | $8,18 \times 10^6$ |
| Número de Mach | 0,41 | 0,38 |

3.3.1 Compresibilidad

Debido a que el número de Mach es mayor a 0,3 en el escape, indica que el flujo del aire es compresible. Sin embargo, cuando las variables de interés, son los coeficientes de arrastre C_d y los coeficientes de sustentación C_l , sobre perfiles aerodinámicos, se ha demostrado que sus valores no cambian notoriamente cuando el Número de Mach es menor a 0,45 [15].

3.3.2 Efectos térmicos

El flujo no cambia la temperatura desde la entrada hasta la salida del escape, por lo que se consideró un flujo isotérmico. Esta hipótesis se sustenta en la alta velocidad del flujo en la región del escape, lo cual hace que el tiempo de duración del flujo en el escape sea pequeño, y esto trae como consecuencia que la transferencia de calor a lo largo de las paredes sea mínima.

3.3.3 Geometría

La región del escape de la turbina es tridimensional, para efectos de esta investigación se realizaron modelos geométricos tanto bidimensional como tridimensional, ya que se deseaba comparar los resultados con estos distintos modelos. Para el modelo geométrico tridimensional se usó el dominio completo descrito en la secc. 3.1

3.3.3.1 Geometría Bidimensional

En esta geometría se debe escoger uno de los brazos de la estructura tipo para araña para ser estudiado. En este caso se utilizó uno de los brazos que cumple la función de soportar al cojinete, ya que fue sobre estos que se encontraron daños estructurales, además que este también fue el utilizado por Ayala [1] y se desea comparar los resultados del presente proyecto con lo obtenidos por él.

La geometría bidimensional representa una simplificación de la geometría tridimensional, es decir se realizó un corte transversal al brazo que cubre a los montantes, con la finalidad de facilitar la solución numérica del problema a estudiar, además de obtener menor costo computacional. Esta simplificación consiste en someter a flujo continuo uno de los brazos extendidos de la estructura tipo araña. La variable modificada fue el ángulo de ataque del flujo a la estructura, por lo cual se consideró dos tipos de arreglos para llevar a cabo el estudio. Estos arreglos fueron:

Flujo con ángulo de ataque. Consiste en someter al brazo de la estructura a flujo continuo, variando el ángulo de entrada de dicho flujo desde 10° hasta 20° como se muestra en la Fig. 3.5 utilizando los siguientes ángulos: 10° ; $11,66^\circ$; $13,33^\circ$; 15° y 20° . Estos ángulos fueron los que se tomaron para la comparación de resultados.

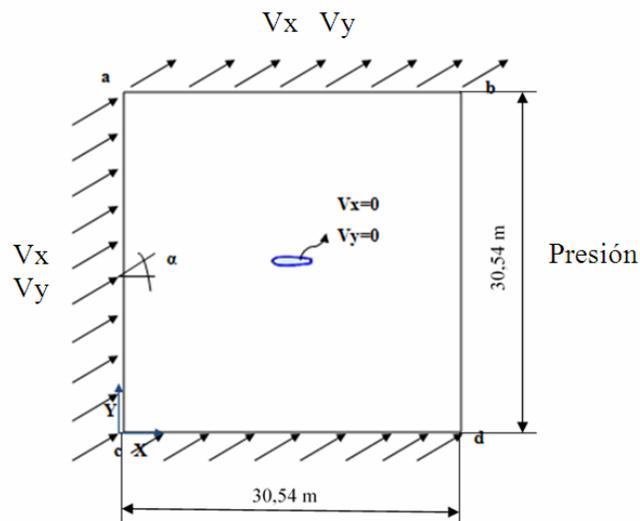


Figura 3.5. Dominio del problema bidimensional con ángulo de ataque en el fluido

Brazo con ángulo de ataque. En este segundo arreglo, el flujo fue definido a lo largo del eje x, y se colocó el ángulo de ataque al brazo de la estructura (Fig. 3.6), para así chequear que los resultados entre ambos casos son similares.

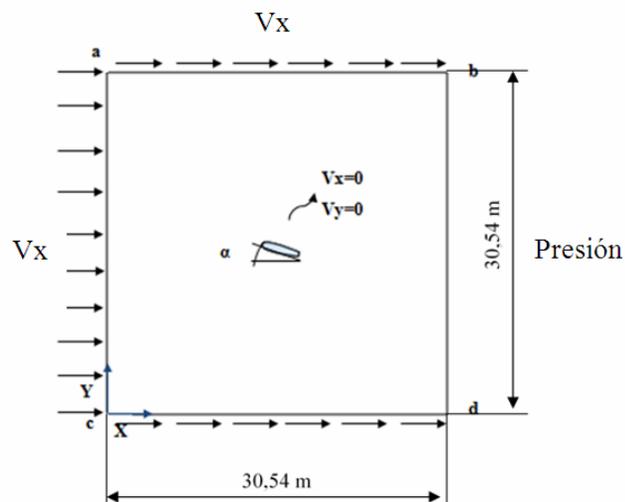


Figura 3.6. Dominio del problema bidimensional con ángulo de ataque en el brazo

3.3.3.2 Geometría Tridimensional

La geometría tridimensional que se utilizó fue directamente el modelo real del escape de la turbina descrito en la secc. 3.1, La problemática que se presenta al resolver el modelo tridimensional, es que se añade un tercer eje de coordenadas cartesianas (eje Z). Esto conduce a establecer una componente de la velocidad en este tercer eje, por lo cual la velocidad establecida en el plano yz (componente y de la velocidad mostrada en la Fig. 3.5) se debe descomponer para que pueda ser introducida en el software para su resolución.

3.3.4 Condiciones de Borde

En el modelado bidimensional, se decidió aislar el brazo de la estructura, es decir las fronteras del dominio se colocaron lo suficientemente lejos para así minimizar la influencia de estos, sobre los resultados. Estas fronteras se colocaron 20 veces más grande que el largo del corte transversal del brazo cobertor, es decir a 15,27 m de distancia.

En las paredes del brazo cobertor se aplicó la condición de no deslizamiento, y el modelo matemático para flujo cercano a la pared que será discutido más adelante.

En la entrada, la cual está ubicada en el lado a-c de las Figs. 3.5 y 3.6, la velocidad y el ángulo de ataque son conocidos. El ángulo de ataque define la dirección del flujo tal como atacará a la estructura en estudio. Dicho ángulo es variante entre 10° y 20° , cabe destacar que la magnitud de la velocidad a la entrada es constante.

En los lados laterales, a-b y c-d, se definieron las componentes de las velocidades, iguales a las de la entrada, con el fin de evitar perfiles de velocidad, que interfirieran en los resultados sobre el brazo cobertor, por esta razón no se utilizó condiciones de no deslizamiento.

En la salida, (lado b-d) se consideró la presión igual a cero, debido a la insuficiencia del software de sugerir diferentes condiciones de borde. Sin embargo, se definió con dicho valor ya que así se logró reproducir la gráfica experimental de la variación del Coeficiente de Arrastre con el número de Reynolds para flujo alrededor de un cilindro.

El Software utilizado no es capaz de resolver problemas bidimensionales, para realizar una aproximación de un modelo tridimensional a uno en dos dimensiones, se colocó como condición de frontera simetría en las caras laterales.

En el modelo tridimensional (ver Fig. 3.7) la entrada es definida por las componentes de la velocidad en sus tres ejes, es aquí donde entra en juego la descomposición de la velocidad que ocurre en el plano yz (ver Fig. 3.8). Para simular de manera correcta el flujo a través del escape, los valores de la energía cinética de la turbulencia y la tasa de disipación viscosa también fue calculada de igual manera como en el estudio bidimensional.

Las ecuaciones resultantes para la descomposición de la velocidad en el plano yz, se muestran a continuación:

$$V_y = \frac{-z*V_{yz}}{\sqrt{y^2+z^2}} \quad (3.1)$$

$$V_z = \frac{y*V_{yz}}{\sqrt{y^2+z^2}} \quad (3.2)$$

Donde:

$V_y =$ Componente de la velocidad en el eje Y

$V_z =$ Componente de la velocidad en el eje Z

$V_{yz} =$ Componente de la velocidad en el plano YZ

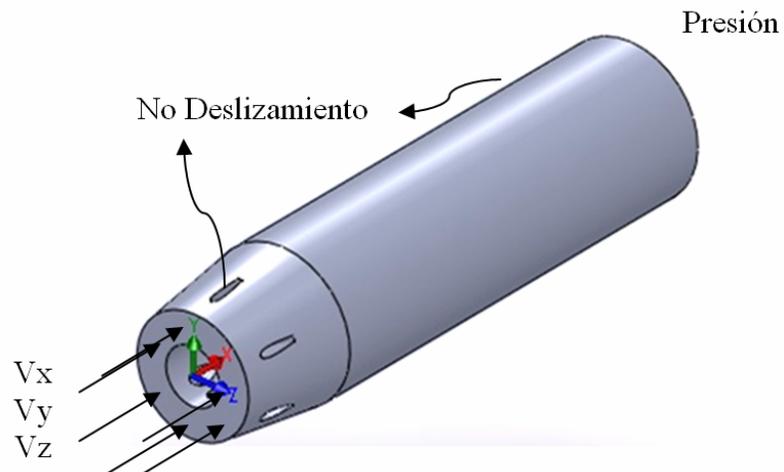


Figura 3.7. Vista tridimensional del modelo del escape de la turbina.

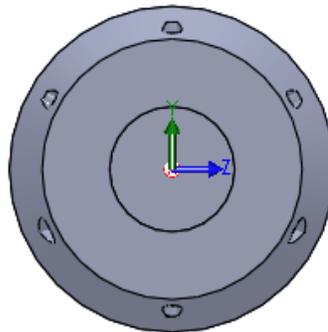


Figura 3.8. Vista de la dirección axial del modelo del escape de la turbina

Las coordenadas en los ejes Y y Z, representan las distancias que existen desde el centro de circunferencia de la entrada hasta cada elemento del mallado generado en la zona de entrada en la dirección de cada eje respectivo, por lo que se debió incluir la ecuación al software de manera que el flujo se distribuya alrededor de todo el ducto de escape.

En las paredes se aplicó la condición de no deslizamiento, mientras que para la salida del escape de los gases, se colocó el valor de presión mostrado correspondiente.

3.4 Modelado de la turbulencia

El modelo k - ε de turbulencia asume que la viscosidad de turbulencia está vinculada a la energía cinética turbulenta y a la tasa de disipación viscosa por la relación:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.3)$$

Donde C_μ es una constante con valor aproximado de 0,09. La k es la energía cinética de la turbulencia, la cual es definida como la varianza de las fluctuaciones en la velocidad, y ε es la tasa de disipación viscosa (la tasa en la cual las fluctuaciones de la velocidad se disipan).

La energía cinética turbulenta es definida mediante una expresión sencilla:

$$k = AU_\infty^2 \quad (3.4)$$

Donde A es una constante que varía desde 0,0001 hasta 0,001, y U_∞ es la magnitud de la velocidad de corriente libre.

De las Ecs. (3.3) y (3.4) se obtuvieron los valores iniciales de k - ε .

El ángulo de ataque, afecta la energía cinética de la turbulencia k y la tasa de disipación viscosa a la entrada. Sus valores deberían cambiar con el ángulo de giro a la entrada, sin embargo luego de hacer pruebas, modificando las constantes de las

Ecs. (3.3) y (3.4) se concluyó que alguna variación los valores de k y ϵ a la entrada no afectaron la solución.

3.5 Modelo matemático para flujo cercano a la pared

Para flujo cercano a las paredes, se utiliza una extensión del método de Launder y Spalding. En la región de la ley logarítmica, la velocidad tangencial cercana a la pared se relaciona al esfuerzo cortante en esa pared τ_w , mediante una relación logarítmica.

La región de la sub capa laminar o sub capa viscosa es resuelta mediante el uso de ecuaciones empíricas para proporcionar condiciones de frontera cercanas a la pared, para las ecuaciones de flujo promedio y transporte turbulento. Estas formulaciones conectan a las condiciones de pared con las variables dependientes en el nodo de la malla cercano a la misma, el cual se supone está localizado en la región completamente turbulenta de la capa límite.

La relación logarítmica para la velocidad cercana a la pared está dada por:

$$u^+ = \frac{u_t}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(y^+) + C \quad (3.5)$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (3.6)$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.7)$$

Donde: u^+ es la velocidad cercana a la pared, u_τ es la velocidad de fricción, U_t es conocida como la velocidad tangente a la pared a una distancia Δy desde la pared,

y^+ es la distancia adimensional desde la pared, τ_ω es el esfuerzo cortante en la pared, κ es la constante de Von Karman y C es la constante de la capa logarítmica dependiente de la rugosidad de la pared.

Existe una limitante en la Ec. 3.5 ya que tiene la particularidad de volverse singular en puntos de separación donde la velocidad cercana a la pared, U_t se aproxima a cero. En la región logarítmica, una escala de velocidad alternativa, u^* , puede ser utilizada en lugar de u^+ :

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2} \quad (3.8)$$

Esta escala tiene la propiedad de no tender a cero si U_t tiende a cero ya que en flujo turbulento k nunca tiende a ser completamente cero. Basado en esta definición, se obtiene la siguiente expresión explícita de u_τ :

$$u_\tau = \frac{U_t}{\frac{1}{\kappa} \log(y^*) + C} \quad (3.9)$$

El valor absoluto del esfuerzo cortante en la pared se obtiene entonces de la expresión siguiente:

$$\tau_\omega = \rho u^* u_\tau \quad (3.10)$$

$$y^* = \frac{\rho u^* \Delta y}{\mu} \quad (3.11)$$

Donde: y^* se explica en la Ec. (3.8)

3.6 Opciones del solucionador

Aquí es donde se define el método y criterio de convergencia, la cantidad de iteraciones y otros aspectos relacionados para la realización satisfactoria de la simulación. Las opciones mencionadas se pueden editar en el control del solucionador, las cuales se muestran a continuación:

- Número máximo de iteraciones por cada paso de tiempo: 10, es lo recomendado
- Limite residuo: 0,0001, es lo estandarizado por el software.
- Intervalo de tiempo, o paso de tiempo: 0,0001s
- Tiempo de simulación: 100 s

El tiempo de simulación y el paso de tiempo se escogieron de tal manera que fueran suficientes para lograr la convergencia del problema estudiado.

3.7 Discretización de los modelos

Luego de la realización de los modelos físicos, se procede a establecer la malla, o la discretización de las geometrías, la cual consiste en dividir la geometría en pequeños elementos volumétricos de control finitos. La combinación de todos estos elementos es lo que se denomina malla computacional. Las ecuaciones fundamentales son resueltas en cada uno de estos volúmenes por medio de un proceso iterativo en cada uno de estos elementos.

El software computacional utilizado es capaz de reproducir mejores resultados a medida que se coloca mayor cantidad de elementos volumétricos, es decir se realiza un mallado fino. Sin embargo se debe buscar un mallado que sea lo suficientemente capaz de reproducir resultados satisfactorios con el menor costo computacional, esto se logra realizando un análisis de sensibilidad del mallado, el cual se discute próximamente.

El software ofrece una serie de opciones con la finalidad de generar el mallado requerido logrando discretizar la geometría completa. Estas opciones son: espaciamiento superficial (face spacing), espaciamiento volumétrico (body spacing), ambos definen el mínimo y máximo valor que tendrán los elementos de malla a utilizar. También se cuenta con otra opción denominada escala global del mallado (global mesh scaling, GMS), la cual se conoce comúnmente como la densidad del mallado y se encarga de variar la escala del tamaño de los elementos en forma global. Existen otra serie de opciones para mejorar el mallado, sin embargo las antes mencionadas fueron las utilizadas.

3.8 Criterios de convergencia

La convergencia de la simulación del modelo, se definió mediante la raíz del promedio de los residuos cuadrados (RMS), donde se utilizó el valor recomendado por el software de 0,0001. Este valor se debe cumplir para cada paso de tiempo, ya que el problema se modeló bajo la modalidad de flujo transitorio. Es por ello que las gráficas de convergencia para las corridas muestran un comportamiento totalmente discontinuo, ya que solo se refleja el valor con el que terminó el RMS en cada paso de tiempo (Ver Fig. 3.9).

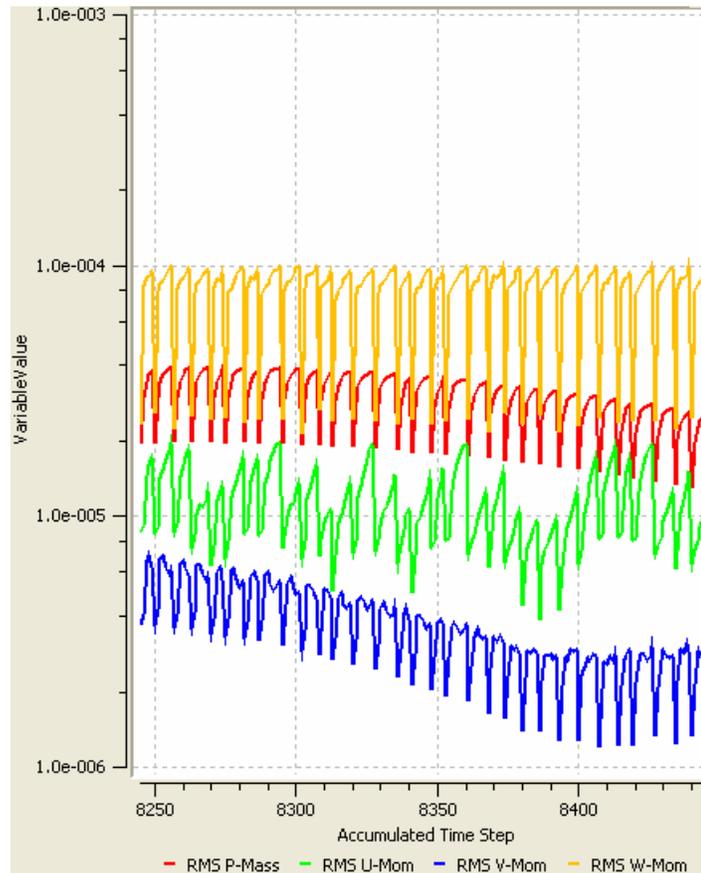


Figura 3.9. Gráfica de convergencia para el modelo tridimensional y un ángulo de ataque de 11,66°

3.9 Sensibilidad del malla

La creación del malla se ajustó a las necesidades que requería el problema, generalmente, mientras más fino es el malla, mejores resultados se obtienen. Sin embargo esto acarrea mucho costo computacional y esto representa una limitante. Entonces es por esto que el malla se debe ajustar al fenómeno a estudiar, ya que de acuerdo a la complejidad, se manipularon las opciones del malla.

El interés de este estudio, se basa en las fuerzas que actúan sobre los brazos de la estructura que soportan al cojinete que sostiene el eje de la turbina, es por esto que

se requiere un mallado con los elementos suficientes para modelar correctamente el problema y a su vez se debe hacer un refinamiento del mallado en esta zona de los brazos, con la finalidad de obtener resultados precisos.

Los elementos del mallado deben ser lo suficientemente pequeños con la finalidad de lograr que describan el comportamiento real del flujo que fluye a través del escape, y a su vez no sean demasiado pequeños ya que esto exigiría mucho costo computacional tomando en cuenta la cantidad de corridas que se deben realizar. Por lo cual, se realizaron diferentes tipos de malla para la geometría del escape de la turbina tanto en 2 dimensiones como en 3 dimensiones, comparando los resultados del número de Strouhal generado por las frecuencias generadas por las fuerzas alternantes para valores menores y mayores a 1 de la escala global del mallado (Global Mesh scaling, GMS)

Se utilizó el número de Strouhal para el análisis de la sensibilidad del mallado, debido a que este parámetro se ve directamente afectado por cualquiera alteración de la frecuencia de las oscilaciones del flujo sobre la estructura, y esta es la variable principal del presente trabajo.

El estudio comenzó con una escala global del mallado de 1 debido a que se utilizó el mallado obtenido de modelar el flujo alrededor de un cilindro. Como la variación del volumen de la geometría bidimensional es despreciable, la cantidad de elementos es similar.

La finalidad de este análisis de sensibilidad del mallado es conseguir una malla que sea capaz de arrojar resultados con un porcentaje de error entre las escalas, menor al 5% en el parámetro de número de Strouhal. El porcentaje de error, como se conoce es un error relativo calculado por la expresión:

$$\% \text{ Error} = \frac{|X_n - X_f|}{X_f} * 100\% \quad (3.12)$$

Donde X_n es el valor de la variable en cualquier malla “n” y X_f es el valor de la variable en la malla más fina.

El estudio realizado al escape de la turbina cuenta con diferentes geometrías, tanto bidimensionales como tridimensionales, lo que conduce a realizar un análisis de sensibilidad del mallado para cada una de estas geometrías, ya que una variación del volumen del modelo cambiaría la cantidad de elementos de la malla. El parámetro variante para el estudio del escape de la turbina es el ángulo de ataque, el cual se define en las condiciones de borde del dominio. Entonces al detallar las Figs. 3.5 y 3.6 se encuentra que el volumen es constante para cada variación del parámetro antes mencionado. Por otro lado, en la geometría tridimensional mostrada en la Fig. 3.8 se tiene que su volumen de geometría no se ve afectado por el ángulo de ataque del flujo, por la misma razón que en el caso bidimensional, es por ello que se le realizó un análisis de sensibilidad a cada geometría por separado con un ángulo de ataque específico (ángulo 15° para este caso) garantizando resultados precisos en cada caso.

Un parámetro importante utilizado en los dominios fue la opción de inflación, que ofrece el software, ya que de esta manera se generan las caras triangulares, y se obtiene una mejor captura de resultados cerca de las paredes.

Inicialmente, para la sensibilidad de la malla se trabajó con la geometría de la Fig. 3.5 donde se tiene el brazo cobertor y fluye aire a través de él, y el ángulo de ataque dado al fluido. Luego se realizó el mismo procedimiento para el segundo caso,

donde el ángulo de ataque lo tiene el brazo cobertor. Por último, se efectuó el análisis de la geometría tridimensional.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.1 Validación del software

4.2.1 Flujo alrededor de un cilindro

El software comercial fue utilizado para estudiar el comportamiento del flujo a través del escape de la turbina. Para probar la capacidad del software de reproducir resultados satisfactorios, se decidió resolver inicialmente mediante una geometría bidimensional, el flujo alrededor de un cilindro. Donde los resultados numéricos fueron comparados con data experimental a fin de obtener el nivel de error que se podría producir en la solución numérica, las condiciones de contorno son las utilizadas en la geometría bidimensional (Ver Fig. 4.1).

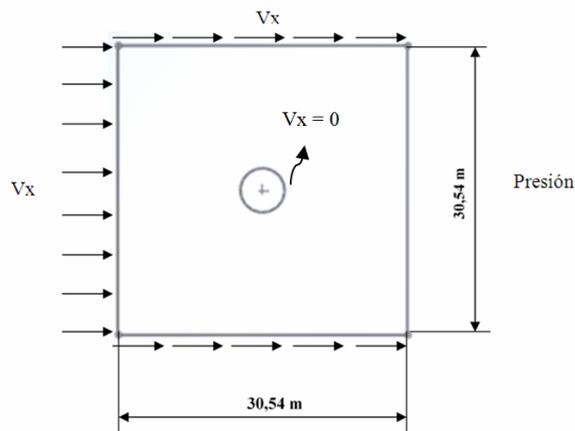


Figura 4.1. Dominio del problema de flujo alrededor de un cilindro.

Este problema a estudiar inicialmente permitió obtener el mallado a utilizar en el caso del estudio bidimensional, ya que geoméricamente poseen similitud. La diferencia radica en que el brazo de la estructura a estudiar tiene un perfil

aerodinámico. Por otro lado, a este mallado se le realizará un análisis de sensibilidad para comprobar que el mallado sea el correcto.

La Fig. 4.2 muestra la variación del coeficiente de arrastre de un cilindro con el número de Reynolds para un mallado de 401325 elementos. Se graficaron los datos experimentales y los numéricos obtenidos por el software con la finalidad de observar el comportamiento de los resultados obtenidos numéricamente con respecto a los experimentales mostrados por E. Achenbach [7]. Cabe destacar que se realizaron pruebas variando el mallado para cada número de Reynolds modelando flujo laminar y turbulento, con la finalidad de obtener resultados similares a los experimentales para un mallado en específico.

Las simulaciones en estado laminar, son similares a las experimentales cuando el Re es menor que 1000, mientras que para números de Reynolds mayores, comienza a diferir estos valores de los experimentales. Esto se debe al fenómeno de desprendimiento de vórtices alternantes que se presentan, los cuales producen un fenómeno importante de turbulencia que no puede ser modelada laminarmente. Cualitativamente, se puede notar que las curvas para simulación turbulenta son difíciles de reproducir, debido a que la turbulencia es un fenómeno tridimensional y el estudio fue realizado bidimensionalmente.

Las simulaciones fueron realizadas, bajo la modalidad de estado transitorio, debido al fenómeno de desprendimiento alternante de vórtices, lo que produce resultados fluctuantes, un promedio temporal fue utilizado para determinar el coeficiente de arrastre. De la Fig. 4.2 se puede concluir que no se debe simular un flujo con estela turbulenta, como laminar ya que esto produce resultados con mucha diferencia entre los resultados.

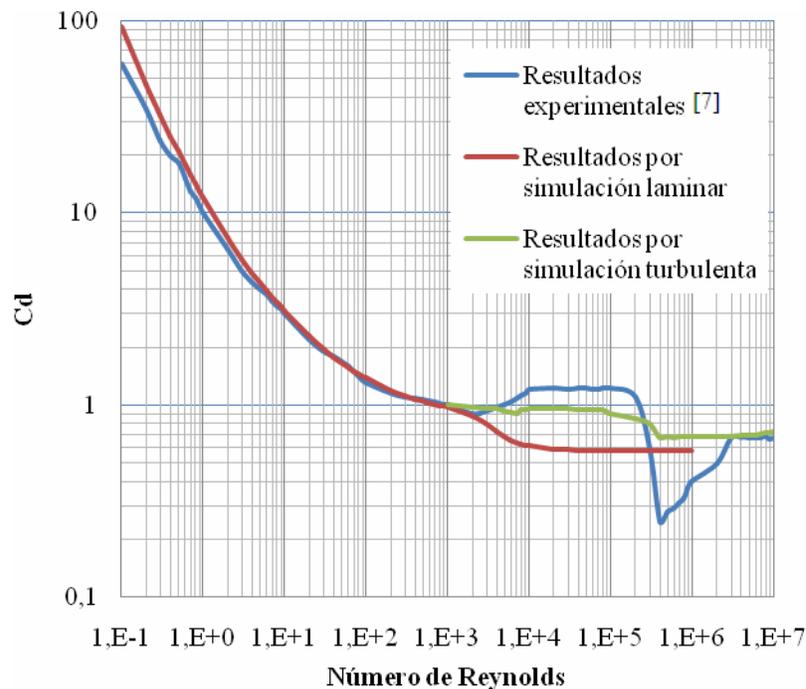


Figura 4.2. Resultados numéricos para flujo alrededor de un cilindro usando el software

La tabla 4.1 muestra el porcentaje de error obtenido de los resultados obtenidos por simulación numérica con los obtenidos experimentalmente para algunos números de Reynolds, notándose que en simulación turbulenta el error es bastante alto, debido al fenómeno de turbulencia tridimensional que se encuentra en esta zona, y el problema fue modelado bidimensionalmente. Sin embargo en la zona laminar no se tiene la presencia de turbulencia, y es por ello que se obtienen resultados más similares numéricamente, en comparación con la data experimental para este tipo de problemas.

Tabla 4.1. Porcentaje de error del coeficiente Cd obtenido numéricamente con el de data experimental

| N° Reynolds | Cd Simulación numérica | Cd Data experimental | Error |
|-------------|------------------------|----------------------|--------|
| 100 | 3,3 | 3,2 | 3,125 |
| 1000 | 1,5 | 1,4 | 7,143 |
| 10000 | 1 | 1,3 | 23,076 |
| 100000 | 0,9 | 1,3 | 30,769 |
| 1000000 | 0,7 | 0,5 | 40 |

4.2.2 Justificación de las mallas seleccionadas

Para obtener el número de Strouhal se utilizó la Ec. (2.2), donde la longitud característica utilizada fue el largo del brazo cobertor del cojinete. En las Tablas 4.2, 4.3 y 4.4 se puede notar que con la escala global del mallado 1, los valores difieren por un margen de error pequeño, dentro del margen establecido que debe ser menor a 5 % mientras que con la escala global de la malla 1,2 los valores sobrepasan el límite del error, y no pueden ser utilizados porque se estarían alejando los resultados de la realidad.

Tabla 4.2. Error del número de Strouhal con la variación del GMS para la geometría bidimensional. (Ángulo de ataque en el fluido)

| GMS | N° Strouhal | % Error | N° Elementos |
|-----|-------------|---------|--------------|
| 0,6 | 0,0995 | ----- | 1672375 |
| 1 | 0,103 | 3,5176 | 414936 |
| 1,2 | 0,1131 | 13,668 | 302509 |

Tabla 4.3. Error del número de Strouhal con la variación del GMS para la geometría bidimensional. (Ángulo de ataque en el brazo)

| GMS | N° Strouhal | % Error | N° Elementos |
|------------|--------------------|----------------|---------------------|
| 0,6 | 0,1002 | ----- | 1684259 |
| 1 | 0,1034 | 3,1936 | 416032 |
| 1,2 | 0,1115 | 11,277 | 305913 |

Tabla 4.4. Error del número de Strouhal con la variación del GMS para la geometría tridimensional.

| GMS | N° Strouhal | % Error | N° Elementos |
|------------|--------------------|----------------|---------------------|
| 0,6 | 0,1592 | ----- | 1022104 |
| 1 | 0,1632 | 2,5126 | 837116 |
| 1,2 | 0,1754 | 10,1759 | 734635 |

Para la determinación del número de Strouhal se utilizó como longitud característica el largo del brazo cobertor, el cual es 0,743 m y la magnitud de la velocidad a la entrada 231,648 m. Se usaron solo estos GMS, ya que la intención fue demostrar que el mallado obtenido del problema de flujo alrededor de un cilindro, es capaz de reproducir resultados satisfactorios en estos modelos.

4.2.3 Malla seleccionada

De acuerdo a lo observado en las Tablas 4.2, 4.3 y 4.4 se utilizaron las mallas con GMS de 1 para todos los casos de las geometrías tanto bidimensionales como la tridimensional, ya que estos presentan un porcentaje de error relativo menor al 5% para cada caso, fijado como la condición del número de Strouhal. Con estos mallados obtenidos, se representan mejor el fenómeno estudiado.

En la Tabla 4.5 se muestran las características del mallado utilizado con sus respectivos valores para todos los dominios estudiados.

Tabla 4.5. Características del mallado utilizado

| | | | |
|---------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|--------------------|
| Espaciado | Espaciado de volumen predefinido | Máximo espaciado | 265 mm |
| | | Espaciado superficial predefinido | Resolución angular |
| | Longitud mínima | | 53 mm |
| | Longitud máxima | | 265 mm |
| | Espaciado superficial en los brazos | Resolución angular | 18 |
| | | Longitud mínima | 6,625 mm |
| | | Longitud máxima | 33,125 mm |
| Factor de expansión | | 1,3 | |
| Inflación | Limite de inflación | Numero de capas | 5 |
| | | Factor de expansión | 1,3 |
| | | Espesor máximo | 66,25 mm |
| Opción | Escala global de mallado | | 1 |

Las Figs. 4.3 y 4.4 muestran los mallados utilizados en las geometrías, tanto bidimensional como tridimensional del modelo.

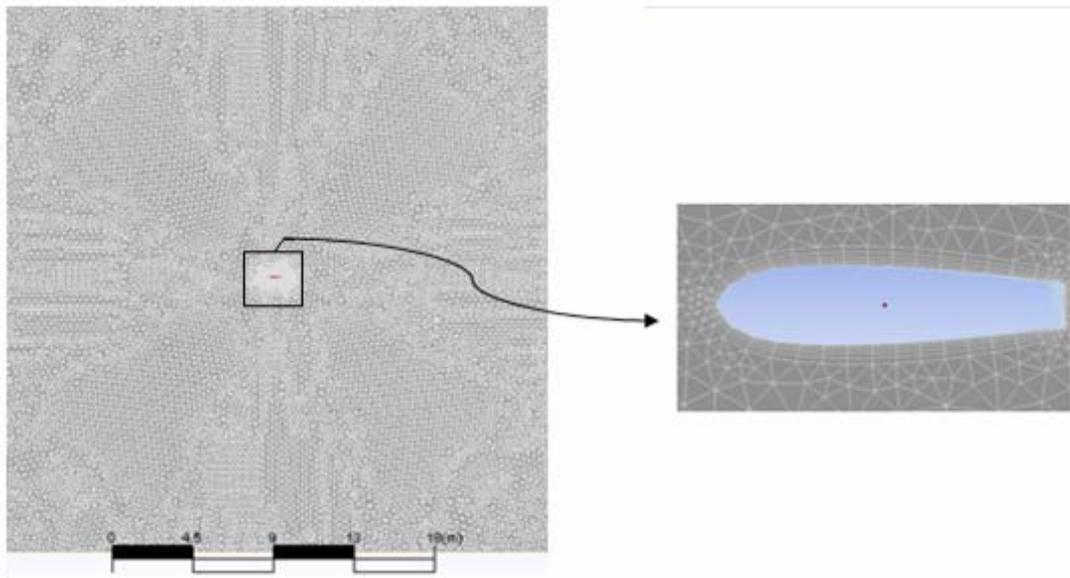


Figura 4.3. Mallado utilizado en la geometría bidimensional.

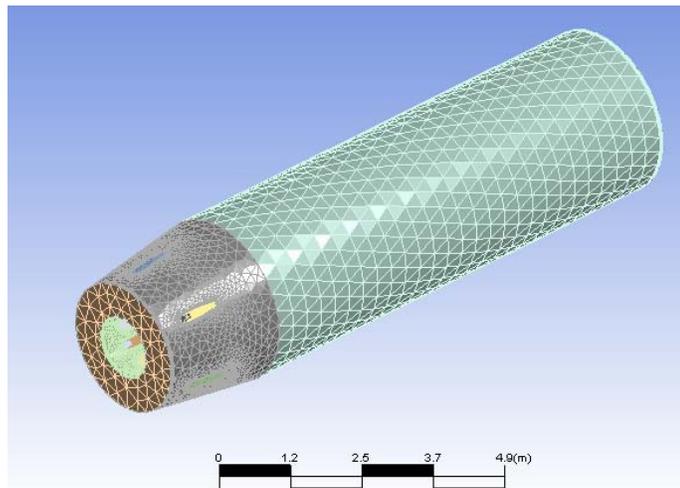


Figura 4.4. Mallado utilizado en la geometría tridimensional.

4.3 Fuerzas sobre perfil bidimensional

Las fuerzas que actúan debido al gas sobre los cobertores de los brazos soporte determinan la respuesta de la estructura. En esta sección se presentan, las fuerzas que actúan sobre la estructura. Tanto las componentes de las fuerzas en x y y, las cuales

fueron obtenidas simulando el flujo alrededor del perfil en estado transitorio. El ángulo de ataque es un parámetro variante a partir de las condiciones de operación, entonces es estudiado el efecto de dicho parámetro.

El fenómeno de desprendimiento de vórtices alternantes que se genera al pasar el flujo a través de los brazos, representan un flujo inestable, que hace que las fuerzas que actúan sobre la estructura sean cíclicas. En una simulación transitoria es indispensable una condición inicial, que comúnmente se asume que la solución numérica que se requiera a largo plazo no se verá afectada por esta condición inicial. El tiempo requerido para llegar a la cuasi-estabilidad esta alrededor de L/U , donde L es el tamaño del dominio computacional y U es a velocidad característica. Entonces $L/U = 30,24 \text{ m}/231,648 \text{ m/s} = 0,13 \text{ s}$. el paso de tiempo (Δt) utilizado fue de $0,0001 \text{ s}$ y después de 4000 pasos de tiempo, es decir $0,4 \text{ s}$, la solución logró el comportamiento a largo plazo, es por ello que las graficas fueron mostradas a partir de $0,4$ segundos.

Las Figs. 4.5 hasta la 4.19 muestran el comportamiento oscilante de las fuerzas generadas sobre el perfil aerodinámico (fuerzas en x, en y, y fuerza total) del brazo cobertor para cada ángulo de ataque estudiado.

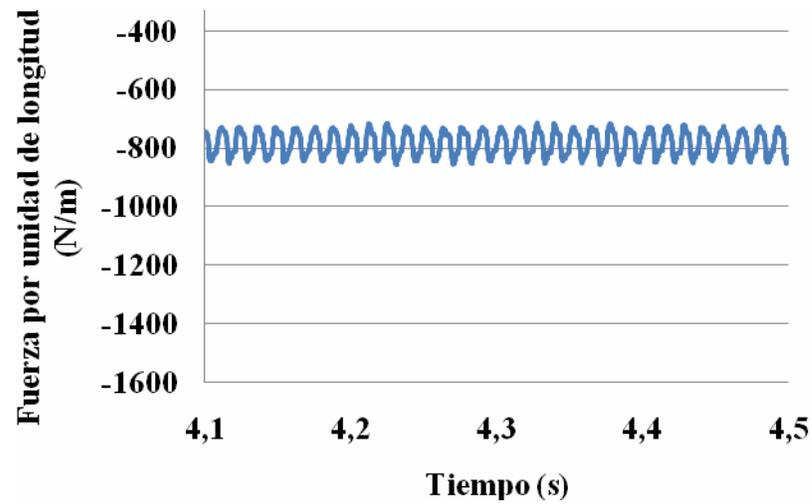


Figura 4.5. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 10°

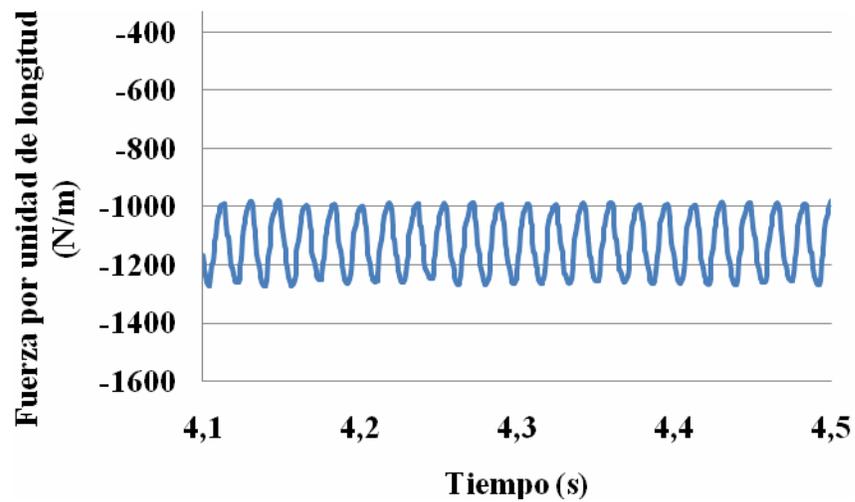


Figura 4.6. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de $11,66^\circ$

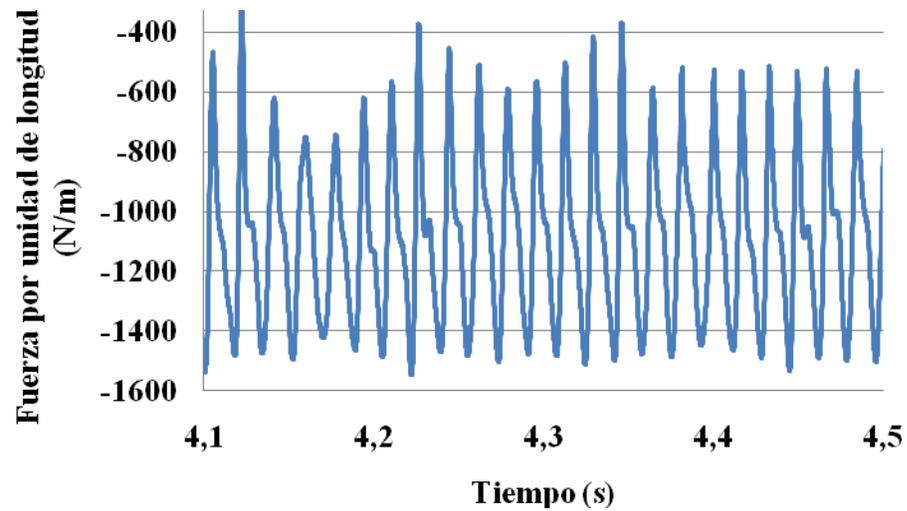


Figura 4.7. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de $13,33^\circ$

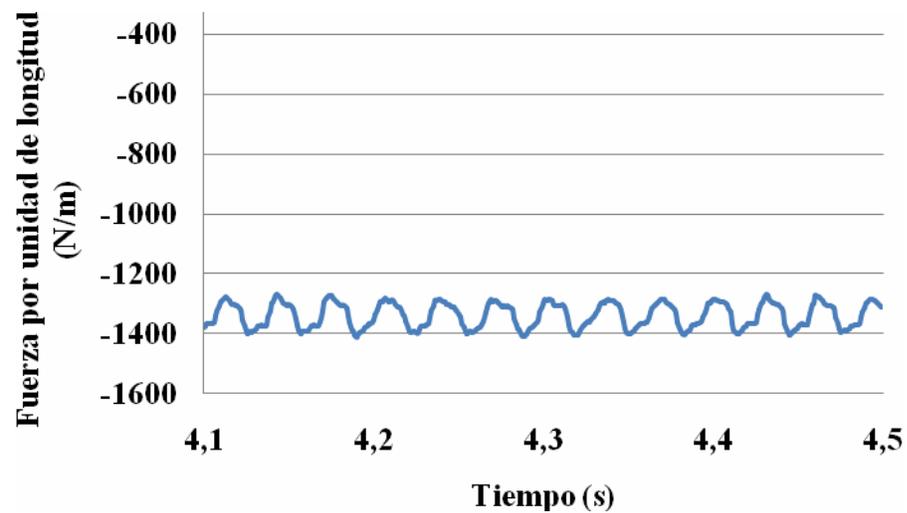


Figura 4.8. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 15°

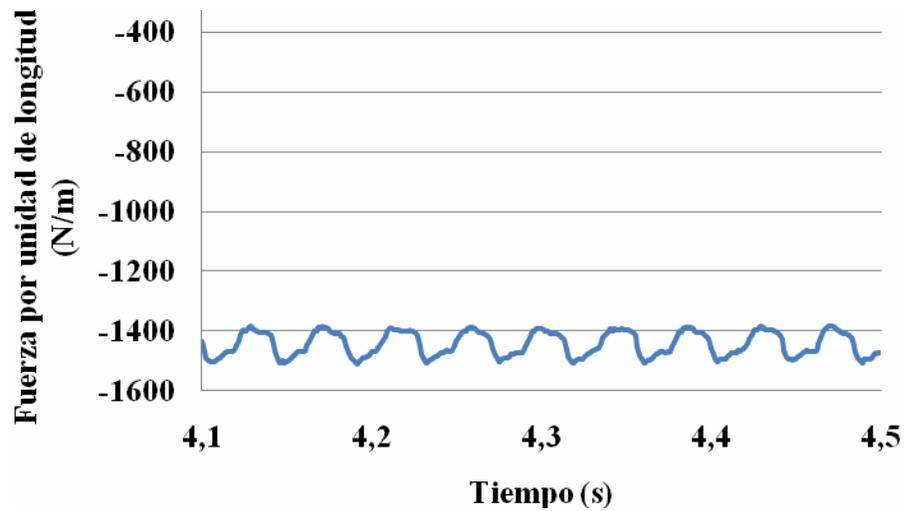


Figura 4.9. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 20°

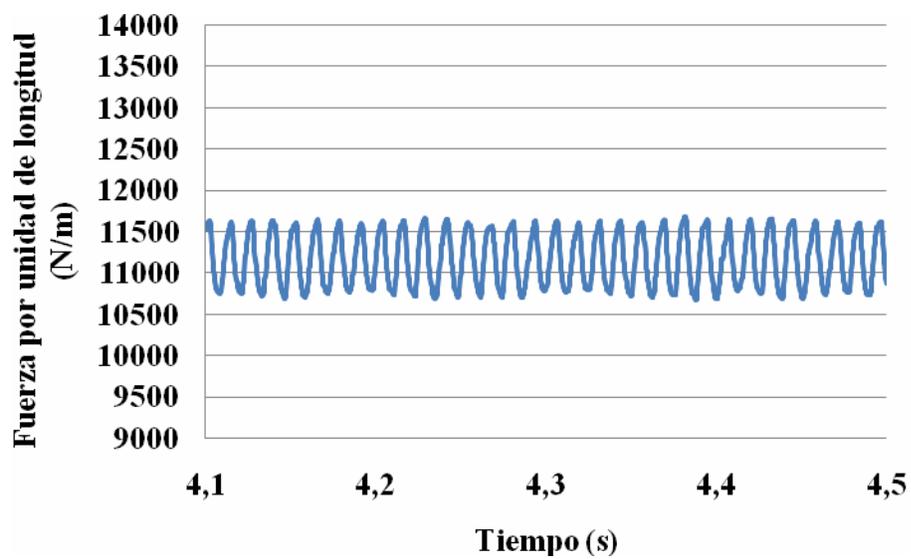


Figura 4.10. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 10°

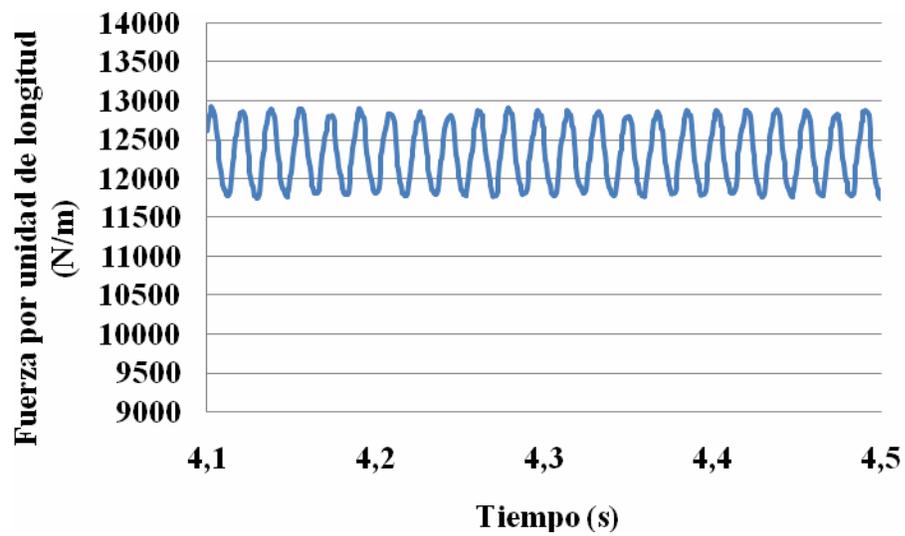


Figura 4.11. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de $11,66^\circ$

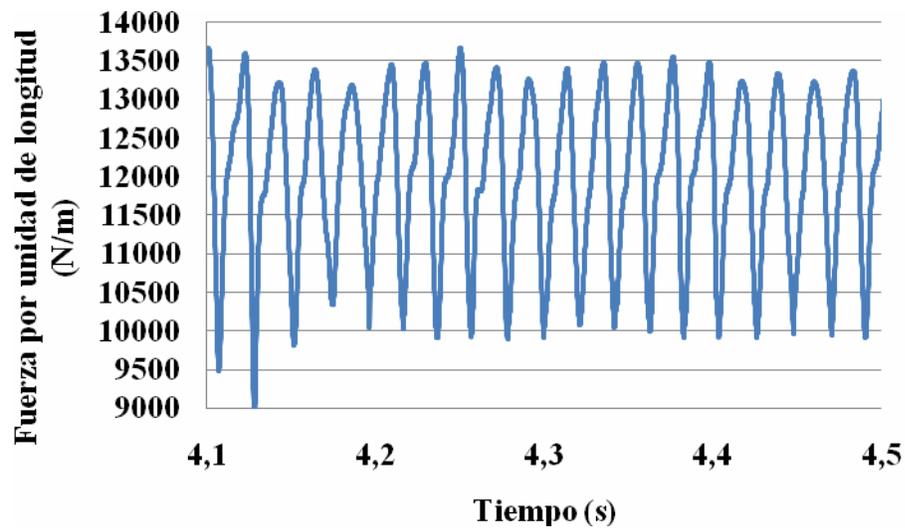


Figura 4.12. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de $13,33^\circ$

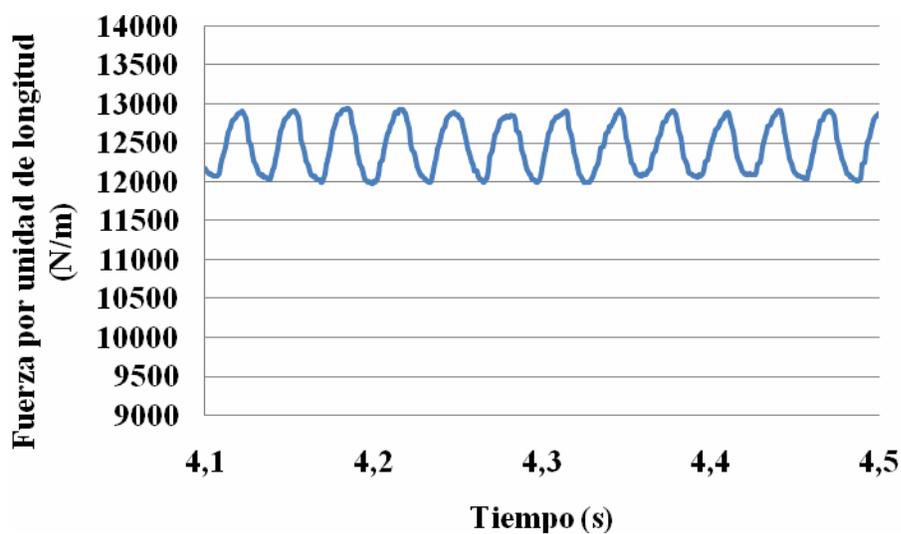


Figura 4.13. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 15°

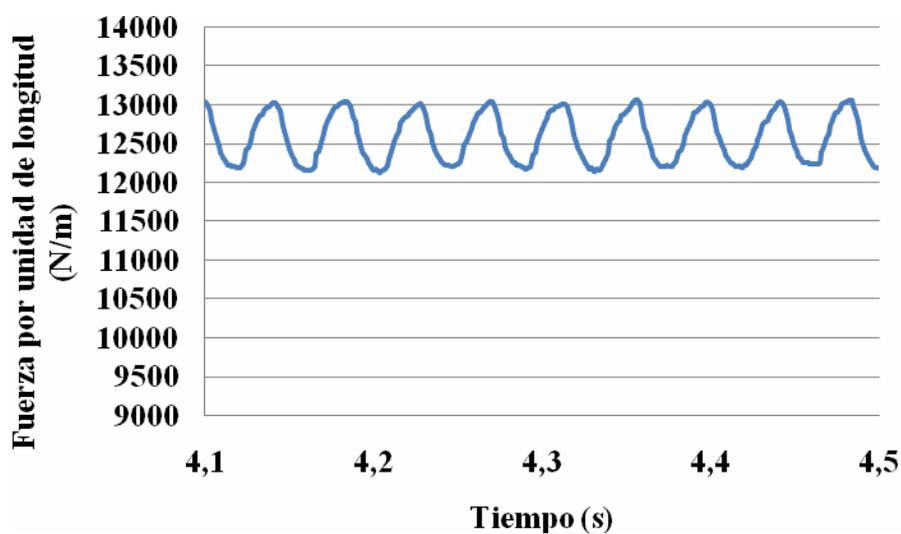


Figura 4.14. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 20°

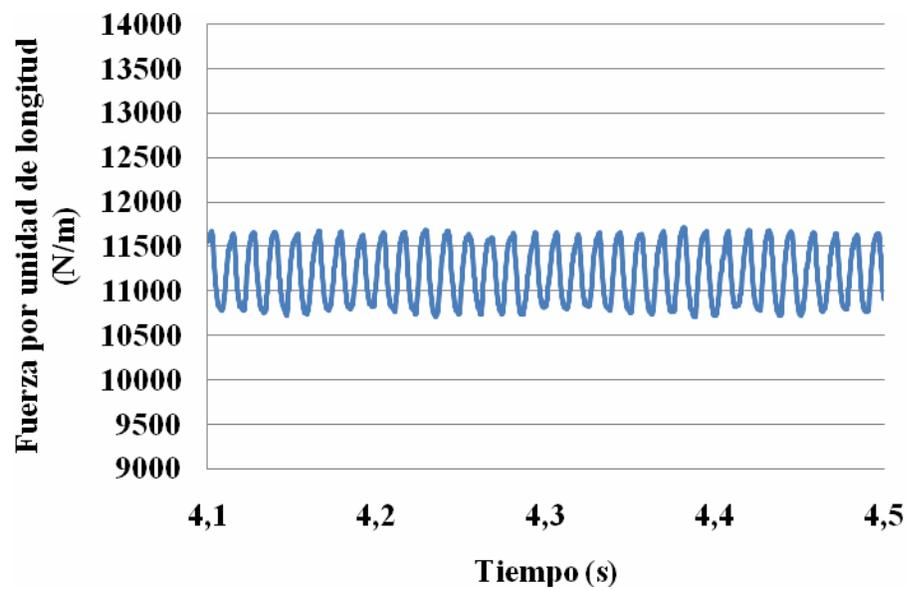


Figura 4.15. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 10°

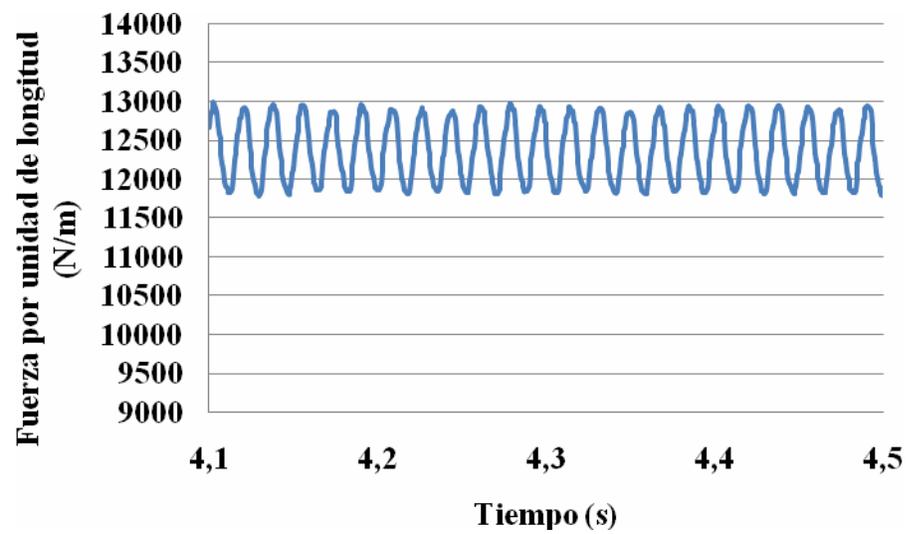


Figura 4.16. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de $11,66^\circ$

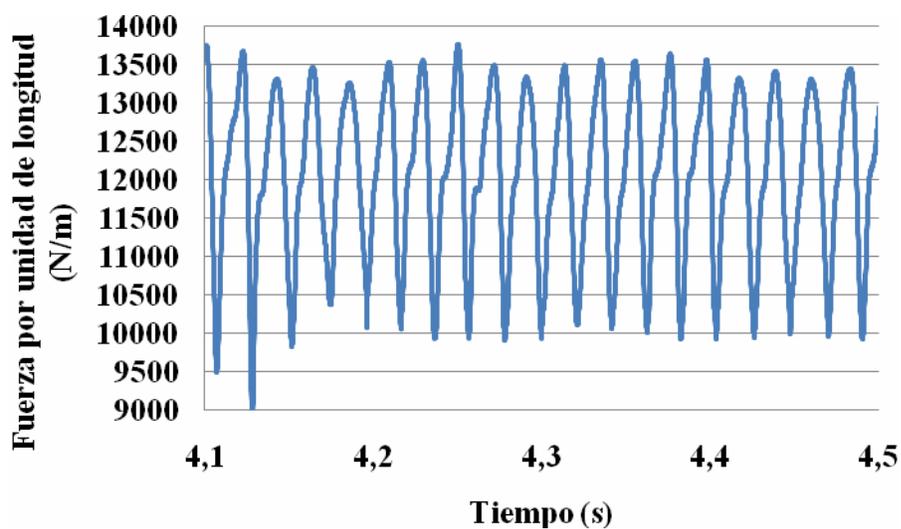


Figura 4.17. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de $13,33^\circ$

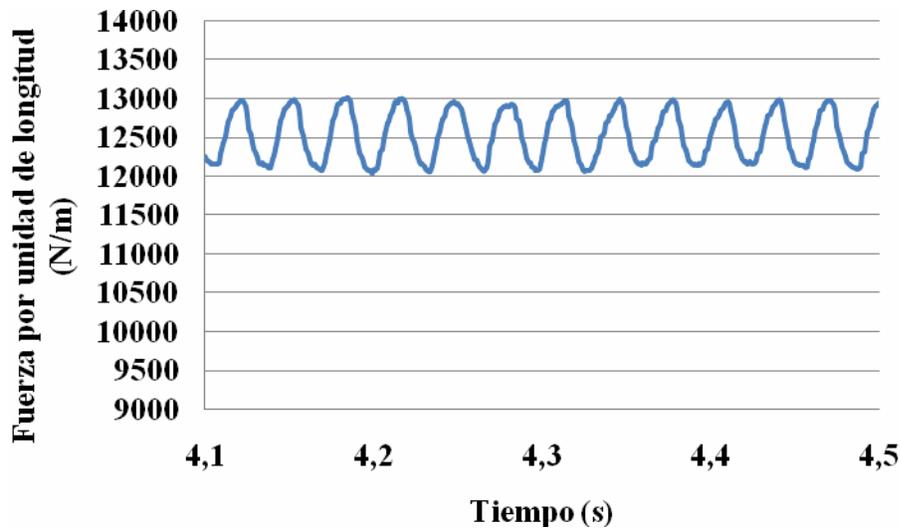


Figura 4.18. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 15°

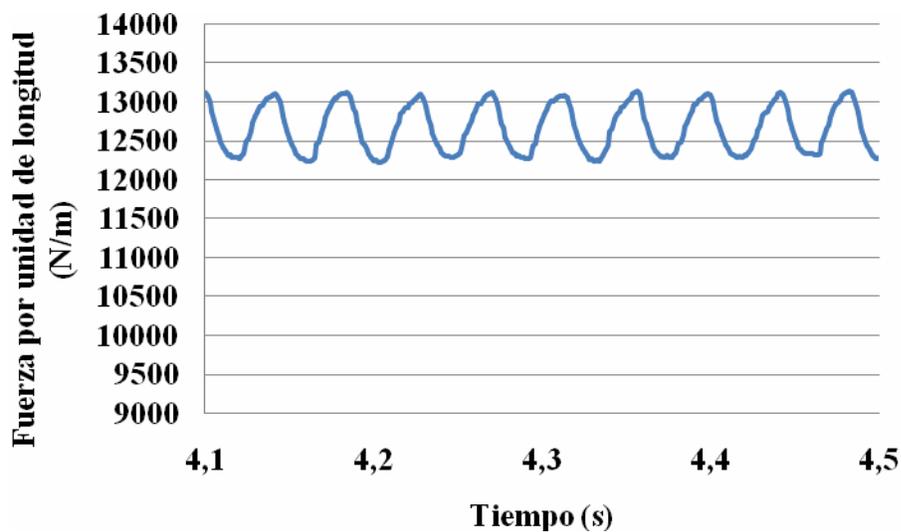


Figura 4.19. Fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor para un ángulo de ataque de 20°

Mediante las Figs. 4.5 a la 4.19 muestran el comportamiento de las fuerzas cíclicas que se generan por el desprendimiento de vórtices producido detrás del brazo cobertor de la estructura, se puede notar que la amplitud de las componentes de las fuerzas, como la fuerza resultante resultaron críticas para un ángulo de $13,33^\circ$ ya que presenta una amplitud de gran magnitud que ocasiona mayores daños sobre la estructura del escape. Sin embargo para el resto de los ángulos de ataque estudiados, se observa una misma tendencia en cuanto a las amplitudes de las fuerzas.

En la Tabla 4.6 se muestran los valores de las frecuencias generadas por las fuerzas cíclicas que actúan sobre la estructura, y el número de Strouhal respectivo para cada ángulo de ataque, evaluando la geometría bidimensional. Allí se observa que los valores de las frecuencias y los números de Strouhal disminuyen a medida que se aumenta el ángulo de incidencia del flujo, como también ocurrió en las pruebas realizadas por Ayala.

Tabla 4.6. Frecuencias, amplitudes y números de Strouhal en la geometría bidimensional con ángulo de ataque en el fluido

| Ángulo de ataque (°) | ΔF_x (N/m) | ΔF_y (N/m) | ΔF_t (N/m) | Frecuencia (Hz) | Número de Strouhal |
|----------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-----------------|--------------------|
| 10 | 144,23 | 855,32 | 860,58 | 78,70 | 0,257 |
| 11,66 | 277,35 | 1026,75 | 1068,12 | 56,68 | 0,185 |
| 13,33 | 945,86 | 3246,97 | 3376,80 | 46,97 | 0,153 |
| 15 | 104,39 | 738,69 | 831,51 | 31,66 | 0,103 |
| 20 | 114,54 | 817,79 | 826,89 | 23,61 | 0,077 |

La geometría bidimensional donde el brazo de la estructura es la que posee la inclinación, fue estudiada y sus resultados presentaron similitud en comparación con los resultados presentados anteriormente por el primer modelo en 2 dimensiones (ver Tablas 4.6 y 4.7), ya que se contó con un mallado muy similar, y el fluido incide exactamente en el mismo lugar donde choca el primer modelo estudiado, tampoco cambian las propiedades del fluido, ni ningún parámetro que pueda alterar los resultados del primer estudio. Las magnitudes de las fuerzas, frecuencias y números de Strouhal se muestran en la Tabla 4.7. Las gráficas de las fuerzas resultantes para cada ángulo de ataque se encuentran en el apéndice C.

La frecuencia de desprendimiento de vórtices fue calculada manualmente mediante la inversa del período. El período fue obtenido a través de la resta de los tiempos en los picos que representan una oscilación y por último se realizó un promedio de las frecuencias por gráficas. El número de Strouhal se calculó mediante la Ec. (2.2). Las amplitudes se obtuvieron restando el valor del tiempo en el pico máximo con el valor correspondiente del tiempo en el pico mínimo de cada gráfica respectiva.

Tabla 4.7. Frecuencias, amplitudes y números de Strouhal en la geometría de la geometría bidimensional con ángulo de ataque en el brazo

| Ángulo de ataque (°) | ΔF_x (N/m) | ΔF_y (N/m) | ΔF_t (N/m) | Frecuencia (Hz) | Número de Strouhal |
|----------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-----------------|--------------------|
| 10 | 145,023 | 859,31 | 866,01 | 79,02 | 0,258 |
| 11,66 | 278,72 | 1031,27 | 1074,01 | 56,34 | 0,184 |
| 13,33 | 950,06 | 3262,31 | 3388,96 | 47,10 | 0,153 |
| 15 | 104,98 | 742,03 | 835,08 | 31,84 | 0,104 |
| 20 | 115,12 | 822,21 | 831,43 | 23,35 | 0,076 |

Tabla 4.8. Frecuencias, amplitudes y números de Strouhal obtenidos por Ayala [1]

| Ángulo de ataque (°) | ΔF_x (N/m) | ΔF_y (N/m) | Frecuencia (Hz) | Número de Strouhal |
|----------------------|--------------------|--------------------|-----------------|--------------------|
| 10 | 0,025 | 6389,22 | 198 | 0,646 |
| 11,66 | 0,048 | 5585,10 | 143 | 0,467 |
| 13,33 | 3,000 | 4521,00 | 196 | 0,639 |
| 15 | 7,000 | 3827,00 | 152 | 0,496 |
| 20 | 11,40 | 4110,00 | 107 | 0,349 |

Es necesario señalar que estos resultados obtenidos de las fuerzas cíclicas sobre el brazo que soporta al cojinete presentan un alto grado de diferencia con respecto a los presentados por Ayala [1] en su trabajo de investigación (ver Tabla 4.8). Ello se le atribuye a las diferencias de los software usados, aunque ambos simuladores resuelven problemas de dinámica de fluidos computacional, y fueron validados por el mismo método para demostrar que son capaces de obtener resultados satisfactorios en cuanto a fuerzas de arrastre, presentan discrepancias entre sí, que puedan alterar los resultados. Estas divergencias se discuten a continuación.

El mallado computacional de los software fueron diferentes, ya que el utilizado en el presente trabajo es capaz de realizar un mallado no estructurado del modelo, lo que hace que este, se amolde más a la geometría aerodinámica, mientras que el usado

en el trabajo de investigación precedente únicamente usó mallados estructurados. Otro parámetro variante fue la condición de frontera a la salida, ya que la usada anteriormente ($\partial p / \partial x = 0$) no se pudo asignar a las simulaciones de la presente investigación por la falta de ésta en el software utilizado. Sin embargo, estudios experimentales han demostrado que resultados en cuanto a coeficientes de arrastre y de sustentación para flujos alrededor de perfiles aerodinámicos no cambian considerablemente, entonces cualquier valor de presión colocado como condición de borde no debe alterar los resultados.

El software utilizado tiene la capacidad de modelar problemas tridimensionales, como es el caso en estudio, sin embargo problemas geoméricamente bidimensionales deben ajustarse a una geometría tridimensional para ser resueltos, y eso hace que la turbulencia sea modelada correctamente, es decir, en tres dimensiones, es por ello que el programa de Dinámica de Fluidos Computacional presenta una gran ventaja respecto al usado por Ayala [1] en su trabajo de investigación que también simplificó el modelado de la turbulencia a dos dimensiones.

4.3.1 Dominio tridimensional

La elaboración del modelo tridimensional que se introdujo al software para su posterior mallado, generó una problemática, establecida en la longitud del escape. El modelo real del sistema de escape de gases tiene una longitud de 11,35 m, sin embargo utilizar toda esta distancia al momento de crear el mallado, generaría una cantidad alta de elementos que producirían a su vez un alto costo computacional. Por otro lado la condición de borde a la salida del escape podría afectar los resultados al disminuir esta distancia.

Se establecen dos opciones, la primera fue dejar la longitud del escape tal como se describió en el modelo real, o disminuir esta distancia a fin de obtener menor cantidad de nodos, la Tabla 4.9 muestra la cantidad de nodos que disminuyen al reducir el largo del ducto por donde fluye el gas. Recordando que la parte inicial del escape (donde el escape es cónico) no puede ser variable debido a que afectaría los resultados sobre la estructura, que es la zona en interés.

Tabla 4.9. Número de elementos del mallado para diferentes longitudes del escape de la turbina.

| Longitud del escape de la turbina | Número de elementos del mallado |
|--|--|
| 11,35 m | 851265 |
| 8 m | 837116 |
| 5,275 m | 825607 |

Al observar estos valores de elementos se puede notar que la diferencia de elementos entre el mallado con longitud completa y la red computacional de la distancia más corta es de tan solo 25658 elementos, lo que se consideró como insignificante, de aquí se concluyó que es preferible no modificar el modelo computacional a fin de evitarse la problemática de la condición de frontera a la salida del dominio.

4.3.1.1 Fuerzas cíclicas que actúan sobre los brazos de la estructura tipo araña.

Los brazos son enumerados en la Fig. 3.2, para darles una denominación y comprender lo que el autor describe. A continuación se presentan las Figs. 4.20 a la 4.37 representan las fuerzas en cada dirección para cada uno de los brazos que conforman la estructura tipo araña. En la geometría tridimensional, el ángulo de ataque no juega un factor importante en cuanto a las frecuencias del choque del flujo

sobre la estructura, es decir, las frecuencias obtenidas son invariantes para cada ángulo de ataque, de aquí se decidió solo presentar las gráficas respectivas al ángulo de incidencia del flujo sobre la estructura igual a $11,66^\circ$, ya que su comportamiento como se mencionó es similar.

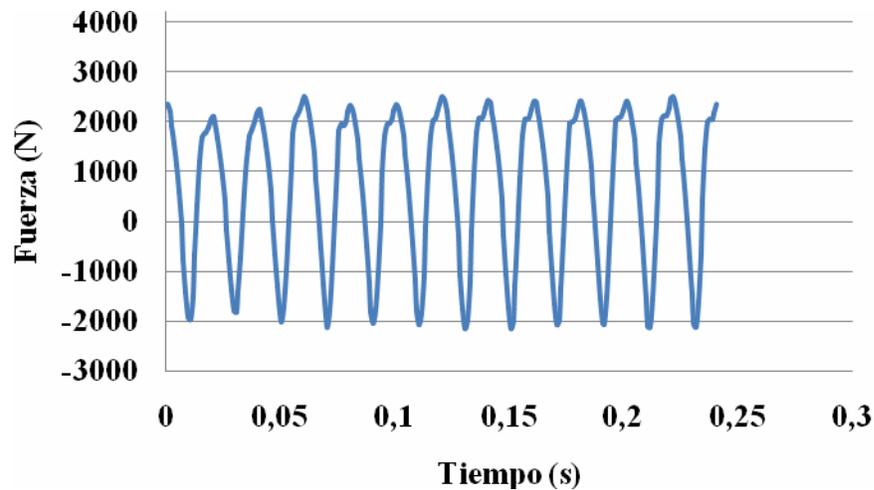


Figura 4.20. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor "1"

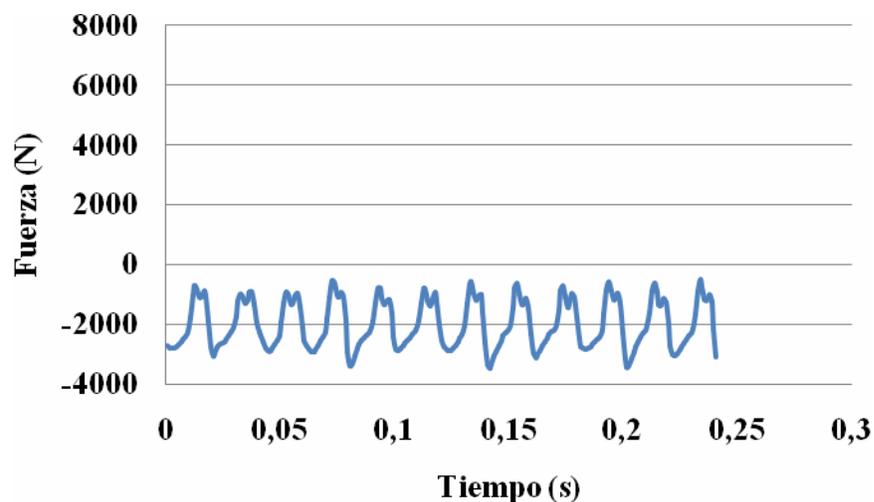


Figura 4.21. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor "1"

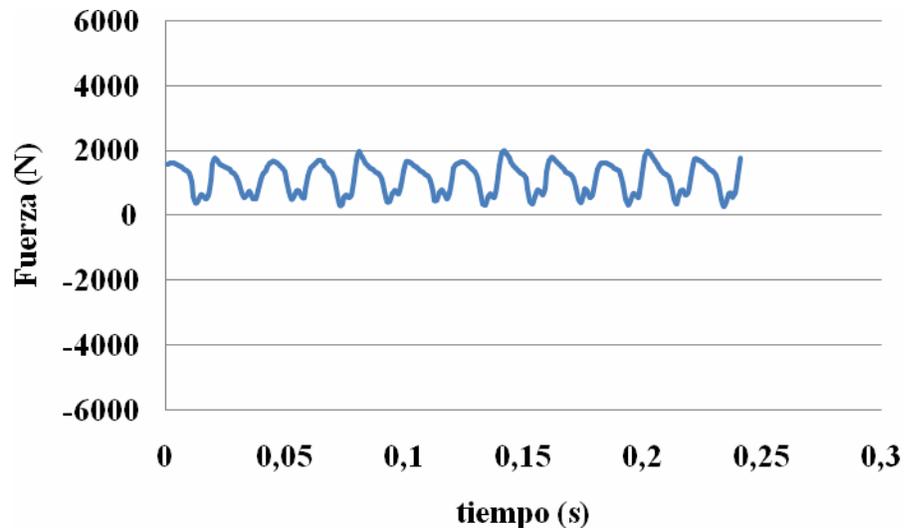


Figura 4.22. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “1”

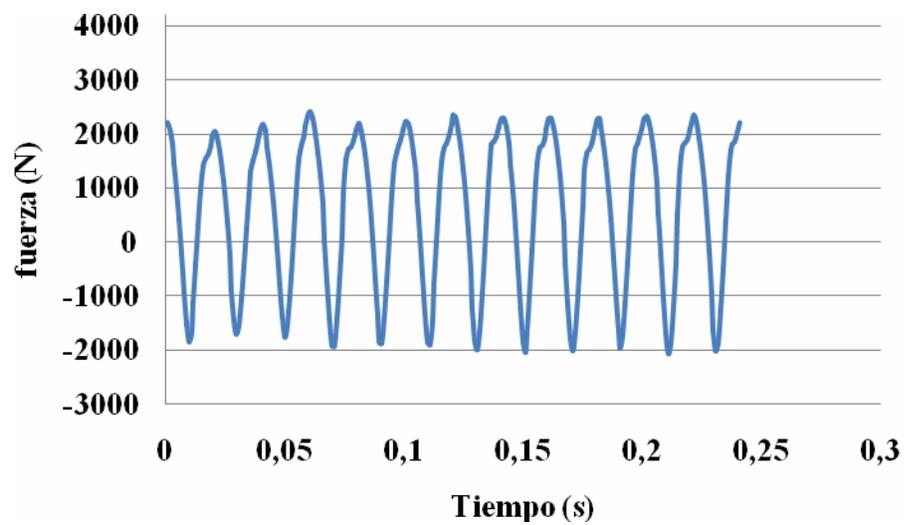


Figura 4.23. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “2”

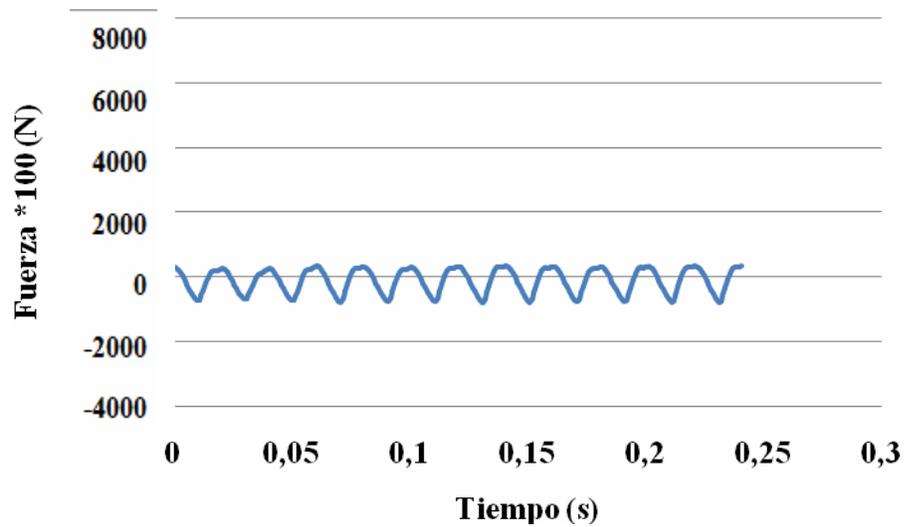


Figura 4.24. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “2”

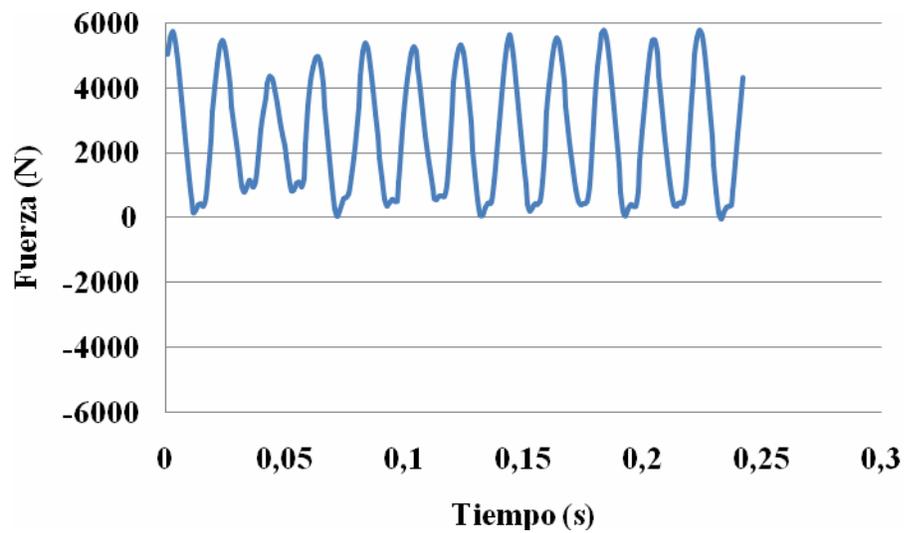


Figura 4.25. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “2”

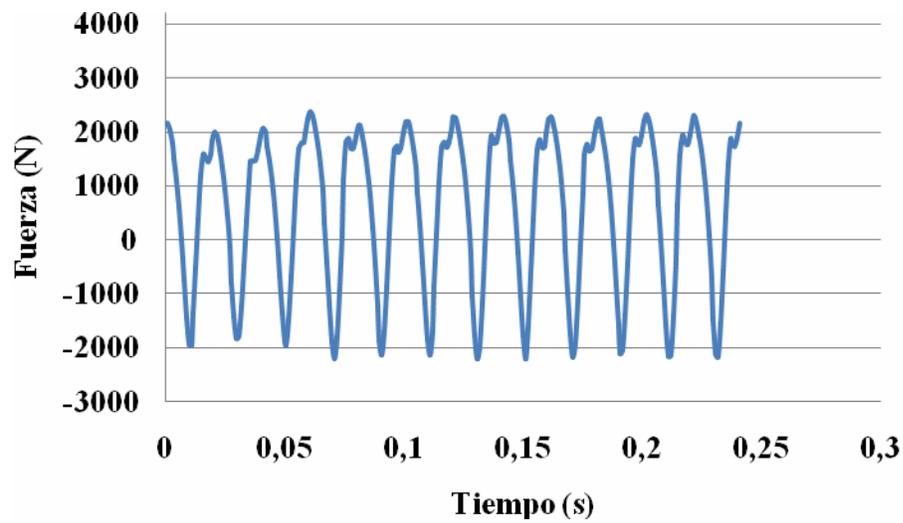


Figura 4.26. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “3”

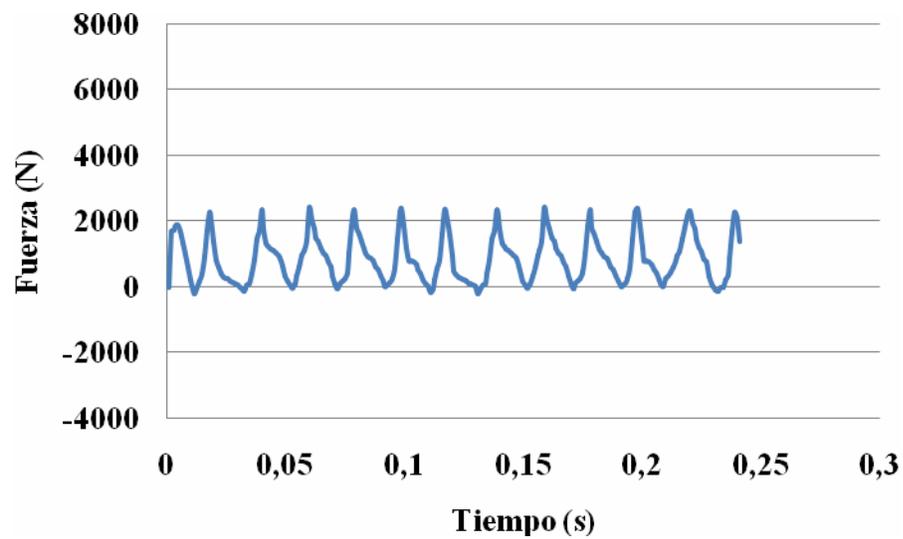


Figura 4.27. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “3”

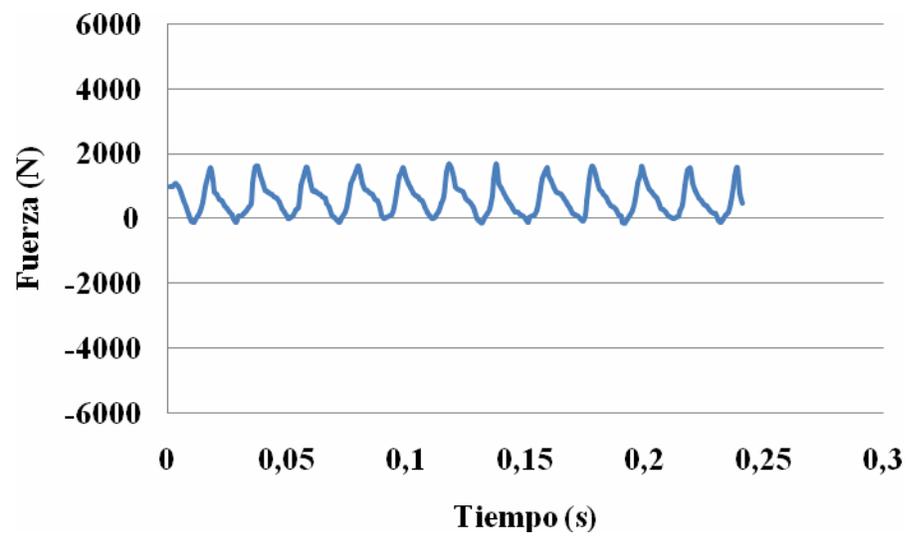


Figura 4.28. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor "3"

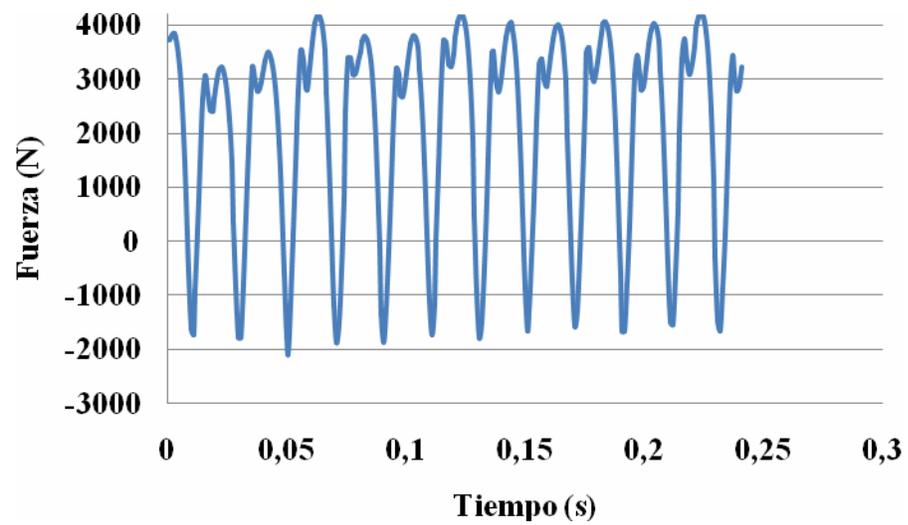


Figura 4.29. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor "4"

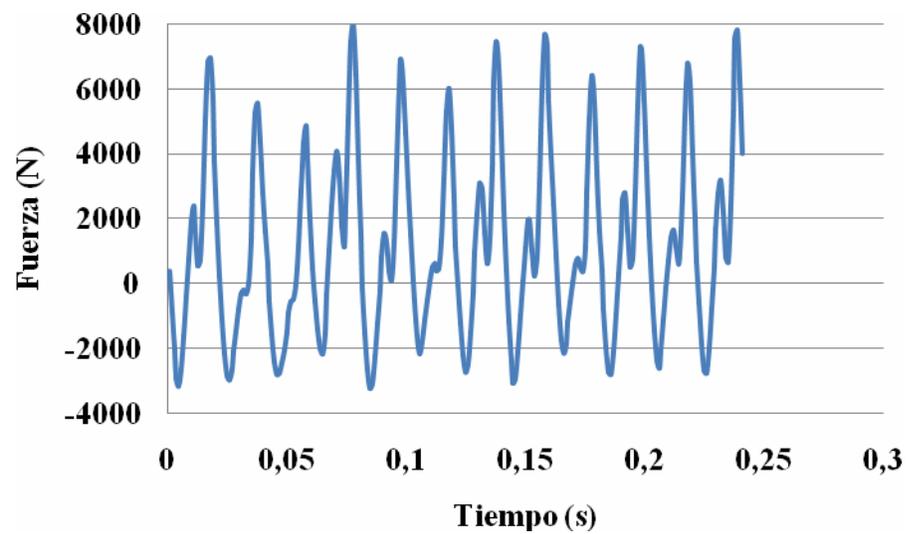


Figura 4.30. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “4”

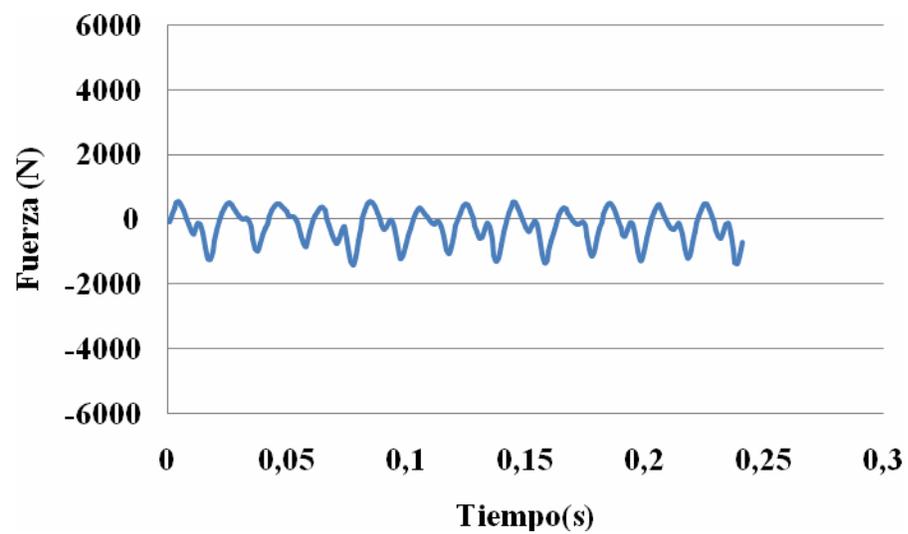


Figura 4.31. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “4”

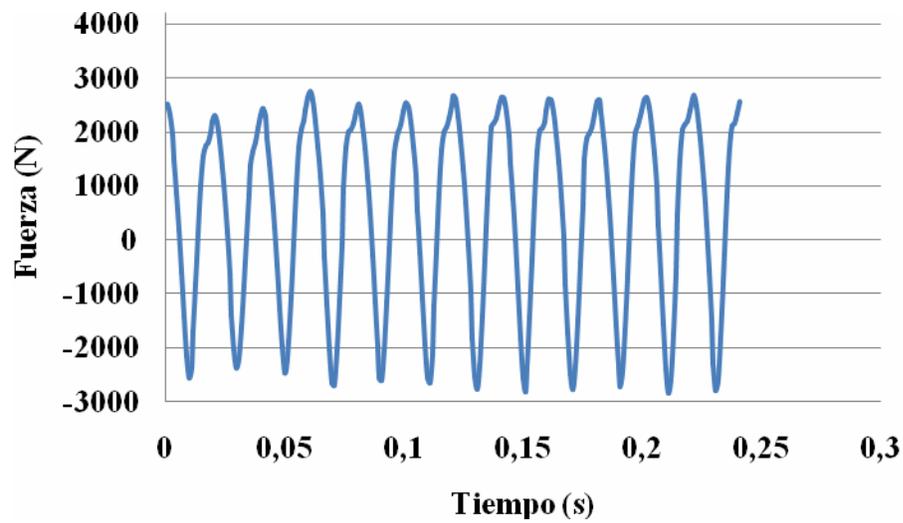


Figura 4.32. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “5”

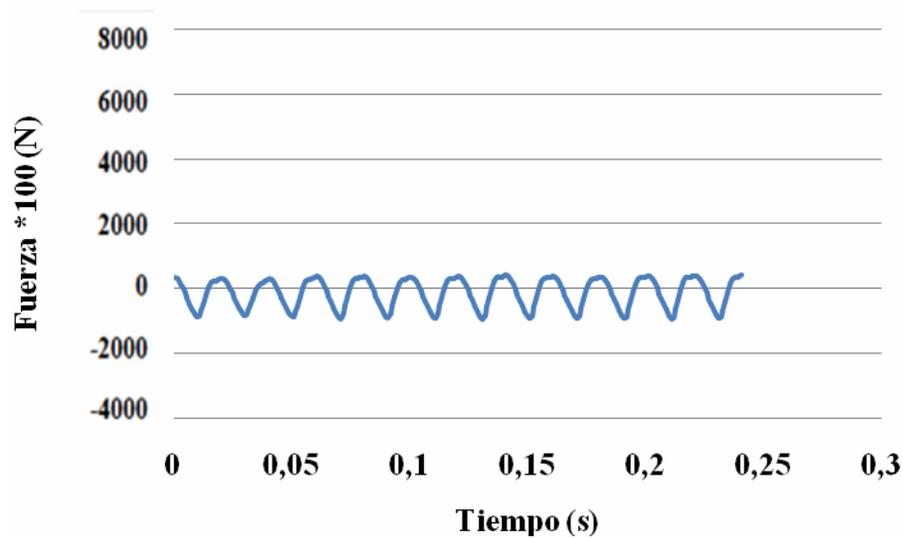


Figura 4.33. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “5”

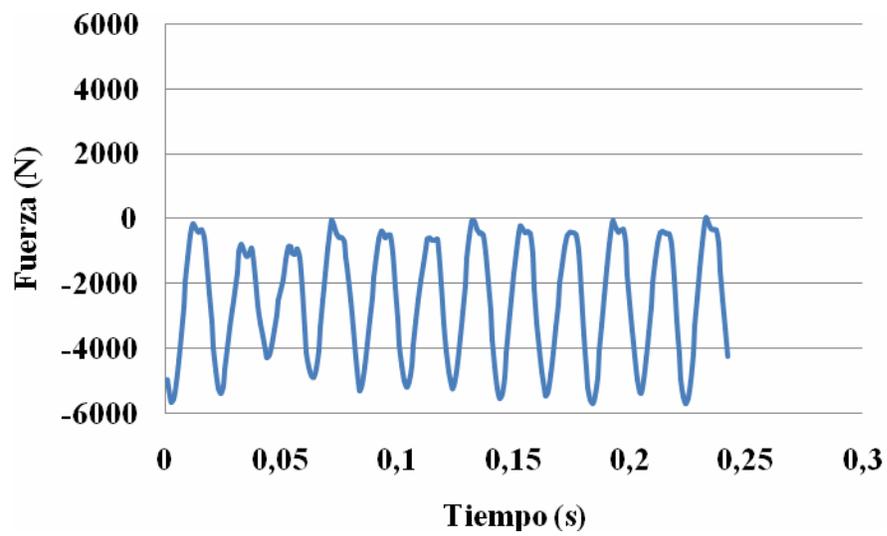


Figura 4.34. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor "5"

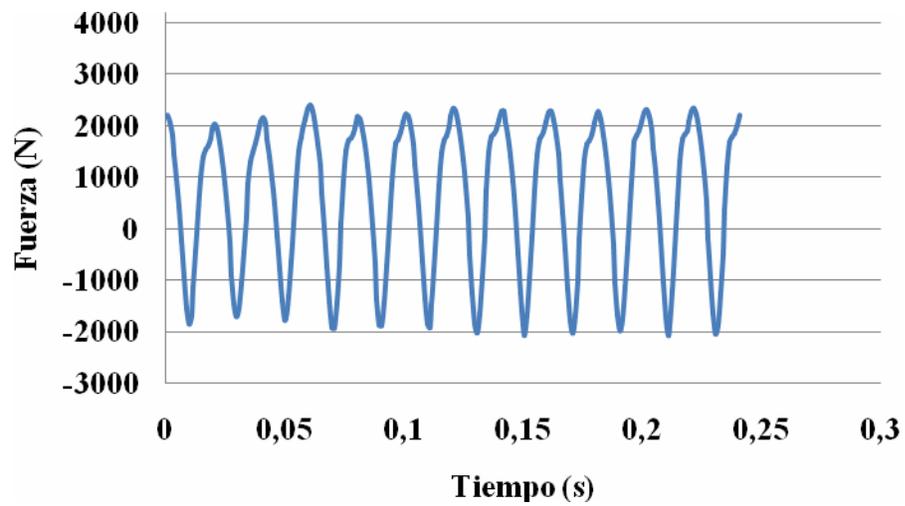


Figura 4.35. Componente x de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor "6"

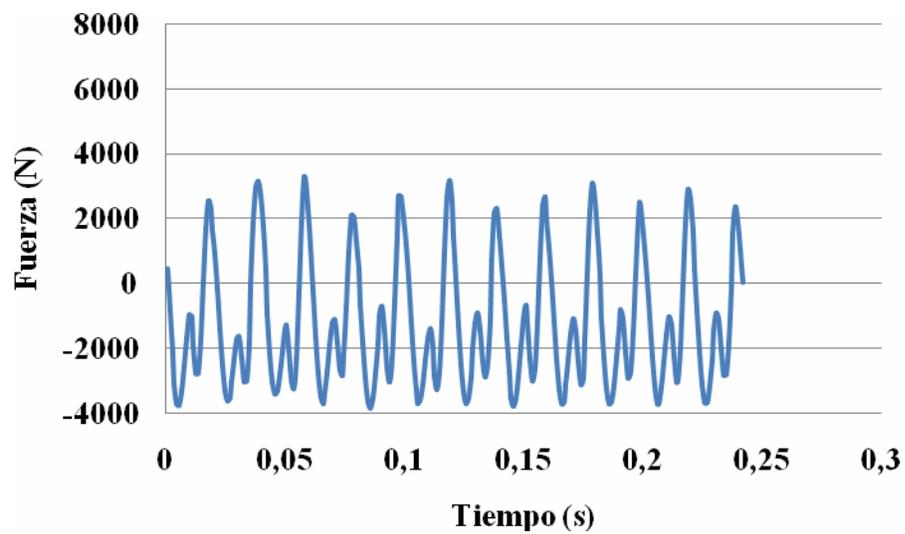


Figura 4.36. Componente y de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “6”

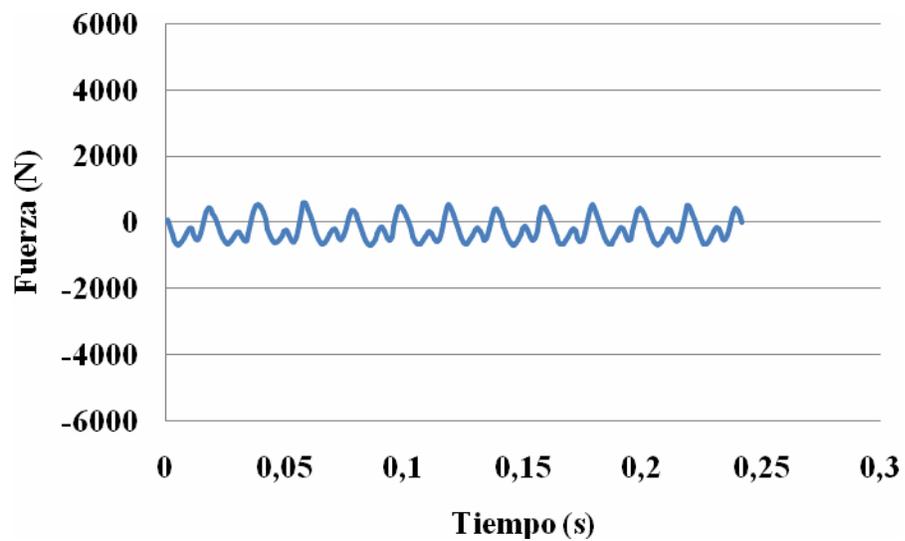


Figura 4.37. Componente z de la fuerza inestable ejercida sobre el brazo cobertor “6”

Las Figs. 4.20 a la 4.37 muestran las fuerzas que actúan sobre cada uno de los brazos de la estructura, la frecuencia de estas fuerzas cíclicas fue de 50,12 Hz y un número de Strouhal igual a 0,164. Parámetros que fueron obtenidos mediante el mismo método aplicado para el modelo bidimensional.

Las Tablas 4.10 a la 4.15 representan las amplitudes y valores promedios de las fuerzas cíclicas que se obtuvieron sobre cada uno de los brazos para distintos ángulos de ataque, pudiéndose notar que cuando el ángulo de incidencia es de 20°, ocurre una variación de la tendencia que mantienen las amplitudes a medida que se va aumentando el ángulo de ataque. Esto ocurrió debido a la alta velocidad en el eje radial (componentes y y z), que se consigue a partir de el ángulo mencionado.

Tabla 4.10. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “1”

| Ángulo de ataque (°) | Amplitud de la componente x de la fuerza (N) | Fuerza en x promedio (N) | Amplitud de la componente y de la fuerza (N) | Fuerza en y promedio (N) | Amplitud de la componente z de la fuerza (N) | Fuerza en z promedio (N) |
|----------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|
| 10 | 3582,6 | 163,75 | 1909,28 | -1908,81 | 966,5 | 1007,55 |
| 11,66 | 4562,3 | 151,35 | 2467,04 | -1928,679 | 1703,8 | 1142,36 |
| 13,33 | 4442,5 | 167,85 | 2503,37 | -2149,815 | 1444,41 | 1238,195 |
| 15 | 4491,4 | 183,3 | 2731,6 | -2407,9 | 1576,16 | 1387,62 |
| 20 | 3869,3 | 140,65 | 3523 | -3604,4 | 2033,4 | 2077,6 |

Tabla 4.11. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “2”

| Ángulo de ataque (°) | Amplitud de la componente x de la fuerza (N) | Fuerza en x promedio (N) | Amplitud de la componente y de la fuerza (N) | Fuerza en y promedio (N) | Amplitud de la componente z de la fuerza (N) | Fuerza en z promedio (N) |
|----------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|
| 10 | 3741,2 | 167,5 | 9,384 | -2,35 | 4774,32 | 3003,64 |
| 11,66 | 4323,8 | 158,3 | 11,437 | -1,993 | 6288,67 | 3205,86 |
| 13,33 | 4200,8 | 206,1 | 11,327 | -2,0007 | 6183,65 | 3684,24 |
| 15 | 4369,8 | 209,2 | 12,2826 | -2,1377 | 7610,26 | 4102,21 |
| 20 | 3574,6 | 331,8 | 12,0417 | -1,956 | 5275 | 4691,6 |

Tabla 4.12. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “3”

| Ángulo de ataque (°) | Amplitud de la componente x de la fuerza (N) | Fuerza en x promedio (N) | Amplitud de la componente y de la fuerza (N) | Fuerza en y promedio (N) | Amplitud de la componente z de la fuerza (N) | Fuerza en z promedio (N) |
|----------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|
| 10 | 3829,4 | 75,9 | 2347,142 | 1191,429 | 1678 | 748 |
| 11,66 | 4459,3 | 36,85 | 2629,48 | 1331,86 | 1912,425 | 945,388 |
| 13,33 | 4307 | 70,4 | 4038,38 | 1894,31 | 2327,0259 | 1096,887 |
| 15 | 4406,6 | 46,4 | 4084,5968 | 2044,70 | 2354,46 | 1183,567 |
| 20 | 3410,5 | 15,75 | 3835,9 | 2953,15 | 2214,25 | 1707,375 |

Tabla 4.13. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “4”

| Ángulo de ataque (°) | Amplitud de la componente x de la fuerza (N) | Fuerza en x promedio (N) | Amplitud de la componente y de la fuerza (N) | Fuerza en y promedio (N) | Amplitud de la componente z de la fuerza (N) | Fuerza en z promedio (N) |
|----------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|
| 10 | 4844,8 | 636,2 | 8351,8 | 1388 | 1665,09 | -370,455 |
| 11,66 | 6046,4 | 826,9 | 11630,1 | 2297,75 | 1914,26 | -402,07 |
| 13,33 | 6015,8 | 829,4 | 11161,3 | 2533,45 | 1940,5 | -443,95 |
| 15 | 6047,7 | 994,55 | 11939 | 2708,3 | 2082,67 | -475,565 |
| 20 | 1975,6 | 1401,2 | 4777 | -787,5 | 811,92 | 136,5 |

Tabla 4.14. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “5”

| Ángulo de ataque (°) | Amplitud de la componente x de la fuerza (N) | Fuerza en x promedio (N) | Amplitud de la componente y de la fuerza (N) | Fuerza en y promedio (N) | Amplitud de la componente z de la fuerza (N) | Fuerza en z promedio (N) |
|----------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|
| 10 | 4357,53 | 192,455 | 9,384 | -2,643 | 4228,32 | -3012,64 |
| 11,66 | 5346,9 | 349,45 | 13,937 | 0,494 | 5888,67 | -3240,665 |
| 13,33 | 5133,3 | 285,95 | 13,627 | 0,822 | 5683,65 | -3620,675 |
| 15 | 5110,8 | 374,7 | 14,7826 | 0,9386 | 7210,26 | -4130,87 |
| 20 | 4280,3 | 160,15 | 14,5417 | 1,726 | 4765 | -4609,6 |

Tabla 4.15. Amplitud aproximada de las componentes de las fuerzas cíclicas en el brazo “6”

| Ángulo de ataque (°) | Amplitud de la componente x de la fuerza (N) | Fuerza en x promedio (N) | Amplitud de la componente y de la fuerza (N) | Fuerza en y promedio (N) | Amplitud de la componente z de la fuerza (N) | Fuerza en z promedio (N) |
|----------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|
| 10 | 4244,5 | 206,95 | 6342,8 | -234,2 | 1029,96 | -102,88 |
| 11,66 | 6572,9 | 1205,25 | 6865,9 | -531,85 | 1214,18 | -91,42 |
| 13,33 | 6152 | 1167,6 | 6948,4 | -640,2 | 1228,77 | -110,585 |
| 15 | 6263 | 1372,4 | 7515,7 | -1252,05 | 1328,08 | -218,2 |
| 20 | 5361,1 | 744,05 | 6795,6 | -4674,1 | 1200,75 | -292,905 |

El parámetro más importante a evaluar en esta etapa lo representa la frecuencia del fluido, ya que si esta llega a ser igual a la frecuencia natural de la estructura tipo araña, ocurriría el fenómeno denominado resonancia.

En la tabla 4.16 se presentan las frecuencias y números de Strouhal para cada ángulo de ataque estudiado en la geometría tridimensional, obteniendo de esta manera que tanto las frecuencias y los números de Strouhal no variaron con respecto al ángulo de ataque.

Tabla 4.16. Frecuencias y Números de Strouhal para los diferentes ángulos de ataque en la geometría tridimensional

| Ángulo de ataque | Frecuencia (Hz) | Número de Strouhal |
|------------------|-----------------|--------------------|
| 10 | 50,5 | 0,1648 |
| 11,66 | 50,37 | 0,1644 |
| 13,33 | 50,13 | 0,1636 |
| 15 | 50,01 | 0,1632 |
| 20 | 49,03 | 0,1600 |

Las frecuencias obtenidas de las geometrías bidimensionales son dependientes del ángulo con que el fluido incide sobre los brazos de la estructura, sin embargo para la geometría tridimensional, la frecuencia no es dependiente de la inclinación con que incide el fluido sobre el perfil. Es notable que la frecuencia obtenida tridimensionalmente se encuentra en el rango de frecuencias obtenidas bidimensionalmente para los diferentes ángulos de ataque.

Con esta frecuencia obtenida tridimensionalmente, y el rango de frecuencias obtenidas bidimensionalmente (ver Tabla 4.17), se establece que problemas geoméricamente tridimensionales no pueden ser resueltos bidimensionalmente. Esto ocurrió así por la alta velocidad del fluido, que genera vórtices alternantes con una estela considerablemente larga. Aunque los resultados numéricos obtenidos en el presente trabajo difieren totalmente por los presentados por Ayala [1] en su trabajo de investigación, se puede afirmar que las simplificaciones que llevó a cabo en su estudio son incorrectas, debido a que el fenómeno de turbulencia es tridimensional, y no puede ser estudiado bidimensional, esto hubiese sido cierto si el flujo hubiese estado a baja velocidad donde el fluido presente régimen laminar.

Tabla 4.17. Frecuencia de oscilación del flujo, obtenidas para las diferentes geometrías del escape de la turbina

| Angulo de ataque | Frecuencia obtenida en la geometría bidimensional | Frecuencia obtenida en la geometría tridimensional | % Error |
|-------------------------|--|---|----------------|
| 10 | 78,70 | 50,5 | 55,8416 |
| 11,66 | 56,68 | 50,37 | 12,5273 |
| 13,33 | 46,97 | 50,13 | 6,3036 |
| 15 | 31,66 | 50,01 | 36,6927 |
| 20 | 23,61 | 49,03 | 51,8458 |

En las Fig. 4.38 a la 4.49 se esquematizan los valores de las componentes de las fuerzas promedios sobre los brazos en estudio (brazos 1,2,3 y 5) para los diferentes ángulos de ataque, obteniendo así que estas fuerzas son variantes y fluctuantes con los cambios del ángulo de ataque. Esto es una observación importante ya que el ángulo de ataque depende de las condiciones de operación y esto produce una importante carga cíclica sobre la estructura soporte del cojinete como se muestra notoriamente mediante las fuerzas en el eje x. La componente en y no siempre se incrementa con el ángulo de ataque, se observa una variación considerablemente importante entre 10° y 15°, mientras que la componente en z siempre se comportó de manera esperada, ya que la componente de la velocidad se incrementa con el ángulo de ataque y el flujo choca contra los lados laterales de los brazos de la estructura, produciendo así importantes campos de presión.

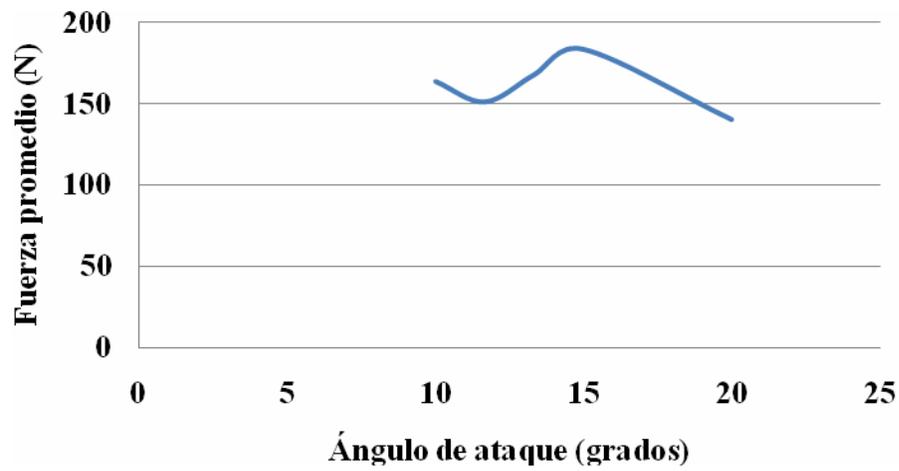


Figura 4.38. Componente x de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “1” a diferentes ángulos de ataque

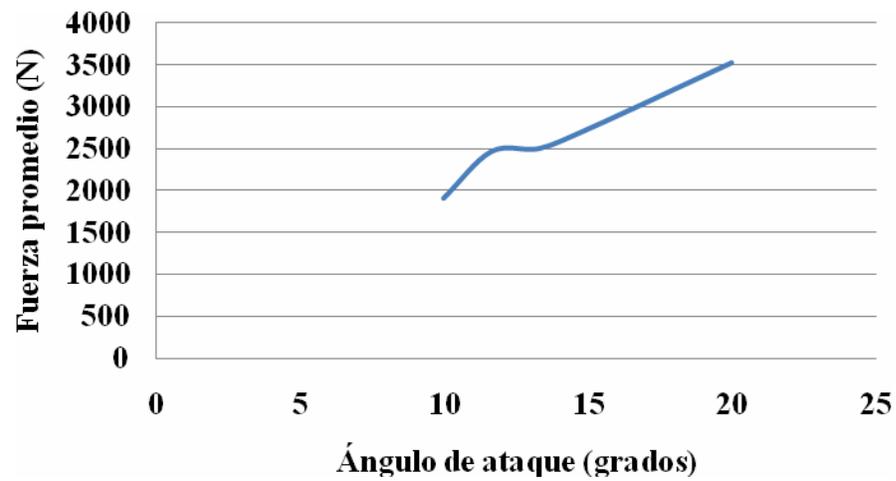


Figura 4.39. Componente y de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “1” a diferentes ángulos de ataque

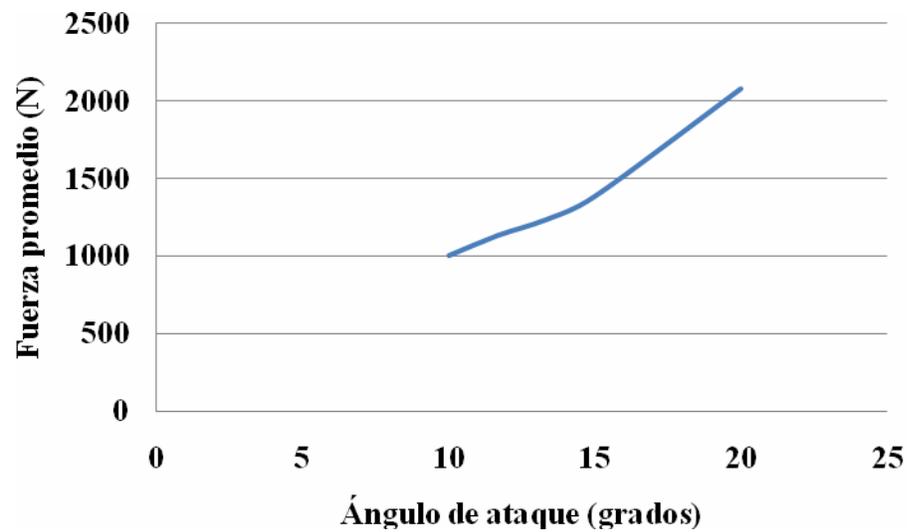


Figura 4.40. Componente z de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “1” a diferentes ángulos de ataque

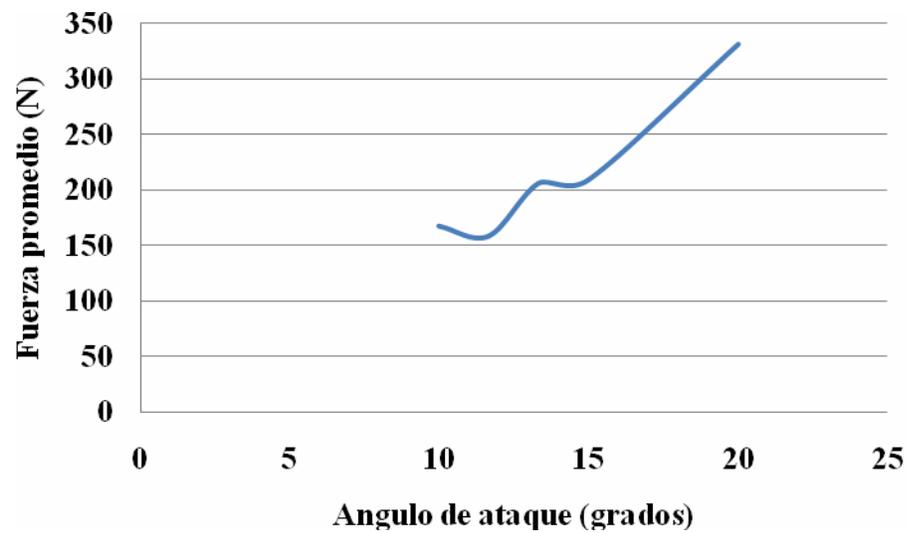


Figura 4.41. Componente x de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “2” a diferentes ángulos de ataque

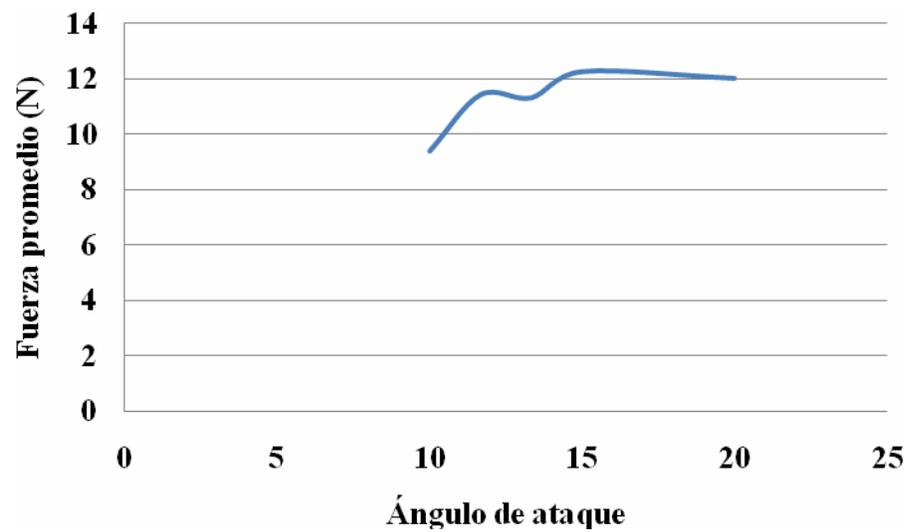


Figura 4.42. Componente y de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “2” a diferentes ángulos de ataque

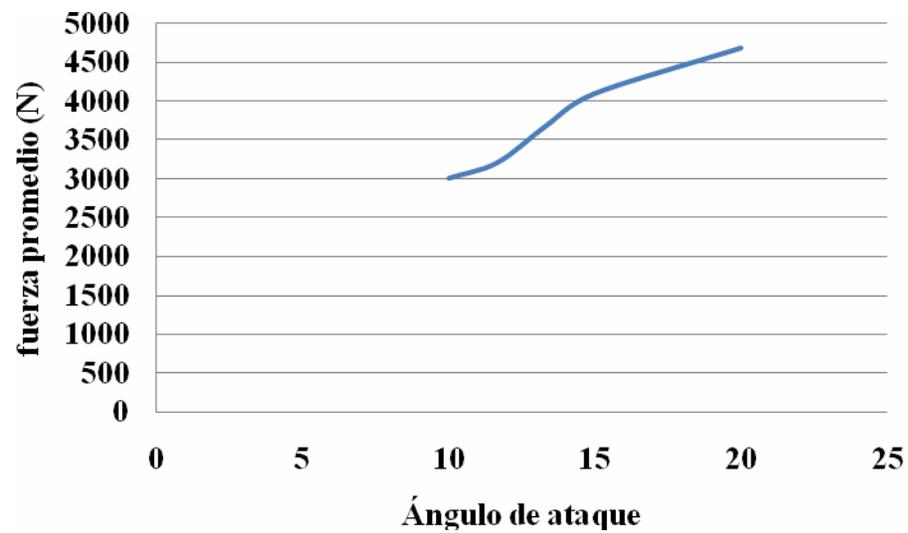


Figura 4.43. Componente z de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “2” a diferentes ángulos de ataque

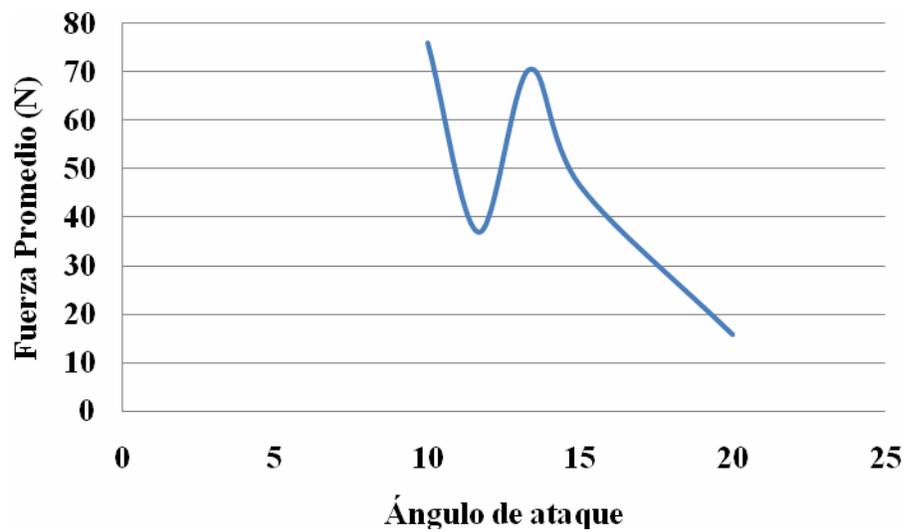


Figura 4.44. Componente x de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “3” a diferentes ángulos de ataque

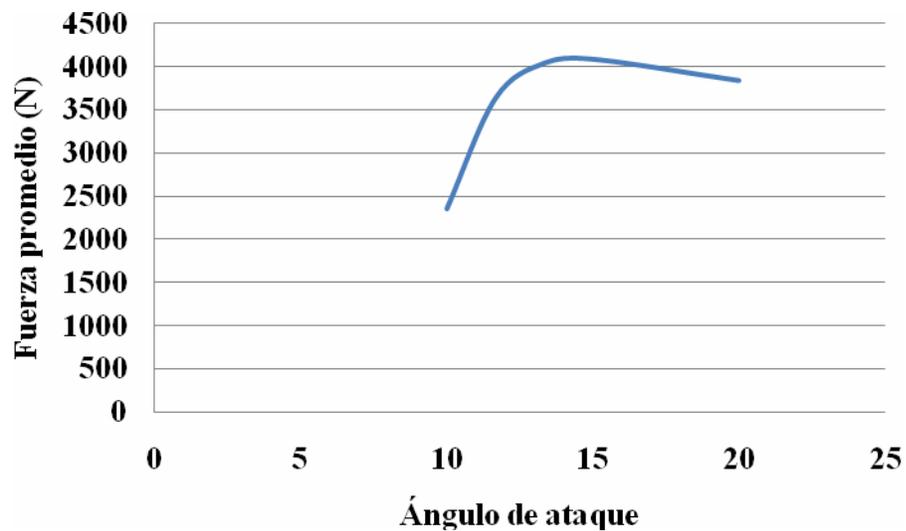


Figura 4.45. Componente y de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “3” a diferentes ángulos de ataque

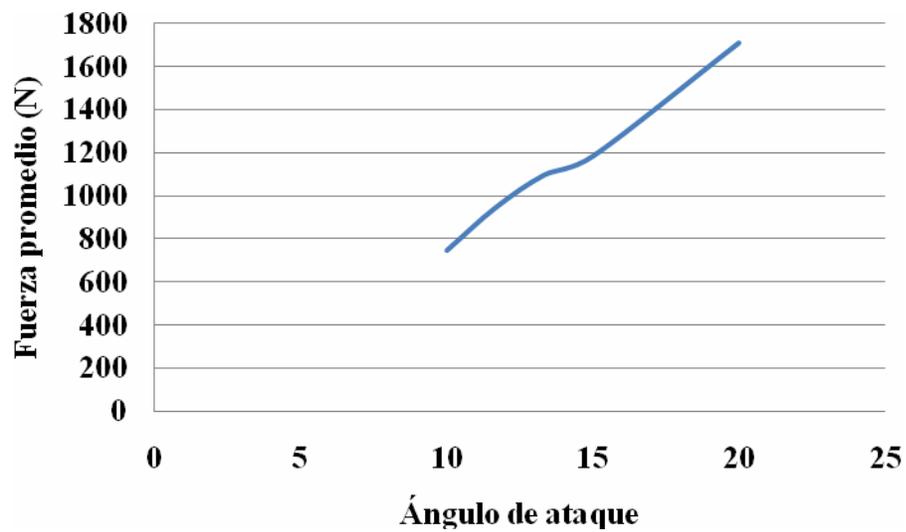


Figura 4.46. Componente z de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “3” a diferentes ángulos de ataque

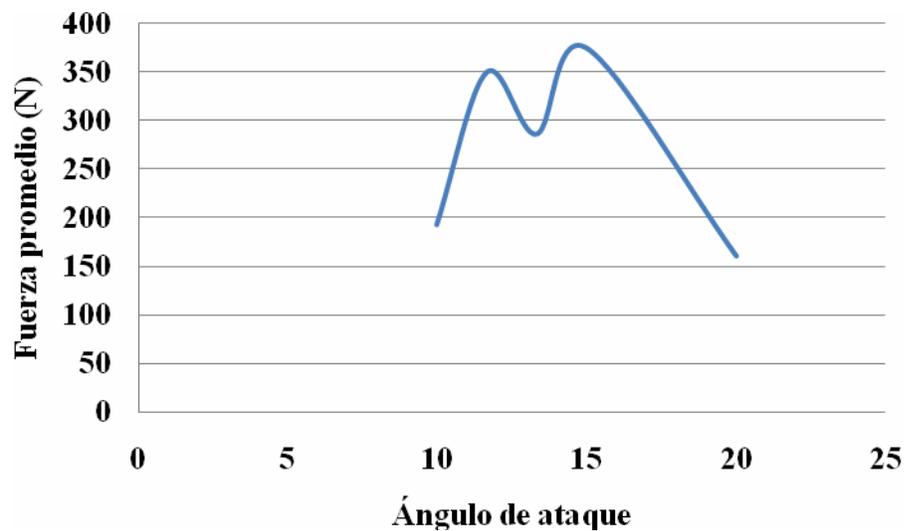


Figura 4.47. Componente x de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “5” a diferentes ángulos de ataque

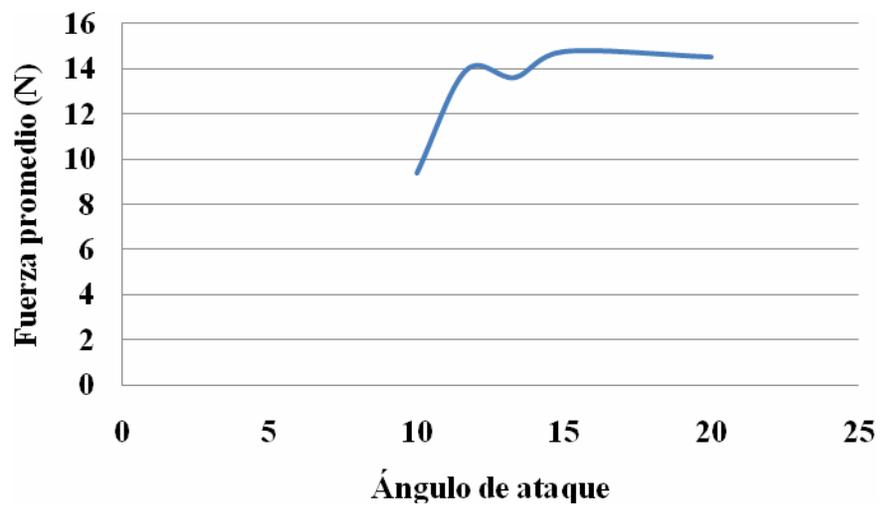


Figura 4.48. Componente y de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “5” a diferentes ángulos de ataque

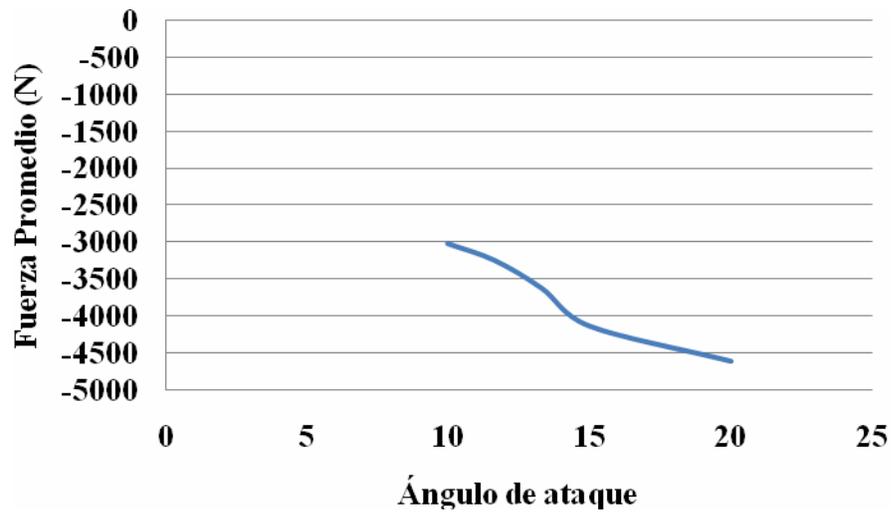


Figura 4.49. Componente z de la fuerza promedio sobre el brazo cobertor “5” a diferentes ángulos de ataque

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

1. Se puede validar un software mediante flujo alrededor de un cilindro, cuando se tratan problemas de flujo externos sobre perfiles aerodinámicos si se modela con flujo laminar.
2. Los resultados presentados en el trabajo de Ayala son notoriamente diferentes a los obtenidos en este proyecto de investigación.
3. Las configuraciones de los modelos bidimensionales, generan resultados similares entre sí.
4. En la geometría bidimensional, mientras mayor es el ángulo de incidencia del fluido sobre la estructura menor es la frecuencia de las oscilaciones del flujo.
5. La cantidad de elementos del mallado en el modelo tridimensional, no presenta diferencias considerables por la variación de la longitud del escape de gases.
6. El ángulo de ataque no influye sobre la frecuencia del fluido cuando se modela como geometría tridimensional.
7. Las fuerzas generadas están relacionadas al ángulo de ataque del fluido sobre el brazo de la estructura en modelados bidimensionales.

8. El ángulo de ataque crítico fue de $13,33^\circ$, sus amplitudes fueron grandes en comparación al resto de los ángulos.
9. Las frecuencias obtenidas tridimensionalmente, están dentro de un rango de las obtenidas bidimensionalmente.
10. Las fuerzas promedios que actúan sobre los brazos de la estructura, presentan fluctuaciones importantes que producen cargas cíclicas.

5.2 Recomendaciones

1. Estudiar experimentalmente el escape de la turbina.
2. Realizar modelados de los gases de escape a través del ducto de escape de la turbina con variación de las propiedades del fluido.
3. Simular el flujo a través del escape mediante diferentes modelos de turbulencia y realizar comparaciones entre resultados.

BIBLIOGRAFÍA

1. Ayala, O. (2009). **Análisis de las Vibraciones Inducidas por Flujo a la Estructura del Escape de una Turbina Usando Modelado por CFD**. Trabajo de Ascenso. Departamento de Mecánica. Universidad de Oriente, Anzoátegui. Venezuela.
2. Rodríguez, J. (2009). **Estudio del Comportamiento del Flujo en un Separador Vertical Gas/Líquido, a través de una Simulación Numérica Empleando la Técnica CFD**. Trabajo de grado. Universidad de Oriente, Anzoátegui. Venezuela.
3. Azocar, R. (2009). **Estudio del Comportamiento Hidráulico de un Flujo Dentro de una Tubería Helicoidal Utilizando las Técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)**. Trabajo de grado. Universidad de Oriente, Anzoátegui. Venezuela.
4. Arrégle et al. (s.f.). **Procesos y Tecnologías de Máquinas y Motores Térmicos**. Editorial Universidad Politécnica de Valencia. España.
5. Giles, R. (1994) **Mecánica de los fluidos e hidráulica (Schaum)**. Editorial McGraw Hill, Tercera Edición, México.
6. Streeter, V. (1970). **Mecánica de los Fluidos**. Editorial McGraw Hill, Cuarta Edición, México.
7. Potter, E. y Wiggert, D. (2002). **Mecánica de Fluidos**. Editorial Thomson. Tercera Edición. México.

8. Cengel, Y y Cimbala, J. (2006). **Mecánica de Fluidos, Fundamentos y Aplicaciones**. Editorial Mc Graw Hill. México.
9. Blessmann, J. (1990). **Vibrações por Desprendimiento de Vórtices**. CE-UFGRS.
10. Shames, I. (1995). **Mecánica de Fluidos**. Editorial Mc. Graw Hill. Tercera Edición. Colombia.
11. Duarte, C. y Niño, J. (2002). **Introducción a la Mecánica de Fluidos**. Editorial Universidad Nacional de Colombia. Colombia.
12. ANSYS Inc. (2005). **Ansys cfx, Release 10.0: Installation and Overview**.
13. ANSYS Inc., (2005). **ANSYS CFX, Computational Fluids Dynamics -Release 10.0:- Intro- CFD Concepts**. EE.UU.
14. ANSYS Inc (2008). **CFX 12.0 Introductory Training**. Primera Edición Ansys, Inc. EE.UU.
15. Jones, R. (1990). **Wing Theory**. Princeton University Press, Princeton. New Jersey. EE.UU.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

| | |
|------------------|--|
| TÍTULO | ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES POR INTERACCIÓN FLUIDO-ESTRUCTURA EN EL ESCAPE DE UNA TURBINA A GAS MEDIANTE LAS TÉCNICAS DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) |
| SUBTÍTULO | |

AUTOR (ES):

| APELLIDOS Y NOMBRES | CÓDIGO CULAC / E MAIL |
|----------------------------|---|
| Rodríguez P. Carlos J. | CVLAC: 18.594.539 E MAIL: yc_rod26@hotmail.com |
| | |

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Vibraciones

Escape

Fluido

Dinámica

Turbina

Fluidos

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

| ÁREA | SUBÁREA |
|---------------------------------|---------------------|
| Ingeniería y Ciencias Aplicadas | Ingeniería Mecánica |
| | |

RESUMEN (ABSTRACT):

En la presente investigación se estudió, el comportamiento de las fuerzas cíclicas generadas por vórtices alternantes en los brazos con perfiles aerodinámicos que soportan el cojinete donde reposa el eje de la turbina en la estructura del escape de una turbina a gas mediante un software computacional de CFD. En condiciones de operación, el parámetro variable para el estudio realizado consistió en el ángulo de ataque del flujo al escape de la turbina. Se utilizaron 5 ángulos de ataque del flujo para el análisis, los cuales están dados desde 10° hasta 20°, y fueron los implementados por Ayala (2009). Las frecuencias que se produjeron debido a las fuerzas cíclicas generadas, no son dependientes del ángulo de ataque, sin embargo las componentes de las fuerzas en cada dirección si varían dependiendo del parámetro considerado. Estudios bidimensionales y tridimensionales fueron evaluados para establecer una comparación entre ambos, obteniendo que los resultados tanto de magnitudes de las fuerzas como de las frecuencias mostraron buena concordancia entre sí.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

CONTRIBUIDORES:

| APELLIDOS Y NOMBRES | ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL | | | | |
|------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|--|--|
| Ayala Orlando | ROL | <input type="checkbox"/> CA | <input type="checkbox"/> AS | <input checked="" type="checkbox"/> TU | <input type="checkbox"/> JU |
| | CVLAC: | 11.420.758 | | | |
| | E_MAIL | omayalah@gmail.com | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| Martínez Johnny. | ROL | <input type="checkbox"/> CA | <input type="checkbox"/> AS | <input type="checkbox"/> TU | <input checked="" type="checkbox"/> JU |
| | CVLAC: | 11.824.561 | | | |
| | E_MAIL | johnnymartinr@hotmail.com | | | |
| | E_MAIL | | | | |
| Camargo Lino. | ROL | <input type="checkbox"/> CA | <input type="checkbox"/> AS | <input type="checkbox"/> TU | <input checked="" type="checkbox"/> JU |
| | CVLAC: | 12.732.428 | | | |
| | E_MAIL | lacs76@hotmail.com | | | |
| | E_MAIL | | | | |

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

| AÑO | MES | DÍA |
|------|-----|-----|
| 2010 | 10 | 15 |

LENGUAJE. SPA

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

ARCHIVO (S):

| NOMBRE DE ARCHIVO | TIPO MIME |
|--|--------------------|
| TESIS. Estudio vibraciones fluido-estructura.Doc | Application/msword |

**CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E
F G H I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s
t u v w x y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.**

ALCANCE:

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente /Núcleo de Anzoátegui

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

DERECHOS:

De acuerdo con el Artículo 41 “Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, el cual lo notificará al Consejo Universitario”

Rodríguez P. Carlos J.

AUTOR

Ayala Orlando

TUTOR

Martínez Johnny

JURADO

Camargo Lino

JURADO

Suárez Diógenes

POR LA SUBCOMISION DE TESIS