

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN IMPULSOR PARA GENERADOR ELÉCTRICO SUMERGIBLE

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA

SAUL MORALES ESTEVEZ

DIRECTOR:

DR. MARIO EMIGDIO RODRÍGUEZ CASTILLO

CO-DIRECTORES:

DR. CELERINO RESÉNDIZ ROSAS

DR. LUIS MANUEL PALACIOS PINEDA

121 Páginas

Pachuca de Soto, Hgo., México octubre 2016.

Agradecimientos

Agradezco a las instituciones que han hecho posible la realización del trabajo presentado en esta memoria de tesis por la ayuda económica brindada por el Consejo de Ciencia y Tecnología (CONACYT) y al Tecnológico Nacional de México, Instituto Tecnológico de Pachuca institución de enorme calidad que me brindó todo el apoyo durante mi estancia.

Quiero agradecer a mi asesor de tesis, el Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo que me brindó conocimientos invaluable para llevar a cabo mi investigación y su paciencia para que este trabajo se pudiera culminar.

Agradezco a los miembros del jurado el Dr. Celerino Reséndiz Rosas y al Dr. Luis Manuel Palacios Pineda por su valiosa contribución que hicieron en este trabajo y por su disposición para alcanzar las metas planeadas en mi formación académica.

Finalmente agradezco a familia quienes han estado a mi lado compartiendo alegrías, triunfos y tristezas durante todo este periodo de dos años, pero principalmente a mi esposa, Lic. Claudia Paulina Peña Renaud y mi hija Anna Paula Morales Peña por darme todo su amor, comprensión y apoyo incondicional y a mis padres Gloria Estevez Ortiz y Felipe Morales Zamora y hermana Rocío Morales Estevez, por sus enseñanzas, paciencia, esfuerzos, sacrificio, para formarme, educarme y proveer las fuerzas necesarias para llegar hasta lo que hoy en día hemos construido juntos.

Resumen

El presente trabajo tiene como propósito el Diseño y Construcción de un Generador Sumergible para Río de Energía Eléctrica Sustentable (GSR) de 2kW para consumo propio.

Se ha diseñado una turbina para cumplir con las necesidades energéticas, tomando en cuenta la mejoría en eficiencia y materiales de construcción. Así mismo se trabajó en la transmisión que interconectará a la turbina impulsora con el generador de Energía Eléctrica. Con un daño al ecosistema de la región mínimo, comparado con el que se necesitaría realizar en la implementación normal utilizando combustibles o la construcción de represas.

Para el diseño y análisis, se obtuvieron los cálculos necesarios para desarrollar el diseño de la turbina GSR y transmisión en el programa computacional SOLIDWORKS, y mediante el uso de análisis computacional asistido por computadora (CFD), ANSYS FLUENT, para el estudio del medio a interactuar con la turbina GSR y ANSYS STRUCTURAL de los diferentes diseños como es la transmisión y turbina.

El potencial eléctrico obtenido será intervenido con el diseño de control eléctrico que se seleccionará para obtener calidad en el voltaje y corriente.

Abstract

The present work aims to design and construct a river submersible 2kW generator for sustainable electric power (GSR), for self consumption.

It has been designed a turbine to meet energy needs, taking into account the improvement in efficiency and construction materials. In addition, we worked on the transmission connection with the driving turbine power generator. The damage to the ecosystem of the region is minimum compared to that needed to perform the normal implementation using fuel or building dams.

For the design and analysis, the calculations will be performed, to develop the design of the GSR turbine and transmission, the SOLIDWORKS computer program, and using computer analysis program (CFD), ANSYS FLUENT, for the study of the medium and the GSR interact with the ANSYS STRUCTURAL was employed for the different designs such as different transmission and turbine.

The electric potential obtained will be modified with the design of electrical control to select for quality in the voltage and current.

Índice

| | |
|---|-----|
| Agradecimientos | I |
| Resumen | II |
| Abstract | III |
| Índice de Figuras | VI |
| Índice de Tablas | IX |
| Nomenclatura | X |
| Capítulo I Introducción | 1 |
| 1.1 Objetivo General | 4 |
| 1.2 Objetivos Específicos | 4 |
| Capítulo II Marco Teórico | 5 |
| 2.1 Panorama general de producción de energía eléctrica | 5 |
| 2.2 Generación hidroeléctrica | 8 |
| 2.3 Turbinas | 11 |
| 2.3.1 Turbina Helicoidal Gorlov (GHT) | 13 |
| 2.3.2 Turbina Darrieus y H-Darrieus | 14 |
| 2.3.3 Savonious | 15 |
| 2.4 Simulación de la turbina hidráulica y eólica | 16 |
| 2.5 La teoría de disco y la teoría Momentum | 16 |
| 2.6 Modelo matemático. | 18 |
| 2.7 Modelo Computacional | 19 |
| 2.8 Método de Volúmenes Finitos | 21 |
| 2.9 Modelo de Turbulencia | 22 |
| 2.10 Transmisión. | 23 |
| 2.11 Sistema Eléctrico. | 24 |
| 2.11.1 Tipos de convertidores de CC/CA onduladores e inversores | 24 |
| 2.11.2 Control por modulación por ancho de pulso PWM. | 26 |
| 2.11.3 Generador y alternador eléctrico | 28 |
| Capítulo III Desarrollo experimental | 30 |
| 3.1 Recolección de parámetros. | 30 |
| 3.2 Modelado y Análisis de Flujo | 32 |
| 3.3 Diseño de geometría | 37 |

| | |
|--|-----------|
| 3.4 Simulación y Análisis en ANSYS FLUENT | 41 |
| 3.5 Diseño de transmisión..... | 42 |
| 3.6 Simulación y Análisis en ANSYS STRUCTURAL | 45 |
| Capítulo IV Construcción del prototipo..... | 49 |
| 4.1 Hélices a escala..... | 49 |
| 4.2 Turbina a escala | 51 |
| 4.3 Construcción tamaño real | 52 |
| 4.4 Selección de componentes eléctricos..... | 53 |
| Capítulo V Resultados..... | 58 |
| 5.1 Análisis de resultados de ANSYS FLUENT para turbinas y hélices | 58 |
| 5.1.2 Velocidad | 59 |
| 5.1.2 Presión..... | 63 |
| 5.2 Análisis de resultados de ANSYS STRUCTURAL para hélices | 66 |
| 5.2 Análisis de resultados de ANSYS STRUCTURAL para transmisión..... | 72 |
| 5.3 Resultados de prueba de turbina | 73 |
| Conclusiones y trabajos futuros | 76 |
| Conclusiones..... | 76 |
| Trabajos futuros | 77 |
| Bibliografía..... | 78 |
| Anexos..... | 81 |
| A. Construcción y planos de turbina | 81 |
| B. Procedimiento de análisis en software ANSYS FLUENT | 91 |
| C. Congreso internacional de Energías Renovables y Mantenimiento Industrial 2015.... | 101 |
| D. International Congress on Alternative Energies - CINEA 2015 | 113 |

Índice de Figuras

| | |
|---|----|
| FIGURA 2.1. CONSUMO MUNDIAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA, 1990-2010 (VARIACIÓN PORCENTUAL) [10]..... | 5 |
| FIGURA 2.2. GENERACIÓN ELÉCTRICA DE FUENTES RENOVABLES OCDE, 2010 (PORCENTAJE) [10]..... | 8 |
| FIGURA 2.3. FUENTES PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA MUNDIAL 2010 Y 2040 (PORCENTAJE) [10]..... | 8 |
| FIGURA 2.4. GENERACIÓN MUNDIAL DE ENERGÍA RENOVABLE EN 2020 POR FUENTE DE GENERACIÓN [13]..... | 10 |
| FIGURA 2.5. TURBINAS HIDRÁULICAS DE FLUJO AXIAL: (A) EJE INCLINADO, (B) AMARRE FLOTADOR; (C) AMARRE RÍGIDO..... | 12 |
| FIGURA 2.6. TURBINAS DE FLUJO TRANSVERSAL: (A) EN EL PLANO, (B) H-DARRIEUS, (C) DARRIEUS, (D) SAVONIOUS, (E) HELICOIDAL..... | 12 |
| FIGURA 2.7. TURBINA GHT DE 3 ÁLABES[23]..... | 13 |
| FIGURA 2.8. TURBINA DARRIEUS..... | 14 |
| FIGURA 2.9. TURBINA H-DARRIEUS..... | 15 |
| FIGURA 2.10. TURBINA SAVONIOUS..... | 15 |
| FIGURA 2.11. LA DENSIDAD DE POTENCIA DE LA TURBINA EÓLICA Y EL CANAL AUMENTADO DE TURBINA HIDRÁULICA ($C_p=0.35$) [5]. | 16 |
| FIGURA 2.12. CÁLCULO DEL ÁREA DE UNA SECCIÓN TRANSVERSAL [4]..... | 18 |
| FIGURA 2.13. DEFINICIÓN DE VOLUMEN DE CONTROL..... | 21 |
| FIGURA 2.14. INVERSOR CON TRANSFORMADOR DE TOMA MEDIA O PUSH-PULL..... | 25 |
| FIGURA 2.15. INVERSOR EN MEDIO PUENTE..... | 25 |
| FIGURA 2.16. INVERSOR EN PUENTE COMPLETO..... | 26 |
| FIGURA 2.17. GENERACIÓN DE UNA SEÑAL PWM..... | 27 |
| FIGURA 2.18. GENERACIÓN DE UNA SEÑAL PWM EN UN CUARTO DE SENOIDE COMPLETA..... | 27 |
| FIGURA 2.19. ESPECTRO DE FOURIER DE LA TENSIÓN DE SALIDA DEL INVERSOR MONOFÁSICO PWM A 10KHZ..... | 28 |
| FIGURA 2.20. PARTES DE UN ALTERNADOR..... | 29 |
| FIGURA 3.1. COEFICIENTE DE SUSTENTACIÓN CORRESPONDIENTE AL COEFICIENTE DE ARRASTRE..... | 33 |
| FIGURA 3.2. ÁNGULO DE ATAQUE SEGÚN EL COEFICIENTE DE SUSTENTACIÓN..... | 34 |
| FIGURA 3.3. VARIACIÓN DE LA RAZÓN DE SUSTENTACIÓN AL ARRASTRE CON EL ÁNGULO DE ATAQUE..... | 35 |
| FIGURA 3.4. RENDIMIENTO AERODINÁMICO (C_p) VS. λ , PARA DIFERENTE NÚMERO DE PALAS..... | 36 |
| FIGURA 3.5. HÉLICES PROPUESTAS, A) PERFIL HELICOIDAL L, B) PERFIL RECTO NACA0012, C) PERFIL HELICOIDAL CURVO Y D) PERFIL HELICOIDAL NACA0012..... | 38 |
| FIGURA 3.6. TURBINA HELICOIDAL L, 3 HÉLICES..... | 38 |
| FIGURA 3.7. TURBINA HELICOIDAL L, 4 HÉLICES..... | 39 |
| FIGURA 3.8. TURBINA HELICOIDAL NACA0012, 3 HÉLICES..... | 39 |
| FIGURA 3.9. TURBINA HELICOIDAL NACA0012, 4 HÉLICES..... | 39 |
| FIGURA 3.10. TURBINA RECTA NACA0012, 4 HÉLICES..... | 40 |
| FIGURA 3.11. TURBINA HELICOIDAL CURVO, 3 HÉLICES..... | 40 |
| FIGURA 3.12. TURBINA HELICOIDAL CURVO, 4 HÉLICES..... | 40 |
| FIGURA 3.13. INICIO DE LA SIMULACIÓN..... | 41 |
| FIGURA 3.14. RESULTADOS DE SIMULACIÓN..... | 42 |
| FIGURA 3.15. DISEÑO DE TRANSMISIÓN..... | 44 |
| FIGURA 3.16. STATIC STRUCTURAL..... | 45 |
| FIGURA 3.17. DATOS TÉCNICOS (ENGINEERING DATA)..... | 46 |
| FIGURA 3.18. MODELO (MODEL)..... | 46 |
| FIGURA 3.19. ÁRBOL DE OPERACIONES DEL MODELO..... | 47 |
| FIGURA 3.20. RESULTADO EN HÉLICES..... | 47 |
| FIGURA 3.21. RESULTADOS TURBINA CUATRO HÉLICES PERFIL S..... | 48 |
| FIGURA 4.1. IMPRESIÓN DE HÉLICES Y EJE DE TURBINA..... | 49 |
| FIGURA 4.2. HÉLICE PERFIL HELICOIDAL NACA 0012..... | 50 |
| FIGURA 4.3. HÉLICE PERFIL HELICOIDAL CURVO..... | 50 |

| | |
|---|----|
| FIGURA 4.4. HÉLICE HELICOIDAL PERFIL L..... | 51 |
| FIGURA 4.5. TURBINA 4 HÉLICES PERFIL HELICOIDAL CURVO | 51 |
| FIGURA 4.6. CORTE DE LAS HÉLICES. | 52 |
| FIGURA 4.7. CORTE DE PAREDES DE TURBINA. | 52 |
| FIGURA 4.8. TURBINA 4 HÉLICES PERFIL CURVO TAMAÑO REAL PROPUESTO. | 53 |
| FIGURA 4.9. ALTERNADOR..... | 54 |
| FIGURA 4.10. REGULADOR DE VOLTAJE | 54 |
| FIGURA 4.11. BATERÍA | 54 |
| FIGURA 4.12. INVERSOR DE VOLTAJE | 54 |
| FIGURA 4.13. CONEXIÓN DE ALTERNADOR..... | 55 |
| FIGURA 4.14. DIAGRAMA PROPUESTA ALTERNADOR | 55 |
| FIGURA 4.15. GENERADOR ELÉCTRICO | 56 |
| FIGURA 4.16. DIAGRAMA PROPUESTA ALTERNADOR..... | 57 |
| FIGURA 5.1 RESIDUALES DE LAS HÉLICES | 58 |
| FIGURA 5.2 RESIDUALES DE TURBINAS | 59 |
| FIGURA 5.3 TURBINA HELICOIDAL L, 3 HÉLICES | 59 |
| FIGURA 5.4 HÉLICE HELICOIDAL L..... | 60 |
| FIGURA 5.5 TURBINA HELICOIDAL NACA0012, 4 HÉLICES..... | 60 |
| FIGURA 5.6 HÉLICE HELICOIDAL CURVO. | 61 |
| FIGURA 5.7 TURBINA HELICOIDAL CURVO, 3 HÉLICES..... | 61 |
| FIGURA 5.8 TURBINA HELICOIDAL CURVO, 4 HÉLICES..... | 62 |
| FIGURA 5.9 TURBINA HELICOIDAL NACA0012, 3 HÉLICES..... | 63 |
| FIGURA 5.10 TURBINA HELICOIDAL NACA0012, 4 HÉLICES..... | 64 |
| FIGURA 5.11 TURBINA HELICOIDAL CURVO, 3 HÉLICES..... | 64 |
| FIGURA 5.12 TURBINA HELICOIDAL L, 3 HÉLICES | 65 |
| FIGURA 5.13 HELICOIDAL CURVO | 66 |
| FIGURA 5.14 HELICOIDAL NACA0012 | 66 |
| FIGURA 5.15 TURBINA HELICOIDAL L | 67 |
| FIGURA 5.16 HELICOIDAL CURVO | 67 |
| FIGURA 5.17 HELICOIDAL NACA0012 | 68 |
| FIGURA 5.18 TURBINA HELICOIDAL L | 68 |
| FIGURA 5.19 DEFORMACIÓN TOTAL DE TURBINA HELICOIDAL CURVO. | 70 |
| FIGURA 5.20 PRESIÓN DE TURBINA HELICOIDAL CURVO. | 70 |
| FIGURA 5.21 ANÁLISIS DE DEFORMACIÓN TOTAL EN ANSYS..... | 72 |
| FIGURA 5.22 DEFORMACIÓN TOTAL DEL EJE..... | 72 |
| FIGURA 5.23 DEFORMACIÓN ELÁSTICA DEL EJE | 73 |
| FIGURA 5.24 FUNCIONAMIENTO Y PRUEBA DE TURBINA. | 74 |
| FIGURA A.1 SELECCIÓN DE PLANOS DE TRABAJO..... | 81 |
| FIGURA A.2 GEOMETRÍA DE LA HÉLICE. | 82 |
| FIGURA A.3 HÉLICE TERMINADA. | 82 |
| FIGURA A.4 CARAS EXTERNAS CON EJE PRINCIPAL..... | 83 |
| FIGURA A.5 HÉLICE PRINCIPAL DE LA TURBINA. | 83 |
| FIGURA A.6 GEOMETRÍA DE TURBINA FINAL. | 84 |
| FIGURA A.7 TURBINA HELICOIDAL CURVA. | 84 |
| FIGURA A.8 HÉLICE HELICOIDAL CURVO..... | 85 |
| FIGURA A.9 PARED DE TURBINA..... | 85 |
| FIGURA A.10 EJE DE LA TURBINA. | 86 |
| FIGURA A.11. TRANSMISIÓN Y CAJA | 86 |
| FIGURA A.12. CAJA DE TRANSMISIÓN | 87 |

| | |
|--|-----|
| FIGURA A.13. TRANSMISIÓN | 87 |
| FIGURA A.14 DIMENSIONES DE CAJA DE TRANSMISIÓN | 88 |
| FIGURA A.15. ENGRANE DE TRANSMISIÓN..... | 89 |
| FIGURA A.16. PIÑÓN DE TRANSMISIÓN..... | 90 |
| FIGURA B.1 WORKBENCH DE ANSYS Y FLUID FLOW (FLUENT)..... | 91 |
| FIGURA B.2 ÁRBOL DE OPERACIONES DE GEOMETRÍA..... | 91 |
| FIGURA B.3 GEOMETRÍA (GEOMETRY)..... | 92 |
| FIGURA B.4 ÁRBOL DE OPERACIONES MALLA | 92 |
| FIGURA B.5 ENTRADA (INLET) | 93 |
| FIGURA B.6 SALIDA (OUTPUT) | 93 |
| FIGURA B.7 PARED (WALL) | 94 |
| FIGURA B.8 FLUIDO (FLUID)..... | 94 |
| FIGURA B.9 MALLA (MESH)..... | 95 |
| FIGURA B.10 PARÁMETROS INICIALES (FLUENT LAUNCHER) | 95 |
| FIGURA B.11 ÁRBOL DE PARÁMETROS DE PROGRAMACIÓN (SETUP) | 96 |
| FIGURA B.12 PROGRAMACIÓN (SETUP) | 96 |
| FIGURA B.13 MODELO VISCOSO (VISCOUS MODEL) | 97 |
| FIGURA B.14 MATERIALES (MATERIALS) | 97 |
| FIGURA B.15 CONDICIONES DE ZONA DE CELDA (CELL ZONE CONDITIONS) | 98 |
| FIGURA B.16 BOUNDARY CONDITIONS | 98 |
| FIGURA B.17 VALORES DE REFERENCIA (REFERENCE VALUES)..... | 99 |
| FIGURA B.18 INICIALIZACIÓN HIBRIDO (SOLUTION INITIALIZATION) | 99 |
| FIGURA B.19 SOLUCIÓN DEL CALCULO (RUN CALCULATION) | 100 |
| FIGURA B.20 RESULTADOS (RESULTS) | 100 |

Índice de Tablas

| | |
|--|----|
| TABLA 2.1. VARIACIÓN ANUAL DEL CONSUMO DE ELECTRICIDAD CORRESPONDIENTE A LOS AÑOS 2007 A 2010 [10]. | 6 |
| TABLA 3.1. PARÁMETROS NECESARIOS PARA LA SIMULACIÓN. | 30 |
| TABLA 3.2. DEMANDA DIARIA DE ENERGÍA. | 31 |
| TABLA 3.3. POTENCIA Y TORQUE CALCULADO. | 37 |
| TABLA 3.4. ELEMENTOS DEL ENGRANE CALCULADOS CON BASE EN LA NORMA AGMA. | 43 |
| TABLA 4.1. TABLA DE DATOS DEL GENERADOR. | 56 |
| TABLA 5.1 VELOCIDADES OBTENIDAS PARA TURBINAS. | 62 |
| TABLA 5.2 VELOCIDAD DE TURBINA HELICOIDAL CURVO. | 63 |
| TABLA 5.3 PRESIONES OBTENIDAS PARA TURBINAS. | 65 |
| TABLA 5.4 PRESIÓN OBTENIDA PARA HÉLICES. | 67 |
| TABLA 5.5 DEFORMACIÓN TOTAL OBTENIDA PARA HÉLICES. | 68 |
| TABLA 5.6 ANÁLISIS MODAL. | 69 |
| TABLA 5.7 ANÁLISIS MODAL DE TURBINA HELICOIDAL CURVO. | 71 |
| TABLA 5.8. VELOCIDAD DE FLUJO DEL RÍO Y VELOCIDAD ANGULAR DE LA TURBINA. | 74 |

Nomenclatura

| Símbolo | Descripción |
|----------------|--|
| GSR | <i>Generador Sumergible de Rio</i> |
| ρ | <i>Densidad</i> |
| v | <i>Volumen</i> |
| V | <i>Velocidad</i> |
| E_c | <i>Energía cinética</i> |
| F | <i>Fuerza</i> |
| S | <i>Superficie de barrido</i> |
| C_p | <i>Coefficiente de potencia</i> |
| Q | <i>Caudal</i> |
| \vec{V} | <i>Campo de velocidades</i> |
| P | <i>Presión</i> |
| P_c | <i>Potencia</i> |
| \vec{F} | <i>Fuerzas externas</i> |
| T | <i>Tensor de esfuerzos</i> |
| F_L | <i>Fuerza de arrastre</i> |
| \vec{F}_c | <i>Flujos convectivos</i> |
| \vec{F}_x | <i>Flujos viscosos</i> |
| \vec{W} | <i>Variables conservativas</i> |
| τ_{ij} | <i>Esfuerzo cortante en dirección j y perpendicular en i</i> |
| \vec{Q} | <i>Vector de términos fuente</i> |
| μ | <i>Viscosidad</i> |
| ω | <i>Velocidad angular</i> |
| H | <i>Par de torsión</i> |
| T | <i>Torque</i> |

| | |
|----------|---|
| CC | <i>Corriente continúa</i> |
| CA | <i>Corriente alterna</i> |
| kHz | <i>kilo Hertz</i> |
| h | <i>Altura</i> |
| b | <i>Base</i> |
| d | <i>Diámetro</i> |
| η_d | <i>Factor de seguridad en el diseño</i> |
| S_f | <i>Esfuerzo cortante ultimo</i> |
| P_d | <i>Paso diametral</i> |
| T_M | <i>Torque de la turbina</i> |
| r_A | <i>Radio del engrane</i> |
| r_B | <i>Radio del piñón</i> |
| PLA | <i>Ácido Poliláctico</i> |

1. Capítulo I Introducción

Agua y energía son dos bienes esenciales para la vida. Tanto agua como energía son producidas con base en los recursos que proporciona la naturaleza. En el caso del agua, el ciclo hidrológico general; en el caso de la energía, elementos como los combustibles fósiles y nucleares. En el caso de los combustibles fósiles y nucleares, elementos no renovables que causan un impacto ambiental grave a nuestro ecosistema; en cambio los diferentes recursos que pueden aprovecharse como energía limpias y renovables están siendo utilizadas por su cordialidad con el medio ambiente y su muy bajo porcentaje de contaminación como son energía eólica, solar, geotérmica, hidráulica etc. [1,2].

Las energías renovables crecieron a una tasa promedio anual de 2.9% de 1990 a 2010, y contribuyeron con 19.4% de la generación de energía eléctrica mundial [3]. Existe una tendencia mundial en la implementación de energías alternas y sustentables, donde este trabajo se enfocará principalmente en la generación de energía hidráulica.

La hidráulica, es la producción de energía eléctrica que se obtiene a partir de cualquier masa de agua en movimiento, como la corriente de un arroyo o río; para aplicaciones locales de menor escala, debido principalmente, a la ubicación que puede dificultar la conexión de red eléctrica en áreas rurales en nuestro país.

El sol inicia el ciclo hidrológico con la evaporación de agua, es llevada sobre los continentes por la circulación atmosférica y al precipitar y fluir por la superficie de los terrenos en forma de arroyos y ríos es capaz de proporcionar energía [4].

Históricamente, los ríos han jugado un papel primordial en la formación y el mantenimiento de las civilizaciones. La mayor parte de las áreas pobladas del mundo tienen un río en su proximidad, que les proporciona una fuente de agua dulce, alimento y transporte. Muchos países en desarrollo se entrecruzaban con ríos que transportan volumen significativo de agua todo el año, provocando un bajo costo y un eficaz mecanismo para el aprovechamiento de la energía del río que fluía, revolucionando el escenario de la generación de energía rural.

Una breve mirada a los atlas del mundo revela una interesante correlación entre la población, la necesidad de la electrificación en estas regiones [5].

Para poder utilizar la fuerza del agua en los caudales de los ríos deben considerarse las diferentes formas de la fuente del líquido, pues esta puede ser un río, un arroyo, un canal u otra corriente, que permita suministrar el volumen y la presión suficiente para generar electricidad [4,5,6].

Muchos países han desarrollado activamente pequeñas centrales hidroeléctricas. En algunas zonas rurales, las pequeñas centrales son de uso frecuente en aplicaciones autónomas o semiautónomas para reemplazar generadores diésel o de otras fuentes de energía a pequeña escala. A finales de 2009, la generación mundial hidroeléctrica en pequeña escala alcanzó un estimado de 60 GW, de los de 980 GW totales. Estados Unidos, registró 10 GW de plantas de pequeña escala, de los 81 GW de su capacidad hidroeléctrica total [3].

El reporte anual de energías renovables de *Renewables Energy Policy Network for the 21st century (REN21)*, la mitad de esta capacidad se encuentra en países desarrollados, tan solo Europa concentra 20%. Las energías eólicas y solares fotovoltaicas fueron las que más incrementaron capacidad durante 2011, con 40% y 30% de nueva capacidad, respectivamente, seguidas por la hidroeléctrica con casi 25% [7].

Los países que utilizan de manera más intensiva las energías renovables para la generación de electricidad son Islandia, Noruega, Paraguay, Colombia, Brasil y Canadá, que van desde 100% hasta 61% de participación [7]. Por otra parte en el año 2013, la producción en nuestro país de energía primaria totalizó 9,020.21 PJ, menor 0.4%, con respecto a 2012 [8].

La meta de generación eléctrica al 2024, establecida en la Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables y el Financiamiento de la Transformación Energética (LAERFTE), es de 35% de la energía eléctrica proveniente de fuentes no fósiles.

La aportación de las fuentes renovables en nuestro país a la generación de energía para servicio público se constituyó mediante: 2.33% de energía geotérmica equivalentes 2,973.95 GW, 0.69% de energía Eólica 883.43 GW, 7.20% de energía hidráulica 9,178.40 GW, así como el 0.01% a través de tecnología fotovoltaica 7.34 GW. En cuanto a la capacidad efectiva, la composición fue: 1.56% de energía geotérmica, 1.13% de energía Eólica, 21.79% de energía hidráulica, así como el 0.01% a través de tecnología fotovoltaica. [9]

En México la capacidad de generación hidráulica para servicio público que opera de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) en centrales con una capacidad igual o menor que 30 MW se integra por 94 unidades en 42 centrales. Esta capacidad instalada para la generación eléctrica por medio de las plantas, mini y micro hidroeléctricas se concentra en 14 estados de la República menores que 30 MW. Cabe destacar la existencia de plantas instaladas hace ya más de cien años, las cuales siguen en servicio, como es el caso de las ubicadas en los estados de Hidalgo, México y Puebla.

La generación de las hidroeléctricas disminuyó 12.2% debido a un menor factor de planta observado en diversas centrales respecto a los años 2012 y 2013 [10].

INEGI reporta al 2010 que 2 millones 44 mil 525 habitantes que representan el 1.82% de los mexicanos no cuentan con electricidad en sus viviendas por parte de CFE ya que no encuentran viable extender líneas de transmisión de red eléctrica por que se encuentran demasiado alejada, cuentan con muy pocos habitantes, económicamente no es viable, por lo que algunos pobladores optan por una planta generadora de electricidad cuya fuente motriz es un motor de combustión interna utilizando como materia prima diésel y gasolinas o bien es nulo el suministro energético [11].

Existen en la República Mexicana comunidades o asentamientos humanos que no cuentan con el acceso a una red de energía eléctrica, la mayoría de estos que se encuentren a las cercanías de un río para desarrollar y diseñar el proyecto: “Diseño y Construcción de un Generador Sumergible para Río de Energía Eléctrica Sustentable (GSR)”, que permita a las poblaciones con estas características, puedan contar con el suministro eléctrico necesario para cubrir las necesidades básicas de una familia y a su vez, permitan el desarrollo de actividades agrícolas que faciliten su vida diaria, para satisfacer esta demanda energética, se construirá un prototipo con los siguientes componentes en general: turbina GSR, transmisión, generador, anclas, protecciones y accesorios; con características adecuadas donde sea posible el desarrollo hidrocínético, con una afectación mínima al medio ambiente y una alteración nula al ecosistema, referente a las actuales generaciones de energía, colaborando así con la disminución del calentamiento global y la conservación del ecosistema.

En estas zonas, lo que se pretende satisfacer son las necesidades básicas del consumo energético con las que aún no cuentan o bien la disminución de este consumo por medio de otras fuentes como las antes mencionadas son: iluminación, conservación de alimento, comunicación y producción básica agrícola, entre otros.

La reducción del costo efectivo y el desarrollo de un nuevo mecanismo para el aprovechamiento de la energía del río o arrollo, puede revolucionar el escenario de la generación de energía rural; donde se podrá dar servicio de energía eléctrica a una casa o parcela que aún carezca del suministro eléctrico.

Existe gran interés por desarrollar nuevas tecnologías que reduzcan costos en generación y producción de energía, con el impulso de este prototipo, se creará un productor electromecánico a baja escala, con un costo de inversión medio y con un retorno de inversión a corto plazo.

1.1 Objetivo General

Diseñar y construir un Generador de aproximadamente 2kW, que aproveche la energía mecánica de un río y la convierta en energía eléctrica.

1.2 Objetivos Específicos

- Realizar una amplia investigación de campo para considerar todos los aspectos a intervenir en el proyecto de la generación de energía eléctrica.
- Elaborar y analizar propuestas para impulsor, transmisión y generador.
- Diseñar y construir: impulsor.
- Diseñar la transmisión.
- Diseñar modelos analíticos virtuales y físicos, para el perfeccionamiento del prototipo y sus componentes.
- Construir el prototipo GSR.
- Seleccionar componentes eléctricos y auxiliares del prototipo.

2. Capítulo II Marco Teórico

2.1 Panorama general de producción de energía eléctrica

La Agencia Internacional de Energía (AIE) estimó que el consumo de electricidad continuará incrementando. Para obtener una solución al alza en la demanda energética se han buscado energías alternativas como son las fuentes limpias y sustentables, con costos de producción cada vez menores y a su vez menor impacto ambiental negativo y con una disponibilidad sin importar la zona geográfica.

El consumo mundial de energía eléctrica en los años de 1990 a 2012, mediante variación porcentual se muestra a continuación en la *figura 2.1*, y en la *tabla 2.1* se muestra la variación porcentual anual del consumo de energía eléctrica del año 2007 a 2010 [10].



Figura 2.1. Consumo mundial de energía eléctrica, 1990-2010 (variación porcentual) [10].

El aumento de la demanda mundial de electricidad crece más rápido de lo esperado por la industria energética, lo cual genera un desafío para mantener la creciente con baja inversión para reemplazar la infraestructura obsoleta y crecer en conjunto con la demanda mundial. El abastecimiento de electricidad a los consumidores también depende de las redes de transmisión y distribución a las cuales están conectadas las distintas centrales de generación. Cuando la capacidad de las redes es limitada, se requiere construir plantas especializadas de generación cercanas a las zonas de consumo.

Tabla 2.1. Variación anual del consumo de electricidad correspondiente a los años 2007 a 2010 [10].

| Concepto | Variación anual del consumo de electricidad | | | |
|-----------------------------|---|-------------|-------------|------------|
| | 2007 | 2008 | 2009 | 2010 |
| Total mundial | 5.0 | 1.7 | -0.6 | 7.2 |
| Economías avanzadas | 2.3 | -0.3 | -4.1 | 5.2 |
| Francia | -0.2 | 1.6 | -3.4 | 6.3 |
| Japón | 2.7 | -4.6 | -2.9 | 6.8 |
| Estados Unidos | 2.8 | -0.3 | -4.5 | 4.4 |
| Canadá | 1.3 | -0.6 | -6.9 | 8.8 |
| Reino Unido | -1.0 | 0.0 | -5.9 | 2.2 |
| Alemania | 0.3 | -0.3 | -5.7 | 6.7 |
| Italia | 0.2 | 0.0 | -6.2 | 3.2 |
| Economías emergentes | 8.8 | 4.3 | 3.7 | 9.4 |
| India | 10.7 | 5.8 | 7.6 | 8.0 |
| China | 15.4 | 6.1 | 7.7 | 12.4 |
| México | 3.4 | 2.0 | -0.6 | 3.4 |
| Brasil | 5.2 | 3.8 | -0.6 | 7.5 |
| Sudáfrica | 4.8 | -3.3 | -3.6 | 4.0 |
| Rusia | 2.9 | 3.5 | -5.4 | 5.9 |

En lo que respecta a la producción por tipo, la elaboración por petróleo pesado aportó 54.1%, con una caída de 1.4% comparado con 2012. La producción de petróleo ligero observó un incremento de 1.6%, mientras que la producción de petróleo súper ligero disminuyó 5.7% en relación al año anterior, aportando 12.3% de la producción total.

La producción bruta de gas natural, se observó un incremento de 0.8%. En el año 2013 el gas enviado a la atmósfera disminuyó 3.3% y el aprovechamiento del gas natural se mantuvo en 98.0%.

La elaboración de carbón mineral, durante 2013 totalizó 316.27 PJ, 1.8% mayor respecto a 2012. El carbón no coquizable, representó 89.3% de la producción total y fue 0.9% mayor que el del año anterior. Por su parte, la producción de carbón coquizable fue el 10.7% del total y aumentó un 6.8% con respecto a 2012.

La obtención de energía nuclear aumentó 34.3%, para pasar de 91.32 PJ en 2012 a 122.60 PJ en 2013. Este aumento se debe a la regularización de las operaciones en la central nucleoelectrica Laguna Verde.

La geoenergía totalizó 131.33 PJ durante 2013. Dicha producción presentó una disminución de 1.4% respecto a 2012 producto de retiros de centrales que alcanzaron su vida útil.

La energía eólica, durante el 2013 incrementó el 14.8% respecto a 2012, pasando de 13.12 PJ a 15.07 PJ. Lo anterior se debió a que las centrales Oaxaca I, II, III, IV y La Venta III entraron

en operación normal y aportaron 5.85 PJ. Adicionalmente, los autogeneradores de electricidad aportaron 8.54 PJ de energía eólica y las centrales eléctricas públicas aportaron 0.68 PJ.

La producción de energía solar aumentó un 12.7% respecto a 2012. Esto último fue resultado de un incremento de 11.2% en el área total instalada de calentadores solares y de 28.6% en la capacidad total instalada en módulos fotovoltaicos. Lo anterior aunado a la incipiente participación de las centrales eléctricas públicas y de autogeneración, las cuales aportaron 0.9% al total de la producción de este tipo de energía.

La obtención de biogás, mostró un incremento de 8.1%, pasando de 1.82 PJ en 2012 a 1.97 PJ en 2013.

La biomasa, que se integra por bagazo de caña (32.7%) y leña (67.3%) pasó de 351.82 PJ en 2012 a 379.26 PJ en 2013.

La generación de las hidroeléctricas disminuyó 12.2% debido a un menor factor de planta observado en diversas centrales [8, 12].

Se ha optado por diversificar las tecnologías para la generación eléctrica a fin de que la oferta se adecue a las condiciones del entorno en el que se pretende satisfacer la demanda de electricidad. Las centrales de generación eléctrica en la actualidad son básicamente de dos tipos tecnológicos: primarias renovables o no renovables.

El crecimiento de las energías renovables, aunado al incremento constante de los precios de los combustibles fósiles, la creciente preocupación mundial por el efecto que generan en el cambio climático, ya que se estima que las emisiones de bióxido de carbono (CO₂) tendrán un alto costo a futuro, tanto ambiental como económico. En la *figura 2.2*, se muestra la generación de energía eléctrica mediante fuentes renovables de los miembros de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico (OCDE).

Se espera que, a nivel global, para el año 2040, el esquema energético del sector eléctrico se diversifique de tal manera que exista menos dependencia de fuentes contaminantes y se utilice en mayor proporción las fuentes renovables para satisfacer la demanda. Sin embargo, los pronósticos de la Agencia Internacional de la Energía (AIE) son conservadores; pese al cambio constante de las políticas energéticas, sigue considerándose al carbón como un recurso básico para la generación de electricidad a nivel mundial esto se puede apreciar en la *figura 2.3*[10].

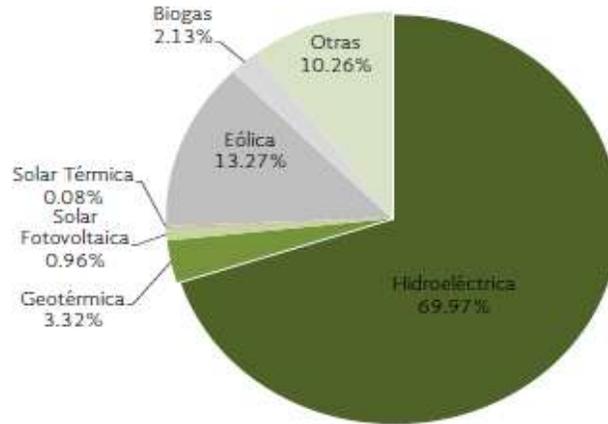


Figura 2.2. Generación eléctrica de fuentes renovables OCDE, 2010 (porcentaje) [10].

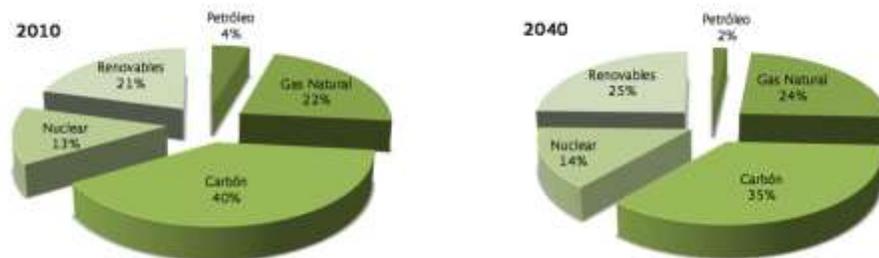


Figura 2.3. Fuentes para la generación de energía eléctrica mundial 2010 y 2040 (porcentaje) [10].

La electrificación en zonas rurales en países de desarrollo como China, India, Brasil aparece como los principales impulsores del aumento en la demanda de energía en el futuro. Sin embargo, según al programa de las naciones unidas para el desarrollo, más de 2 mil millones de personas tienen acceso cero a la electricidad, 1 mil millones de personas adoptan fuentes de energía mundana (pilas secas, velas y queroseno) y 2,5 millones de personas en los países en desarrollo, principalmente en las zonas rurales, tienen acceso marginal a la red eléctrica [5, 10].

2.2 Generación hidroeléctrica

El potencial hidroeléctrico en México de gran, mediana y pequeña escala como es el caso de las turbinas mini o micro donde su primordial propósito es explotación de estos recursos hidrológicos del país.

Dentro de las características a considerar del recurso hidráulico, es su estado variable, esto significa que el caudal puede ser inestable a lo largo del año. Siendo necesario conocer su

magnitud promedio mediante un estudio anual, en donde sus propiedades dependen de las condiciones atmosféricas de la región [13].

La energía hidroeléctrica a pequeña escala se refiere a la utilización de la energía hidráulica a través de centrales hidroeléctricas pequeñas descentralizadas que, en general, suponen un impacto medioambiental relativamente menor. La mayoría de las instalaciones se instalan en ríos pequeños y no disponen de lago almacenador, sino de embalses de diferentes tamaños y construcción.

En Alemania se consideran pequeñas las centrales con una potencia de hasta 1 MW. En China, una central hidráulica pequeña puede tener hasta 25 MW, en la India hasta 15 MW y en Suecia hasta 1,5 MW. En Europa, una potencia total de hasta 10 MW está siendo aceptada como norma por la Asociación Europea de la Pequeña Central Hidroeléctrica (ESHA).

La clasificación por tipo de central hidráulica de acuerdo con su potencia nominal se define de la siguiente manera, con base en su mayor aceptación en el mundo: Micro; ≤ 100 kW; Mini; $100 < \text{kW} < 1,000$; Pequeña; $1 \leq \text{MW} < 30$ [14].

En México, la Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables y el Financiamiento de la Transición Energética (LAERFTE) establece como renovable a los proyectos hidroeléctricos con capacidad hasta 30 MW.[9].

Sin embargo, no existe un consenso internacional sobre la definición de las centrales hidroeléctricas pequeñas. La clasificación más extendida actualmente de las centrales hidroeléctricas pequeñas se define en la *tabla 2.2*.

Tabla 2.2. Clasificación de pequeñas centrales hidroeléctricas.

| <i>Clasificación</i> | <i>kW</i> |
|----------------------|---------------------|
| <i>Micro</i> | <i>1-100</i> |
| <i>Mini</i> | <i>101-1,000</i> |
| <i>Pequeña</i> | <i>1,001-10,000</i> |

En nuestro país se considera minihidráulica a toda central hidroeléctrica menor a 10 MW, estas plantas generadoras actualmente ubicadas en los estados de Veracruz, Hidalgo, Puebla y Michoacán [12].

Se prevé que la producción de energía hidroeléctrica con respecto a otras energías renovables, para el 2020 se desarrolle como se muestra en la *figura 2.4* [13].

La industria de la energía del océano y ríos puede proporcionar una nueva fuente importante de electricidad, llegando hasta 200 GW de capacidad de generación instalada en el año 2025. Más de 300 proyectos hidrocínicos ya están en trámite en todo el mundo.

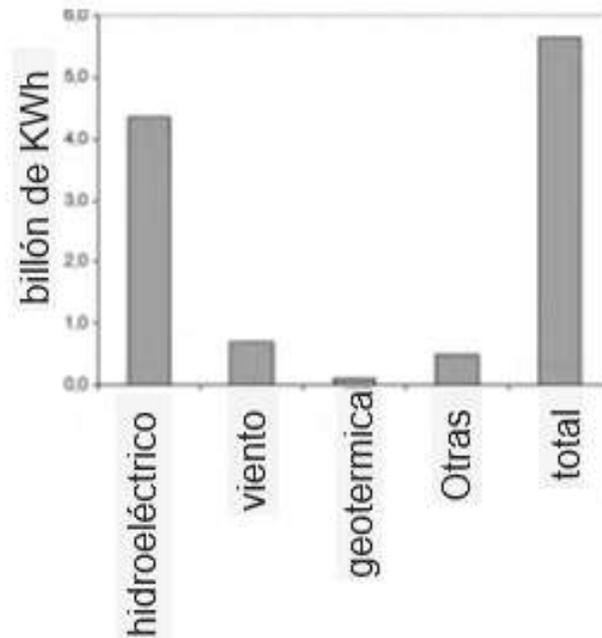


Figura 2.4. Generación mundial de energía renovable en 2020 por fuente de generación [13].

La hidroelectricidad aumentó un 4% llegando a unos 1,000 GW de capacidad instalada en 2013, lo que representa cerca de un tercio de la capacidad eléctrica renovable agregada durante el año. El crecimiento de las otras fuentes renovables fue de un 17% para llegar a unos 560 GW [15].

Las turbinas que se utilizan con fluidos de agua libre para la generación de energía, sin necesidad de construcción de presas para la generación, donde se encuentran la categoría de corrientes de agua son: corriente de los ríos, corrientes de mareas, corrientes oceánicas, ríos y otros canales hechos por el hombre.

La producción de energía eléctrica por medio de hidroeléctricas mediante la aplicación de tecnologías como hidrocínetica, se desarrolla con el fin de amoldarse con el generador, la transmisión y la turbina [16].

2.3 Turbinas

La energía de corrientes de ríos, canales artificiales, arroyos, se está considerando como fuente de energía renovable, donde se aplica un sistema de conversión hidrocínética.

El proceso de conversión de la energía hidrocínética implica la utilización de la energía cinética contenida en las corrientes de los ríos, u otros cursos de agua artificiales para la generación de electricidad. Esta clase emergente de la tecnología de las energías renovables está siendo fuertemente reconocida como una solución única y poco convencional que está dentro de los reinos de los recursos hídricos. A diferencia de las plantas hidroeléctricas convencionales, donde se crea una caída de agua artificial utilizando diques o compuertas, convertidores hidrocíneticos, se construyen sin alterar significativamente la vía natural de la corriente de agua.

Una turbina hidrocínética puede producir cuatro veces más energía por año a partir de una turbina de viento del mismo tamaño debido a la alta densidad del flujo que rodea, pero este mayor rendimiento viene con mayor arrastre y carga hidrodinámica [17].

Se han presentado nuevos conceptos de turbinas hidrocínética utilizando hidroplanos oscilantes para lechos de ríos y aguas poco profundas [18].

Las turbinas de eje horizontal se han empleado ampliamente para aprovechar la energía cinética del fluido en movimiento para generar la energía limpia y renovable, como el río. La característica de la velocidad de rotación es uno de los aspectos importantes en el diseño de la potencia sobre la base de la turbina de eje horizontal. Esta es la característica que puede determinar la cantidad de la producción de energía eléctrica en el sistema de tecnología de energía [19].

El enfoque utiliza el método de elementos para la determinación del coeficiente de potencia de la turbina. El modelado del rotor hidrocínético esta acoplado con el modelado de la línea del impulsor de generación del sistema incluyendo la transición y el generador eléctrico. Por lo tanto, el modelado de todo el sistema comprende la información hidrodinámica del rotor y las características de la inercia de todo el sistema, de pérdidas de fricción y par electromagnético del generador [20].

En la *figura 2.5* y *2.6* se muestran a continuación los desarrollos que se han logrado de diferentes turbinas.

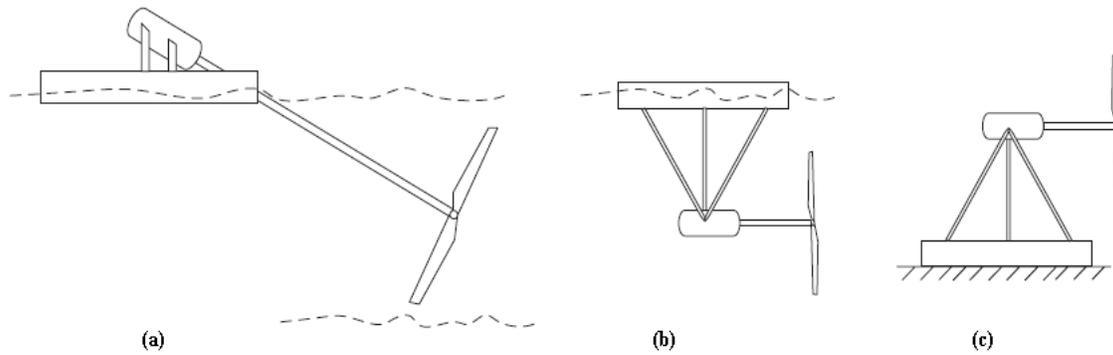


Figura 2.5. Turbinas hidráulicas de flujo axial: (a) eje inclinado, (b) amarre flotador; (c) amarre rígido.

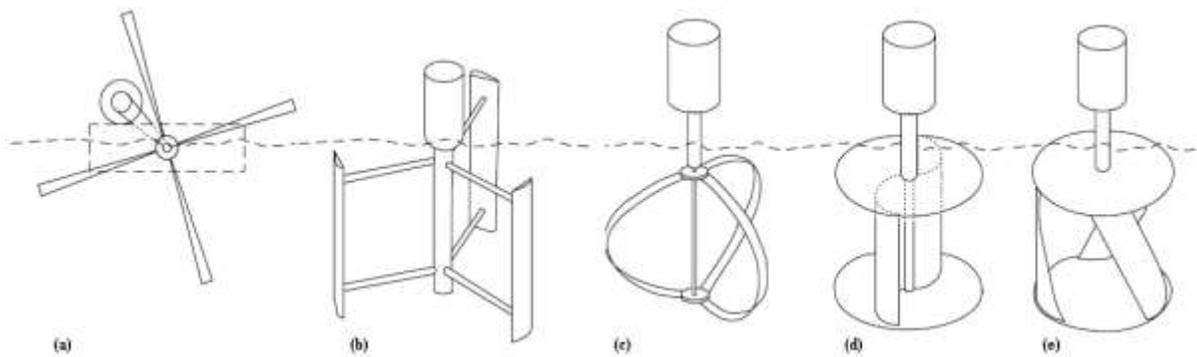


Figura 2.6. Turbinas de flujo transversal: (a) en el plano, (b) H-Darrieus, (c) Darrieus, (d) Savonius, (e) helicoidal.

La Turbina hidráulica es un mecanismo diseñado para aprovechar la energía de un fluido que pasa a través de ella para producir un movimiento de rotación que, transferido mediante un eje, mueve directamente una máquina o bien un generador que transforma la energía mecánica en eléctrica [21].

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría, provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua[5, 13].

El análisis dimensional ofrece grupos de relaciones entre las variables que intervienen en el proceso, confirmando los coeficientes de funcionamiento, al igual que los diversos números adimensionales que proporcionan información sobre la influencia de las propiedades del fluido en movimiento a través de los órganos que las componen [19, 22].

El interés de la energía hidrocínética va en aumento, pero todavía hay que considerar varios aspectos técnicos antes de adoptar este tipo de generación para su viabilidad.

2.3.1 Turbina Helicoidal Gorlov (GHT).

La Turbina Helicoidal Gorlov (GHT) es un dispositivo de flujo cruzado a reacción que obtiene la potencia mecánica a partir de una corriente de agua. Se desarrolló entre los años 1993 y 1995 por Alexander Gorlov y creada en las instalaciones de Northeastern University en Boston [23].

Este prototipo mostrado en la *figura 2.7* ha sido probado en laboratorios de Northeastern University y en la universidad de Michigan, y en la corriente del canal de Cape Cod en Massachusetts, donde el resultado de estas pruebas arrojó que la confiabilidad y la eficiencia de la turbina de tripe hélice mejoro hasta un 35%.

Las dimensiones de uno de los modelos de tres hélices son 2.5 metros de altura, 0.51 metros de radio y con álabes cubriendo 0.3 radianes de arco. El modelo probado en Cape Cod, en tanto, tenía un diámetro de 0.61 metros, altura de 0.84 metros y la cuerda del perfil medía 0.18 metros. La corriente en el canal tenía una velocidad promedio de entre 0.5 y 0.55 metros por segundo [23, 24, 25].

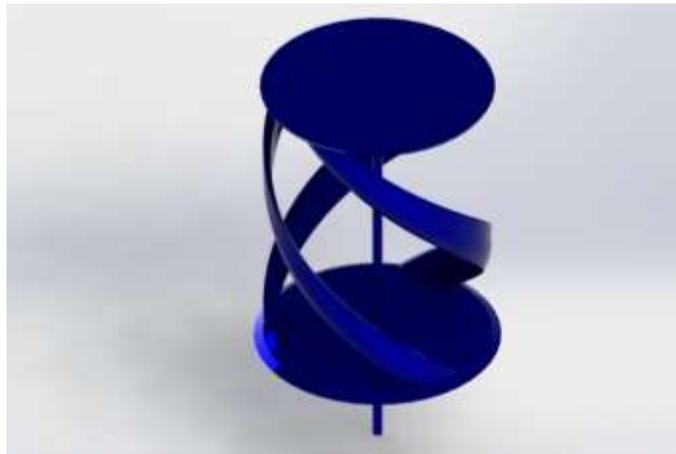


Figura 2.7. Turbina GHT de 3 álabes[23].

La GHT minimiza el problema de inestabilidades al curvar los álabes de manera helicoidal.

De este modo en cada ángulo de rotación se tiene una superficie con múltiples ángulos de ataque en toda la turbina, de manera estable a medida que ésta gira. Esto se logra al tener los álabes cubriendo exteriormente una circunferencia completa alrededor de la turbina[23, 24, 25].

2.3.2 Turbina Darrieus y H-Darrieus

Corresponde a una turbina de eje vertical patentada por el francés Georges Darrieus en Estados Unidos el año 1931. Consta de un eje central perpendicular a la dirección de movimiento del fluido y dos o tres álabes con forma de perfiles aerodinámicos. Esta turbina genera un alto torque con bajos flujos. Sin embargo, no ha tenido mucha aplicación práctica debido a inestabilidades derivadas de la rotación y el consecuente cambio en los ángulos de ataque como se puede ver en la *figura 2.8* y *2.9*.



Figura 2.8. Turbina Darrieus.

A medida que la turbina gira, el ángulo de ataque sobre cada perfil aerodinámico cambia, y genera fuerzas diferentes. Existe un punto de estacionamiento en el cual existen inestabilidades producto del desprendimiento de la capa límite en la superficie de los perfiles aerodinámicos.

Este fenómeno afecta directamente la estabilidad del giro de la turbina. En términos prácticos se aprecia un cambio drástico en el torque generado y se dificulta entonces su implementación.

Esta turbina convierte la energía cinética del viento en energía mecánica. Usa la sustentación aerodinámica que se produce en los álabes para hacer que éstos se muevan más rápido que el fluido alrededor. Dentro de sus ventajas como turbina de eje vertical destacan que sea capaz de girar en el mismo sentido independiente de la dirección que tenga el viento y que el montaje de la caja reductora y generador se pueden ubicar fácilmente en un extremo del eje, justo en el suelo. [5, 13, 21].



Figura 2.9. Turbina H-Darrieus.

2.3.3 Savonius

Son sistemas eólicos y hidrocinéticos de baja potencia, orientados principalmente, a satisfacer demandas menores, sin conexión a la red de distribución local. Este sistema fue patentado por el finlandés Sigurd Savonius en 1922. Poseen un alto torque de partida, lo que les permite funcionar con bajas velocidades, pero su eficiencia es baja.

Este es el diseño más simple de aerogenerador, pudiendo construirse equipos artesanales con un barril metálico cortado diametralmente y con ambas mitades desplazadas de su eje. Esta aplicación es muy usada en áreas rurales, su principal aplicación es en sistemas de bombas de agua se muestra en la *figura 2.10* [5, 13, 21].

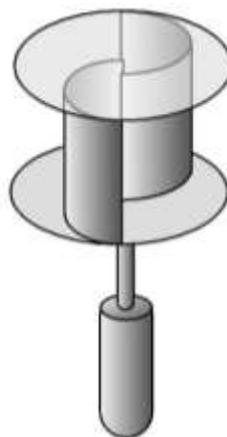


Figura 2.10. Turbina Savonius.

2.4 Simulación de la turbina hidráulica y eólica.

Se cree que hay una amplia similitud entre la turbina hidráulica y la turbina eólica, donde la turbina hidráulica extrae energía cinética de un fluido en movimiento respecto a una turbina eólica de donde extrae su energía, es un comportamiento similar.

La mayoría de las turbinas de agua también tienen una forma de la hoja como un perfil aerodinámico, una forma común de la sección transversal de las aspas para la turbina de viento[19].

En la *figura 2.11* se muestra una comparación entre una turbina eólica y una turbina hidráulica donde se muestra la comparación de potencia entre estos sistemas. Las turbinas de viento son generalmente diseñadas para funcionar con velocidad del viento nominal 11-13 m/s. mientras que las turbinas instaladas en ríos y canales se diseñan para velocidades de agua eficaces de 0.75-2.25 m/s donde se podrá elevar el flujo volumétrico del agua total y la potencia de salida.

Existe la posibilidad de obtener una mayor capacidad de energía a través de la turbina hidráulica en comparación con un convertidor de energía eólica de igual tamaño [5].

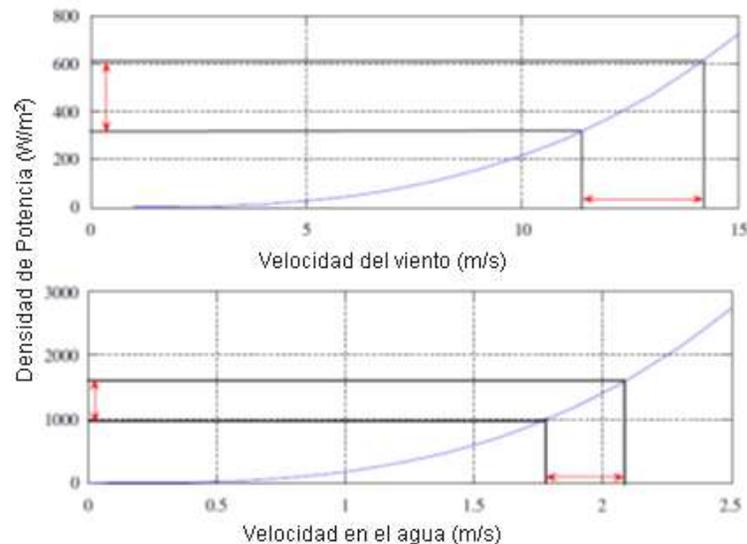


Figura 2.11. La densidad de potencia de la turbina eólica y el canal aumentado de turbina hidráulica ($C_p=0.35$) [5].

2.5 La teoría de disco y la teoría Momentum

La teoría de disco y la teoría Momentum, pueden ser para fluidos. Esto se debe a que los modelos se basan en la ecuación de Bernoulli. Las otras ecuaciones básicas en la

construcción de los modelos del impulso y movimiento angular se pueden aplicar a situaciones de un sistema físico incluyendo sólido, gas y líquido. La teoría elemento de álabes se basa en la fuerza de sustentación y arrastre en una lámina.

En el dominio del agua, la fuerza de sustentación y arrastre se ha desarrollado en varias aplicaciones tales como la hélice de un barco y el ala en el casco de la embarcación para proporcionar un efecto de elevación. Basándose en estas consideraciones, es posible utilizar algunas ecuaciones en los modelos de viento en el desarrollo de un modelo para la turbina de un generador sumergible para río.

Este tipo de turbinas funcionan con el mismo principio de la energía cinética, donde la corriente del fluido se utiliza para girar un impulsor o turbina a energía electromecánica y posteriormente en la generación de energía eléctrica [5, 20, 22, 25].

La energía cinética de la masa de aire o agua se describe como:

$$E_{c1} = \frac{1}{2} \rho v V_1^2; \quad E_{c2} = \frac{1}{2} \rho v V_2^2 \quad (2.1)$$

Dónde: ρ y v , son respectivamente la constante de densidad y volumen.

La energía cinética recuperada de la maquina está dada por:

$$E_{c1} - E_{c2} = \frac{1}{2} \rho v (V_1^2 - V_2^2) \quad (2.2)$$

Según el teorema de Euler, la fuerza ejercida sobre el disco de la hélice se expresa así mismo por:

$$F = \rho S V (V_1 - V_2) \quad (2.3)$$

Dónde: V es la velocidad del aire o agua en el cruce de la turbina y S es la superficie barrida por la hélice.

La potencia absorbida por el impulsor se describe por:

$$P_c = FV = \rho S V^2 (V_1 - V_2) \quad (2.4)$$

Esta potencia igualada a la energía cinética que atraviesa el motor por segundo da como resultado:

$$V = \frac{1}{2}(V_1 + V_2) \quad (2.5)$$

La ecuación principal de esta conversión de energías es:

$$P_c = \frac{1}{2} \rho S V^3 C_p \quad (2.6)$$

Dónde: P_c es la potencia mecánica extraída por la turbina, ρ es la densidad del fluido, S es el área del impulsor, V es la velocidad del flujo, y C_p es el coeficiente de potencia, una media de la eficiencia de la turbina de fluido dinámico [5, 20, 22, 25].

2.6 Modelo matemático.

La potencia hidráulica de este recurso se puede estimar haciendo uso de la *ecuación* 2.6, de la cual podremos estimar las medidas a implementar en la turbina, para de ahí partir el dimensionamiento de la turbina GSR.

La medida del caudal Q , depende de la corriente del agua que pasa por una sección S en un momento determinado, representado por la *ecuación* 2.7.

$$Q = vS \quad (2.7)$$

Donde v es la velocidad del agua y S es la sección que es atravesada por la misma. Para calcular el área S de la sección transversal, puede discretizarse la misma en trapecios como muestra la *figura* 2.12 [4].

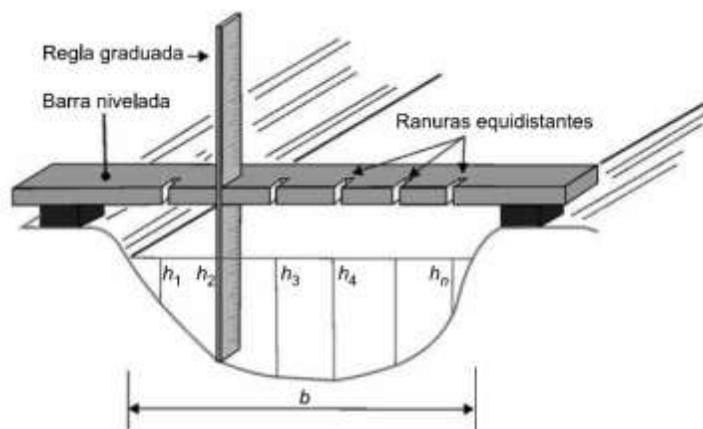


Figura 2.12. Cálculo del área de una sección transversal [4].

2.7 Modelo Computacional.

Los programas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) implementan algoritmos de cálculo basados en aplicar las ecuaciones de mecánica de fluidos en dominios formados por volúmenes de control o elementos finitos. Esto significa que en la resolución de un problema se discretiza el volumen de control total en subvolúmenes, para luego aplicar los balances necesarios en cada uno de ellos. El cálculo realizado es mediante métodos numéricos, y por lo tanto los resultados tienen errores asociados.

Se presentarán las bases del cálculo realizado en las simulaciones, abarcando las ecuaciones que gobiernan la física del problema, la discretización que debe hacerse al espacio y a las ecuaciones para implementar los métodos numéricos, además de una introducción a los modelos de turbulencia.

En mecánica de fluidos, se establecen modelos con el objeto de representar el movimiento, energía y otras características del fluido.

Las ecuaciones de Navier-Stokes son las que modelan el movimiento de un fluido en un volumen de control; representan la conservación de Momentum lineal en el sistema dada por:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla P + \nabla \cdot T + \vec{f} \quad (2.8)$$

Correspondientes a la forma general donde: ρ es la densidad del fluido, \vec{v} es el campo de velocidades del fluido, P es el campo de presiones en el fluido, T es el tensor de esfuerzos del fluido, y \vec{f} son fuerzas externas aplicadas sobre el volumen de control.

Considerando la ecuación para un fluido newtoniano, la ecuación puede simplificarse a:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \vec{f} \quad (2.9)$$

Las ecuaciones de continuidad, donde es posible controlar la conservación de la masa expresada así de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.10)$$

Las ecuaciones anteriores se pueden representar con el sistema de ecuaciones como se describe a continuación:

$$\frac{d}{dt} = \int_{\Omega} \vec{W} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{F}_c - \vec{F}_v) dS = \int_{\Omega} \vec{Q} d\Omega \quad (2.11)$$

Donde el vector de variables conservativas \vec{W} se define como:

$$\vec{W} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

El vector de flujos convectivos \vec{F}_c se especifica como:

$$\vec{F}_c = \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u V + n_x p \\ \rho v V + n_y p \\ \rho w V + n_z p \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

Donde V es la velocidad en la dirección normal al elemento de superficie dS; u, v y w, son los componentes de la velocidad \vec{v} en las direcciones x, y y z, respectivamente:

$$V = \vec{v} \cdot \vec{n} = n_x u + n_y v + n_z w \quad (2.14)$$

Para el vector de flujos viscosos \vec{F}_x se expresa:

$$\vec{F}_x = \begin{bmatrix} 0 \\ n_x \tau_{xx} + n_y \tau_{xy} + n_z \tau_{xz} \\ n_x \tau_{yx} + n_y \tau_{yy} + n_z \tau_{yz} \\ n_x \tau_{zx} + n_y \tau_{zy} + n_z \tau_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

Donde τ_{ij} es el esfuerzo de corte en la dirección j y perpendicular a la dirección i, si uno asume el flujo como newtoniano, se puede reescribir los esfuerzos de corte en función de las tasas de cambio de velocidad y obtener la ecuación expresada (2.8) para Navier Stokes, donde el vector queda en término fuente \vec{Q} es:

$$\vec{Q} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho f_{e,x} \\ \rho f_{e,y} \\ \rho f_{e,z} \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

El fenómeno de turbulencia se encuentra presente en los problemas de este tipo, aunque no es lo principal que se quiere observar. Existe un gran número de modelos, con diferentes dificultades de resolución y utilización de recursos durante el cálculo. El modelo k-e es un modelo que se deriva de las ecuaciones de Navier-Stokes, generando dos ecuaciones que son evaluadas en el volumen de control con el objetivo de modelar la turbulencia. Específicamente, se busca agregar la convección y difusión de la energía por efectos turbulentos [25-30].

2.8 Método de Volúmenes Finitos

El método de volúmenes finitos utiliza la forma integral de las ecuaciones de Navier-Stokes, como la descrita de manera sistémica en (2.8). En base a la discretización espacial realizada, la malla define un conjunto de volúmenes de control. La integral de superficie que considera a las fuerzas externas y términos fuente se evalúa realizando un balance en todas las caras del volumen de control.

Dentro de las diversas maneras de definir el volumen de control a partir de la malla, existen dos que son las básicas, tal como se muestra en la *Figura 2.13*.

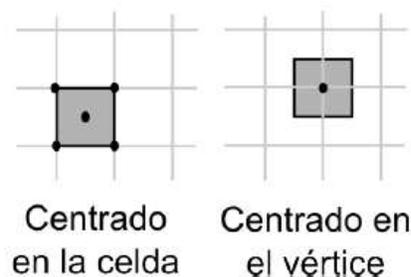


Figura 2.13. Definición de volumen de control.

Uno es el esquema de celda centrada, donde el volumen de control es idéntico a la celda de la malla y la información es guardada en el centroide de cada celda.

Otro es el esquema de celda vértice en el que la información se almacena en los puntos de la malla; aquí el volumen de control pueden ser la unión de varias celdas que tengan como centro ese punto, o bien un volumen diferente centrado en dicho punto. Aquí se pueden generar volúmenes de control sobrepuesto o dual, respectivamente.

Ya habiendo discretizado el dominio y definido los volúmenes de control a utilizar, existen métodos para resolver las ecuaciones. Existen los esquemas Centrales y Aguas Arriba. Éstos buscan aproximar con más exactitud los flujos viscosos y convectivos. Los esquemas centrales agrupan a todos los que aproximan valores de un dominio según el método de Euler.

Los esquemas centrales consumen menos recursos, pero los aguas arriba son capaces de captar discontinuidades con mejor precisión, siendo capaces de resolver capas límite con un menor número de elementos [30][31].

2.9 Modelo de Turbulencia.

El flujo turbulento se caracteriza por contener partículas con movimiento caótico que generan trayectorias irregulares. Dentro de la mecánica de fluidos, existen diversos modelos para intentar reflejar el movimiento turbulento. En cada aplicación se debe equilibrar la precisión que se pueda alcanzar con un modelo y el esfuerzo computacional requerido.

Los diversos modelos se clasifican en: aproximaciones de primer orden, aproximaciones de segundo orden y Simulación de Grandes Remolinos (Large Eddy Simulation LES). En el primer grupo de aproximaciones se distinguen: modelos algebraicos, de 1-ecuación y de n-ecuaciones.

Los modelos de aproximaciones de primer y segundo orden tienen como raíz común las ecuaciones RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), cuya formulación se presentará más adelante.

Las ecuaciones base para la resolución de los problemas son las ecuaciones de continuidad, momento Navier-Stokes y Energía en el problema a estudiar no se considerará. Se tiene para la ecuación de continuidad en notación indicial expresada por turbulentos[25][26][27][28]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = 0 \quad (2.17)$$

Y para la ecuación de momento o Navier Stokes:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_j v_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \quad (2.18)$$

La notación indicial determina que v_i es u si $i=1$, es v si $i=2$ y es w si $i=3$. Del mismo modo aplica a las demás variables que se define por componentes como para $x_1=x$, $x_2=y$, $x_3=z$. En tanto τ_{ij} es el esfuerzo del corte.

La hipótesis de Stokes presenta una ecuación constitutiva para fluidos newtonianos. En notación indicial se escribe como:

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} + \lambda \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} = 2\mu S_{ij} - \left(\frac{2\mu}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij}\right) \quad (2.19)$$

Donde δ_{ij} corresponde al tensor de deformación S , escrito en notación indiciales:

$$\delta_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.20)$$

Si el flujo es incomprensible, las ecuaciones base (2.19) y (2.20) pueden reescribirse como:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \nabla^2 v_i \quad (2.22)$$

Donde ν es la viscosidad cinemática, definida como:

$$\nu = \mu/\rho \quad (2.23)$$

2.10 Transmisión.

Los sistemas de transmisión de potencia se especificarán mediante una capacidad de potencia. Esta valoración especifica la combinación de par de torsión y velocidad que la unidad puede resistir. La potencia de entrada es igual a la potencia de salida, de modo que podemos considerar que la potencia es la misma a través de todo el sistema. En realidad, existen pequeñas pérdidas debido a factores como la fricción tanto en cojinetes como en engranes. En muchos sistemas de transmisión, las pérdidas en los cojinetes de rodillo son despreciables. Los engranes tienen una eficiencia razonablemente alta, con alrededor de 1 a 2% de pérdida de potencia en un par de engranes acoplados.

Debido a que este porcentaje implica una pérdida pequeña, es común hablar simplemente de la potencia del sistema, en vez de potencia de entrada y de salida. Por lo general las bandas

planas y de sincronización tienen eficiencias a mediados del intervalo superior de 90%. Las bandas en V y los engranes sinfín tienen eficiencias que caen a un nivel inferior, lo que requiere hacer una distinción entre la potencia de entrada necesaria para obtener una potencia de salida deseada.

El par de torsión, por lo regular no es constante a lo largo de un sistema de transmisión. Recuerde que la potencia es igual al producto del par de torsión y la velocidad. Puesto que la potencia de entrada = potencia de salida, sabemos que, en el caso de un tren de engranes.

$$H = T_i \omega_i = T_o \omega_o \quad (2.24)$$

Con una potencia constante, una relación de engranes para disminuir la velocidad angular incrementará de manera simultánea el par de torsión. La relación de engranes, o valor del tren de engranes será:

$$e = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{T_i}{T_o} \quad (2.25)$$

Un problema típico de diseño de transmisión de potencia especificará la capacidad de potencia deseada, junto con la velocidad angular de entrada y de salida, o el par de torsión de entrada y salida. Por lo regular habrá una tolerancia especificada de los valores de salida. Después de que se hayan determinado los engranes específicos, podrán definirse los valores reales de salida [32,33].

2.11 Sistema Eléctrico.

Se realizó la investigación de los principales componentes eléctricos más usados en la industria de energías renovables.

2.11.1 Tipos de convertidores de CC/CA onduladores e inversores.

Los tipos de conversión de corriente onduladores o inversores son convertidores estáticos de energía que convierten la corriente continua CC en corriente alterna CA, con la posibilidad de alimentar una carga que dependa de las necesidades propias, regulando la tensión, la frecuencia o bien ambas. Más exactamente, los inversores transfieren potencia desde una fuente de continua a una carga de alterna.

Suelen diferenciar tres configuraciones o topologías de inversores: con transformador de toma media (“push-pull”), con batería de toma media (medio puente) y configuración en puente completo. Corresponden a las tres formas más razonables de realizar la función de inversión

de tensión o corriente suministrada por la fuente de CC con los medios disponibles hoy día en electrónica de potencia. Cada una de ellas tiene sus ventajas e inconvenientes, independientemente de los semiconductores empleados en su realización y de su circuitería auxiliar de excitación y bloqueo.

Las *figuras 2.14 y 2.15* muestran las configuraciones push-pull y medio puente, respectivamente. Junto a cada una de las configuraciones se muestra la forma de onda de salida correspondiente a cada una de ellas. En el caso de la configuración pushpull se debe tener en cuenta la relación de espiras entre cada uno de los primarios (teniendo en cuenta que está en toma media) y el secundario. La topología en medio puente se puede implementar con una batería y dos condensadores en toma media o bien con una batería en toma media. La *figura 2.16* muestra la configuración en puente completo [21].

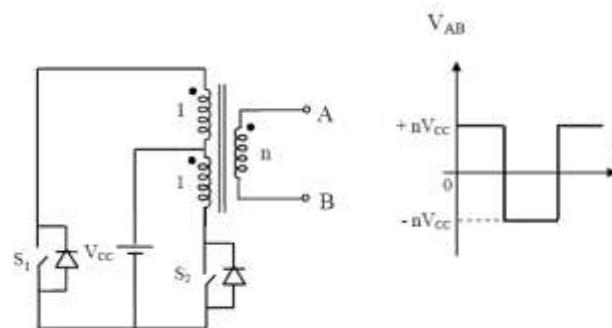


Figura 2.14. Inversor con transformador de toma media o push-pull.

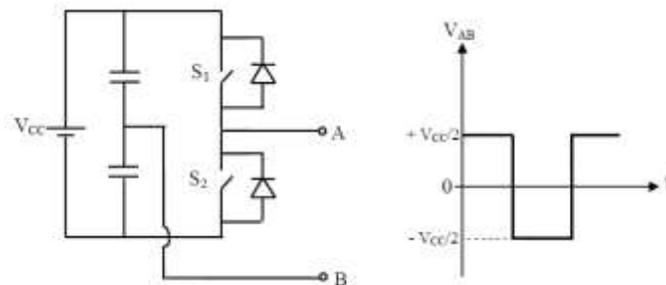


Figura 2.15. Inversor en medio puente.

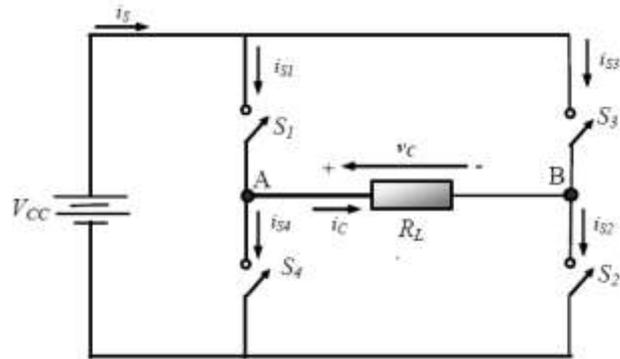


Figura 2.16. Inversor en puente completo.

2.11.2 Control por modulación por ancho de pulso PWM.

Si se quiere mejorar aún más el contenido de armónicos en la salida de un inversor, es necesario utilizar lo que se conoce como modulación de anchura de pulsos PWM (“Pulse Width Modulation”). La idea básica es comparar una tensión de referencia senoidal de baja frecuencia (que sea imagen de la tensión de salida buscada) con una señal triangular simétrica de alta frecuencia cuya frecuencia determine la frecuencia de conmutación. La frecuencia de la onda triangular (llamada portadora) debe ser, como mínimo 20 veces superior a la máxima frecuencia de la onda de referencia, para que se obtenga una reproducción aceptable de la forma de onda sobre una carga, después de efectuado el filtraje. La señal resultante de dicha comparación nos generará la lógica para abrir y cerrar los semiconductores de potencia. La *figura 2.18* muestra la modulación de una onda senoidal, produciendo en la salida una tensión con 2 niveles, cuya frecuencia es la de la onda triangular. Para una observación más detallada, la *figura 2.19* muestra la señal PWM en un cuarto de la senoide completa.

A partir de la señal PWM se generan los pulsos de apertura y cierre de los interruptores. Por ejemplo, si la señal PWM tiene un valor alto, se cierran los interruptores S_1 y S_2 . En caso contrario se cierran los interruptores S_3 y S_4 . Por tanto, la tensión de salida, que es aplicada a la carga, está formada por una sucesión de ondas rectangulares de amplitud igual a la tensión de alimentación en continua y duración variable. El contenido de armónicos de la tensión de salida se desplaza hacia las frecuencias elevadas y es más fácil de filtrar.

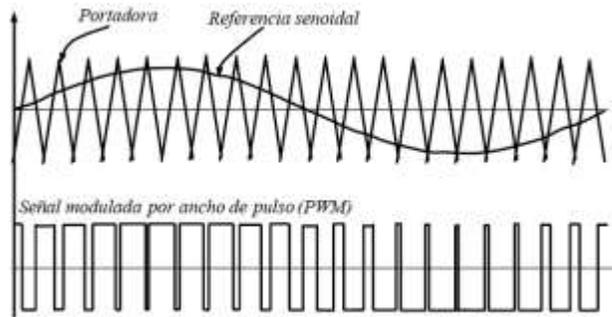


Figura 2.17. Generación de una señal PWM.

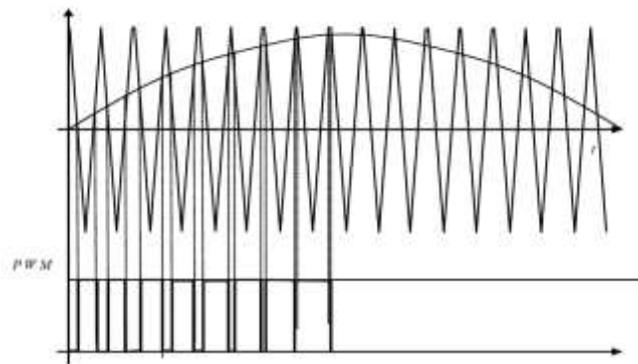


Figura 2.18. Generación de una señal PWM en un cuarto de senoide completa.

Matemáticamente se puede demostrar que el contenido de armónicos de la señal PWM generada es muy bajo en comparación con la onda cuadrada y cuasi-cuadrada. La *figura 2.20* muestra el espectro de Fourier de la tensión de salida del inversor monofásico PWM a 10kHz.

Por tanto, un filtro pasa bajos con frecuencia de corte por encima de la frecuencia de referencia es perfectamente capaz de producir una atenuación bastante efectiva en componentes en la banda de los kHz.

En el caso de que la carga tenga una cierta componente inductiva, es necesario añadir diodos en antiparalelo con los transistores de potencia, para permitir la circulación de corriente de la carga cuando se abren todos los transistores. Si no se añaden diodos, se crean grandes sobretensiones debido al corte instantáneo de la corriente por la inductancia de la carga, con lo que acaba destruyéndose el convertidor de potencia[21, 34].

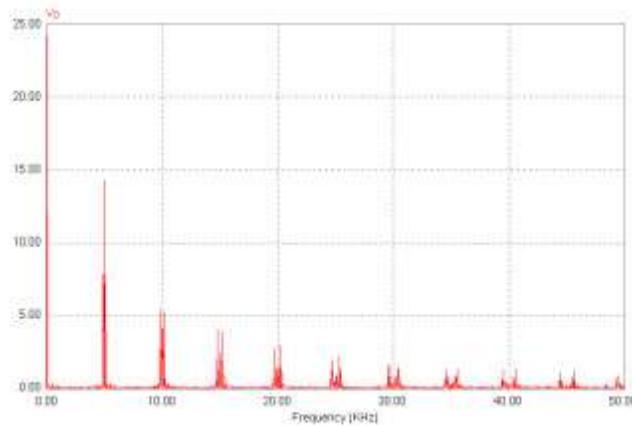


Figura 2.19. Espectro de Fourier de la tensión de salida del inversor monofásico PWM a 10kHz.

2.11.3 Generador y alternador eléctrico

Se realizó una investigación de diferentes tipos de generadores y luego de analizar esta información se enfocó en la utilización de un alternador de imanes permanentes, donde puede existir una variación de revoluciones con un rango bajo, con un torque considerable, que se puede acoplar a una transmisión o la conexión directa a la turbina para obtener una alta eficiencia energética.

Un alternador es una máquina eléctrica, capaz de transformar energía mecánica en energía eléctrica, generando una corriente alterna mediante inducción electromagnética.

Los alternadores están fundados en el principio de que en un conductor sometido a un campo magnético variable se crea una tensión eléctrica inducida cuya polaridad depende del sentido del campo y el valor del flujo que lo atraviesa.

Un alternador es un generador de corriente alterna que funciona cambiando constantemente la polaridad para que haya movimiento y genere energía.

Consta de dos partes fundamentales, el inductor, que es el que crea el campo magnético y el inducido que es el conductor atravesado por las líneas de fuerza de dicho campo magnético.

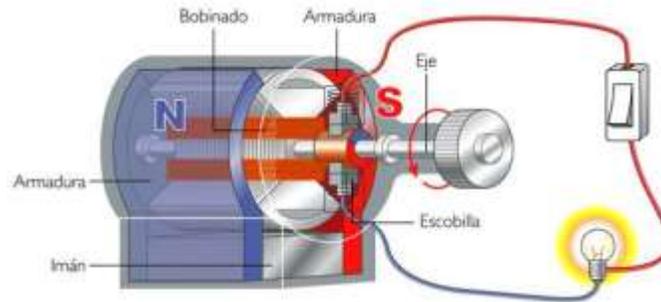


Figura 2.20. Partes de un alternador.

El rotor, que en estas máquinas coincide con el inductor, es el elemento giratorio del alternador, que recibe la fuerza mecánica de rotación.

El inducido o estator es donde se encuentran unos cuantos pares de polos distribuidos de modo alterno y, en este caso, formados por un bobinado en torno a un núcleo de material ferromagnético de característica blanda, normalmente hierro dulce.

La rotación del inductor hace que su campo magnético, formado por imanes fijos, se haga variable en el tiempo, y el paso de este campo variable por los polos del inducido genera en él una corriente alterna que se recoge en los terminales de la máquina.

Por esta parte se seleccionará un alternador adecuado a las características viables para la salida de potencia de la turbina, el cual será capaz de transferir energía al diseño de transmisión mecánica para interconectar la turbina y el alternador para la producción de energía eléctrica[21].

3. Capítulo III Desarrollo experimental

Las hélices propuestas en para su estudio y análisis se basaron en la turbina helicoidal Gorlov (GHT), donde su diseño de hélices curvadas minimiza la inestabilidad. Con la propuesta de nuevo tipos de hélices e inclinación de la curvatura.

3.1 Recolección de parámetros.

Se recolectarán datos de la zona en donde se aplicará el sistema, obteniendo datos para la construcción de la turbina los cuales son los siguientes:

- Velocidad
- Gravedad
- Parámetros de relación de la ecuación
- Densidad del agua
- Presión atmosférica media
- Profundidad.
- Viscosidad dinámica del agua
- Caudal.
- Cause.

Los parámetros se muestran a continuación en la *tabla 3.1*.

Tabla 3.1. Parámetros necesarios para la simulación

| Característica | Cantidad | Unidad |
|---|--|-------------------|
| Velocidad del río | 0.5 a 1.9 | m/s |
| Gravedad | 9.81 | m/s ² |
| Parámetros de relación de ecuaciones | 0.4 para momentum κ y ϵ | |
| Densidad del agua | 1,000 | Kg/m ³ |
| Presión atmosférica | 101,800 | Pa |
| Profundidad | Mínima de 1.0 | m |
| Viscosidad dinámica del agua | 1,278*10 ³ | Kg/m s |

Las características de caudal variable por lo que sus parámetros de velocidad necesaria para la implementación de la turbina van desde una velocidad mínima de 0.5 m/s, y con velocidad

máxima de 1.9 m/s, obteniendo una velocidad promedio de 1.2m/s, las cuales se tomará como base para los siguientes estudios.

La profundidad requerida del agua será menor en velocidades de corrientes más rápidas debido al área de barrido, es decir se necesita de un rotor más pequeño, que resulte más apropiado para la potencia de la máquina.

En una velocidad de corriente de 1.2 m/s se requiere una profundidad del agua de aproximadamente 1.0 metro como mínimo para extraer una potencia hidráulica de salida considerable para la transmisión.

Obtención de parámetros de consumo energético:

- Equipos eléctricos.
- Potencia eléctrica requerida.
- Consumo diario.
- Voltaje.
- Corriente.

En la *tabla 3.2* se muestra la demanda máxima diaria de energía eléctrica necesaria de un hogar común en México, donde el consumo se toma al 70%, este porcentaje es tomado por uso de estos servicios en un mismo instante, es por esto que se necesita adecuar y generar potencia necesaria para satisfacer esta demanda.

Tabla 3.2. Demanda diaria de energía.

| EQUIPO | CONSUMO (W) | CONSUMO DIARIO (h) | CONSUMO DIARIO (W/h) | CONSUMO MENSUAL (kW/h) |
|-----------------------|------------------------|-------------------------------|-------------------------------------|---------------------------------------|
| RADIO | 25 | 5 | 125 | 3.75 |
| REFRIGERADOR | 800 | 3 | 2400 | 72 |
| ILUMINACIÓN | 300 | 8 | 2400 | 72 |
| BOMBA DE AGUA | 746 | 2 | 1492 | 44.76 |
| MISCELÁNEOS | 200 | 3 | 600 | 18 |
| DEMANDA MÁXIMA | 2071 | | | |

3.2 Modelado y Análisis de Flujo.

Las variables físicas para turbinas son:

- La potencia técnica producida en el eje. W : [J/s = N m/s]
- Densidad del agua, ρ [Kg/m³].
- Velocidad angular del rotor, ω [rad/seg].
- Presión del agua, p [N/m²].
- Área de barrido S [m²]

Según los criterios de diseño, el rotor deberá entregar una potencia a la transmisión, lo que representará la potencia útil del rotor.

$$N_{util\ rotor} = N_{agua} * \eta_{rotor} = 500\ watts \quad (3.1)$$

Dónde:

$N_{util\ rotor}$ = Potencia útil del rotor (W)

N_{agua} = Potencia del agua (kW)

η_{rotor} = Eficiencia del rotor (%)

Según los criterios de diseño, el rotor deberá entregar una potencia de salida de la incluida la transmisión de 2000Watts, para cumplir con la carga estimada de consumo de energía; donde la transmisión multiplicará 4 veces la potencia útil del rotor.

$$N_{util\ rotor} = 2000\ Watts \quad (3.2)$$

El máximo valor que puede alcanzar la η_{rotor} es de 0.592, nunca puede excederse de este valor máximo teórico y está sustentado en el concepto de Limite de Betz y expresa lo siguiente: "La máxima potencia que se puede obtener, en teoría, de una corriente de aire con una aeroturbina ideal nunca puede superar al 59.2% de la potencia del viento incidente". Es así que se toma este valor referencial del aerogenerador para el diseño de esta turbina.

El dato obtenido en la revisión de bibliografías es que las turbinas helicoidales ofrecen un rendimiento entre el 40 y 55 % por lo que tomaremos una eficiencia de 52 % propuesto.

De la ecuación anterior, obtendremos la Potencia del agua, puesto que es conocida la eficiencia del rotor propuesta.

$$N_{\text{agua}} = \frac{N_{\text{util rotor}}}{\eta_{\text{rotor}}} = \frac{500}{0.52} = 961.5W \quad (3.3)$$

Para el análisis se tiene que el área de barrido para estudio práctico de nuestra investigación bibliográfica referida en [4], se manejará como la *ecuación 3.4*.

$$S = b * h = (1.0m) * (0.5m) = 0.5m^2 \quad (3.4)$$

La sustentación la definimos anteriormente como la componente de la fuerza neta debida a fuerzas viscosas y de presión que es perpendicular a la dirección del flujo.

Para la obtención del coeficiente de sustentación es necesario conocer el coeficiente de arrastre para después ser comparado con el coeficiente de sustentación correspondiente según los efectos de los flaps que dicho perfil tengan, por lo que en la *figura 3.1*, se muestra una gráfica para obtener el coeficiente.

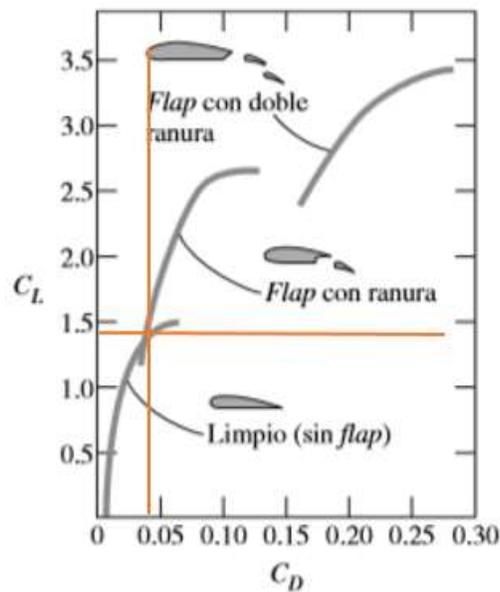


Figura 3.1. Coeficiente de sustentación correspondiente al coeficiente de arrastre.

La fuerza de arrastre es la fuerza neta ejercida por un fluido sobre un cuerpo en la dirección de flujo debida a los efectos combinados de fuerzas de fricción y fuerzas de presión.

La parte del arrastre que se debe directamente al esfuerzo de corte de pared, se llama arrastre de fricción en la superficie, porque lo provocan los efectos de fricción. La parte que se debe directamente a la presión, denominada arrastre debido a presión el cual tiene una enorme dependencia de la forma del cuerpo.

El coeficiente de arrastre depende del número del Reynolds, aproximadamente de 10^4 ya que lo que se tiene es un flujo laminar.

Se denomina ángulo de ataque al ángulo que forma la cuerda geométrica de un perfil alar con la dirección del agua incidente.

Normalmente, al aumentar el ángulo de ataque se incrementa la sustentación hasta un cierto punto en el que ésta disminuye bruscamente, fenómeno que se conoce con el nombre de entrada en pérdida. La dependencia de la sustentación con el ángulo de ataque se puede medir a través de un coeficiente de sustentación C_L .

Una vez obtenidos los coeficientes de arrastre y sustentación se obtiene el ángulo de ataque.

Como se observa en la *figura 3.2*, a medida que aumenta el coeficiente de sustentación aumentara también el ángulo de ataque.

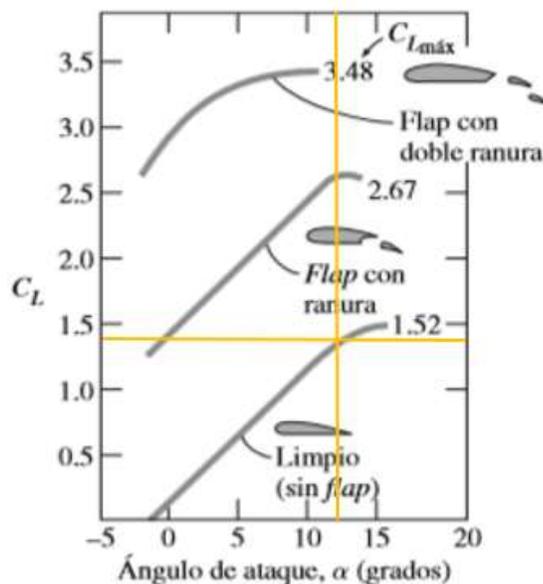


Figura 3.2. Ángulo de ataque según el coeficiente de sustentación.

Las superficies que generan la mayor sustentación mientras producen el menor arrastre. En consecuencia, una medida de desempeño de la superficie es la razón de sustentación al arrastre, que es equivalente a la razón del coeficiente de sustentación al coeficiente de arrastre lo cual puede ser expresado como:

$$\text{Razon de sustentación de arrastre} = \frac{C_L}{C_D} \quad (3.5)$$

Esta información la podemos obtener cuando se grafica la razón de sustentación de arrastre contra el ángulo de ataque. Tal como se muestra en la *figura 3.3*.

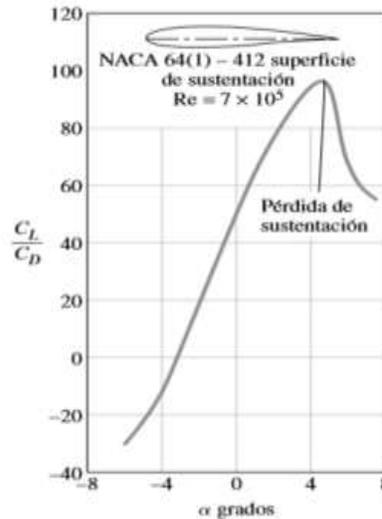


Figura 3.3. Variación de la razón de sustentación al arrastre con el ángulo de ataque.

El coeficiente de sustentación C_L , definido por la geometría de la hélice según los efectos de flap. Se define como $C_L = 1.4$.

Fuerza de arrastre:

$$F_L = \frac{C_L S \rho v^3}{2} = \frac{(1.4)(0.5\text{m}^2)(1000\frac{\text{kg}}{\text{m}^3})(1.2\frac{\text{m}}{\text{s}})^3}{2} = 604.8 \text{ N} \quad (3.6)$$

En la elección del número de palas se requiere tener en cuenta razones no solo de tipo analítico sino, también empírico que ayudaran a una mejor solución.

En las turbinas de río utilizadas para generar electricidad se desea altos valores de celeridad, de 5 a 8 o más, entre mayor celeridad mejores rpm tendremos del rotor, por lo que se utilizan dos, tres y hasta cuatro hélices de forma aerodinámica.

- Hélice de una pala: Estas hélices requieren un contrapeso que compense a la pala tienen una extremada sensibilidad a las vibraciones, y aunque resultan atractivas económicamente por necesitar sólo una pala las condiciones de inestabilidad las hacen poco prácticas.

- Hélice de dos palas: Son más económicas que las de 3 palas, pero son más sensibles que éstas a las vibraciones. En turbinas de baja potencia, con hélice de 2 palas y de paso fijo. Tienen baja estabilidad.
- Hélices de tres palas: Su característica principal es su mayor suavidad de funcionamiento y ésta es una importante cualidad. Por todo lo que antecede, para hélices rápidas, de alta velocidad de giro, son recomendables las hélices de dos o tres palas.

Las turbinas de río, donde la velocidad del río es baja, el diseño de tres palas extraerá más potencia. La ventaja que posee son estabilidad y una baja velocidad de arranque debido a la mayor área efectiva de sus palas.

El número de palas lo podemos identificar mediante la letra Z y las podemos obtener según el coeficiente de potencia o eficiencia de la turbina tal y como se muestra en la *figura 3.4*.

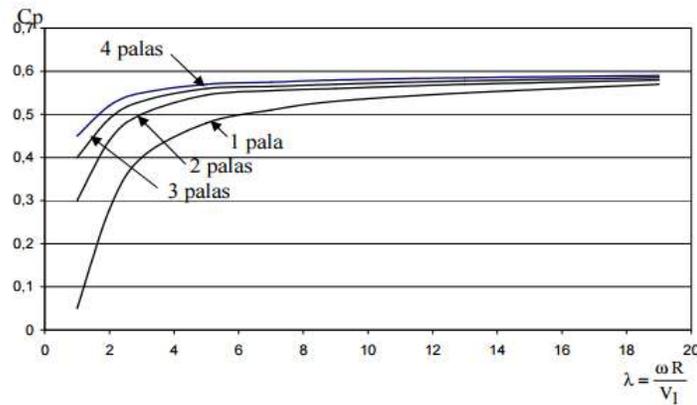


Figura 3.4. Rendimiento Aerodinámico (C_p) vs. λ , para diferente número de palas.

La solides del rotor se puede interpretar como la relación entre el área geométrica de la hélice y el área barrida por ella en su giro.

$$\Omega = \frac{ZS}{\pi R^3} = \frac{ZRL}{\pi R^3} = \frac{ZL}{\pi R} \quad (3.7)$$

La longitud de la cuerda es una línea recta que une el borde de ataque y el borde de fuga del perfil.

Para obtener dicha distancia se recurre a la formula siguiente:

$$L = \frac{R \times SP}{C_L Z} \quad (3.8)$$

Los torques y potencia a diferentes velocidades de la turbina se muestran en la *tabla 3.3*, obtenidas de diferentes cálculos mediante la implementación de las anteriores ecuaciones.

Tabla 3.3. Potencia y torque calculado.

| Velocidad [m/s] | Potencia [w] | [rad/seg] | [RPM] | [Nm] |
|-----------------|--------------|-----------|-------|-------|
| 0.5 | 10.94 | 20 | 191 | 0.547 |
| 1.2 | 151.2 | 48 | 458 | 3.15 |
| 1.9 | 600.16 | 76 | 726 | 7.89 |

Estos cálculos se obtuvieron mediante la implementación de ecuaciones que no tomaron en cuenta ninguna pérdida como pueden ser perdidas por fricción.

3.3 Diseño de geometría

Mediante el uso del software computacional SOLIDWORKS se diseñaron los perfiles propuestos para turbina GSR.

Las medidas de las hélices tendrán un perfil horizontal helicoidal, con las siguientes medidas, largo de 1.0m, ancho de 0.15 m y un espesor variante dependiendo del perfil propuesto, se eligió como material aluminio puro 99,5%.

En el *anexo A* se muestra el desarrollo y los planos de las hélices y turbinas.

En la *figura 3.5*, se mostrarán los diferentes perfiles de hélices.

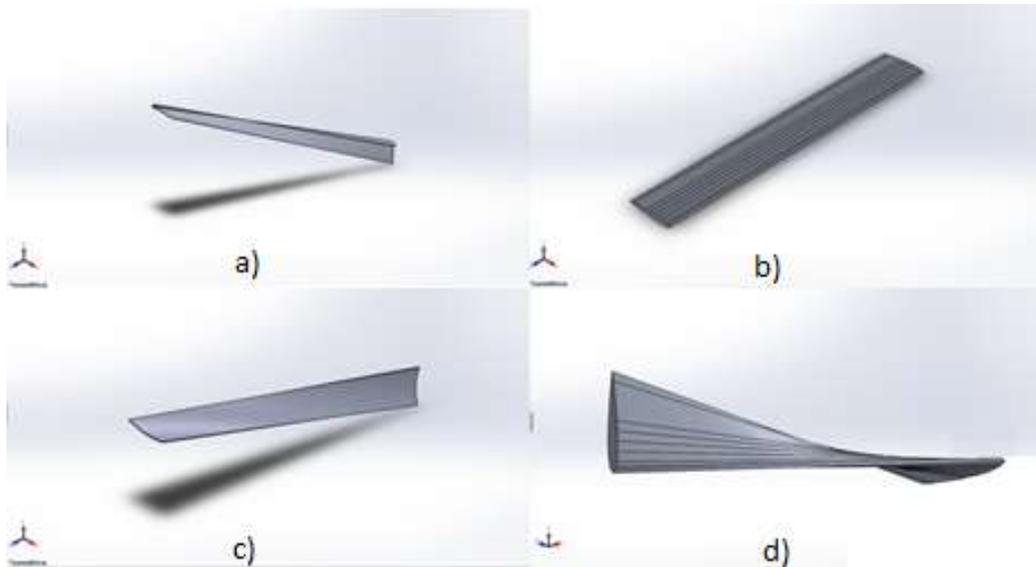


Figura 3.5. Hélices propuestas, a) perfil helicoidal L, b) perfil recto NACA0012, c) perfil helicoidal curvo y d) perfil helicoidal NACA0012.

Posteriormente se eligieron las turbinas correspondientes para cada perfil y número de hélices.

Las turbinas mostradas en las siguientes *figuras 3.6-3.12* están diseñadas con la misma longitud y diámetro, los únicos parámetros cambiantes es el tipo de hélice y el número de hélices.

Las geometrías se diseñaron de la forma más simplificada y funcional posible.

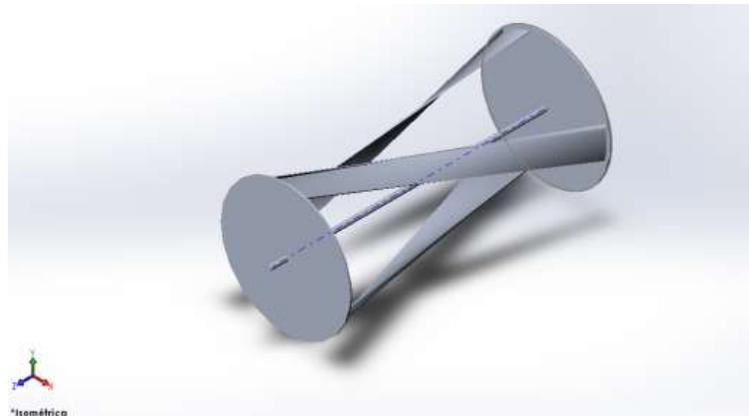


Figura 3.6. Turbina helicoidal L, 3 hélices



Figura 3.7. Turbina helicoidal L, 4 hélices

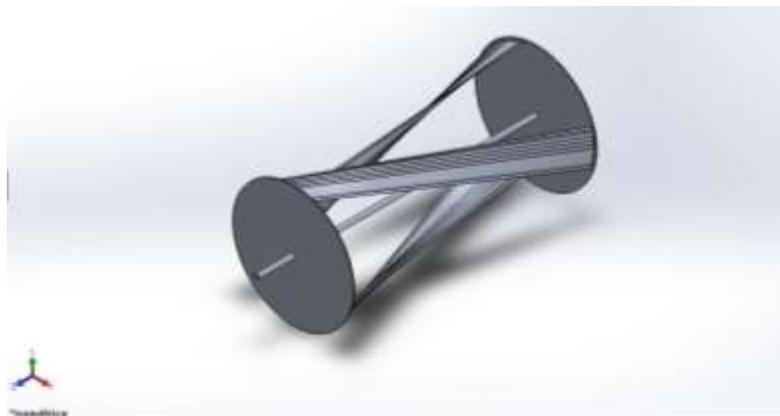


Figura 3.8. Turbina helicoidal NACA0012, 3 hélices



Figura 3.9. Turbina helicoidal NACA0012, 4 hélices



Figura 3.10. Turbina recta NACA0012, 4 hélices

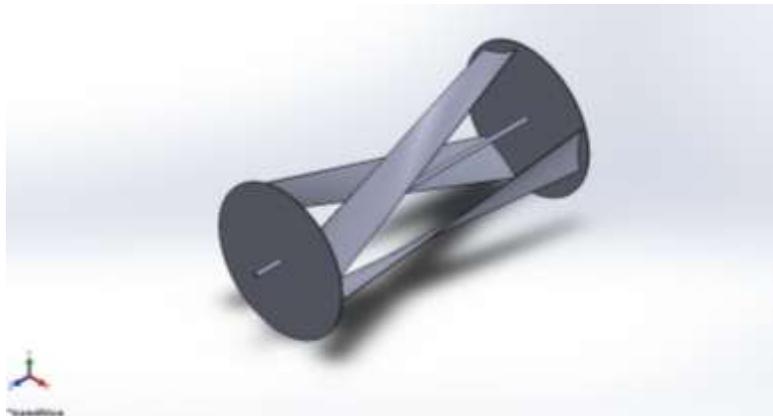


Figura 3.11. Turbina helicoidal curvo, 3 hélices

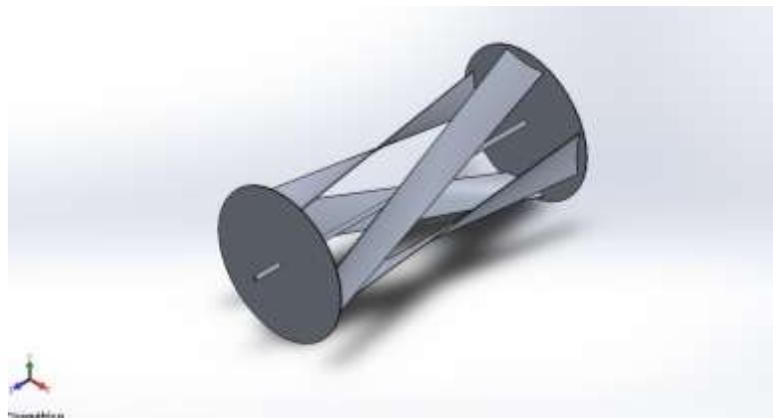


Figura 3.12. Turbina helicoidal curvo, 4 hélices

Para desarrollar el modelo de simulación fluido y estructural de las turbinas es necesario contar con los modelos tridimensionales, los cuales fueron importados del programa SOLIDWORKS al programa ANSYS.

3.4 Simulación y Análisis en ANSYS FLUENT

Los parámetros recolectados en la *tabla 3.1*, nos servirán para desarrollar la simulación, la cual tiene por objetivo obtener características de comportamiento de la turbina en torno al fluido que lo rodea.

Se desarrollarán diferentes simulaciones acordes con cada una de las características de turbina y tipo de hélice para elegir los parámetros correctos para llevar a cabo una correcta simulación y obtener los datos más exactos.

Todas las simulaciones se desarrollaron con un modelo $\kappa - \varepsilon$.

Se generan diferentes cuerpos geométricos los cuales en primer lugar se importa la geometría de la turbina, ya teniendo esta se genera el área de barrido seleccionando las fronteras de las regiones las cuales son: *entrada, salida, muros, velocidad*.

Posteriormente se ingresan los parámetros de velocidad, condiciones de turbulencia, la entrada del flujo, salida del flujo y configuración de los parámetros y monitores a obtener en las *figuras 13 y 14* se muestran las geometrías antes de la simulación y la geometría después de la simulación con parámetros de presión en el material de la turbina.

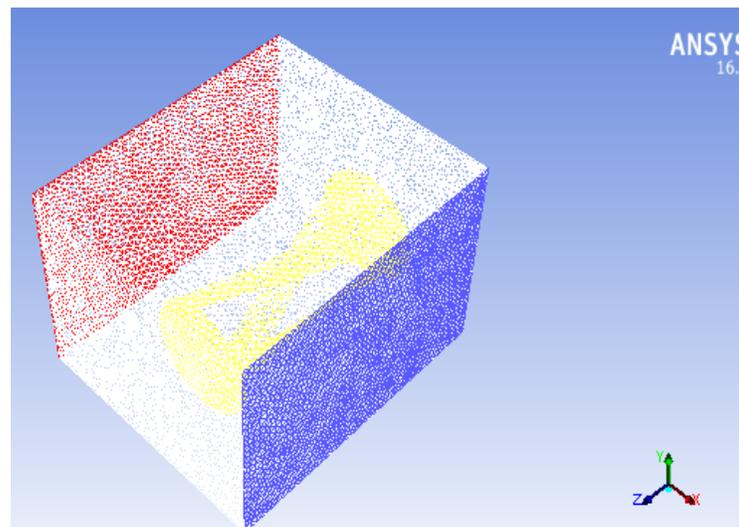


Figura 3.13. Inicio de la simulación

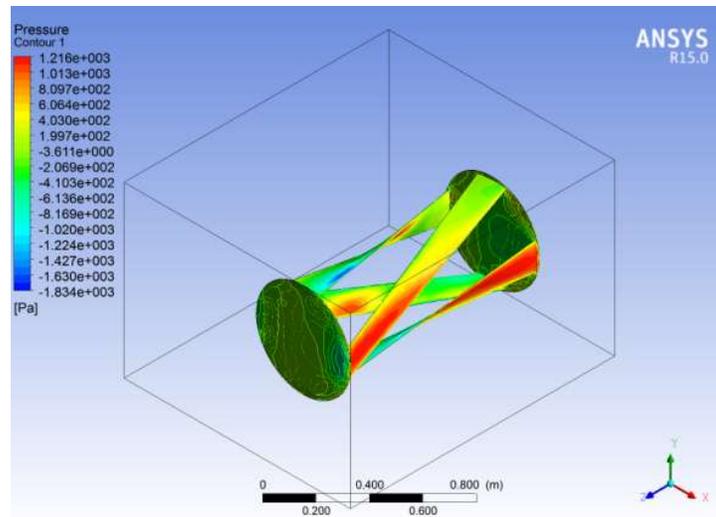


Figura 3.14. Resultados de simulación

Las simulaciones requieren un gran recurso computacional el cual se utilizó una computadora portátil con las siguientes características: *procesador AMD A10, con frecuencia de reloj CPU de 3.2 GHz, 4 núcleos, con una memoria RAM de 12GB instalada y sistema operativo Windows 8.1 para 64bits.*

El tiempo de las simulaciones realizadas vario entre 8 a 12 horas desde el proceso de diseño de la turbina hasta la obtención de resultados.

3.5 Diseño de transmisión.

El engranaje es el mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica entre las distintas partes de un dispositivo. Sirve para transferir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas y una de las aplicaciones más importantes es la transmisión de movimiento desde el eje de una fuente de energía, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo.

Un multiplicador de velocidad es un sistema de transmisión formado por engranajes, caracterizado porque su velocidad de salida es mayor que la de entrada. Es un sistema opuesto al reductor de velocidad, más habitual en la industria, ya que en la mayor parte de los casos la velocidad de giro de los motores es superior a la adecuada para el trabajo de las máquinas.

Físicamente un multiplicador de velocidad coincide con un reductor de velocidad, diferenciándose en cuál es el eje de entrada y el de salida. La eficiencia de este dispositivo puede alcanzar valores entre 90% a 97% [32].

Para el piñón se optó por un paso diametral de 12 y número de dientes de 15 y para que se obtuviera un aumento de las vueltas de la turbina al generador de 4 veces, se calculó un número de dientes del engrane de 30.

$$m_v = \left(\frac{N_{ent}}{N_{sal}}\right) \left(\frac{N_{ent}}{N_{sal}}\right) = \left(\frac{30}{15}\right) \left(\frac{30}{15}\right) = 4 \quad (3.9)$$

Para el cálculo del diámetro piñón y engrane, respectivamente:

$$d_p = \frac{N_p}{p_d} = \frac{15}{12} = 0.03175m \quad (3.10)$$

$$d_e = \frac{N_e}{p_e} = \frac{28}{12} = 0.0635m \quad (3.11)$$

Para los demás elementos del engrane se utilizaron las ecuaciones de las normas AGMA. Las cuales se muestran en la *tabla3.3*.

Tabla 3.4. Elementos del engrane calculados con base en la norma AGMA.

| Elemento | Fórmula | Resultado |
|--------------------------------------|----------|------------------|
| Cabeza (a) | 1/Pd | 1/12 |
| Raíz (b) | 1.25/Pd | 1.25/12=0.10416 |
| Profundidad de trabajo | 2/Pd | 2/12=1/6 |
| Profundidad total | 2.25/Pd | 2.25/12=0.1075 |
| Espesor del diente circular | 1.571/Pd | 1.571/12=0.13091 |
| Radio de filete o chaflán | 0.3/Pd | 0.3/12=0.025 |
| Holgura básica mínima | 0.25/Pd | 0.25/12=1/48 |
| Ancho mínimo de cara superior | 0.25/Pd | 0.25/12=1/48 |
| Holgura | 0.35/Pd | 0.35/12=0.02916 |

Para el cálculo del esfuerzo máximo permisible se consideró un factor de seguridad $n_d = 2$ y esfuerzo cortante ultimo $s_f = 165.6MPa$ del material aluminio. [26]

$$\sigma_{perm} = \frac{s_f}{n_d} = \frac{165.6MPa}{2} = 82.8MPa \quad (3.12)$$

Diseño de los Ejes de la Transmisión

$$T_T = \frac{r_A}{r_B} T_M \quad (3.13)$$

En donde:

T_M = Torque del motor (turbina)

r_A = Radio del engrane

r_B = Radio del piñón

El torque máximo de la turbina 7.89 N m de la *tabla 3.3*.

Asimismo, la ecuación 3.14 expresa la relación entre el esfuerzo cortante máximo y el torque de la turbina:

$$\tau = \frac{Tr}{J} = \frac{2T_T}{\pi r^3} \quad (3.14)$$

En donde:

$$J = \frac{\pi}{2} r^4 \quad (3.15)$$

Por lo que el radio del eje será:

$$r = \sqrt[3]{\frac{2T_T}{\pi\tau}} = \sqrt[3]{\frac{2(7.89 \text{ N m})}{\pi(82.8 \times 10^6 \text{ N m}^2)}} = 3.94 \times 10^{-3} \text{ m} = 3.94 \text{ mm} \quad (3.16)$$

Y el ancho del engrane calculado es de *38.1 mm*.

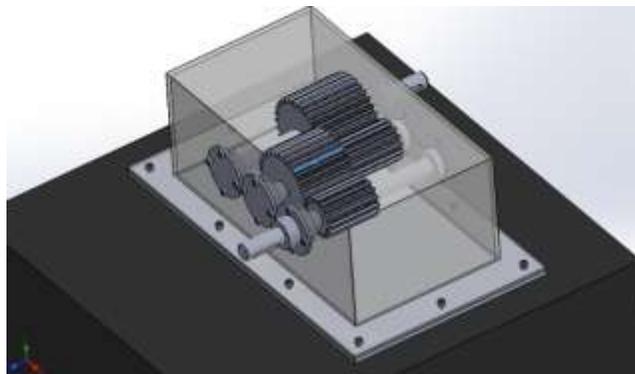


Figura 3.15. Diseño de transmisión

Con estos cálculos se lleva a cabo el diseño computacional de la transmisión y su análisis estructural. Se incorporan planos en *anexo A con la colaboración del estudiante de la carrera de Ingeniería Mecánica de séptimo semestre Edwin Rodríguez Hernández*.

3.6 Simulación y Análisis en ANSYS STRUCTURAL

Para realizar las simulaciones de las hélices, turbina y transmisión en el software computacional ANSYS, con el módulo STATIC STRUCTURAL *figura 3.15*.

Los diseños geométricos se guardaron en un formato “.x_t” el cual es el formato para poder trabajar con la geometría en los módulos con las geometrías antes realizadas en SOLIDWORKS.

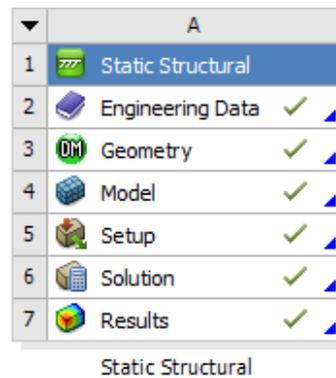


Figura 3.16. Static Structural

En este proceso de simulación se requiere:

- Densidad de flujo
- Áreas de contacto
- Velocidad del fluido
- Material

Se importa la geometría, y se seleccionan los parámetros y materiales. Este proceso se realizó los diferentes tipos de hélices propuestos. La modificación de los materiales, temperaturas, densidades, etc., implementados en la geometría se lleva a cabo en el módulo Datos Técnicos (Engineering Data) *figura 3.16*.

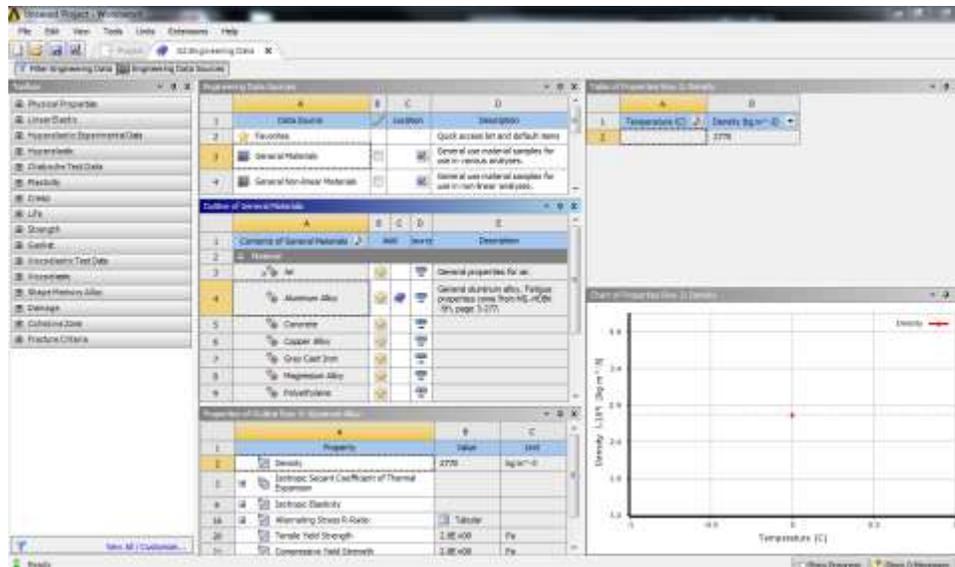


Figura 3.17. Datos Técnicos (Engineering Data)

Se aprecia la geometría con formato “ x_t ” en el módulo Geometría (Geometry) y posteriormente en el módulo Modelo (Model) como se muestra en la figura 3.17. Se crea un árbol de operaciones las cuales se describen en la figura 3.18.

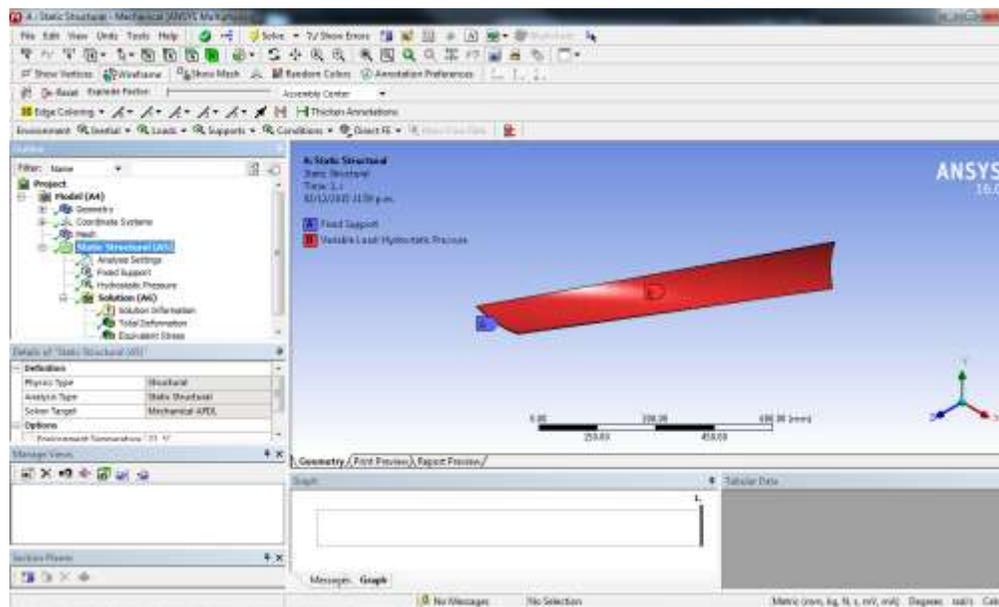


Figura 3.18. Modelo (Model)

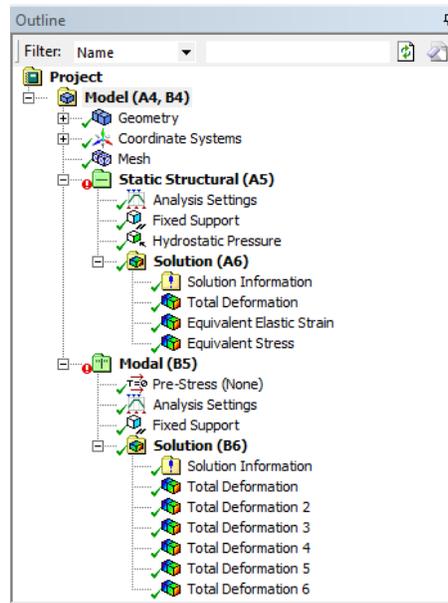


Figura 3.19. Árbol de operaciones del modelo

Y posteriormente en la ventana de Workbench de ANSYS en el módulo Resultados (Results) obtendremos los resultados propuestos en la simulación *figura 3.19* y *3.20*.

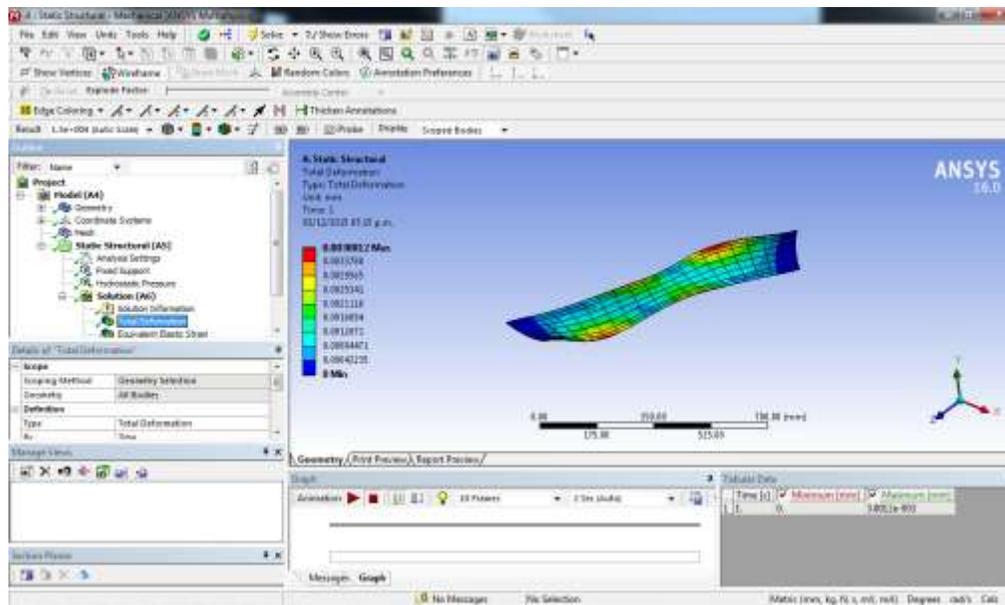


Figura 3.20. Resultado en hélices

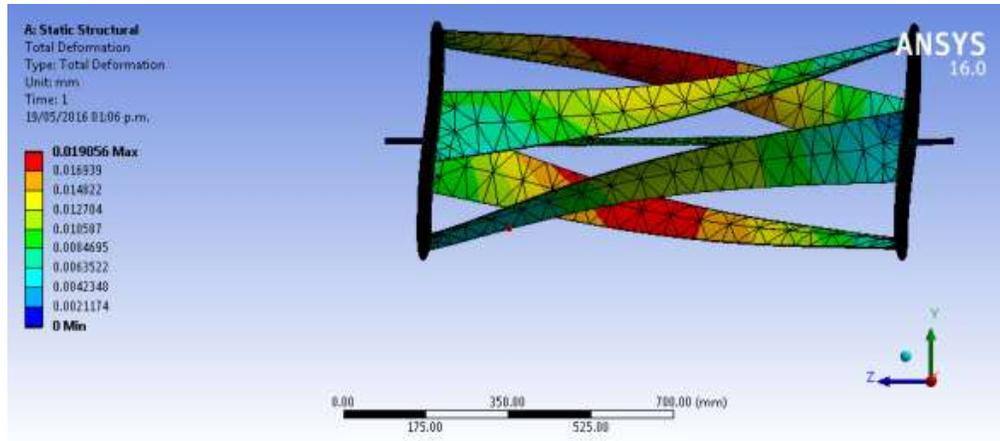


Figura 3.21. Resultados Turbina cuatro hélices perfil S

4. Capítulo IV Construcción del prototipo

Se creó un modelo 3D a escala de 1:5, de las geometrías propuestas para mostrar físicamente los diseños de las hélices y turbina, con material de plástico PLA (ácido poliláctico) es un poliéster alifático termoplástico derivado de recursos renovables, de productos tales como almidón de maíz (en los Estados Unidos), tapioca (raíces, o almidón principalmente en Asia) o caña de azúcar (en el resto de mundo). Se pueden biodegradar bajo ciertas condiciones, tales como la presencia de oxígeno.

4.1 Hélices a escala

Las hélices propuestas se desarrollaron en modelos 3D mostrados en las siguientes figuras con sus descripciones.

se utilizó la impresora 3D de modelo Duplicator en la cual se imprimieron las piezas.

En la *figura 4.1* se muestra la impresión de dos de las hélices propuestas y el eje de la turbina, la cual puede imprimir diferente número de piezas siempre y cuando no sobrepase el volumen de impresión.

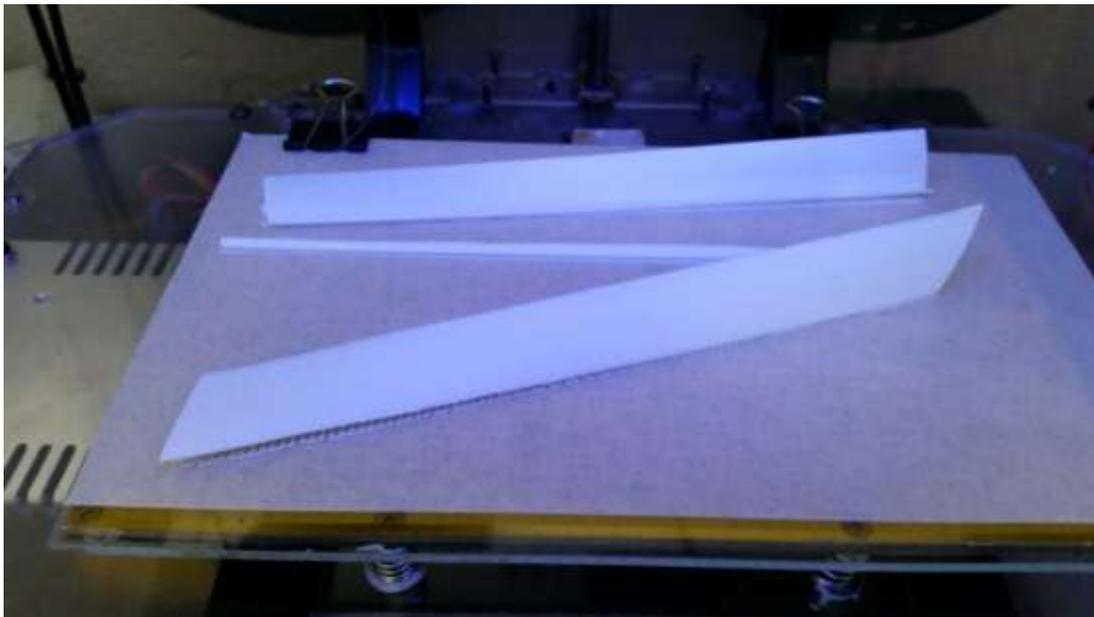


Figura 4.1. Impresión de hélices y eje de turbina.

La hélice perfil helicoidal NACA 0012 propuesta se muestra a continuación en la *figura 4.2*, el perfil helicoidal curvo en la *figura 4.3* y el perfil helicoidal *L* en la *figura 4.4*.

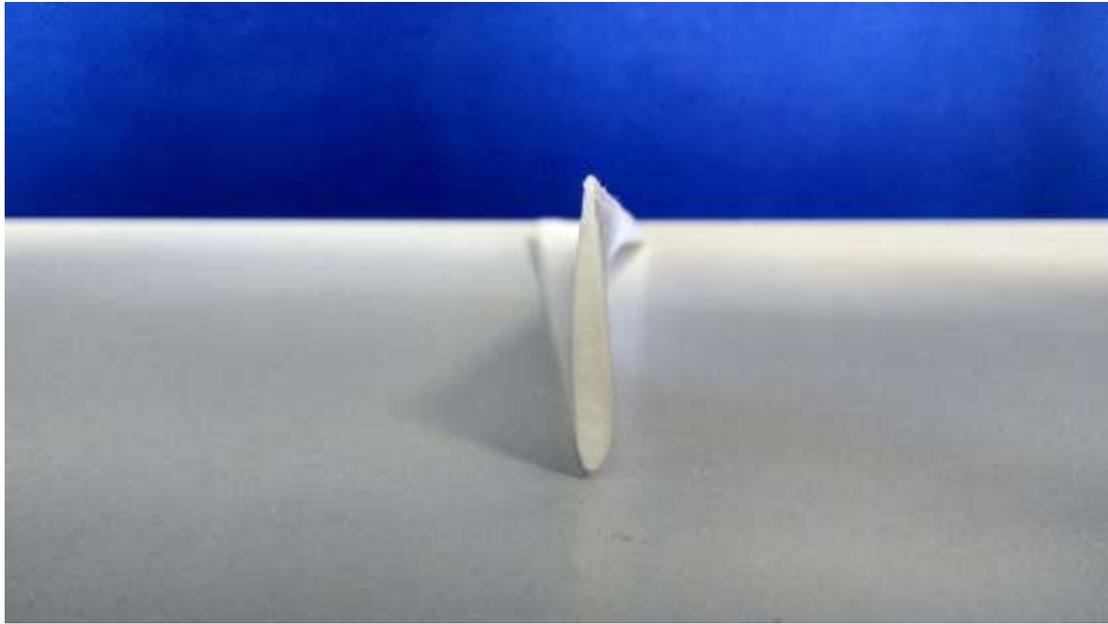


Figura 4.2. Hélice perfil helicoidal NACA 0012

Se muestra en la *figura 4.3* el perfil NACA0012 donde se aprecia el perfil propuesto.

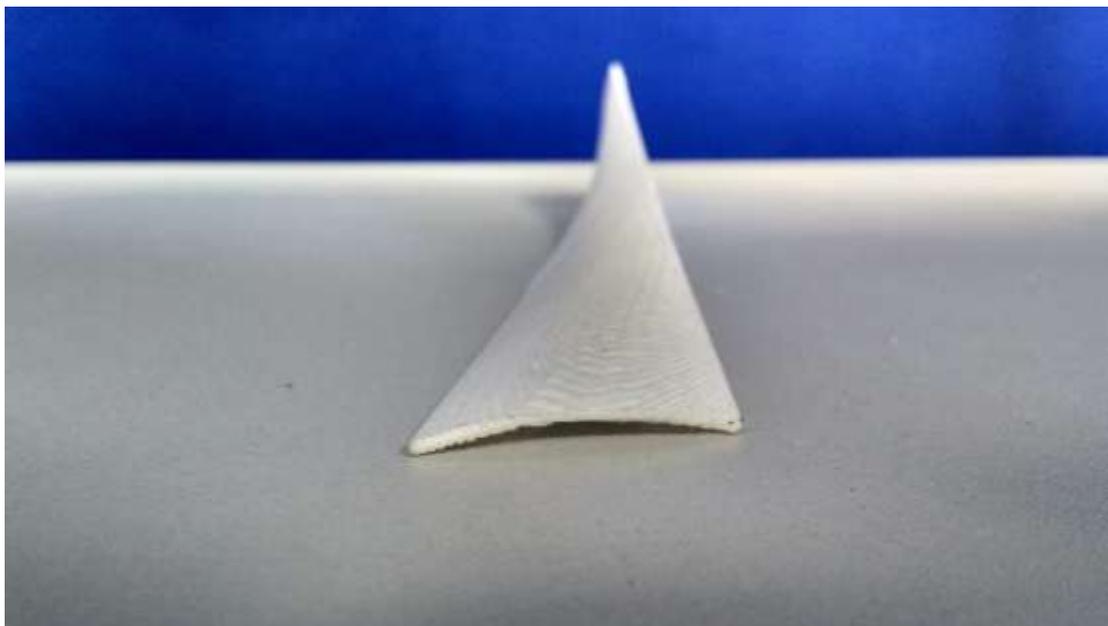


Figura 4.3. Hélice perfil helicoidal curvo

El perfil curvo se muestra en la *figura 4.4* donde se aprecia la geometría propuesta.

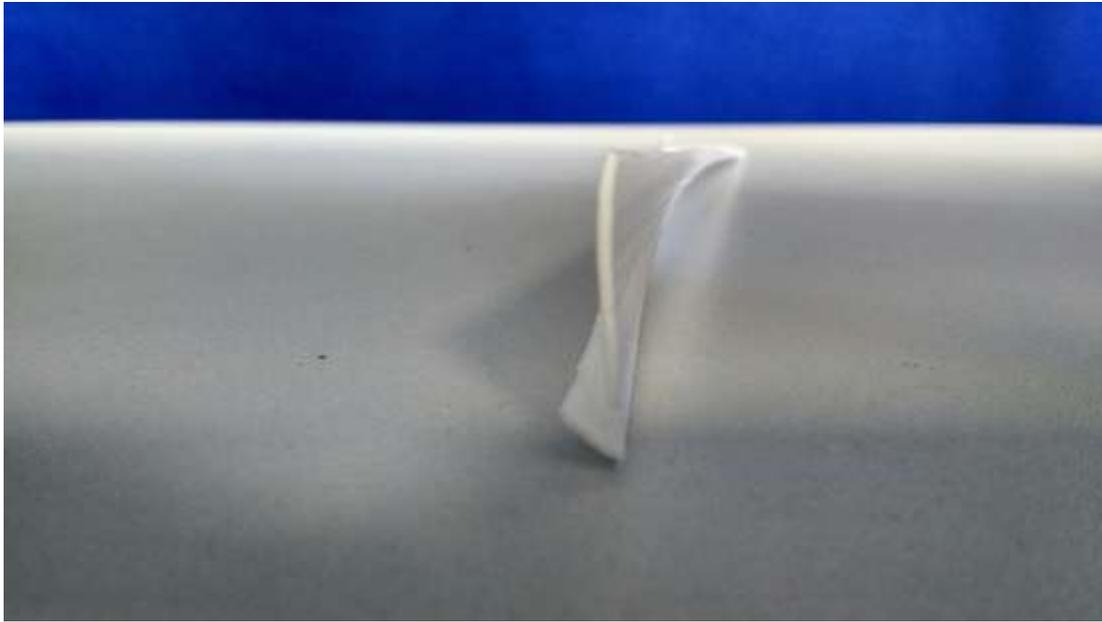


Figura 4.4. Hélice helicoidal perfil L

4.2 Turbina a escala

Se creó la turbina a escala del perfil helicoidal curvo de 4 hélices para tener un modelo en 3D. Esta impresión es útil para verificar medidas y posibles fallas de diseño. En la *figura 4.5* se aprecia el modelo físico a una escala de 1:5.

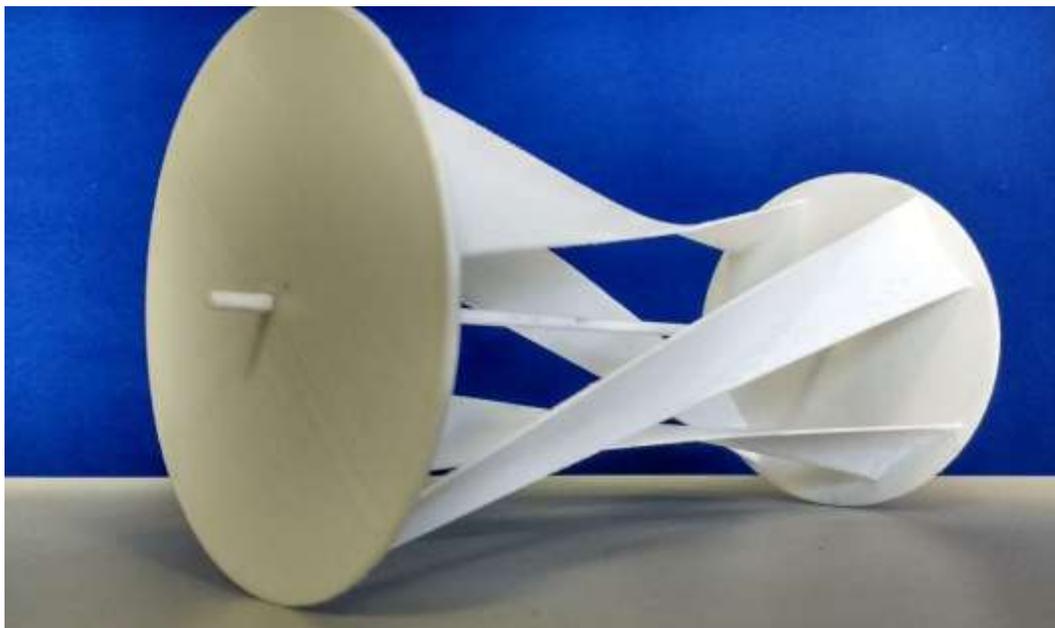


Figura 4.5. Turbina 4 Hélices perfil helicoidal curvo

4.3 Construcción tamaño real

Para la construcción en tamaño real de la turbina helicoidal curva de 4 hélices se requirió el siguiente material en aluminio.

- Lamina de calibre 12, de 2 por 1.75 metros.
- Barra de aluminio de 0.0127 metros de diámetro por 1.5 metros de largo.
- Tornillería.

Se realizó el corte de las 4 hélices de la turbina mostradas en la *figura 4.6* para proseguir con los dobles de cada una de ellas.



Figura 4.6. Corte de las hélices.

Cada una de las hélices se cortaron y doblaron a media a partir de los planos desarrollados en el *anexo A*.

Posterior mente se realizó el marcado de las paredes circulares de la turbina y el corte respectivo.



Figura 4.7. Corte de paredes de turbina.

Y posteriormente de realizado todas las piezas de la turbina se prosiguió al armado de la turbina. En la *figura 4.8* se aprecia la turbina termina en una base para realizar pruebas de funcionamiento.



Figura 4.8. Turbina 4 hélices perfil curvo tamaño real propuesto.

Posteriormente del armado de la turbina, se prosiguió a realizar pruebas de funcionamiento en un arroyo ubicado en Progreso de Obregón, Hidalgo y los resultados obtenidos se presentan en el apartado 5.3.

4.4 Selección de componentes eléctricos

Los componentes eléctricos estarán expuestos a contacto con el agua, por eso mismo se propone que el generador o alternador implementado se encuentre con una cubierta protectora y los demás equipo eléctricos y electrónicos se encuentren a una distancia prudente para que no tengan contacto con el agua.

La parte eléctrica del generador o alternador se puede aplicar varios tipos de aprovechamiento de energía, los cuales se desarrollan en los siguientes puntos.

A. En la primera opción se implementará un alternador comercial el cual se acopla a la transmisión y turbina.

A. Conectar el alternador a una batería de gel de ciclado profundo, la batería tiene dos funciones: generar la energía de excitación conectando un regulador, el cual con la variación de velocidad existente en el caudal obtendremos un voltaje estable y el almacenamiento de energía.

Los componentes de la primera opción se mencionan a continuación con sus diferentes características.

- Alternador 12V CC
 - Alternador
 - 120Amp
 - 12v

- 650-3600 RPM



Figura 4.9. Alternador

- Regulador de voltaje
 - A través de los contactos de los carbones con el colector, el regulador verifica y regula la tensión del alternador, adecuando los niveles de tensión y corriente a las condiciones ideales para el buen funcionamiento. La tensión necesaria para la producción de corriente debe estar de acuerdo con el sistema eléctrico del alternador, si no todo el sistema se puede damnificar. Es importante observar que siempre se graba en el regulador la tensión que debe controlar: 14 o 28 voltios.



Figura 4.10. Regulador de voltaje

- Batería de ciclado profundo:
 - Batería solar, 115Ah, 12vdc.



Figura 4.11. Batería

- Inversor de voltaje de CC a CA



Figura 4.12. Inversor de voltaje

- La forma de conexión de alternador se muestra en la ilustración siguiente.

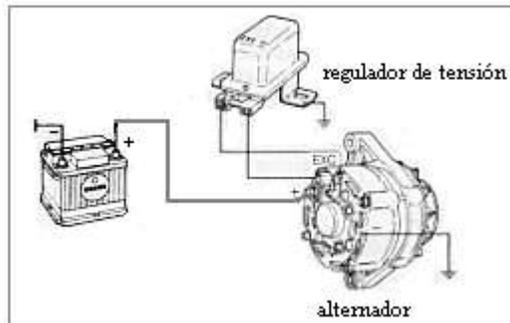


Figura 4.13. Conexión de alternador

En el caso de esta propuesta se tiene que mantener una velocidad nominal no menor a 650RPM para que los alternadores funcionen correctamente. Y posteriormente conectar lo que será el inversor de corriente para convertir los 12vdc a voltaje de 120vca.



Figura 4.14. Diagrama propuesta Alternador

B. Acoplar un generador de bajas revoluciones el cual puede conectarse directamente al inversor o bien a un banco de baterías o una batería de gel de ciclado profundo. Ya no sería necesario acoplar transmisión.

- Generador de bajas RPM 12-24 V CC
 - Uso del estator y el rotor alto grado de hoja de silicio laminado en frío, de alta intensidad
 - Alta calidad 40SH/42SH/40UH tierra rara de NdFeB (Neodimio-Hierro-Boro) en el imán
 - 3 bobinas con esmalte cubierta de alambre de cobre redondo, resistente y de alta temperatura
 - Rodamientos de uso completamente cerrado
 - El par de arranque baja vibración
 - Diseño amigable, fácil de instalar, mantenimiento y reparación.
 - Cuerpo de acero de fundición, anti-corrosión/agua, mantenimiento de la libre.



Figura 4.15. Generador eléctrico

Tabla 4.1. Tabla de datos del generador

| Technical Details | |
|--|---|
| Rated Power(KW): | 2 |
| Rated Speed(RPM): | 200 |
| Rated Torque(N*M): | 95.5 |
| Rated Voltage(V): | 120 |
| Rated Current(A): | 16.67 |
| Insulation Class: | F |
| Efficiency (> %) : | 80 |
| PMG Collocation: | Y Connection, Three Phase Three Wires, Alternator |
| Service Life: | More Than 20 years |
| Working Environment: | -25Centigrade—40 Centigrade |
| Speed Range: | 0-240rpm |
| Mechanical Details | |
| Mounting Means: | Vertical |
| Weight(Kg): | 95 |
| Start Torque(< N*M): | 2 |
| Material Details | |
| Shaft Material: | 45# Carbon Round Steel with quenching and tempering Treatment |
| Bearing: | C&U or for your order |
| Shell Material: | Steel |
| Winding Temperature Class: | 150 Centigrade |
| Permanent Magnet Material: | Rare Earth NdFeB |
| Permanent Magnet Material Temperature Class: | 150 Centigrade |
| Core: | High Grade Cold Rolling Silicon Sheet 50WW470 |
| Protection Grade: | IP54 |

- Inversor de voltaje de CC a CA
 - Este inversor de corriente DC–AC y AC-DC con una capacidad de potencia 2000W trabaja con una entrada de voltaje 12V salida de, 110V, 120V, Frecuencia de 60 Hz está construido con un chip de Tecnología PWM inteligente, que lo hace pequeño, ligero, silencioso y con una alta eficiencia de conversión, cuenta con múltiples circuitos protectores, construido de aleación de Aluminio, tres ventiladores

integrados, socket universal para todo tipo de clavijas, tipo Americano, Europeo, Asiático y un sistema de carga de Batería lo que lo convierte en una excelente opción para uso en Sistemas Fotovoltaicos PV Off Grid, teniendo una función para carga de batería que se puede conectar a un generador o a la red pública, Certificación de Conformidad Europea (CE).

- Batería de ciclado profundo (opcional).
 - Batería CALE solar, 115Ah,12vdc

En esta propuesta el generador de este tipo tiene un alto costo.

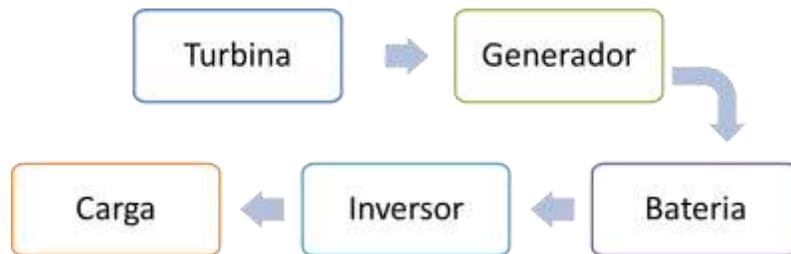


Figura 4.16. Diagrama propuesta alternador

5. Capítulo V Resultados

5.1 Análisis de resultados de ANSYS FLUENT para turbinas y hélices

A continuación, se presentan los resultados finales obtenidos a partir la simulación CFD. Desplegando el análisis computacional de las diferentes turbinas con los siguientes resultados de velocidad, presión.

Tomando en cuenta el tiempo de cálculo de cada simulación llegando a un aproximado desde la creación de la geometría hasta la obtención de resultados es estimado a 10 horas.

En la *figura 5.1* se muestra a continuación los residuales obtenidos después de trabajo computacional, se muestra uno de los datos ya que en todas las hélices mantiene un comportamiento similar para todas. Se puede apreciar los datos obtenidos las velocidades, continuidad y el modelo aplicado.

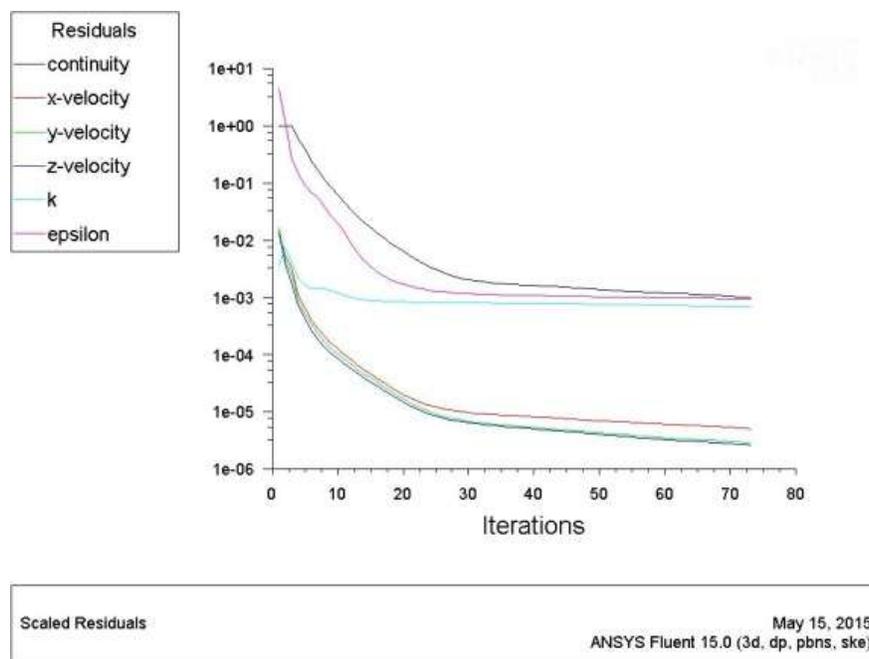


Figura 5.1 Residuales de las hélices

Lo mismo ocurre para las simulaciones realizadas para las turbinas los cuales el tiempo de simulación bueno más extenso por el tipo de malla y el tamaño de geometría analizada. Esto se puede apreciar en la *figura 5.2*.

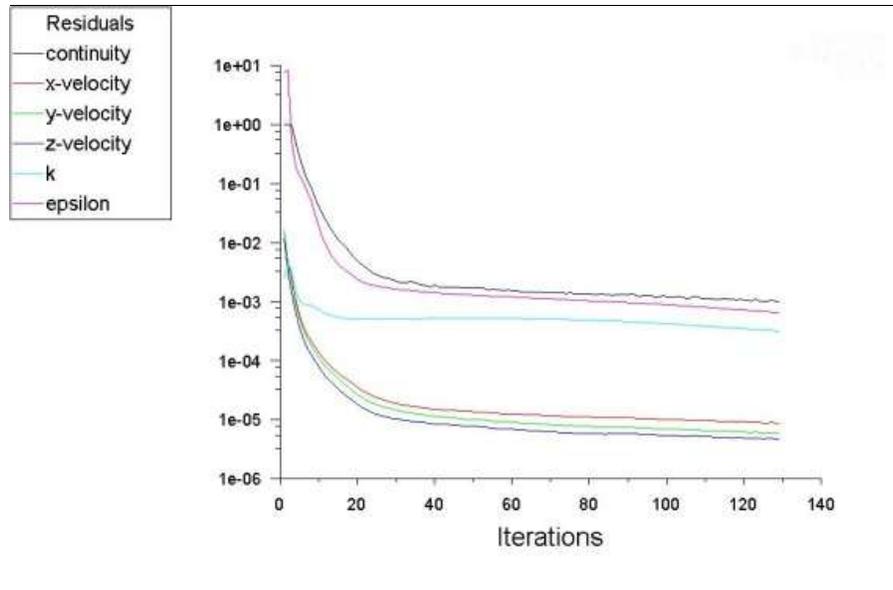


Figura 5.2 Residuales de turbinas

En la *figura 5.1* y *5.2* se muestran las velocidades en los ejes, el método de solución y la continuidad de la simulación se aprecia que después de la iteración número 73 y 128 respectivamente convergen a una solución exacta.

5.1.2 Velocidad

Para efectos prácticos se mostrarán los mejores resultados de velocidad obtenidos mediante las simulaciones en las *figuras 5.3-5.8* y posteriormente en la *tabla 5.1* se mostrarán los valores de velocidad respecto a cada turbina.

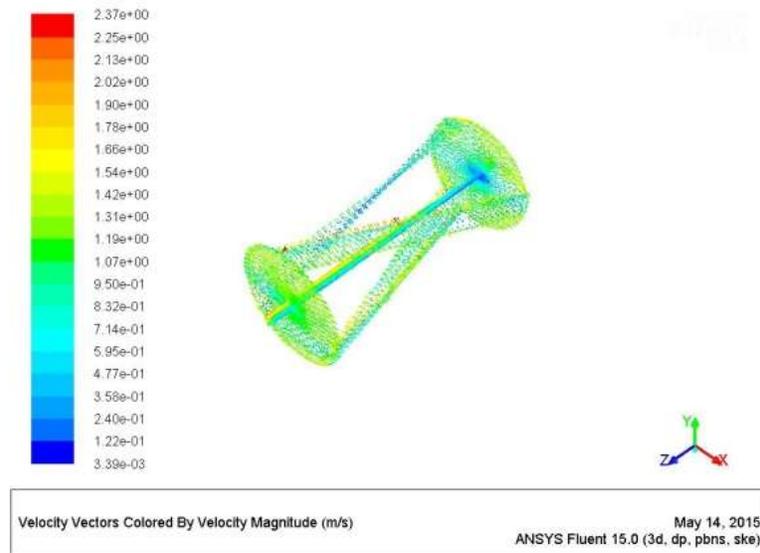


Figura 5.3 Turbina helicoidal L, 3 hélices

Se muestran en la *figura 5.3* los vectores de la velocidad en colores de escala que van del azul con velocidades bajas a rojas con las máximas velocidades alcanzadas en la turbina.

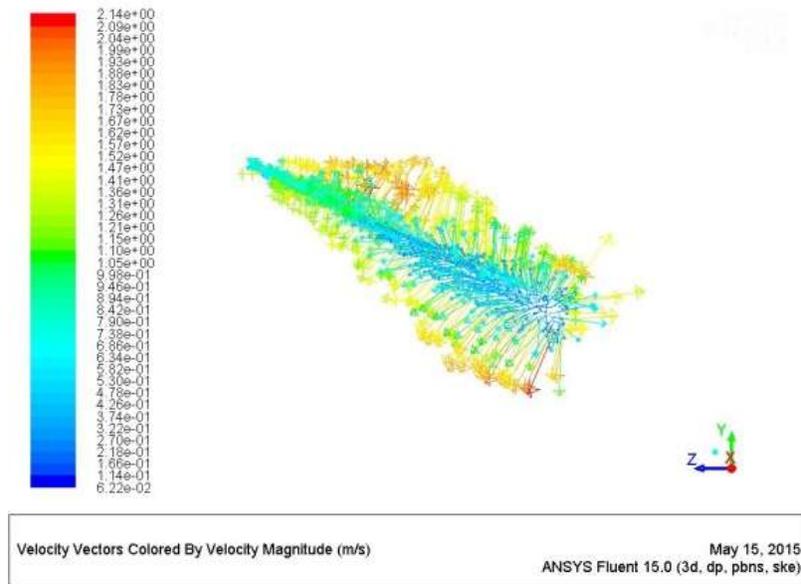


Figura 5.4 Hélice helicoidal L

En el perfil helicoidal L se muestran los vectores de magnitudes de velocidades mínimas y máximas en la *figura 5.4*.

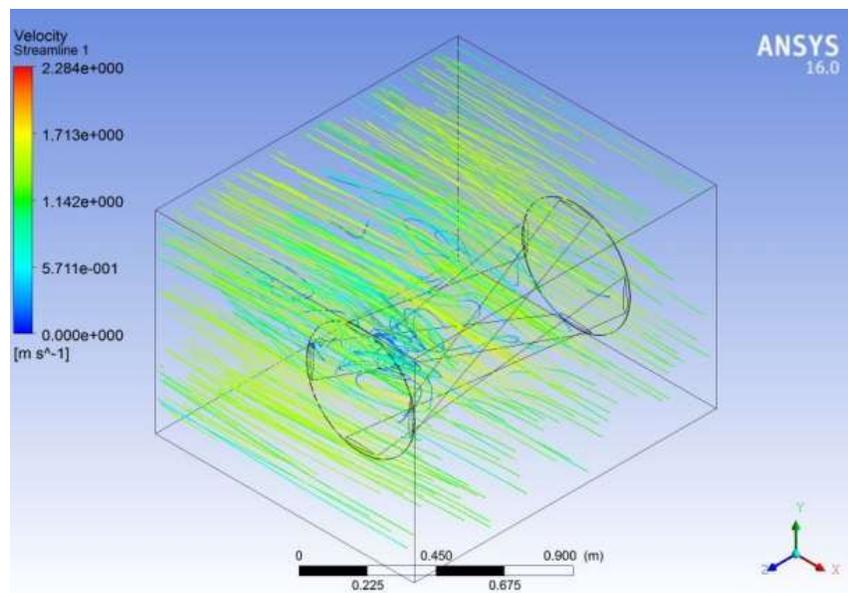


Figura 5.5 Turbina helicoidal NACA0012, 4 hélices

En la *figura 5.5* se muestra el análisis de flujo de la turbina propuesta la cual se aprecia las líneas de velocidad que van de velocidad 0m/s a velocidad máxima de 2.284 m/s. y se llegan apreciar las líneas de turbulencia en color azul.

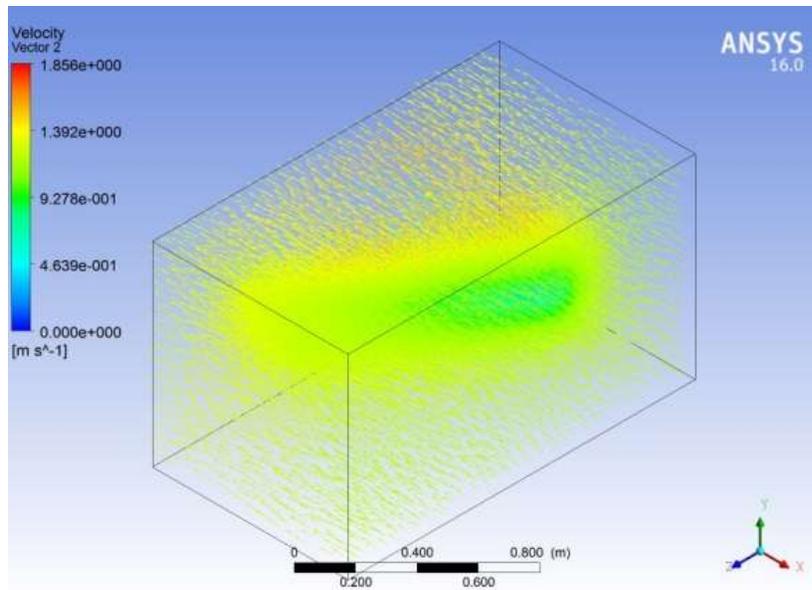


Figura 5.6 Hélice helicoidal curvo.

Se muestra el perfil helicoidal curvo en la figura 5.6 la cual muestra una velocidad máxima de 1.856m/s.

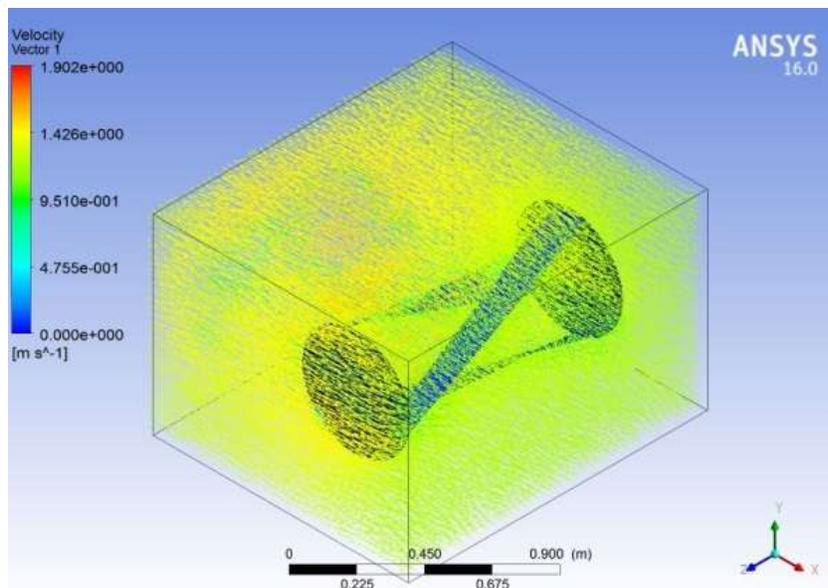


Figura 5.7 Turbina helicoidal curvo, 3 hélices

En la figura 5.7 se muestran los vectores de velocidad de la turbina de 3 hélices perfil curvo, la cual muestra una máxima velocidad de flujo de 1.9m/s.

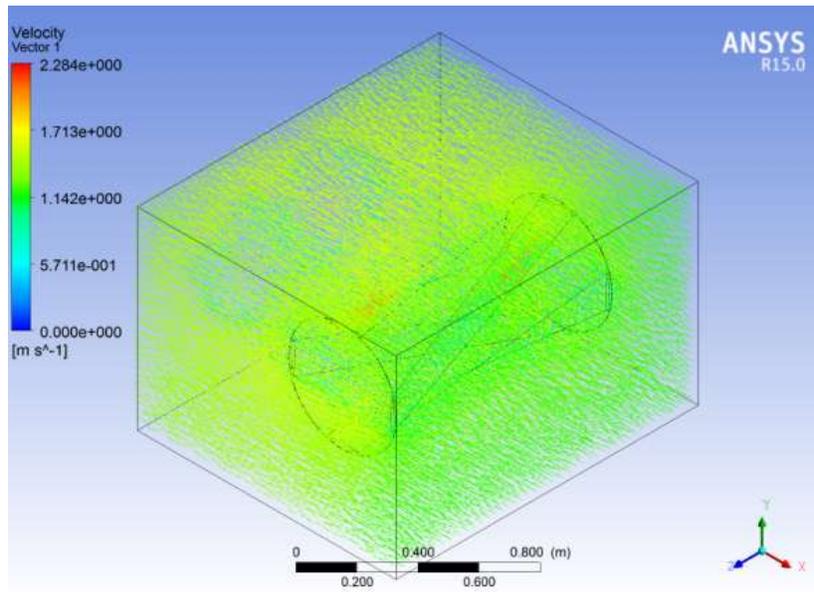


Figura 5.8 Turbina helicoidal curvo, 4 hélices

Hay una relación de aumento de velocidad para cada turbina la cual se seleccionarán las mejores turbinas para su creación física.

Tabla 5.1 Velocidades obtenidas para turbinas

| Turbina | Velocidad inicial | Velocidad final | % Aumento de velocidad |
|--|-------------------|-----------------|------------------------|
| Turbina helicoidal L, 3 hélices | 1.2 m/s | 2.37 m/s | 97% |
| Turbina helicoidal L, 4 hélices | 1.2 m/s | 2.14 m/s | 78% |
| Turbina helicoidal NACA0012, 3 hélices | 1.2 m/s | 1.902 m/s | 58% |
| Turbina helicoidal NACA0012, 4 hélices | 1.2 m/s | 2.264 m/s | 88% |
| Turbina helicoidal curvo, 3 hélices | 1.2 m/s | 1.838 m/s | 53% |
| Turbina helicoidal curvo, 4 hélices | 1.2 m/s | 2.017 m/s | 68% |

El aumento de velocidad depende del tipo de geometría, numero de hélices y tipo de perfil de cada una de las simulaciones como anteriormente lo vimos en las imágenes, se observa los diferentes tipos de flujo de velocidad y flujos turbulentos presentes en las turbinas.

Se realizó el cálculo de velocidad de la turbina seleccionada para su construcción, la cual se muestran en la *tabla 5.2*, las velocidades mostradas muestran el funcionamiento a diferentes caudales.

Tabla 5.2 Velocidad de turbina helicoidal curvo.

| <i>Característica</i> | <i>Rad/seg (RPM)</i> | <i>Torque [Nm]</i> |
|-----------------------|----------------------|--------------------|
| <i>Caudal mínima</i> | 19.9(197) | 0.547 |
| <i>Caudal media</i> | 48 (458) | 3.15 |
| <i>Caudal máxima</i> | 76 (726) | 7.89 |

Los cálculos mostrados en la tabla anterior son resultado de ecuación que no incluyen ningún tipo de pérdidas.

5.1.2 Presión

Los datos obtenidos de presión nos dan una idea de cómo se comporta el material respecto al caudal. Para cada turbina se muestra un análisis presión mostrado en las *figuras 5.9-5.12* y en la *tabla 5.2*.

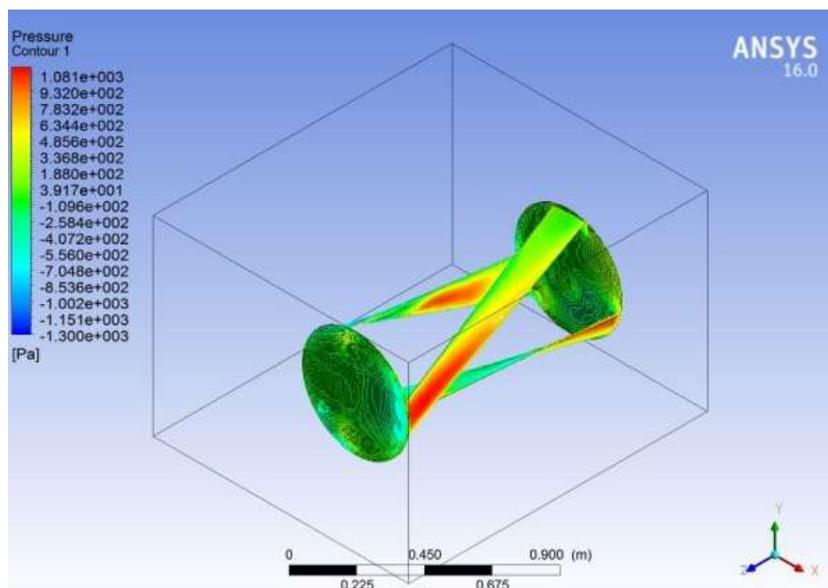


Figura 5.9 Turbina helicoidal NACA0012, 3 hélices

En la *figura 5.9* se aprecia las presiones en el material seleccionado de la turbina en contornos azules presiones bajos y en rojo las presiones mas relevantes.

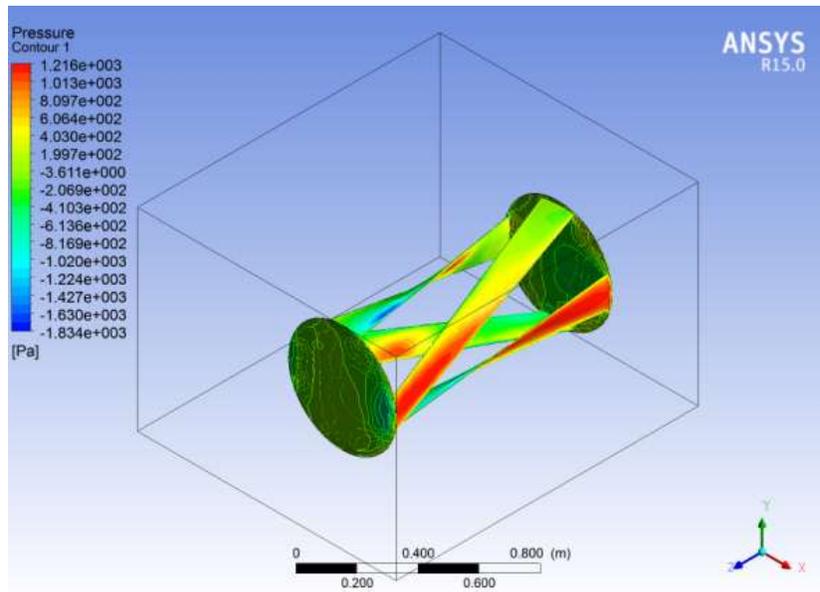


Figura 5.10 Turbina helicoidal NACA0012, 4 hélices

En la turbina helicoidal NACA0012 con una presión máxima sobre el material de

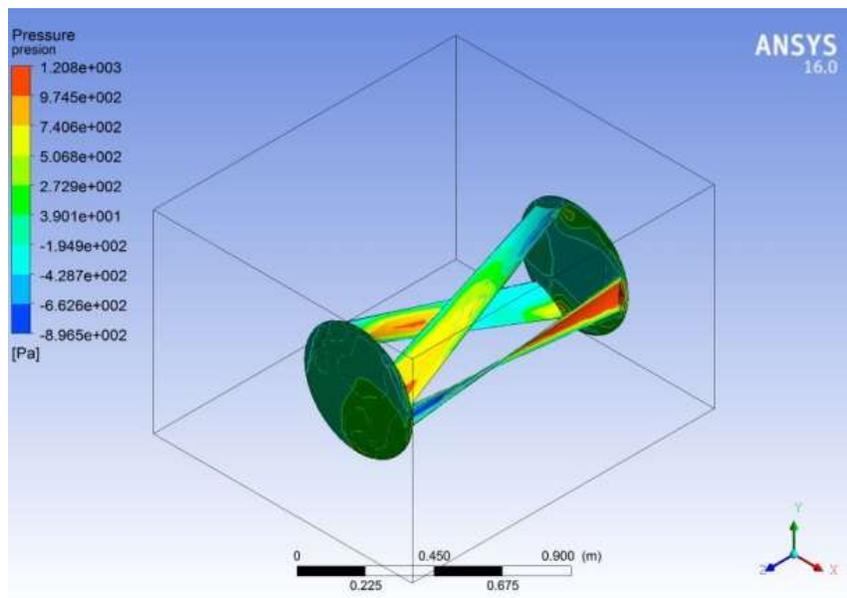


Figura 5.11 Turbina helicoidal curvo, 3 hélices

En la parte de la geometría de la turbina en la figura 5.11 se puede apreciar los diferentes contornos de presión sobre la superficie, dependiendo de la posición en la que se encuentre respecto al impacto con el flujo de agua.

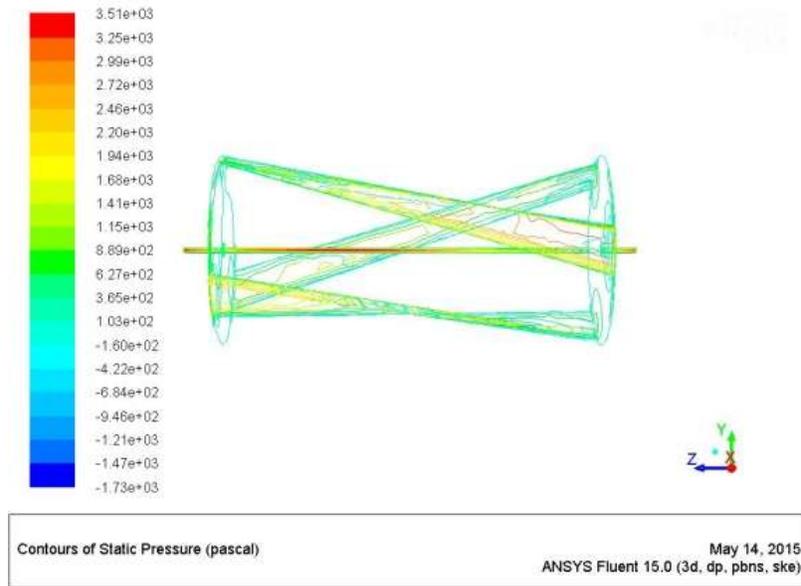


Figura 5.12 Turbina helicoidal L, 3 hélices

En la figura 5.12 se aprecian los contornos de presión en la turbina.

Obtención de la presión mediante una velocidad del fluido de 1.2m/s, que es la velocidad promedio.

Tabla 5.3 Presiones obtenidas para turbinas

| Turbina | Presión [Pa] |
|--|--------------------|
| Turbina helicoidal L, 3 hélices | $3.51 \cdot 10^3$ |
| Turbina helicoidal L, 4 hélices | $3.14 \cdot 10^3$ |
| Turbina helicoidal NACA0012, 3 hélices | $1.081 \cdot 10^3$ |
| Turbina helicoidal NACA0012, 4 hélices | $1.216 \cdot 10^3$ |
| Turbina helicoidal curvo, 3 hélices | $1.208 \cdot 10^3$ |
| Turbina helicoidal curvo, 4 hélices | $1.253 \cdot 10^3$ |

En la tabla se aprecian los valores máximos de presión obtenidos por la cantidad de hélices en cada turbina.

5.2 Análisis de resultados de ANSYS STRUCTURAL para hélices

El análisis estructural de las hélices propuestas nos dio como resultados deformaciones totales y presión en un caso extremo de máximo caudal utilizando una velocidad de 1.9m/s. En las siguientes *figuras 5.13-5 15* y *tabla 5.3*.

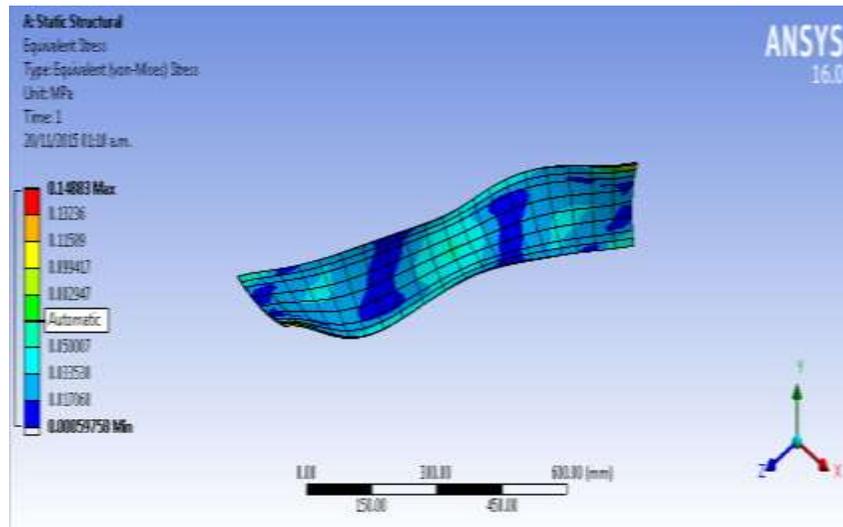


Figura 5.13 helicoidal curvo

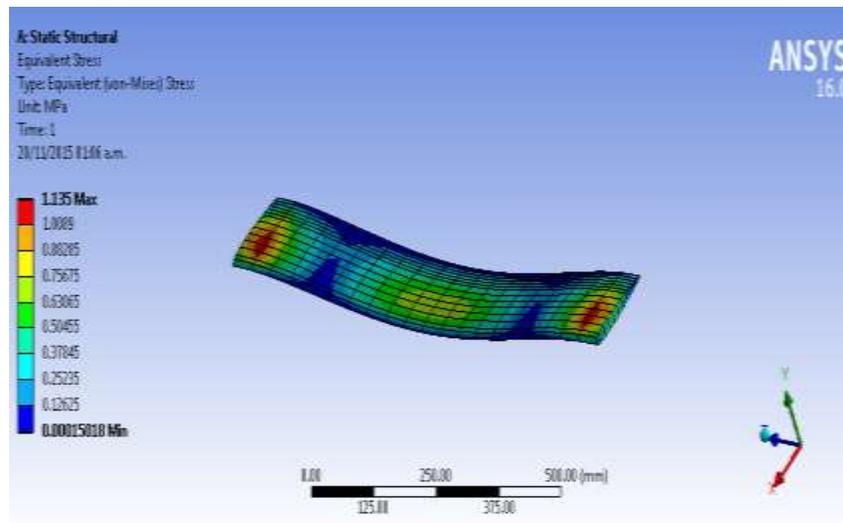


Figura 5.14 helicoidal NACA0012

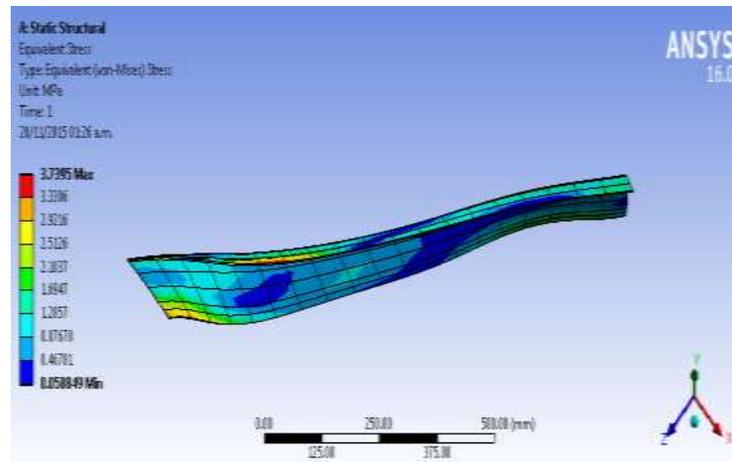


Figura 5.15 Turbina helicoidal L

Presión obtenida mediante la velocidad máxima del fluido. En las figuras pasadas a partir de la simulación estructural que se le realizó a cada pieza por separado, proveo datos de presión sobre las piezas las cuales facilitan información complementaria para el estudio.

Tabla 5.4 Presión obtenida para hélices

| Hélice | Presión [MPa] |
|----------------------|---------------|
| Turbina helicoidal L | 3.7395 |
| helicoidal NACA0012 | 1.135 |
| helicoidal curvo | 0.14883 |

Se obtuvo la deformación total en las hélices mostrada en las siguientes figuras 5.16-5.18 y expresada en la tabla 5.4.

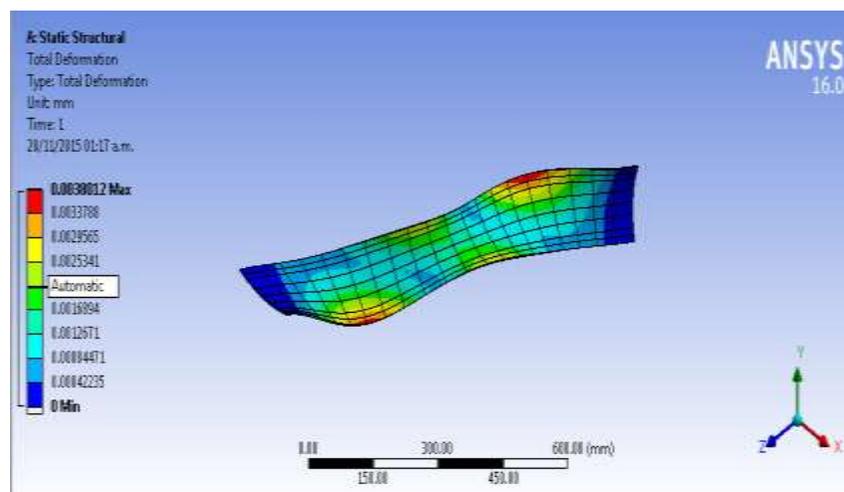


Figura 5.16 helicoidal curvo

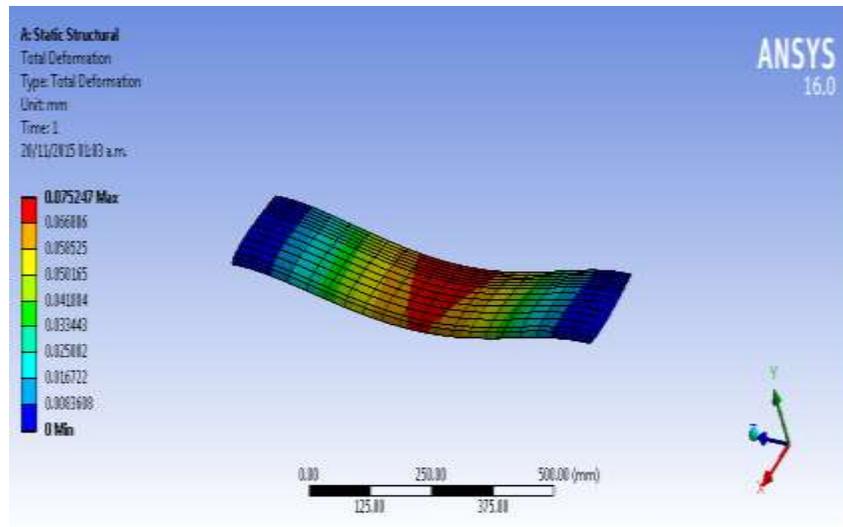


Figura 5.17 helicoidal NACA0012

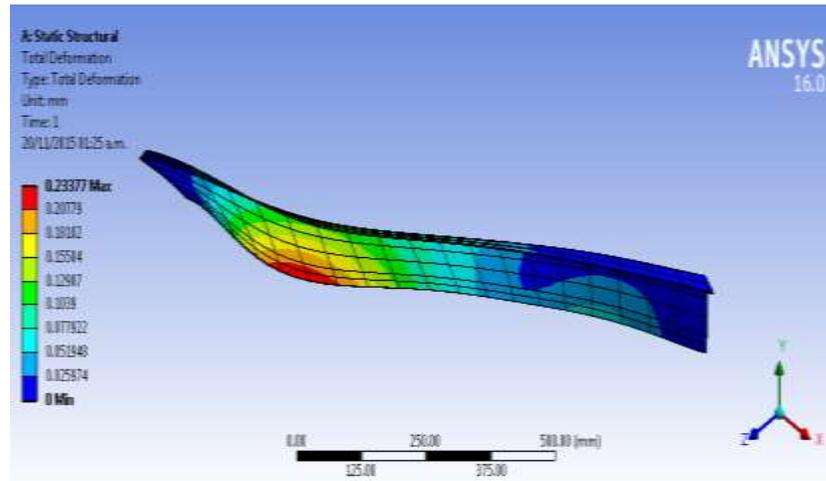


Figura 5.18 Turbina helicoidal L

La deformación obtenida mediante la simulación para cada tipo de hélice. En las figuras anteriores se muestran las deformaciones en mm las cuales mediante la simulación puede presentar el material si se presenta a esas velocidades.

Tabla 5.5 Deformación total obtenida para hélices

| Hélice | Deformación [mm] |
|----------------------|------------------|
| Turbina helicoidal L | 0.23377 |
| helicoidal NACA0012 | 0.075247 |
| helicoidal curvo | 0.0038012 |

De la *tabla 5.5* se aprecian las deformaciones por tipo de perfil de hélice, si bien las diferentes geometrías cuentan con las mismas características de material, se encuentra que el *perfil helicoidal L*, muestra la mayor deformación, en cambio el *perfil helicoidal curvo* la deformación obtenida en este perfil es la más baja y con menor afectación estructural.

Complementando la información de las hélices se realizó un análisis modal a cada una, para detectar las frecuencias naturales y sus modos de vibración.

Tabla 5.6 Análisis Modal

| Modo | helicoidal NACA0012 | helicoidal curvo | Helicoidal |
|----------|---------------------|------------------|----------------|
| | [Hz] [RPM] | [Hz] [RPM] | L [Hz] [RPM] |
| 1 | 12.338 / 740 | 4.644 / 278 | 5.5197 / 331 |
| 2 | 77.061 / 4,623 | 13.885 / 780 | 14.223 / 840 |
| 3 | 98.199 / 5,891 | 53.457 / 3,207 | 43.939 / 2,640 |
| 4 | 191.6 / 11,460 | 65.19 / 3900 | 58.866 / 3,480 |
| 5 | 214.77 / 12,886 | 128.39 / 7,680 | 117.72 / 7,020 |
| 6 | 417.87 / 25,020 | 174.05 / 10,440 | 125.0 / 7,500 |

En la *tabla 5.6* se desarrolló el análisis modal para cada una de las hélices la cual tiene por objetivo mostrar las frecuencias naturales de las estructuras propuestas.

Continuando con los análisis de las turbinas se mostrarán los resultados de una de ella en la *figura 5.19* y *5.20*, posteriormente en la *tabla 5.6* su análisis modal.

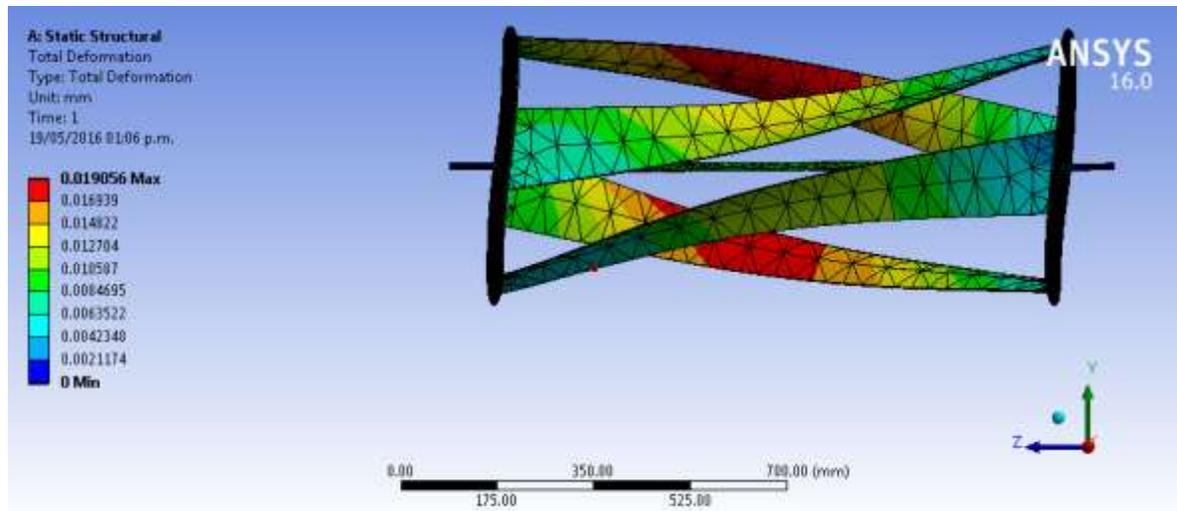


Figura 5.19 Deformación total de turbina helicoidal curvo.

En la figura anterior se muestra el análisis estructural de una de las turbinas propuesta la cual tiene una deformación máxima de 0.019056mm con valores superiores a los valores de funcionamiento.

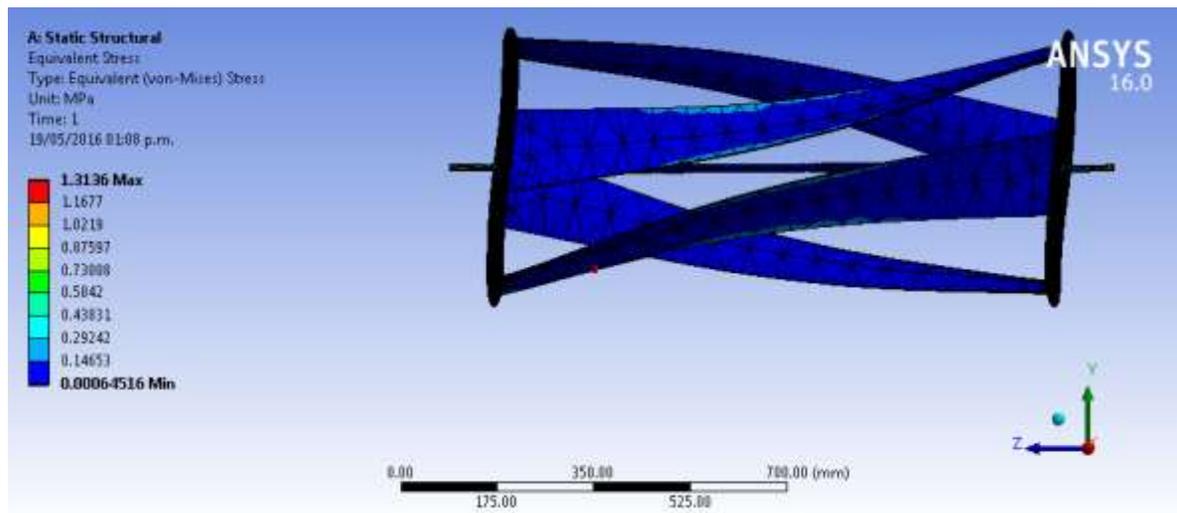


Figura 5.20 Presión de turbina helicoidal curvo.

Así mismo tenemos una presión en nuestra geometría con valores de 1.3136MPa como máxima, lo cual no daña el material seleccionado para esta aplicación.

Tabla 5.7 Análisis modal de turbina helicoidal curvo.

| Modo | Hz | RPM |
|------|--------|---------|
| 1. | 8.5986 | 515.92 |
| 2. | 24.156 | 1449.36 |
| 3. | 25.951 | 1557.06 |
| 4. | 26.035 | 1562.1 |
| 5. | 32.531 | 1951.86 |
| 6. | 38.672 | 2320.32 |

En la *tabla 5.7* se muestra que, los valores de frecuencias naturales de la turbina están por encima de las velocidades a las que va estar trabajando.

De los datos recolectados se realizó la selección de las turbinas la cual se construirá la turbina helicoidal curvo de 4 hélices con las siguientes características:

Propiedades de masa de 4 hélices perfil curvo
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 7231.31 gramos

Volumen = 2678263.82 milímetros cúbicos

Área de superficie = 1904308.04 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = 0.00

Y = 0.00

Z = 499.76

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el centro de masa.

$I_x = (0.00, 0.00, 1.00)$ $P_x = 213477062.01$

$I_y = (0.72, 0.69, 0.00)$ $P_y = 1302631012.94$

$I_z = (-0.69, 0.72, 0.00)$ $P_z = 1302634367.12$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 1302632630.21$ $L_{xy} = 1676.20$ $L_{xz} = -340.54$

$L_{yx} = 1676.20$ $L_{yy} = 1302632749.85$ $L_{yz} = -2087.96$

$L_{zx} = -340.54$ $L_{zy} = -2087.96$ $L_{zz} = 213477062.02$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 3108759836.09$ $I_{xy} = 1676.20$ $I_{xz} = -396.58$

$I_{yx} = 1676.20$ $I_{yy} = 3108759955.72$ $I_{yz} = 380.36$

$I_{zx} = -396.58$ $I_{zy} = 380.36$ $I_{zz} = 213477062.02$

5.2 Análisis de resultados de ANSYS STRUCTURAL para transmisión

El análisis de la transmisión se enfocó en la deformación producida en los engranes por una posible falla en el sistema. En la *figura 5.21* se muestra el análisis de la deformación total, para lo cual se bloqueó el piñón de salida, haciendo girar el engrane de entrada. Puede observarse claramente que en la parte exterior de los engranes es la zona en donde se produce la mayor deformación.

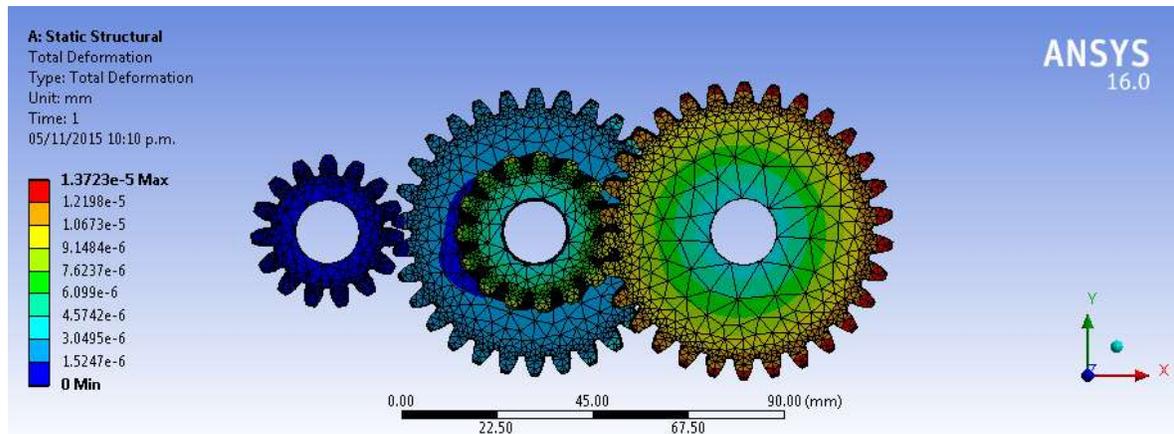


Figura 5.21 Análisis de deformación total en ANSYS

De acuerdo con los resultados mostrados, la deformación máxima obtenida fue de 1.3723×10^{-5} mm por cada mm de material. Este valor tan pequeño indica que la transmisión es adecuada para el uso para el que fue diseñada. La *figura 5.22* muestra el análisis de deformación total del eje, en la cual puede observarse los valores de deformación mínima y máxima: 3.0799×10^{-8} mm y 2.779×10^{-3} mm, respectivamente.

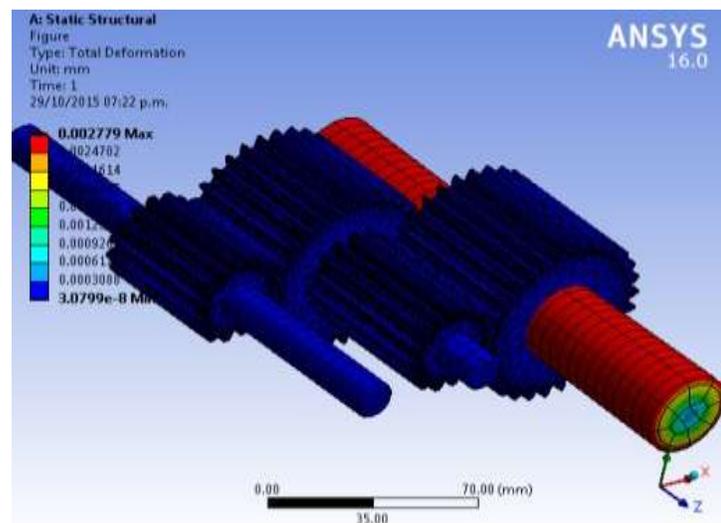


Figura 5.22 Deformación total del eje

La *figura 5.23* muestra el análisis de deformación plástica del eje, en la cual puede observarse los valores de deformación mínima y máxima: $4.6127e-14$ mm/mm y $1.9939e-5$ mm/mm, respectivamente.

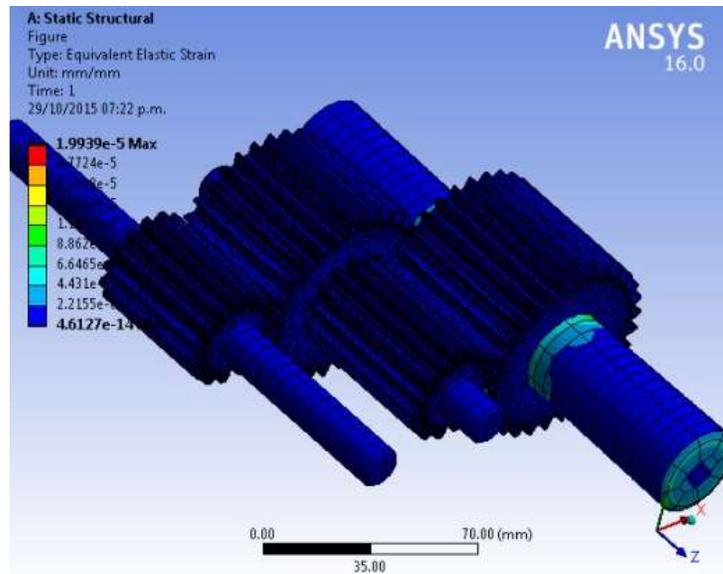


Figura 5.23 Deformación elástica del eje

Este estudio fue realizado con la colaboración del estudiante de Ingeniería mecánica de Séptimo grado Edwin Rodríguez Hernández.

5.3 Resultados de prueba de turbina

Para la realizar las pruebas de funcionamiento de la turbina se tomaron mediciones del arroyo que cumpliera las siguientes características 1.10 metros de profundidad mínimo y con ancho mínimo de 2.0 metros, este se encuentra ubicado en la localidad de Progreso de Obregón, Hidalgo a un costado del río Tula.

Las velocidades medidas en un área del arroyo donde las características de este nos proporcionaron las características ideales para probar la turbina. Calculando un promedio de velocidad del río de 0.42, 0.9, 1.3, 1.7 y 2.0 m/s. se realizaron las siguientes pruebas de funcionamiento.

Se ingresó la turbina con una base para realizar los cálculos de revoluciones por minuto como se muestra en la figura siguiente.



Figura 5.24 Funcionamiento y prueba de turbina.

Las diferentes mediciones de velocidad a la que gira la turbina se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 5.8. Velocidad de flujo del río y Velocidad angular de la turbina.

| Velocidad del río[m/s] | Turbina [rpm] |
|------------------------|---------------|
| 0.42 | 13.5 |
| 0.90 | 28.9 |
| 1.30 | 41.8 |
| 1.70 | 54.6 |
| 2.00 | 64.5 |

Los datos obtenidos de las diferentes pruebas realizadas arrojan una velocidad mínima angular de **13.5 rpm** a una velocidad de flujo del río mínima de **0.42m/s**.

Y una velocidad máxima angular **64.5 rpm** a una velocidad de flujo del río máxima de **2.0 m/s**.

Las pruebas realizadas arrojaron datos esperados de funcionamiento de la turbina.

Los datos recopilados de las pruebas físicas y los cálculos estimados de velocidad de rotación se asemejan.

La implementación de las turbinas sumergibles para ríos nos acerca una nueva generación de energía renovable hidráulica.

Conclusiones y trabajos futuros

Conclusiones

Para validar la turbina GSR se desarrolló el modelo CFD en ANSYS FLUENT, donde se introdujeron parámetros precisos para el diseño óptimo de la geometría de hélices y ángulos de ataque en su conjunto.

La turbina GSR se generó con hélices helicoidales, donde la velocidad de fluido (H_2O) se propuso constante, el dominio computacional mediante un prisma rectangular y se realizaron varias simulaciones con diferentes valores, alcanzando a una malla fina de alta calidad.

Los diferentes diseños propuestos de turbinas se analizaron con las mismas propiedades de material.

El análisis de flujo se elaboró con los mismos criterios.

Aplicando estos datos se eligió un proceso de ejecución de simulación paralela, donde cada simulación se llevó alrededor de 10 horas. Obteniendo resultados continuos y concretos los cuales arrojaron parámetros esperados.

El modelo se validó mediante comparaciones de resultados numéricos de la simulación.

Los resultados de velocidad, turbulencias y presión arrojados en las diferentes simulaciones comprenden parámetros esperados; sabiendo esto, se podrá desarrollar una turbina físicamente para realizar las pruebas pertinentes y así lograr la generación de energía con el caudal de un arroyo o río.

Los resultados hablan de un nuevo método de generación de energía hidroeléctrica, que no requiere la construcción de grandes presas y túneles para almacenar energía.

La implementación de nuevas tecnologías de generación de energía como es en este caso la turbina GSR, abre el panorama para desarrollar esta tecnología dentro del país sin generar la destrucción que conlleva la construcción de presas y represas y la modificación del ecosistema.

Trabajos futuros

La selección de la parte eléctrica y su acoplamiento con las demás partes de la turbina.

Los procesos de trabajos futuros pueden estar enfocados en una simulación más estricta y exacta lo cual ayuda mucho a la construcción de futuras propuestas de diseños de hélices y turbinas.

Proponer la implementación de varias turbinas ya sea en serie o paralelo.

Simulaciones en condiciones reales.

Bibliografía

- [1] D. Azqueta, *Introducción a la economía ambiental.*, 2ª edición. Madrid: McGraw-Hill., 2007.
- [2] S. P. a Brown and H. G. Huntington, “Energy security and climate change protection: Complementarity or tradeoff?,” *Energy Policy*, vol. 36, no. 9, pp. 3510–3513, 2008.
- [3] J. a. V. Pereña;, “Prospectiva de energías renovables,” pp. 1–156, 2012.
- [4] J. A. C. González, R. C. Pérez, A. C. Santos, and M. A. C. Gil, *Centrales de energías renovables*. Madrid, España, 2009.
- [5] M. J. Khan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, “River current energy conversion systems: Progress, prospects and challenges,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 12, no. 8, pp. 2177–2193, Oct. 2008.
- [6] D. Olmo, G. Mauricio, P. Soldán, and C. Gustavo, “EVALUACIÓN PRELIMINAR DE PEQUEÑAS Y MEDIANAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS POR MEDIO DEL RETSCREEN,” 2012.
- [7] Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (REN21), *Renewables 2015 Global Status Report*. 2015.
- [8] Sener, “Balance nacional de energía 2013,” 2013.
- [9] Camara de Diputados, “Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables y el Financiamiento de la Transición Energética (LAFATERTE),” *Congr. la Unión*, pp. 1–16, 2013.
- [10] SENER, “Prospectiva del Sector Eléctrico 2013-2027,” 2013.
- [11] “Instituto Nacional de Estadística y Geografía (México).,” *Anuario estadístico y geográfico de los Estados Unidos Mexicanos 2014*, 2014. [Online]. Available: http://www.inegi.org.mx/prod_serv/contenidos/espanol/bvinegi/productos/nueva_estru c/aegeum/702825063979.pdf. [Accessed: 19-Mar-2015].
- [12] V. Ingenieros, “Estimación del Recurso para Pequeña, Mini y Micro Hidroenergía Aplicaciones en México,” *Micro*, no. 69.
- [13] M. S. Güney and K. Kaygusuz, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 2996–3004, Dec. 2010.
- [14] “Renewable Energy Solutions for Off-grid Applications.”
- [15] T. Stream, R. Hydrokinetic, O. Current, P. Asmus, and C. Wheelock, “EXECUTIVE SUMMARY: Hydrokinetic and Ocean Energy Renewable Power Generation from Ocean Wave,” 2009.
- [16] N. York, C. Lins, S. Ejecutiva, and L. Williamson, “La capacidad global de generación de energías renovables llegó a un nivel récord gracias al apoyo de las políticas de

- promoción de países en desarrollo,” pp. 4–6, 2014.
- [17] M. J. Khan, G. Bhuyan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, Oct. 2009.
- [18] T. Kinsey, G. Dumas, G. Lalande, J. Ruel, A. Méhut, P. Viarouge, J. Lemay, and Y. Jean, “Prototype testing of a hydrokinetic turbine based on oscillating hydrofoils,” *Renew. Energy*, vol. 36, no. 6, pp. 1710–1718, Jun. 2011.
- [19] A. Rachman, R. Balaka, J. Delly, and Y. Gunawan, “Simulation on the effect of the blade number on the rotational characteristic on a horizontal axis river current turbine,” *Int. J. Energy Environ. Eng.*, vol. 4, p. 8, 2013.
- [20] A. L. Amarante Mesquita, A. L. Amarante Mesquita, F. C. Palheta, J. R. Pinheiro Vaz, M. V. Girão de Moraes, and C. Gonçalves, “A methodology for the transient behavior of horizontal axis hydrokinetic turbines,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 87, pp. 1261–1268, Nov. 2014.
- [21] D. G. Fink and H. W. Baty., *MANUAL DE INGENIERÍA ELÉCTRICA*, Decimoterc. Mc GRAW-HILL, 2008.
- [22] M. J. Khan, G. Bhuyan, M. T. Iqbal, and J. E. Quaicoe, “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 1823–1835, Oct. 2009.
- [23] F. Performance, “Gorlov helical turbine,” *Current*, pp. 1–5, 2001.
- [24] A. N. Gorban’, A. M. Gorlov, and V. M. Silantyev, “Limits of the Turbine Efficiency for Free Fluid Flow,” *J. Energy Resour. Technol.*, vol. 123, no. 4, p. 311, 2001.
- [25] P. Bachant and M. Wosnik, “Performance measurements of cylindrical- and spherical-helical cross-flow marine hydrokinetic turbines, with estimates of exergy efficiency,” *Renew. Energy*, vol. 74, pp. 318–325, Feb. 2015.
- [26] J. M. C. Yunus A. Cengel, *MECANICA DE FLUIDOS FUNDAMENTOS Y APLICACIONES*, Primera ed. Mexico, DF., 2006.
- [27] R. L. Mott, *Mecánica de Fluidos*, Sexta edic. Mexico, 2006.
- [28] C. L. Ranald V. Giles, Jack B. Evett, *MECÁNICA DE LOS FLUIDOS E HIDRÁULICA*, Tercera ed. Madrid, España, 1994.
- [29] R. Lanzafame, S. Mauro, and M. Messina, “Wind turbine CFD modeling using a correlation-based transitional model,” *Renew. Energy*, vol. 52, pp. 31–39, 2013.
- [30] Y. Li, K. J. Paik, T. Xing, and P. M. Carrica, “Dynamic overset CFD simulations of wind turbine aerodynamics,” *Renew. Energy*, vol. 37, no. 1, pp. 285–298, 2012.
- [31] M. ZHANG, L. ZHANG, B. JIANG, Y. YIN, and X. LI, “Calculation of Metzner Constant for Double Helical Ribbon Impeller by Computational Fluid Dynamic

- Method,” *Chinese J. Chem. Eng.*, vol. 16, no. 5, pp. 686–692, Oct. 2008.
- [32] M. Á. R. S. Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica*, Octava edi. 2008.
- [33] U. Nacional, M. D. E. San, E. a P. D. E. Ingeniería, and M. D. E. Fluido, “Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto,” 2005.
- [34] M. Cheng and Y. Zhu, “The state of the art of wind energy conversion systems and technologies: A review,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 88, pp. 332–347, 2014.

Anexos

A. Construcción y planos de turbina

Se diseñaron las turbinas y las hélices en el Software SOLIDWORKS, cada una de las hélices como se muestra a continuación.

Se creó una nueva hoja de trabajo de dibujo, donde se seleccionó el plano a trabajar. Se realizó la selección del plano alzado y se generó el plano 1 paralelo a él, para dibujar los perfiles de las hélices como se muestra en el ejemplo de la *figura A.1*.

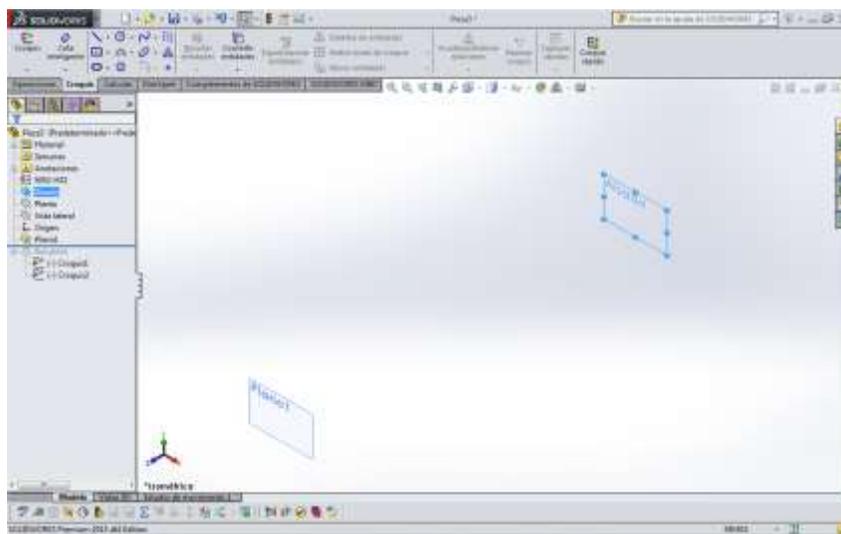


Figura A.1 Selección de planos de trabajo.

En el plano alzado se dibuja la geometría de la hélice y así mismo se prosigue con la geometría en el plano 1 como se aprecia en la *figura A.2* para después continuar con la operación recubrir para generar el sólido mediante las dos geometrías generadas en cada plano como se aprecia en la *figura A.3* y así obtener la hélice, en el caso de los distintos tipos de hélices se llevó a cabo los mismos pasos para cada una con su geometría propuesta.

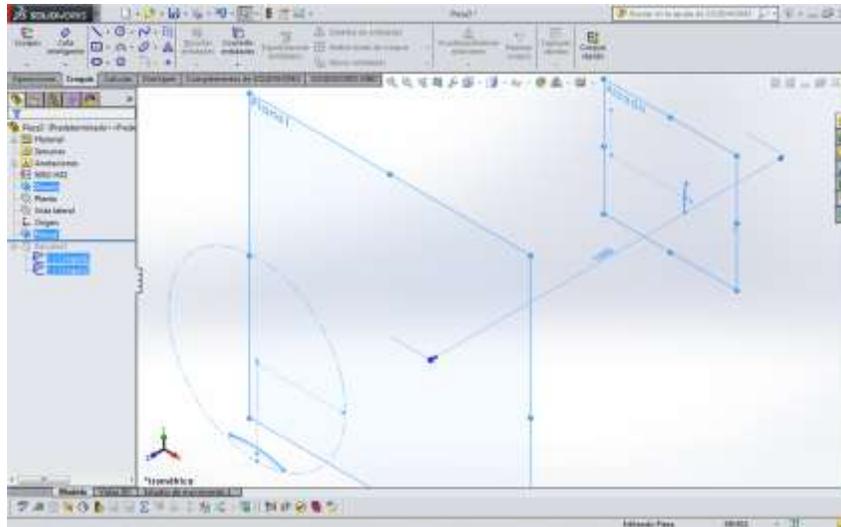


Figura A.2 Geometría de la hélice.

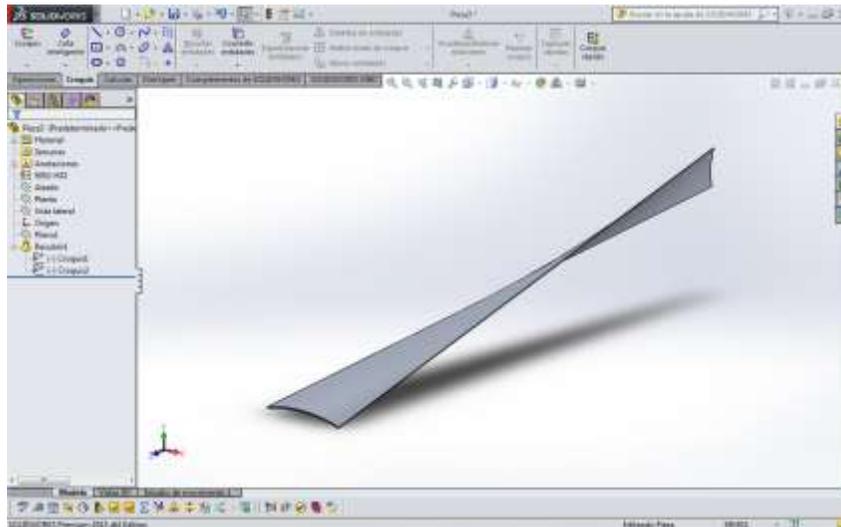


Figura A.3 Hélice terminada.

La hélice terminada tiene una medida de 1 metro de largo, con un ancho de 0.15 metros y un espesor de 0.0034 metros como el ejemplo que se muestra en la *figura A.3*.

Se guarda en dos diferentes tipos de formatos, el primer formato que esta nombrado como pieza con tipo de formato “.prt” para tener el formato de la geometría, el cual sirve para su modificación y respaldo de la geometría y el segundo formato que se utiliza para exportar la geometría a software de análisis el cual lleva por nombre parasolid con formato “.x_t”.

Para el diseño de la turbina se lleva el siguiente proceso. El primer paso fue generar las paredes de la turbina con el eje principal como se muestra en la *figura A.4*.

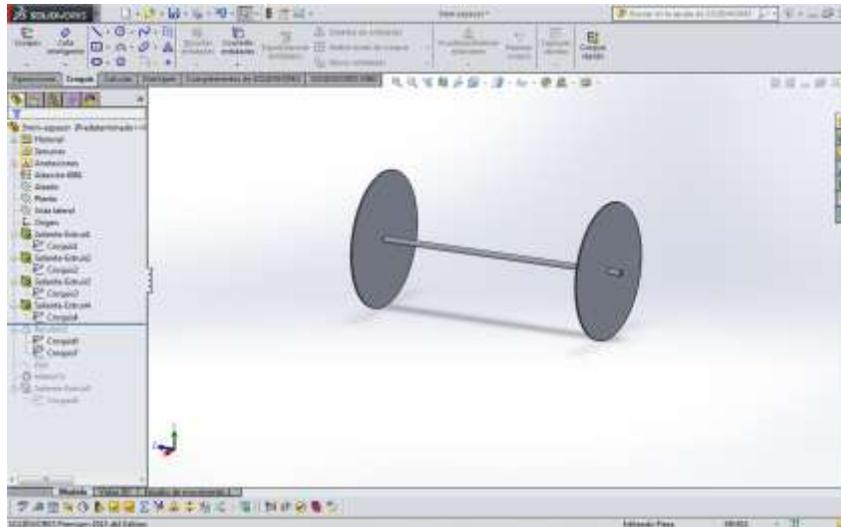


Figura A.4 Caras externas con eje principal.

Posteriormente como en la *figura A.2* se generaron las geometrías de las hélices, pasamos a dibujarlas en la cara interna de las paredes de la turbina para generar el sólido de la hélice conforme a la turbina y los otros componentes como se ve en la *figura A.5*.

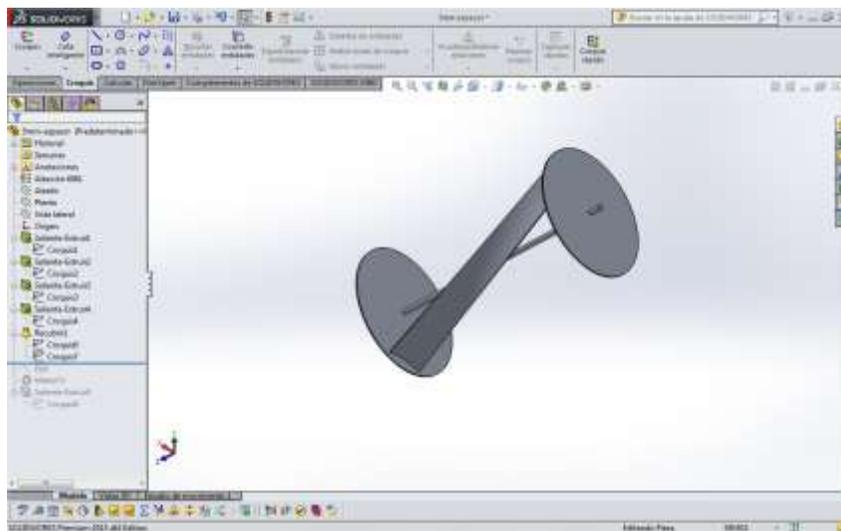


Figura A.5 Hélice principal de la turbina.

Y el último paso para tener el dibujo completo de la turbina se concluye generando la matriz que depende del número de hélices a incluir en la simetría de la turbina con respecto al eje como se muestra en la *figura A.6*.

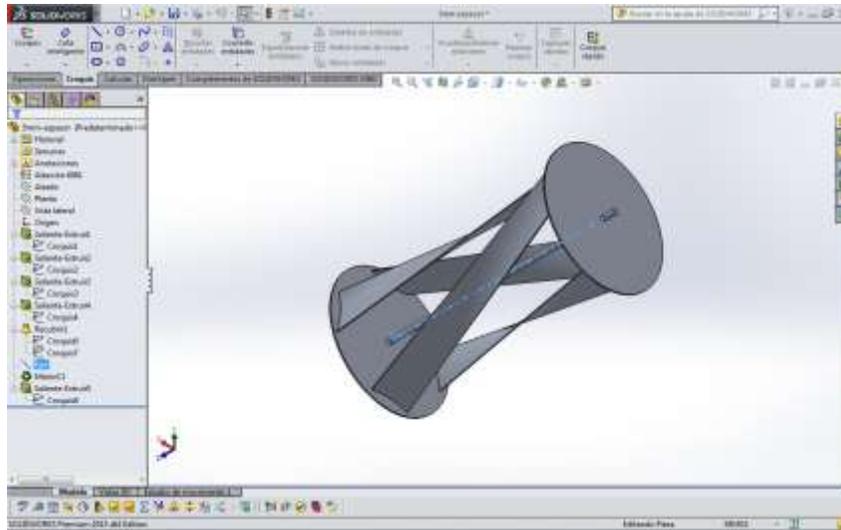


Figura A.6 Geometría de turbina final.

Ha continuación se anexan los planos de las turbina y hélice del perfil curvo en las figuras A.7-A.10.

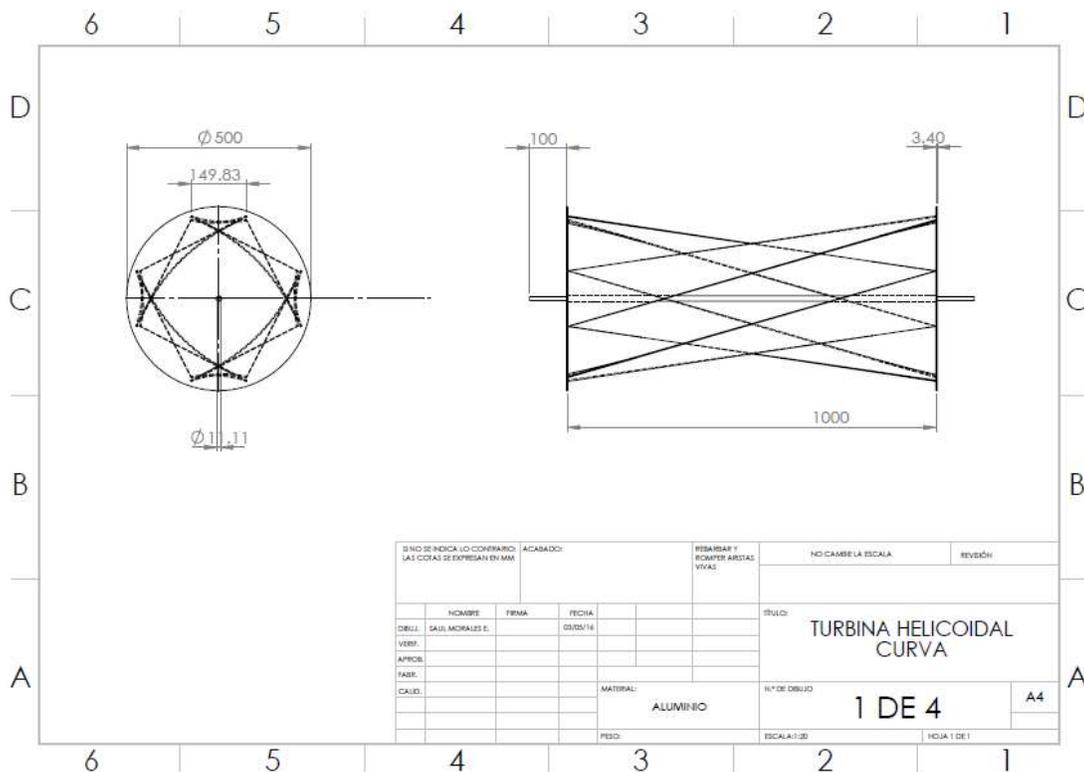


Figura A.7 Turbina helicoidal curva.

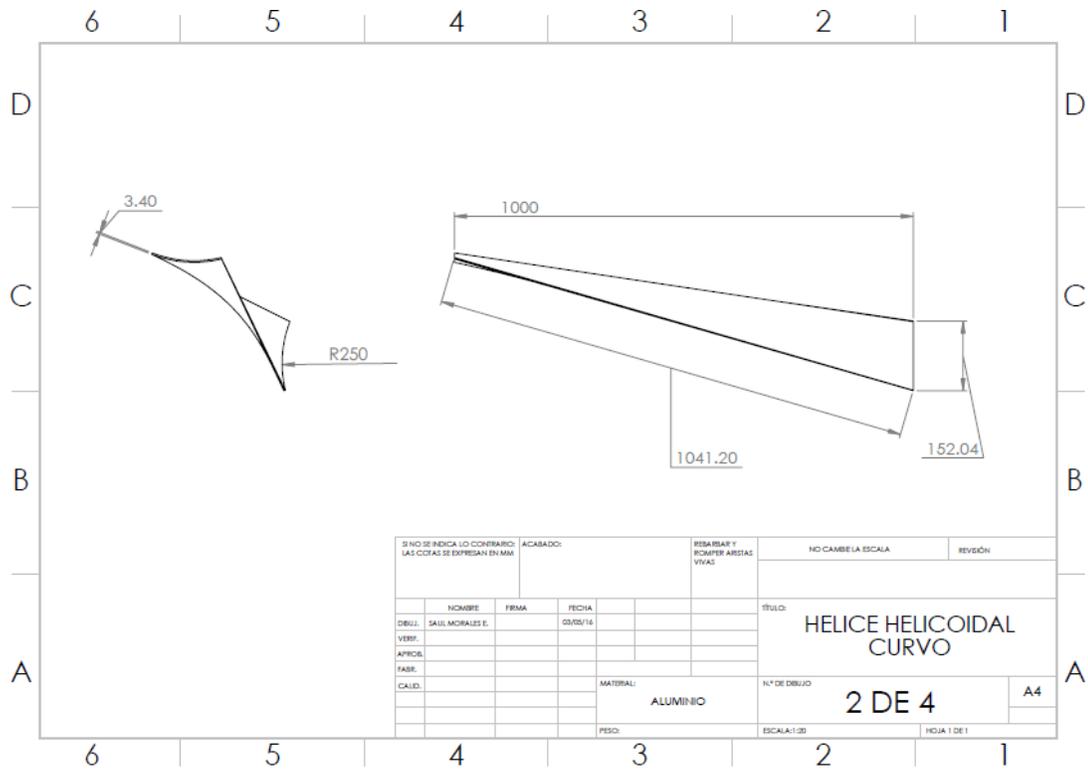


Figura A.8 Hélice helicoidal curvo.

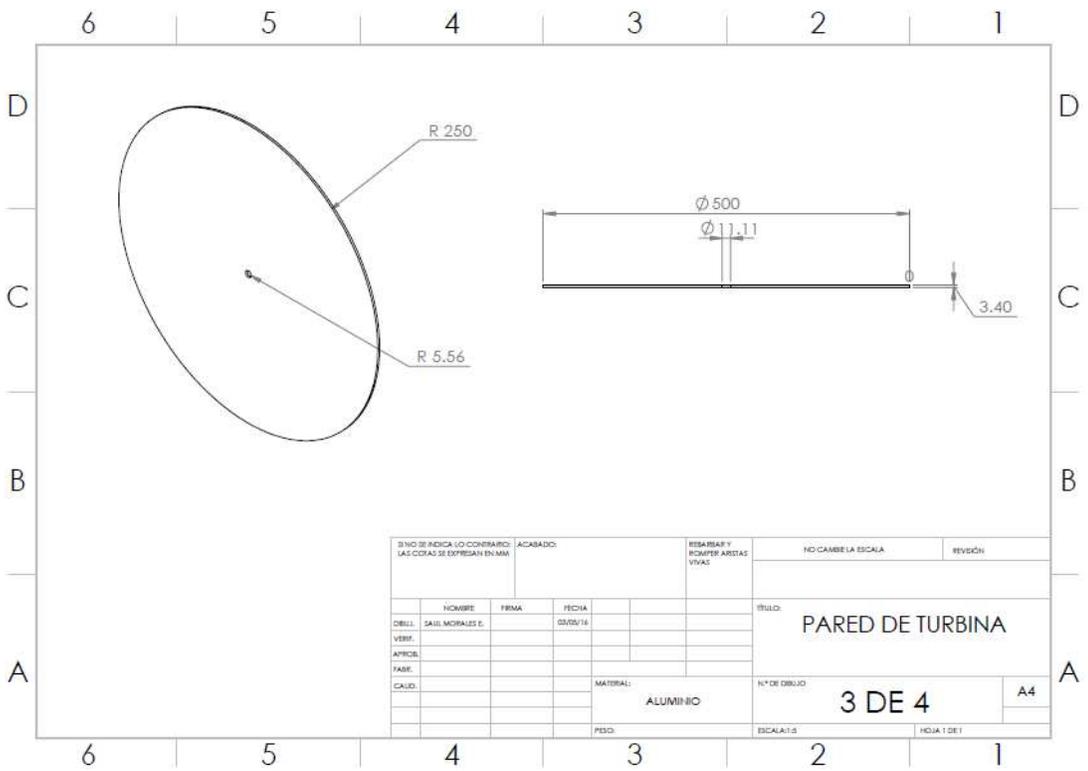


Figura A.9 Pared de turbina.

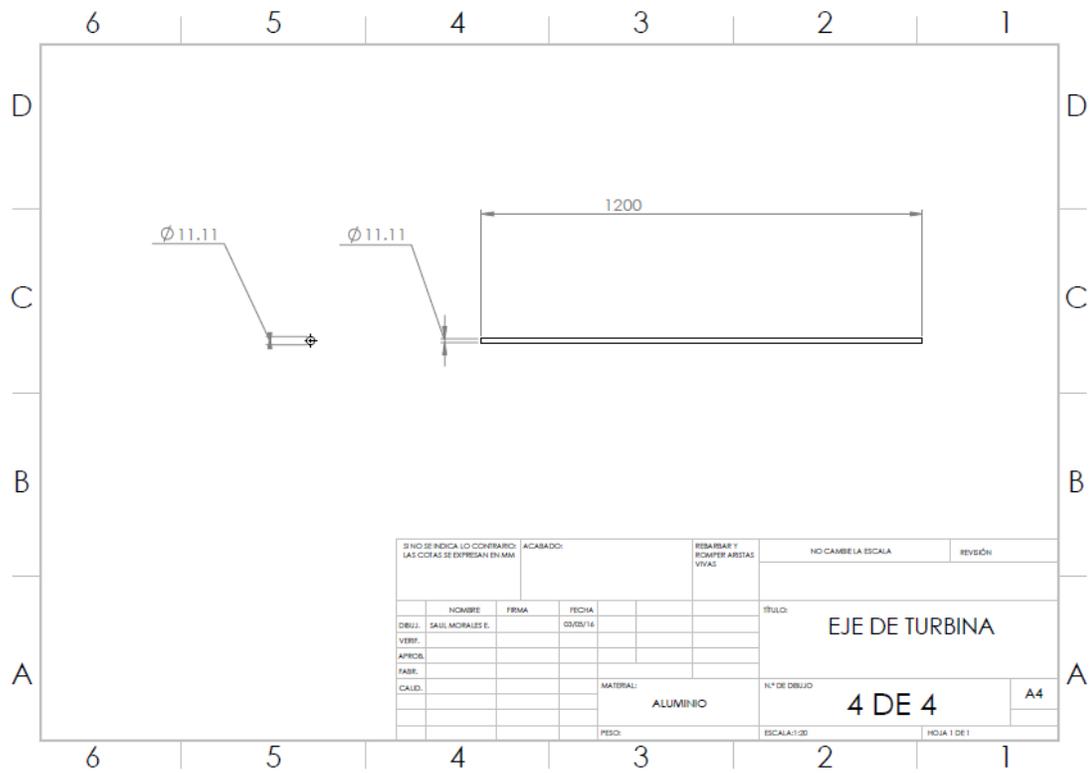


Figura A.10 Eje de la turbina.

Transmisión

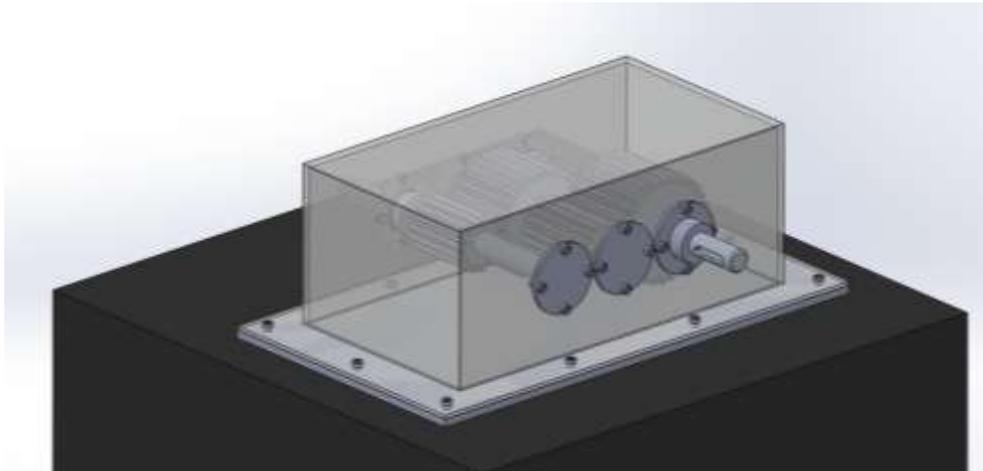


Figura A.11. Transmisión y caja

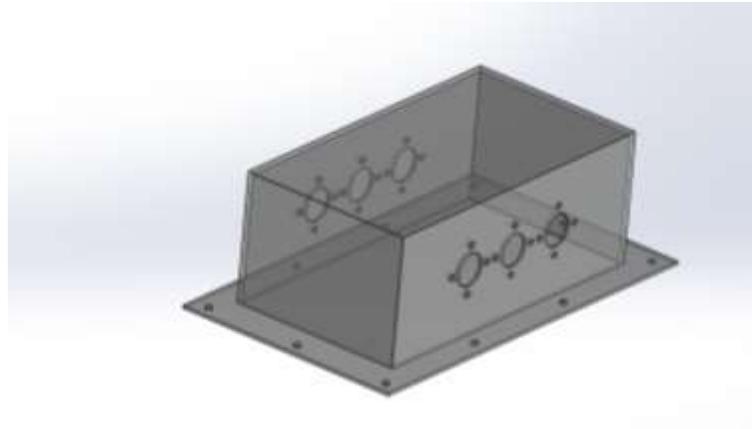


Figura A.12. Caja de transmisión



Figura A.13. Transmisión

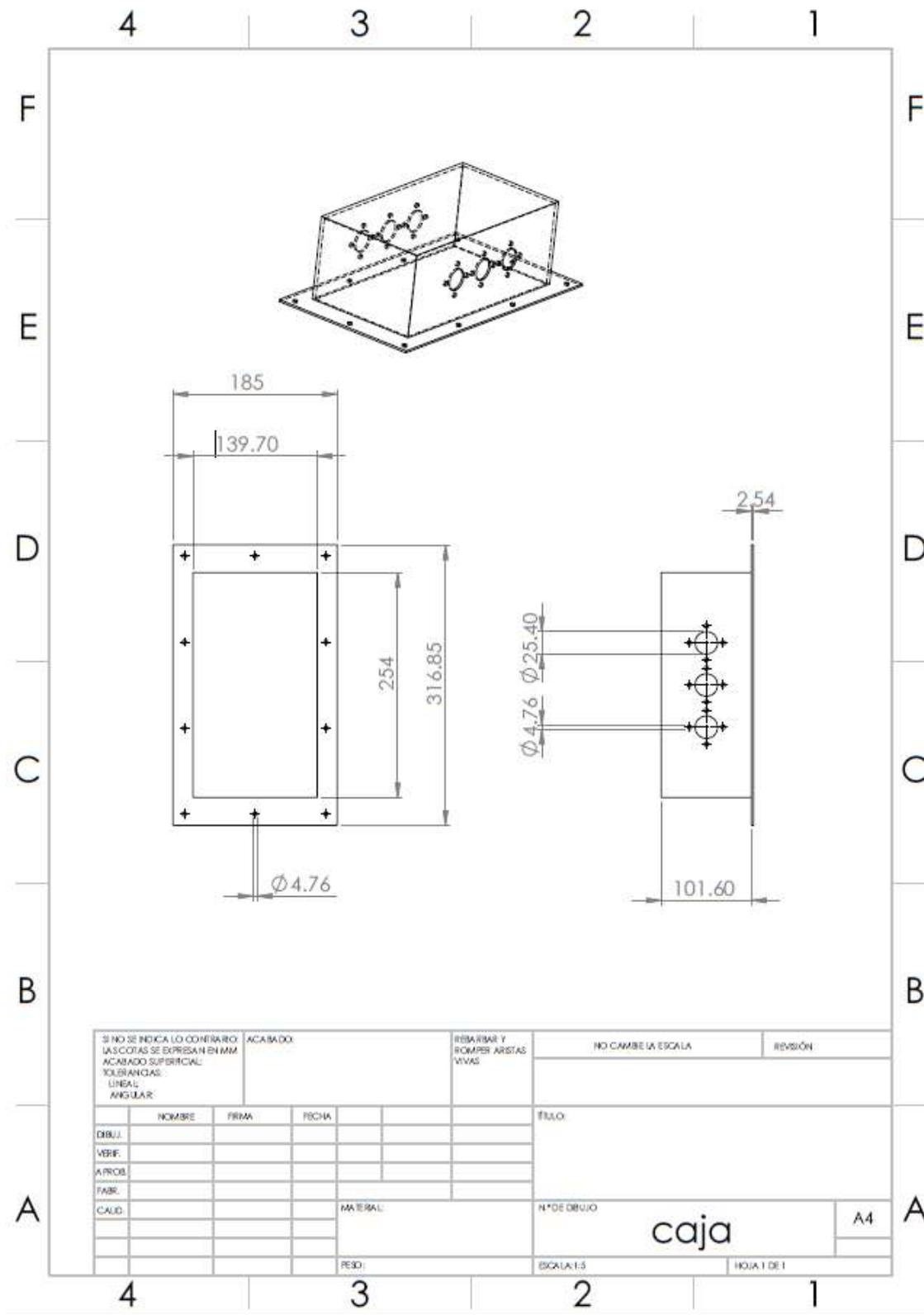


Figura A.14 Dimensiones de caja de transmisión

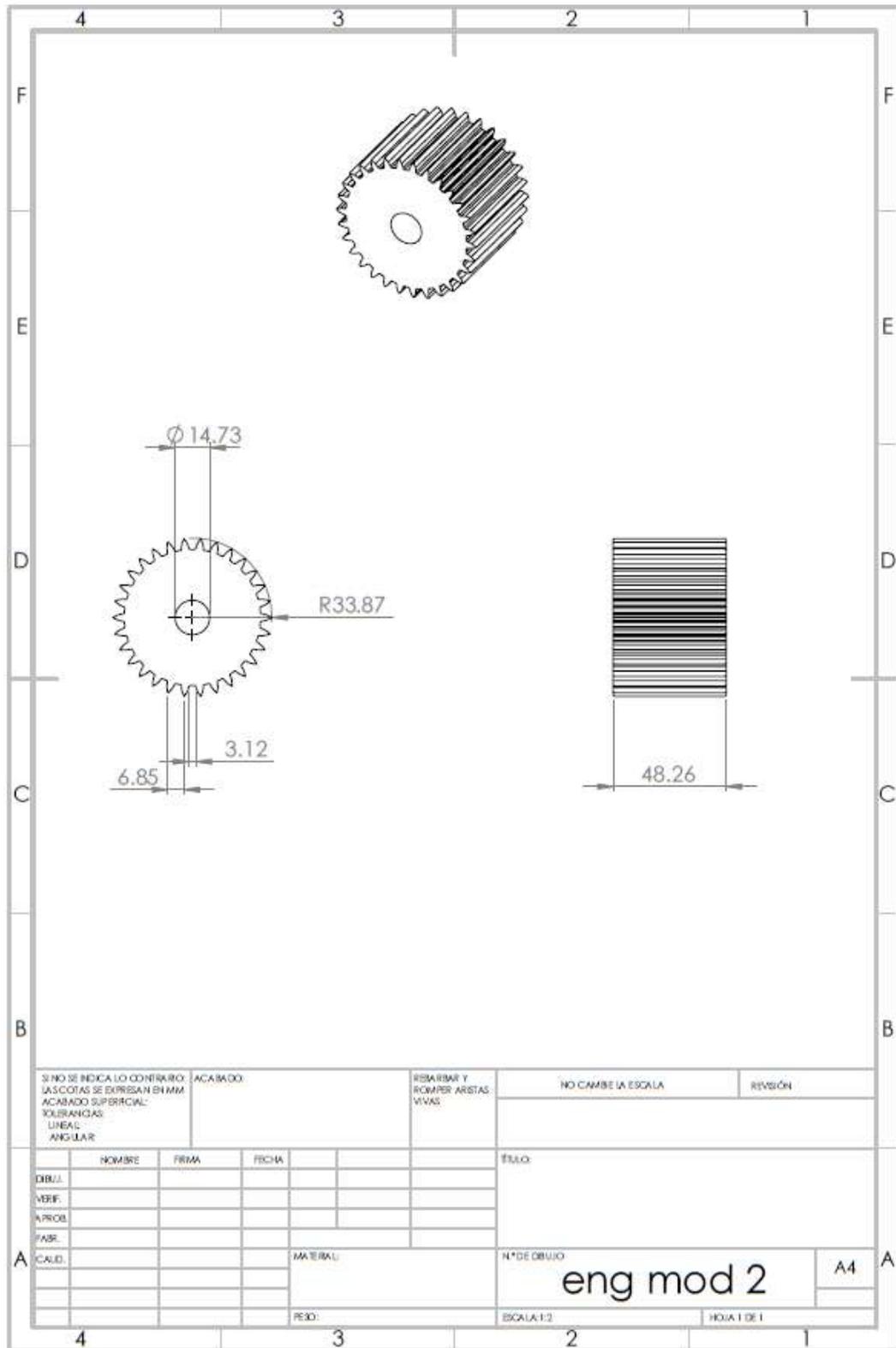


Figura A.15. Engrane de transmisión

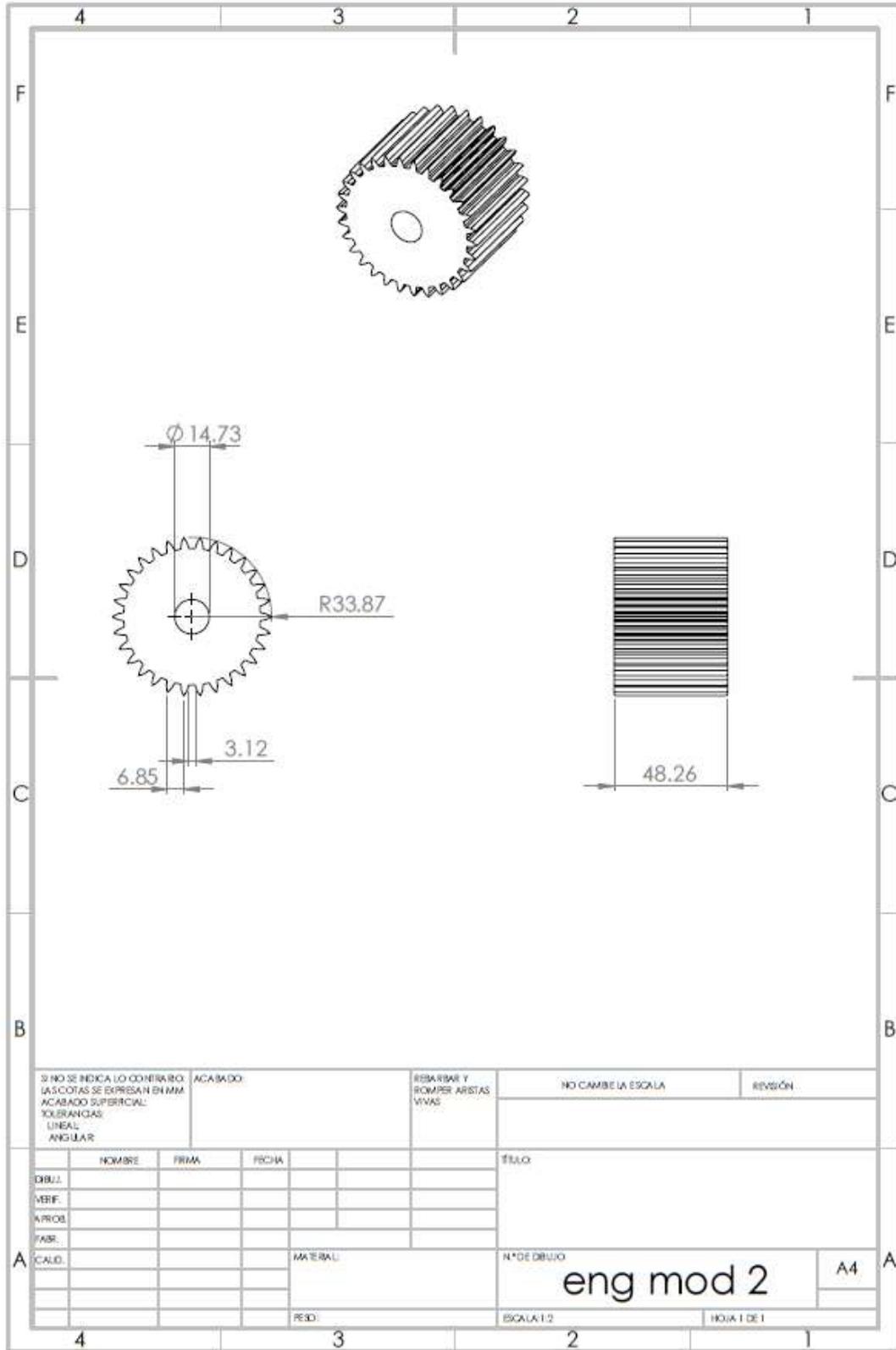


Figura A.16. Piñón de transmisión

B. Procedimiento de análisis en software ANSYS FLUENT

Para realizar las simulaciones de las turbinas y hélices en el software computacional ANSYS, con el módulo Fluid Flow (Fluent). Desarrollando las simulaciones de fluidos sobre las geometrías se creó un nuevo proyecto en el módulo Workbench de ANSYS, importamos al Project Schematic el modulo Fluid Flow (Fluent). En este módulo se encuentran las celdas, Geometría, Malla, Programación, Solución y resultados (Geometry, Mesh, Setup, Solution y Results) los cuales llevan una secuencia ordenadas para realizar entrada de datos para llevar acabo la simulación como se muestra en la *figura B.1*.



Figura B.1 Workbench de ANSYS y Fluid Flow (Fluent)

Ya estando dentro del módulo Geometría (Geometry) se importa la geometría a analizar, teniendo ésta cargada se ejecutan las siguientes herramientas: Enclosure y Boolean, el cual genera una solo geometría simplificada como lo muestra el árbol de operaciones en la *figura B.2*.

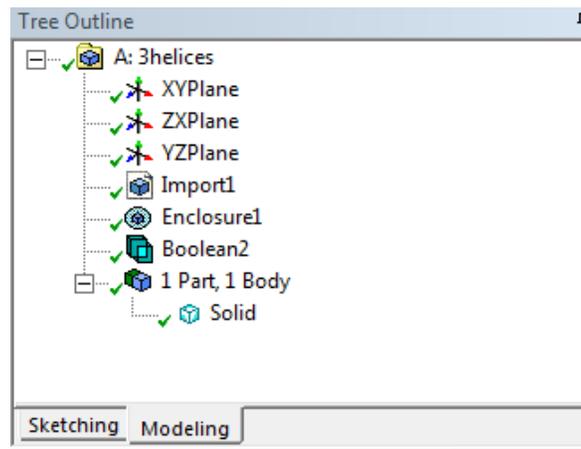


Figura B.2 Árbol de operaciones de Geometría

En el módulo de Geometry, se crea el volumen de control y nuestra área de barrido por donde el cual va a pasar el fluido. Tal como se observa en la *figura B.3*.

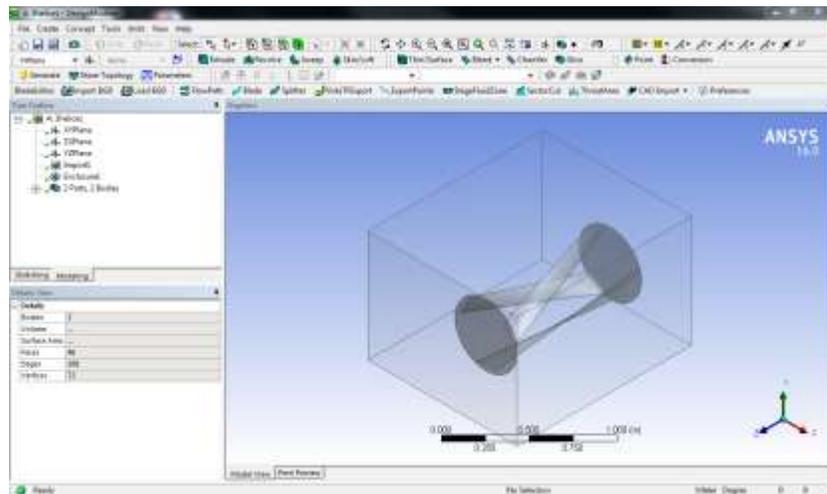


Figura B.3 Geometría (Geometry)

Se prosigue con el módulo malla (Mesh) donde se ingresan los datos necesarios para seleccionar las condiciones de frontera, y la creación de la malla, mediante el árbol de operaciones el cual las contienen las siguientes consideraciones mostradas en la *figura B.4*.

- Dimensionamiento de cara (Face Sizing)
- Inflación (Inflation)
- Multiple zona (Multizone)
- Método dominante hexagonal (Hex Dominant Method)
- Fluido (Fluid)
- Velocidad de entrada (Velocity-inlet)
- Salida (outflow)
- Paredes (Walls)

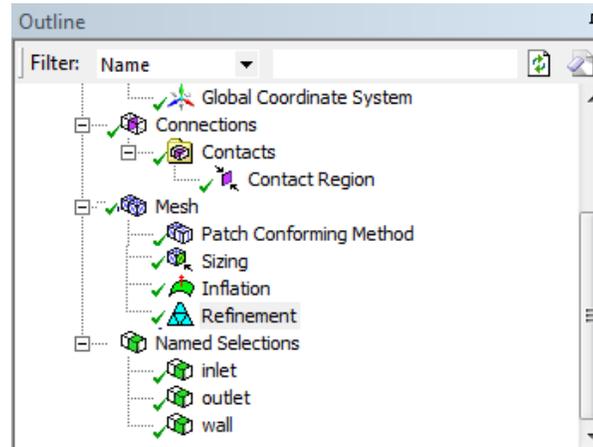


Figura B.4 Árbol de operaciones malla

A continuación se muestran el proceso de selección para activar las condiciones de frontera. Se seleccionará una cara la cual será la entrada del fluido *figura B.5*.

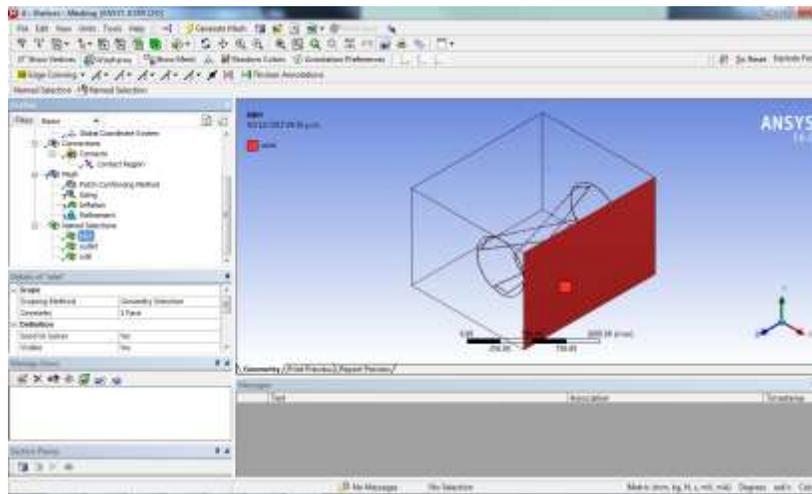


Figura B.5 Entrada (Inlet)

Dependiendo de perfil seleccionada como entrada, se determinó la cara de salida de fluido *figura B.6*.

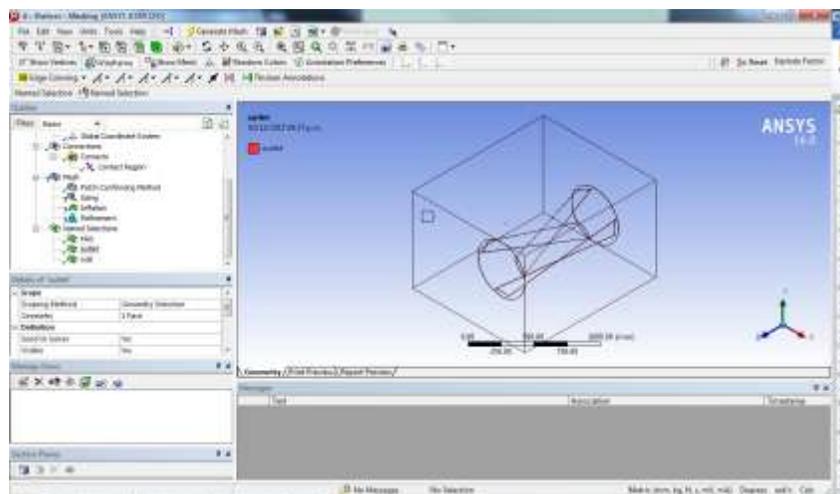


Figura B.6 Salida (Output)

Las caras laterales se pueden seleccionar cada una por vez, o todas en un conjunto para nombrarlas *figura B.7*.

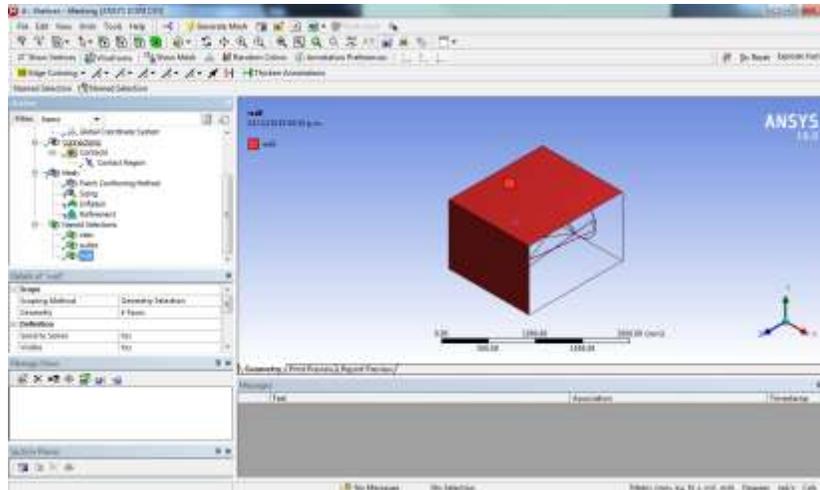


Figura B.7 Pared (Wall)

Se seleccionará la geometría total, el cual será el volumen de control o bien el área por donde estará presente nuestro fluido figura B.8.

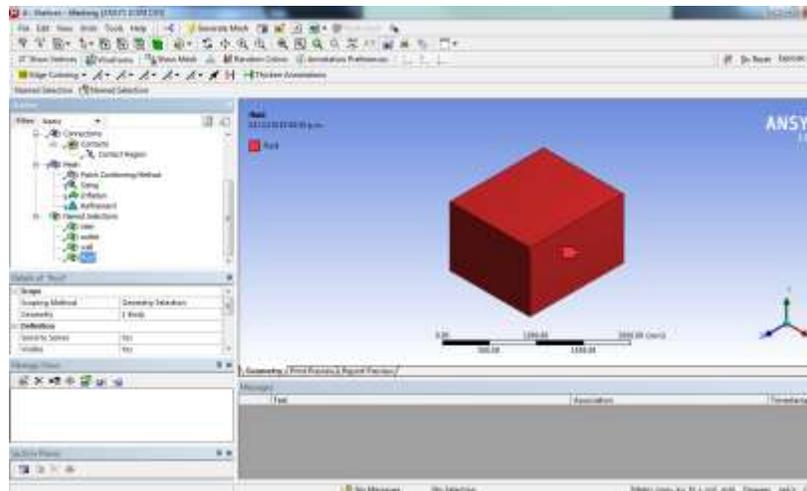


Figura B.8 Fluido (Fluid)

El último paso después de realizar la programación para realizar el mallado, ya definido los parámetros de frontera se realiza a dar Generador de Malla (Generate Mesh), para la creación de la malla y tolos las operaciones realizadas en la figura B.9.

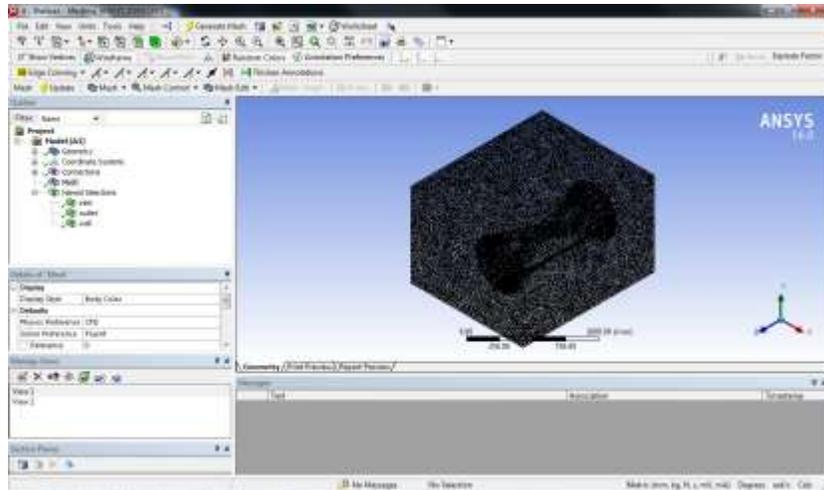


Figura B.9 malla (Mesh)

Posteriormente en la ventana Workbench de ANSYS donde se ejecutara el siguiente modulo.

En el módulo Programación (Setup), se ingresan los parámetros de los materiales a intervenir, los modelos de solución, condiciones de frontera, los resultados, etc.

Al dar inicio al módulo Programación (Setup) se presenta una ventana Fluent Launcher donde se puede seleccionar los procesos computacionales los cuales servirán para el desarrollo y tiempo de la simulación mostrado en la figura B.10.



Figura B.10 Parámetros iniciales (Fluent Launcher)

Posteriormente se abrirá la ventana Setup el cual contiene un árbol de configuración de parámetros. Donde se podrá modificar los parámetros descritos en la figura B.11.



Figura B.13 Modelo viscoso (Viscous Model)

En el bloque de operaciones Materiales (Materials), se selecciona para la parte de fluido agua líquida (fluid, wáter- liquid) y para la parte solido (solid) se seleccionó aluminio (aluminium), figura B.14.

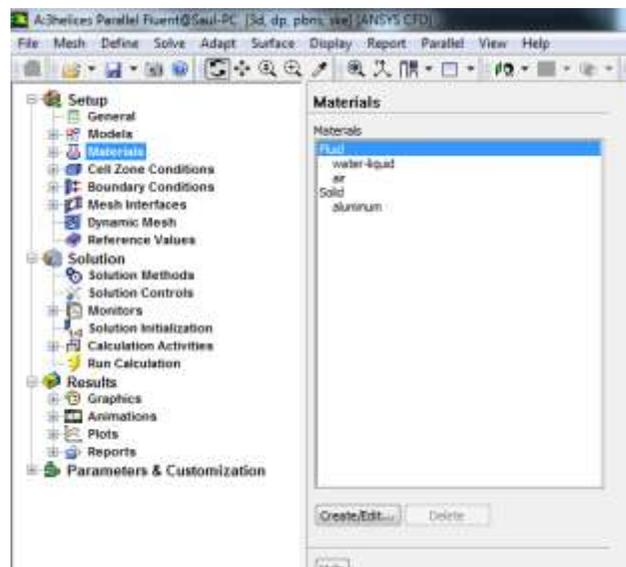


Figura B.14 Materiales (Materials)

En el bloque de operaciones de Cell Zone Conditions se realiza la programación respecto a cada parte solid y fluid mostrado en la figura B.15.

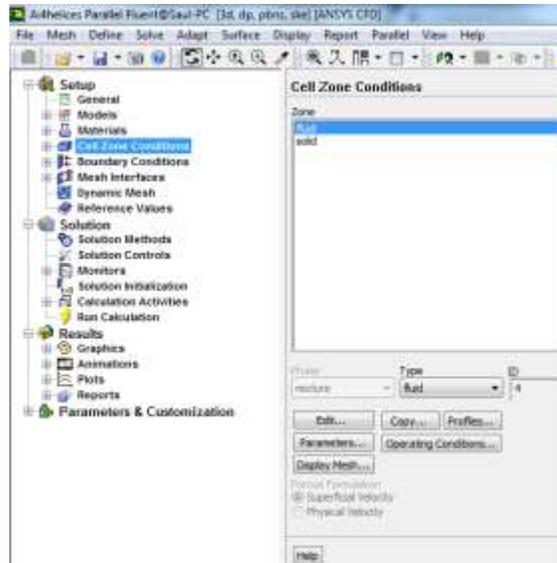


Figura B.15 condiciones de zona de celda (Cell zone conditions)

En condición de frontera (Boundary Conditions) se verifican las partes ya configuradas y parámetros de velocidad presión en las entradas y salidas figura B.16.

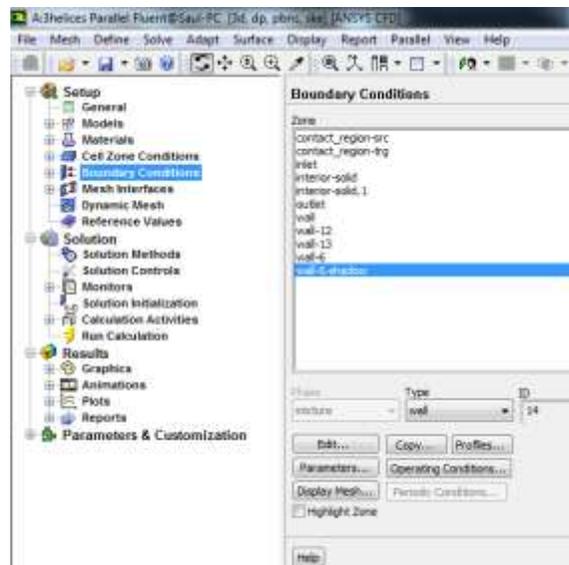


Figura B.16 Boundary conditions

Se selecciona alguna parte de la geometría como Valores de Referencia (Reference Values), dependiendo a nuestras necesidades figura B.17.

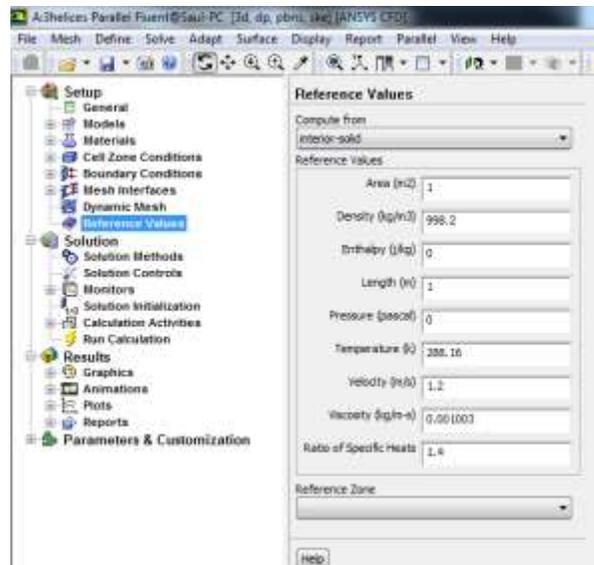


Figura B.17 Valores de Referencia (Reference values)

Como Solución de inicialización (Solution Initialization) se configura para tener como parámetro Inicialización Híbrido (Hybrid Initialization) figura B.18.

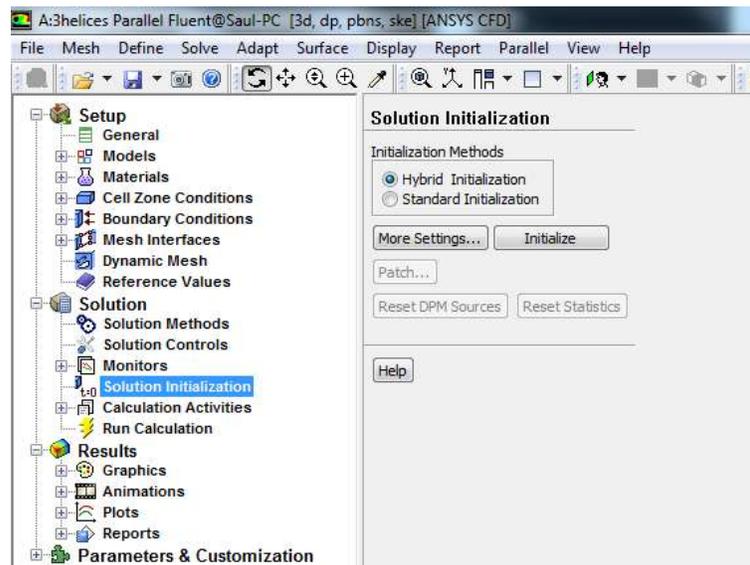


Figura B.18 Inicialización Híbrido (Solution Initialization)

Programamos el Numero de Iteraciones (Number of Iterations) las que se crean convenientes para la solución del cálculo del proyecto figura B.19.

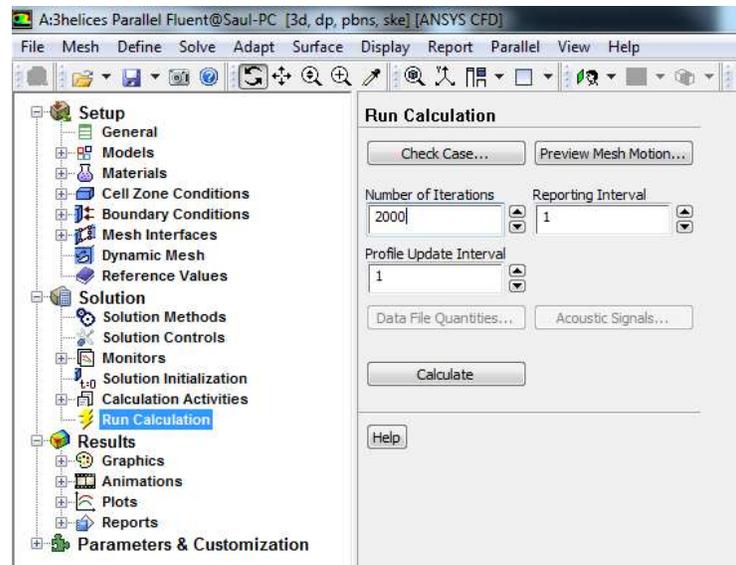


Figura B.19 Solución del Calculo (Run Calculation)

En los siguientes módulos de Workbench de ANSYS al realizarse una correcta simulación en el módulo Programación (Setup) se puede pasar a los módulos de Solución y Resultados (Solution y Results), en estos módulos se obtendrá todos los datos necesarios respecto a la simulación de cada turbina y hélice. En la *figura B.20*, se muestra el módulo de Resultados (Results).

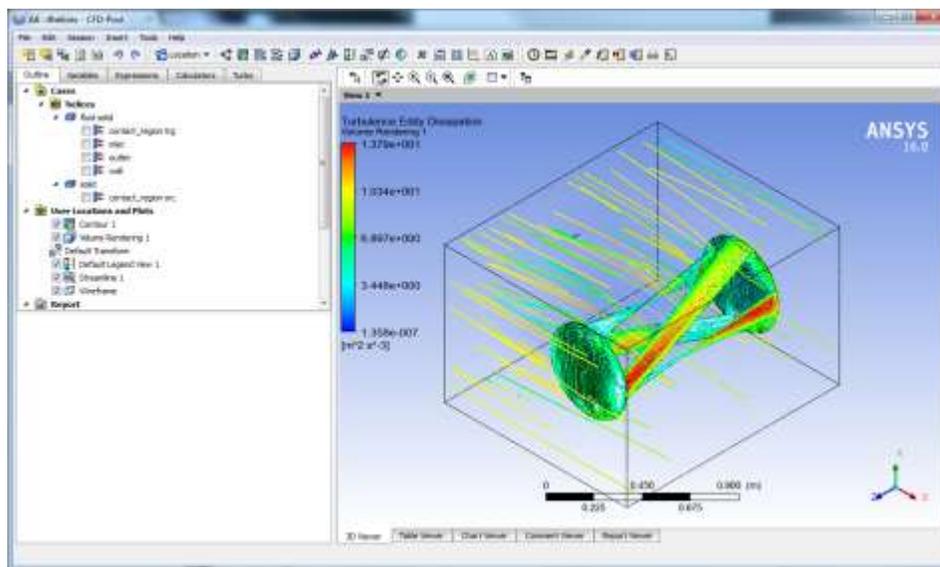


Figura B.20 Resultados (Results)

C. Congreso internacional de Energías Renovables y Mantenimiento Industrial 2015



Congreso Internacional de Energías Renovables y Mantenimiento Industrial
Bahía de Banderas 2015

Diseño computacional y análisis de turbina helicoidal horizontal de un Generador Sumergible para Río, (GSR).

Saul Morales Estevez, Celerino Reséndiz Rosas, Mario Emigdio Rodríguez Castillo.
Instituto Tecnológico de Pachuca – Blvd. Felipe Ángeles Km 87.5, Col. Venta Prieta,
Pachuca de Soto, Hidalgo, 42080. México.
Maestría en Ingeniería Mecánica.

saul.estevez05@gmail.com, rcelerino@yahoo.com, rurianluca@hotmail.com, (+52) 771-123-6315.

Resumen

La presente información tiene como propósito desarrollar el Diseño de Turbina Helicoidal Horizontal de un Generador Sumergible para Río (GSR), para la generación de Energía Eléctrica Sustentable, a baja escala de consumo propio. La turbina desarrollará 2kW de energía eléctrica, satisfaciendo la necesidad energética de la población en el país que no cuenta con el suministro de energía eléctrica, o la reducción de costos generados por el consumo energético. Se obtendrán los cálculos necesarios para desarrollar el diseño de la turbina GSR mediante SolidWork, por el uso de análisis computacional asistido por computadora (CFD) ANSYS FLUENT, para el estudio de la implementación de la turbina GSR en caudales de agua en ríos y arroyos. Los resultados servirán para realizar cambios en la turbina, obteniendo mejoras para adquirir la mayor eficiencia. Mediante posteriores estudios se implementará transmisión, generador y control.

Palabras claves

Diseño Computacional y análisis, Turbina Helicoidal horizontal, Generador Sumergible para Río, Energía Eléctrica Sustentable.

1. Introducción

Existe una tendencia mundial en la implementación de energías alternas y sustentables, donde nos enfocaremos principalmente en la generación de energía hidráulica.

La hidráulica, es la producción de energía eléctrica que se obtiene a partir de cualquier masa de agua en movimiento, en nuestro caso, la corriente de un arroyo o río;

para aplicaciones locales de menor escala, debido principalmente, a la ubicación que puede dificultar la conexión de red eléctrica en áreas rurales. El principal requerimiento para implementar esta tecnología es el acceso a cauces de agua con características adecuadas para su implementación. El sol inicia el ciclo hidrológico con la evaporación de agua, es llevada sobre los continentes por la circulación atmosférica y al precipitar y fluir por la superficie de los terrenos en forma de arrollo y ríos es capaz de proporcionar energía [4].

Existen en la República Mexicana comunidades o asentamientos humanos que no cuentan con el acceso a una red de energía eléctrica. INEGI reporta al año censado 2010 que las viviendas particulares habitadas por disponibilidad de energía eléctrica, el 1.824% de las viviendas censadas no disponen del suministro, esta parte de la población, es el interés primordial para la realización el diseño de la turbina [6].

Con el diseño y fabricación del prototipo GSR, los propietarios de casas rurales y parcelas tendrán otra alternativa para satisfacer las necesidades básicas domésticas y productivas de energía eléctrica, además, podrán disminuir la producción de energía por combustibles fósiles.

2. Desarrollo

2.1. Diseño

La actual información desarrollará la turbina GSR basada en la Turbina helicoidal Gorlov (GHT) que se muestre en la *Figura 2.1.1*, será diseñada por medio del programa computacional SolidWorks. La GHT es un dispositivo de flujo cruzado a reacción que obtiene la potencia mecánica a partir de una corriente de agua, se desarrolló entre los años 1993 y 1995 por Alexander Gorlov y creada en las instalaciones de Northeastern University en Boston, Estados Unidos. Este prototipo ha sido probado en laboratorios de Northeastern University y en la universidad de Michigan, y en la corriente del canal de Cape Cod en Massachusetts, donde el resultado de estas pruebas arrojó que la confiabilidad y la eficiencia de la turbina de tripe hélice mejoro hasta un 35% [5].

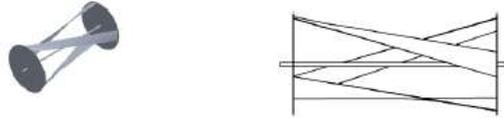


Figura. 2.1.1 Turbina helicoidal horizontal.

Con la información obtenida de anteriores investigaciones se necesario calcular la potencia hidráulica generada y el caudal del río que permitirán dimensionar en primera instancia nuestra turbina GSR.

2.2 Medición de la potencia hidráulica

La potencia hidráulica de este recurso se puede estimar haciendo uso de la ecuación 2.2.1, de la cual podremos estimar las medidas a implementar en la turbina, para de ahí partir el dimensionamiento de la turbina GSR.

$$P = \frac{1}{2} \rho S V^3 C_p \quad (2.2.1)$$

Dónde: P es la potencia mecánica extraída por la turbina, ρ es la densidad de flujo, S es el área del impulsor, V es la velocidad del flujo, y C_p es el coeficiente de potencia, una media de la eficiencia de la turbina de fluido dinámico [1] [4] [7] [12] [14].

2.3 Medición del caudal

La medida del caudal Q , depende de la corriente del agua que pasa por una sección A en un momento determinado, representado por la ecuación 2.3.1.

$$Q = vA \quad (2.3.1)$$

Donde es la v es la corriente de agua y A es la sección que es atravesada por la misma. Para calcular el área A de la sección transversal, puede discretizarse la misma en trapecios como muestra la Figura 2.3.1 [4].

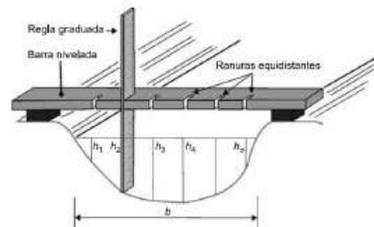


Figura 2.3.1 Cálculo del área de una sección transversal [4].

2.4 Análisis de Modelado

Las ecuaciones que modelan el movimiento de un fluido en un volumen de control dado son las ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones representan la conservación de momentum lineal en el sistema y viene dada por la *ecuación 2.4.1*:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla P + \nabla \cdot T + \vec{f} \quad (2.4.1)$$

Que corresponde a la forma general donde ρ es la densidad del fluido, \vec{v} es el campo de velocidades del fluido, P es el campo de presiones en el fluido, T es el tensor de esfuerzos del fluido, y \vec{f} son fuerzas externas aplicadas sobre el volumen de control, como la gravedad. Considerando la ecuación constitutiva para un fluido newtoniano, la ecuación puede simplificarse a:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \vec{f} \quad (2.4.2)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del fluido. Otro aspecto del flujo de fluidos es la conservación de la masa mediante ecuaciones de continuidad, expresada de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.4.3)$$

Todas las ecuaciones se pueden escribir como un único sistema de ecuaciones como se describe en la siguiente ecuación de la siguiente forma:

$$\frac{d}{dt} = \int_{\Omega}^1 \vec{W} \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega}^1 (\vec{F}_c - \vec{F}_v) \, dS = \int_{\Omega}^1 \vec{Q} \, d\Omega \quad (2.4.4)$$

Donde el vector \vec{W} se define como:

$$\vec{W} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \end{bmatrix} \quad (2.4.5)$$

El vector de flujos convectivos \vec{F}_c se define como:

$$\vec{F}_c = \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u V + n_x p \\ \rho v V + n_y p \\ \rho w V + n_z p \end{bmatrix} \quad (2.4.6)$$

donde V es la velocidad en la dirección normal al elemento de superficie dS ; u , v y w , son los componentes de la velocidad \vec{v} en las direcciones x , y y z , respectivamente:

$$V = \vec{v} \cdot \vec{n} = n_x u + n_y v + n_z w \quad (2.4.7)$$

El vector de flujos viscosos \vec{F}_x se expresa como:

$$\vec{F}_x = \begin{bmatrix} 0 \\ n_x \tau_{xx} + n_y \tau_{xy} + n_z \tau_{xz} \\ n_x \tau_{yx} + n_y \tau_{yy} + n_z \tau_{yz} \\ n_x \tau_{zx} + n_y \tau_{zy} + n_z \tau_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.4.8)$$

donde τ_{ij} es el esfuerzo cortante en la dirección j y perpendicular a la dirección i . Si uno asume el fluido como newtoniano, se pueden reescribir los esfuerzos cortantes en función de las tasas de cambio de velocidad y obtener la ecuación 2.4.1 expresada para Navier Stokes, donde el término fuente \vec{Q} es:

$$\vec{Q} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho f_{\theta,x} \\ \rho f_{\theta,y} \\ \rho f_{\theta,z} \end{bmatrix} \quad (2.4.9)$$

En este trabajo el fenómeno de turbulencia se encuentra presente en los problemas de este tipo, aunque no es lo principal que se quiere observar. Existe un gran número de modelos, con diferentes dificultades de resolución y utilización de recursos durante el cálculo. El modelo k- ϵ es un modelo que se deriva de las ecuaciones de Navier-Stokes, generando dos ecuaciones que son evaluadas en el volumen de control con el objetivo de modelar la turbulencia [2] [11] [13] [14].

Dentro de la mecánica de fluidos, existen diversos modelos para intentar reflejar el movimiento turbulento. En cada aplicación se debe equilibrar la precisión que se pueda alcanzar con un modelo y el esfuerzo computacional requerido. Los diversos modelos se clasifican en: aproximaciones de primer orden, aproximaciones de segundo orden y Large Eddy Simulation (LES). En el primer grupo de aproximaciones se distinguen: modelos algebraicos, de 1-ecuación y de n-ecuaciones. Los modelos de aproximaciones de primer y segundo orden tienen como raíz común las ecuaciones RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) [2] [11] [13] [14].

Las ecuaciones base para la resolución de los problemas son las ecuaciones de continuidad, momento (Navier-Stokes) y energía. Se tiene para la ecuación de continuidad en notación indicial expresada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = 0 \quad (2.4.10)$$

Y para la ecuación de momento o Navier Stokes:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_j v_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \quad (2.4.11)$$

La notación indicial determina que v_i es u si $i=1$, es v si $i=2$ y es w si $i=3$. Del mismo modo aplica a las demás variables que se define por componentes como para $x_1=x$, $x_2=y$, $x_3=z$. En tanto τ_{ij} es el esfuerzo del corte.

La hipótesis de Stokes presenta una ecuación constitutiva para fluidos newtonianos. En notación indicial se escribe como:

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} + \lambda \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} = 2\mu S_{ij} - \left(\frac{2\mu}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij}\right) \quad (2.4.12)$$

Donde δ_{ij} corresponde al tensor de deformación S , escrito en notación indiciales:

$$\delta_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.4.13)$$

Si el flujo es incomprensible, las ecuaciones base (2.4.10) y (2.4.11) pueden reescribirse como:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.4.14)$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \nabla^2 v_i \quad (2.4.15)$$

Donde ν es la viscosidad cinemática, definida como:

$$\nu = \mu/\rho \quad (2.4.16)$$

3. Resultados

3.1. Diseño

Se diseñó el GSR en el programa SolidWorks a partir de los cálculos obtenidos analíticamente demostrando en el siguiente diseño la turbina helicoidal en una vista isométrica mostrada en la *figura 3.1.1*.

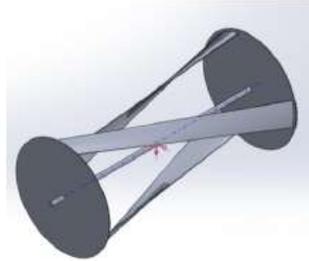


Figura 3.1.1 Turbina helicoidal horizontal, formada por 3 hélices con vista isométrica.

La cual está elaborada en material de aleación de aluminio 6063-T5, obteniendo los siguientes resultados.

Densidad = 0.10 libras por pulgada cúbica
Masa = 16.74 libras
Volumen = 171.58 pulgadas cúbicas
Área de superficie = 2288.32 pulgadas cuadradas
Centro de masa: (pulgadas)
X = 0.00
Y = 0.00
Z = 15.44

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (libras * pulgadas cuadradas)
Medido desde el centro de masa.
Ix = (0.00, 0.00, 1.00) Px = 829.06
Iy = (0.71, -0.71, 0.00) Py = 5282.68
Iz = (0.71, 0.71, 0.00) Pz = 5282.68

Momentos de inercia: (libras * pulgadas cuadradas)
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.
Lxx = 5282.68 Lxy = 0.00 Lxz = -0.00
Lyx = 0.00 Lyy = 5282.68 Lyz = 0.00
Lzx = -0.00 Lzy = 0.00 Lzz = 829.06

Momentos de inercia: (libras * pulgadas cuadradas)
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.
Ixx = 9270.24 Ixy = 0.00 Ixz = -0.00
Iyx = 0.00 Iyy = 9270.24 Iyz = 0.00
Izx = -0.00 Izy = 0.00 Izz = 829.0

3.2 Modelado y Análisis de Flujo

*

Se modeló y analizó en ANSYS FLUENT 3D por separado cada una de las hélices que conforman el GSR, obteniendo las siguientes simulaciones de velocidad y presión ejercidas en ella; se muestran en las *figuras 3.2.1 y 3.2.2* [8] [9] [10].

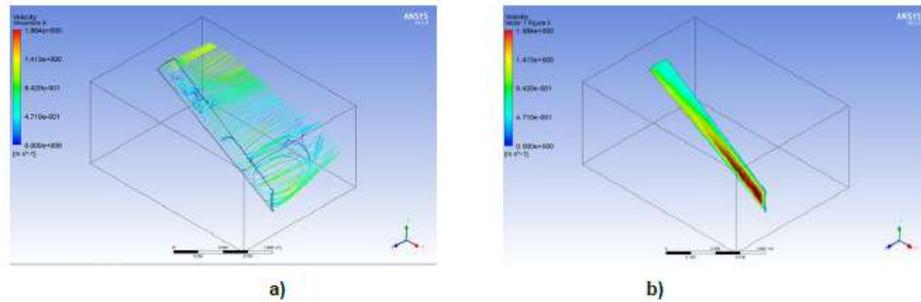


Figura 3.2.1 Velocidad en hélice de la turbina a) aerodinámica de velocidad, b) vector de velocidad.

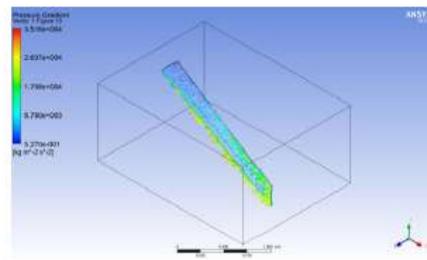
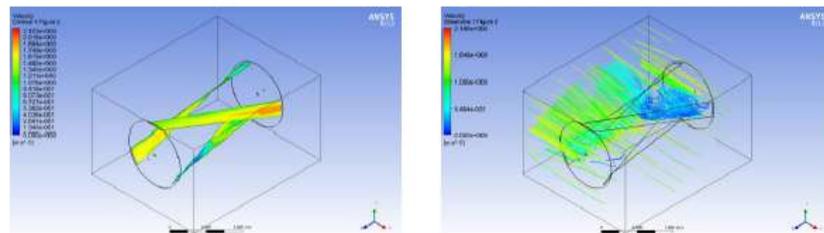
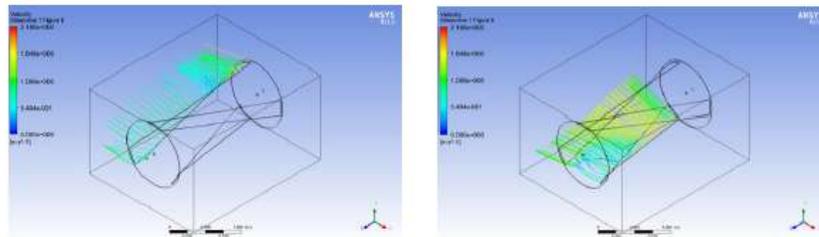


Figura 3.2.2 Vector de presión.

Se analizó la propuesta de la turbina GSR en 3D, donde se obtuvieron los parámetros que a continuación describen las *figuras 3.2.3, 3.2.4, 3.2.5* [8] [9] [10].



a) b)
Figura 3.2.3 velocidad en la turbina, a) contorno, b) aerodinámica.



b) b)
Figura 3.2.4 Vector de velocidad en hélices a) 2 y b) 3.

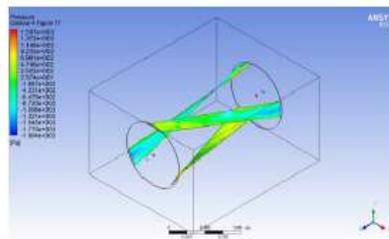


Figura 3.2.5 Vector de presión.

4. Conclusiones

El modelo CFD se desarrolló en ANSYS FLUENT 3D, para validar la turbina GSR, donde se introdujeron parámetros precisos para el diseño óptimo de la geometría de hélices y ángulos de ataque en su conjunto.

La turbina GSR se generó con hélices helicoidales, donde la velocidad de fluido (H_2O) se propuso constante, el dominio computacional mediante un prisma rectangular y se realizaron varias simulaciones con diferentes valores de mallado, alcanzando a una malla fina de alta calidad.

La turbina GSR minimizara el problema de inestabilidades al curvar los álabes de manera helicoidal. De este modo en cada ángulo de rotación se tiene una superficie con



múltiples ángulos de ataque en toda la turbina, de manera estable a medida que ésta gira. Esto se logra al tener los álabes cubriendo exteriormente una circunferencia completa alrededor de la turbina. El fluido se elaboró con los mismos criterios, se seleccionaron los parámetros de turbulencia.

Aplicando estos datos se eligió un proceso de ejecución de simulación paralela, donde cada simulación se llevó alrededor de 5 horas. Obteniendo resultados continuos como se puede observar en las figuras anteriores.

Se realizaron diferentes simulaciones con diferente refinamiento de malla, llegando así al resultado mostrado en las figuras anteriores. El modelo se validó mediante comparaciones de resultados numéricos de la simulación. Esta metodología produce alta fiabilidad de resultados predictivos.

Los resultados de velocidad y presión arrojados en las diferentes simulaciones comprenden parámetros esperados; sabiendo esto, se podrá desarrollar una turbina físicamente para realizar las pruebas pertinentes y así lograr la generación de energía con el caudal de un arroyo o río.

5 Estudios posteriores

Se realizarán más pruebas con turbinas de 2 y 4 hélices, con diferente ángulo de ataque, de esta forma se comprobará el máximo aprovechamiento del caudal y a su vez se monitoreará la eficiencia de cada turbina.

Se generará físicamente la turbina para realizar pruebas físicas y así comprobar los parámetros obtenidos con el programa computacional.

Se diseñará la transmisión adecuada para el acoplamiento entre el generador seleccionado y la turbina GSR.

Se creará el control para automatizar el voltaje de salida del generador dependiendo de la velocidad variable del río, velocidad del generador eléctrico y transmisión.

Referencias

- [1] Amarante Mesquita, A. L., Amarante Mesquita, A. L., Palheta, F. C., Pinheiro Vaz, J. R., Girão de Moraes, M. V., & Gonçalves, C. (2014). A methodology for the transient behavior of horizontal axis hydrokinetic turbines. *Energy Conversion and Management*, 87, 1261–1268. doi:10.1016/j.enconman.2014.06.018
- [2] Bachant, P., & Wosnik, M. (2015). Performance measurements of cylindrical- and spherical-helical cross-flow marine hydrokinetic turbines, with estimates of exergy efficiency. *Renewable Energy*, 74, 318–325. doi:10.1016/j.renene.2014.07.049
- [3] Esfahanian, V., Salavati Pour, a., Harsini, I., Haghani, a., Pasandeh, R., Shahbazi, a., & Ahmadi, G. (2013). Numerical analysis of flow field around NREL Phase II wind turbine by a hybrid CFD/BEM method. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 120, 29–36. doi:10.1016/j.jweia.2013.06.006
- [4] González, J. A. C., Pérez, R. C., Santos, A. C., & Gil, M. A. C. (2009). *Centrales de energías renovables*. (S. A. PEARSON EDUCACIÓN, Ed.). Madrid, España.
- [5] Gorban', A. N., Gorlov, A. M., & Silantyev, V. M. (2001). Limits of the Turbine Efficiency for Free Fluid Flow. *Journal of Energy Resources Technology*, 123(4), 311. doi:10.1115/1.1414137
- [6] Instituto Nacional de Estadística y Geografía (México). (2014). Retrieved March 19, 2015, from http://www.inegi.org.mx/prod_serv/contenidos/espanol/bvinegi/productos/nueva_es_truc/aegeum/702825063979.pdf
- [7] Khan, M. J., Iqbal, M. T., & Quaicoe, J. E. (2008). River current energy conversion systems: Progress, prospects and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(8), 2177–2193. doi:10.1016/j.rser.2007.04.016
- [8] Lanzafame, R., Mauro, S., & Messina, M. (2013). Wind turbine CFD modeling using a correlation-based transitional model. *Renewable Energy*, 52, 31–39. doi:10.1016/j.renene.2012.10.007
- [9] Lee, N. J., Kim, I. C., Kim, C. G., Hyun, B. S., & Lee, Y. H. (2014). Performance study on a counter-rotating tidal current turbine by CFD and model experimentation. *Renewable Energy*, 79, 122–126. doi:10.1016/j.renene.2014.11.022



- [10] Li, Y., Paik, K. J., Xing, T., & Carrica, P. M. (2012). Dynamic overset CFD simulations of wind turbine aerodynamics. *Renewable Energy*, 37(1), 285–298. doi:10.1016/j.renene.2011.06.029
- [11] Mott, R. L. (2006). *Mecánica de Fluidos*. (P. Educación, Ed.) *Mecanica de fluidos* (Sexta edic). Mexico.
- [12] Rachman, A., Balaka, R., & Delly, J. (2011). A mathematical model for predicting the performance of a horizontal axis river current turbine with consideration of the blade parameters. ... *International Conference and ...*, 66–74. Retrieved from http://www.researchgate.net/publication/246547467_A_Mathematical_Model_for_Predicting_the_Performance_of_a_Horizontal_Axis_River_Current_Turbine_with_Consideration_of_Blade_Parameters/file/e0b4951dcc564030cb.pdf
- [13] Randal V. Giles, Jack B. Evett, C. L. (1994). *MECÁNICA DE LOS FLUIDOS E HIDRÁULICA*. (McGRAW-HILL, Ed.) (Tercera ed). Madrid, España.
- [14] Yunus A. Cengel, J. M. C. (2006). *MECANICA DE FLUIDOS FUNDAMENTOS Y APLICACIONES*. (McGraw-Hill., Ed.) (Primera ed). Mexico, DF.

D. International Congress on Alternative Energies - CINEA 2015

Sistema de turbina sumergible en río para generar energía eléctrica

M. E. Rodríguez Castillo¹, A. Gómez Mercado^{1*}, S. Morales Estevez¹, E. Rodríguez Hernández²

¹*Tecnológico Nacional de México-Instituto Tecnológico de Pachuca, División de Estudios de Posgrado e Investigación, Carr. México-Pachuca Km. 87.5 Col Venta Prieta, CP 42080, Pachuca, Hgo.*

²*Tecnológico Nacional de México-Instituto Tecnológico de Pachuca, Departamento de Metal-Mecánica, Carr. México-Pachuca Km. 87.5 Col Venta Prieta, CP 42080, Pachuca, Hgo.*

Abstract. La necesidad de generar energía es cada vez más urgente y prioritaria en los países con mayor índice de crecimiento de su población, como una consecuencia natural del aumento en la demanda energética. Sin embargo, el uso de combustibles fósiles para producirla se convierte en una barrera debido a los altos costos de producción y sobre todo por el aumento en la contaminación del medio ambiente, produciendo cambios climáticos y el consecuente deterioro drástico de los recursos naturales. La generación de energía eléctrica mediante el uso de recursos naturales renovables es una alternativa viable y factible, pues permite reabastecer a la población de México con energía "verde", sustentable y económica. Al no desechar contaminantes al medio ambiente, disminuye fuertemente la producción de gases de efecto invernadero, reduciendo y previniendo cambios dramáticos al ecosistema. Se diseñó y fabricó una turbina capaz de aprovechar la energía cinética de los ríos para la producción de energía eléctrica. El dispositivo consta de paletas de perfil aerodinámico que le proporcionan una alta resistencia en la parte media de la turbina. Asimismo, el diseño del perfil considera que la paleta debe tener una resistencia mucho menor en el resto de la turbina. Esto hace posible sumergir completamente la turbina en el río y proporcionar una velocidad angular de 190–850 RPM dependiendo de la velocidad del agua en el río. La turbina se encuentra conectada a una caja de transmisión con engranes rectos que permiten una multiplicación de la velocidad de 4:1. De esta manera, el motor a la salida de la transmisión produce una potencia promedio de 2000 W.

Keywords: Turbinas, microhidráulica, energía renovable, desarrollo sustentable.

PACS: 88. Renewable energy resources and applications, 88.60.-m Hydroelectric power, +.kt Reaction turbines

INTRODUCCION

En la actualidad existe una tendencia muy clara hacia el uso de energías alternativas y renovables alrededor del mundo. Una de ellas es la hidráulica, la cual se aborda en el presente trabajo. Es posible obtener energía del agua de ríos aprovechando la energía cinética producida por la fricción de un flujo de agua contra una superficie, la cual puede ser transformada y utilizada convenientemente por medio de sistemas mecánicos, comúnmente denominados: turbo máquinas.

Las turbo máquinas son sistemas que aprovechan la energía de un fluido, en este caso el agua de un río, para así mover un rotor que transforma la energía cinética en mecánica, y del mismo modo con la ayuda de un alternador transformarla en energía eléctrica, para aplicaciones específicas.

Existen en México poblaciones que no cuentan con la adecuada disposición de suministro eléctrico, que actualmente en vez de ser un lucro se ha convertido en un elemento indispensable para la vida.

DESARROLLO

Diseño de la transmisión

La información que se presenta sobre turbinas hidráulicas y transmisión de engranes rectos de dientes en forma de voluta, se diseñaron utilizando software de computación, tales como SolidWorks® y Ansys®.

Para el piñón se optó por un paso diametral de 12 y número de dientes de 15 y para que se obtuviera un aumento de las vueltas de la turbina al relevador de 4, se calculó un número de dientes del engrane de 30.

$$m_v = \left(\frac{N_{ent}}{N_{sal}}\right) \left(\frac{N_{ent}}{N_{sal}}\right) = \left(\frac{30}{15}\right) \left(\frac{30}{15}\right) = 4 \quad (1)$$

Para el cálculo del diámetro se utilizaron las Ec. 2 y 3; piñón y engrane, respectivamente:

$$d_p = \frac{N_p}{p_d} = \frac{15}{12} = 1.25 \text{ pulg} \quad (2)$$

$$d_e = \frac{N_e}{p_e} = \frac{28}{12} = 2.25 \text{ pulg} \quad (3)$$

Para los demás elementos del engrane se utilizaron las ecuaciones de las normas AGMA. Las cuales se muestran en la Tabla 1.

TABLA 1. Elementos del engrane calculados con base en la norma AGMA.

| Elemento | Fórmula | Resultado |
|-------------------------------|----------|------------------|
| Cabeza (a) | 1/Pd | 1/12 |
| Raíz (b) | 1.25/Pd | 1.25/12=0.10416 |
| Profundidad de trabajo | 2/Pd | 2/12=1/6 |
| Profundidad total | 2.25/Pd | 2.25/12=0.1075 |
| Espesor del diente circular | 1.571/Pd | 1.571/12=0.13091 |
| Radio de filete o chaflán | 0.3/Pd | 0.3/12=0.025 |
| Holgura básica mínima | 0.25/Pd | 0.25/12=1/48 |
| Ancho mínimo de cara superior | 0.25/Pd | 0.25/12=1/48 |
| Holgura | 0.35/Pd | 0.35/12=0.02916 |

Cálculo del Ancho de Cara del Engrane

Para el cálculo del esfuerzo máximo permisible se consideró un factor de seguridad (n_d) de 2,

$$\sigma_{perm} = \frac{S_f}{n_d} = \frac{24 \text{ ksi}}{2} = 12 \text{ ksi} \quad (4)$$

En donde S_f =esfuerzo cortante último.

La velocidad del engrane en la línea de paso será:

$$V_e = \frac{\pi dn}{12} = \frac{\pi(2.5)(839.57RPM)}{12} = 549.49 \text{ pies/min} \quad (5)$$

En donde:

d=diámetro de paso del engrane

n=velocidad máxima angular del engrane

El factor de velocidad se determina con la siguiente expresión:

$$k_v = \frac{1200 + V}{1200} = \frac{1200 + 549.49}{1200} = 1.4579 \quad (6)$$

La carga tangencial en el engrane se obtiene de:

$$w_t = \frac{2T}{d} = \frac{2(56.3 \text{ ft} * \text{lb})}{2.5/12} = 540.48 \text{ lbf} \quad (7)$$

En donde:

T=valor de torque promedio

El ancho de cara para la sección 1 es:

$$F1 = \frac{w_t k_v P}{Y \sigma_{perm}} = \frac{(540.48 \text{ lbf})(1.4579)(12)}{(0.359)(12000)} = 2.195 \text{ pulg} \quad (8)$$

En donde:

P=paso diametral

Y=factor de forma de Lewis (para engrane de 30 dientes; Y=0.359)

Cálculo del Ancho de Cara para la Sección 2

Determinamos primeramente la velocidad angular del piñón, de la siguiente manera:

$$n_p = \frac{r_e}{r_p} n_e = \frac{2.5}{1.25} (839.57 \text{ RPM}) = 1679.14 \text{ RPM} \quad (9)$$

En donde:

n_e =Velocidad angular del engrane

r_e =Radio del engrane

r_p =Radio del piñón

La velocidad del piñón en la línea de paso será:

$$V_2 = \frac{\pi d n}{12} = \frac{\pi(2.5)(1679.14 \text{ RPM})}{12} = 1099 \text{ pies/min} \quad (10)$$

Análogamente, el factor de velocidad se determina con la siguiente expresión:

$$k_v = \frac{1200 + V}{1200} = \frac{1200 + 1099}{1200} = 1.9158 \quad (11)$$

Igualmente, la carga tangencial en el piñón se obtiene de:

$$w_t = \frac{2T}{d} = \frac{2(37.065 \text{ ft} * \text{lb})}{1.25/12} = 355.824 \text{ lbf} \quad (12)$$

Y finalmente se determina el ancho de cara, mediante:

$$F2 = \frac{w_t k_v P}{Y \sigma_{perm}} = \frac{(355.824 \text{ lbf})(1.9158)(12)}{(0.359)(12000)} = 1.89 \text{ pulg} \quad (13)$$

Diseño de los Ejes de la Transmisión

Para el cálculo se recurrió a fórmulas disponibles en la literatura común de mecánica de materiales [2]. El Torque de la turbina se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$T_T = \frac{r_A}{r_B} T_M \quad (14)$$

En donde:

T_M = torque del motor

r_A = radio del engrane

r_B = radio del piñón

El Torque máximo de turbina, tomando en cuenta los requerimientos del diseño, es de 100.08 N.m. El esfuerzo cortante máximo (τ) se obtiene de las tablas de propiedades (para el material 6061) y resulta de 165 Mpa [2]. Asimismo, la Ec. 15 expresa la relación entre el esfuerzo cortante máximo y el torque de la turbina:

$$\tau = \frac{T r}{J} = \frac{2 T_T}{\pi r^3} \quad (15)$$

En donde:

$$J = \frac{\pi}{2} r^4$$

Por lo que el radio del eje será:

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 T_T}{\pi \tau}} = \sqrt[3]{\frac{2(100.08 N \cdot m)}{\pi(165 \times 10^6 N/m^2)}} = 7.28 \times 10^{-3} m = 0.72 cm \quad (16)$$

Para el diseño de la transmisión se tomó en cuenta que los engranes rectos no permiten un aumento de velocidad mayor a 1:2, por lo cual se proporcionaron dos etapas: cada una de ellas duplica la velocidad. En la Figura 1 se puede apreciar los elementos que conforman la transmisión. En la entrada de la transmisión se encuentra un engrane de 30 dientes el cual le proporciona movimiento al piñón, de 15 dientes. Éste a su vez, le proporciona la misma velocidad angular al engrane adyacente, también de 30 dientes y nuevamente a un piñón de 15 dientes para un aumento de velocidad de 1:4.

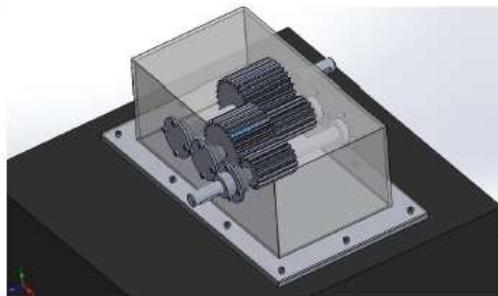


FIGURA 1. Transmisión de engranes rectos.

DISEÑO DE LA TURBINA

Cálculo de la interferencia

Para el buen desempeño de la transmisión es necesario evitar la interferencia, para lo cual es necesario calcular un número mínimo de dientes del piñón para el engrane deseado (Ec. 17):

$$Np = \frac{2k}{(1+2m)\text{sen}^2\phi} (m + \sqrt{m^2 + (1+2m)\text{sen}^2\phi}) \quad (17)$$

En donde: Np son los dientes del piñón, k es la relación de dientes del engranes entre los del piñón y ϕ es el Angulo de presión que por comodidad se tomó de 20° [3].

Medición de la potencia hidráulica

La Ec. 18 permite estimar la potencia hidráulica, a partir de la cual es posible determinar las medidas geométricas requeridas para la turbina, y obtener así, su dimensionamiento.

$$P = \frac{1}{2} \rho S V^3 C_p \quad (18)$$

En donde: P es la potencia mecánica extraída de la turbina, ρ es la densidad del flujo, S es el área del impulsor, V es la velocidad del flujo y C_p es el coeficiente de potencia del flujo dinámico (es un índice medio de la eficiencia de la turbina) [5].

Medición del caudal

La medida del caudal Q depende de la corriente del flujo que pasa por un área a una determinadas velocidad, en la ecuación 3 se puede apreciar la ecuación para su cálculo.

$$Q = VA \quad (19)$$

Donde Q es el caudal, V es la velocidad del fluido y A es el área transversal del canal [6].

En la Figura 2 se muestra el esquema de una turbina helicoidal horizontal, obtenida con la ayuda de perfiles ya establecidos, logrando el diseño de nuevos elementos para este proyecto en particular.

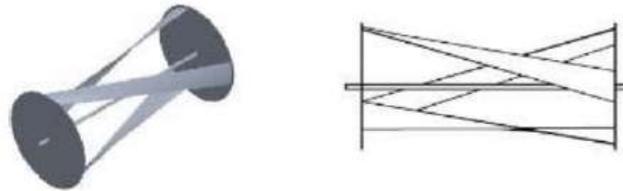


FIGURA 2. Turbina helicoidal horizontal.

En la Figura 3 se muestra una turbina de perfiles rectos dinámicos, de igual manera obtenida a partir de diseños ya establecidos. El diseño permite a la turbina girar estando completamente sumergida.

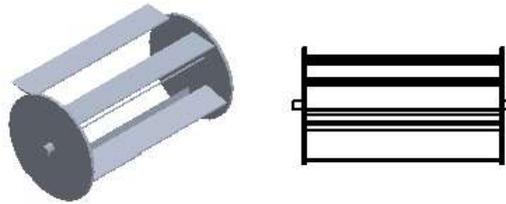


FIGURA 3. Turbina de perfiles rectos dinámicos.

RESULTADOS

Transmisión

La caja de engranes se diseñó con ayuda del Software SolidWorks®, para lo cual se realizó un análisis estático en Ansys®, para el material del engrane se seleccionó una aleación de aluminio 6061, por su buena resistencia a la corrosión y una resistencia mecánica adecuada.

El análisis de la transmisión en Ansys® se enfocó en la deformación producida en los engranes por una posible falla en el sistema. En la Figura 4 se muestra el análisis de la deformación total, para lo cual se bloqueó el piñón de salida, haciendo girar el engrane de entrada. Puede observarse claramente que en la parte exterior de los engranes es la zona en donde se produce la mayor deformación.

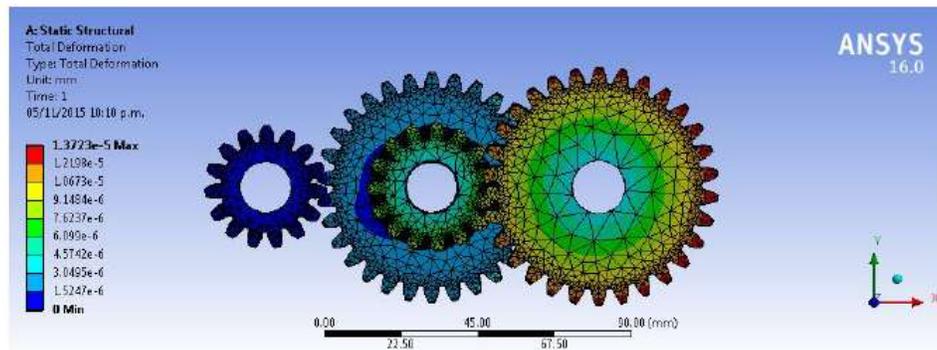


FIGURA 4. Análisis de deformación total en Ansys.

De acuerdo con los resultados mostrados, la deformación máxima obtenida fue de 1.3723×10^{-5} mm por cada mm de material. Este valor tan pequeño indica que la transmisión es adecuada para el uso para el que fue diseñada.

Ejes de la Transmisión

La Figura 5 muestra el análisis de deformación total del eje, en la cual puede observarse los valores de deformación mínima y máxima: 3.0799×10^{-8} mm y 2.779×10^{-3} mm, respectivamente.

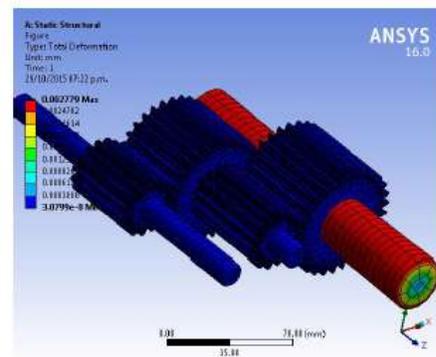


FIGURA 5. Deformación total del eje (ANSYS®).

La Figura 6 muestra el análisis de deformación plástica del eje, en la cual puede observarse los valores de deformación mínima y máxima: $4.6127e^{-14}$ mm/mm y $1.9939e^{-5}$ mm/mm, respectivamente.

Asimismo, la Figura 7 muestra el análisis del esfuerzo equivalente en el eje, en la cual puede observarse los valores de esfuerzo mínimo y máximo: $1.7815e^{-9}$ Mpa y 0.87529 MPa, respectivamente.

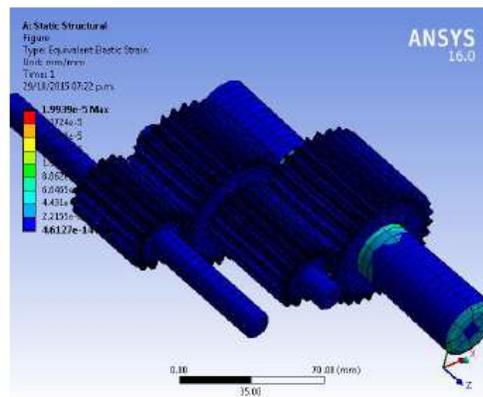


FIGURA 6. Deformación elástica del eje (ANSYS®).

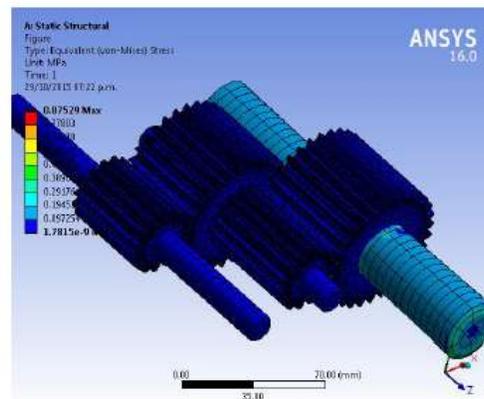


FIGURA 7. Esfuerzo equivalente en el eje (ANSYS®).

De acuerdo con estos resultados, el esfuerzo equivalente en el eje es mucho menor al límite de 240 Mpa, por lo que el cálculo realizado para el eje de la transmisión es aceptable.

Turbina de perfil recto

Para la turbina se consideró el principio de funcionamiento de los molinos antiguos y se adaptó a una turbina sumergible, por lo que se tomó la idea de aletas giratorias (Figura 8). Puede observarse que la aleta consta de caras planas y una terminación en punta, para disminuir la turbulencia. Se optó por una aleta simétrica para disminuir la resistencia del flujo de agua sobre la superficie de la aleta, dado que la fuerza hidráulica es la misma en ambos lados.

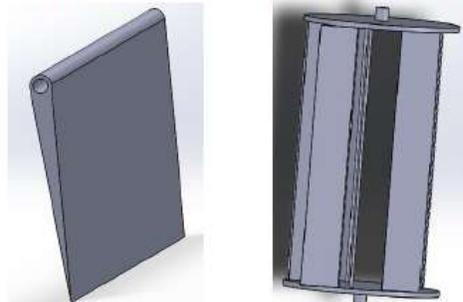


FIGURA 8. Perfil de aleta y turbina vertical, diseñada en Solidworks®.

Para el diseño de la turbina, se consideró que las paletas deben chocar contra un tope permitiendo girar, y en determinado momento las paletas cambiarían su posición paralela al flujo permitiendo una baja resistencia al flujo del agua. En la Figura 9 se muestra una ilustración del funcionamiento: el flujo golpea la parte de abajo de la turbina, cediéndole energía; mientras que la parte de arriba casi no pierde energía. Conforme la turbina gira en sentido horario, las paletas giran y se atora respectivamente de su posición.

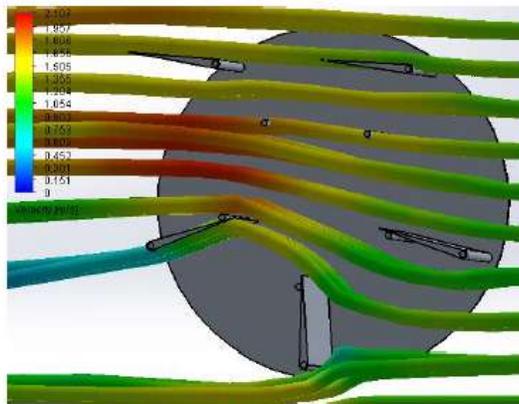


FIGURA 9. Flujo a través de la turbina (ANSYS®).

Turbina helicoidal horizontal

Lo que se desea con los perfiles aerodinámicos es que el flujo siempre golpee una parte de la superficie impulsando a la turbina a moverse, pero no siempre con la misma fuerza. En la Figura 10 se observa el perfil de la turbina helicoidal propuesta. Para lograr esta geometría aerodinámica se le proporciona una determinada torsión a la aleta, con lo cual se mejora el intercambio de energía cinética entre el fluido y el álabe.

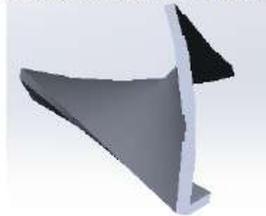


FIGURA 10. Perfil de la turbina helicoidal (Solidworks®).

En la Figura 11 se puede apreciar la manera en que sólo una parte de la turbina capta la energía del flujo, permitiendo que esta se mueva.

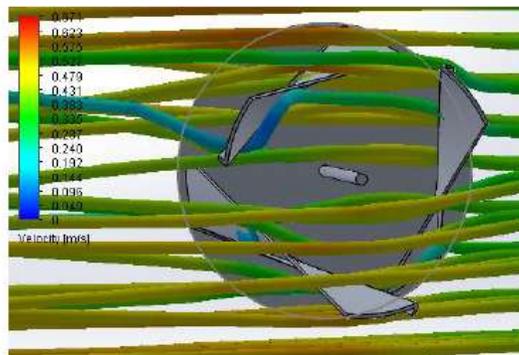


FIGURA 11. Flujo a través de la turbina (ANSYS®).