
“ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA INTERACCIÓN FLUIDO-ESTRUCTURA DE UNA TURBINA SAVONIUS TRIPALA DE ÁLABES MÓVILES”

Memoria de titulación para optar al título de ingeniero civil mecánico

Ivo Antonio Emhart Tapia

Profesor guía: Dr. Alex Flores Madariaga
Correferente: Dr. Christopher Nikulin Chandía

junio de 2022
Universidad Técnica Federico Santa María
Casa Central, Valparaíso, Chile.

Acuerdo de confidencialidad

De acuerdo con el acuerdo de prestación de servicios bajo el que se realizó el trabajo documentado en el presente informe, es preciso informar que la Universidad Técnica Federico Santa María, en consideración del contrato establecido con la empresa MOIER SPA, se reserva el derecho al acceso y divulgación, con cualquier propósito, de información potencialmente sensible para la empresa disponible en este documento.

Por lo mismo, el acceso y uso de la información presentada este trabajo, con fines académicos, deberá ser solicitado tanto al profesor guía, como a la empresa involucrada.

Agradecimientos

La última página que escribo de este informe es, sin lugar a duda, la que más me emociona.

Marca el final de un ciclo importantísimo en mi vida, que me ha forjado y definido a un nivel que no imaginaba posible.

Mis primeros agradecimientos son para mi familia, quienes me dieron la inspiración, propósito y apoyo necesarios desde un comienzo para atreverme a enfrentar el desafío de estudiar ingeniería civil mecánica en la USM.

También quiero darle las gracias a todas mis amistades, las que estaban desde antes y las que se formaron a lo largo de este proceso. Me siento orgulloso de poder decir que son muchas personas, que me alegran los días y que tantas veces me dieron las ganas de seguir adelante cuando más las necesitaba. Los del quinchito, de los grupos de física activa, de MEC, de VIDIL BRECS, de la OEUTFSM. Todas grandes personas que me han ayudado a crecer en dirección a quien quiero ser.

Y a quienes más directamente hicieron posible este trabajo. Mis profundos agradecimientos a los apoyos para académicos de los laboratorios de la universidad, señores Juan Vidal y Miguel Cubillos, al ingeniero Joaquín Carrasco y al profesor Alex Flores. Su apoyo fue realmente imprescindible para la realización de todo este trabajo.

Me esforzaré para ser un profesional a la altura de los desafíos que se me presenten, en honor a todos ustedes. Porque el título tendrá solo mi nombre, pero yo sé que en el camino a conseguirlo no estuve nunca solo.

Finalmente, sólo me queda decir que entré a la carrera con el propósito de hacer un aporte al mundo en el ámbito de las energías limpias. Y me llena de satisfacción dejar un legado que ayudará a futuros ingenieros mecánicos a experimentar y aprender sobre el uso de la energía eólica en mi universidad.

Gracias por la atención, espero que el trabajo a continuación sea de utilidad para quien llegue a leerlo.

Resumen

Dentro del contexto de una prestación de servicios, se ha solicitado el estudio y caracterización de la operación de un prototipo de turbina eólica de eje vertical, tipo Savonius tripala de álabes móviles montada sobre una estructura telescópica. Para la realización de este estudio, se diseñó e implementó un banco de pruebas, tipo túnel de viento, donde se realizaron las mediciones de los principales parámetros de operación del prototipo de turbina. El diseño del banco de pruebas fue hecho con apoyo de software de CAD (Inventor de Autodesk) y simulaciones de CFD (Ansys Fluent), para optimizar la geometría de la estructura. Una vez finalizada la construcción del banco de pruebas, se desarrolló un protocolo experimental estandarizado y replicable, de acuerdo con el cual fueron realizados los ensayos sobre el prototipo de turbina. Se llegó a la conclusión de que la movilidad de los álabes disminuía la generación de energía comparada con una configuración rígida para velocidades de viento incidente mayores a 8 [m/s]. También se determinó el valor máximo del Coeficiente de potencia (C_p) entre 0,025 y 0,030 alcanzado para TSR entre 0,250 y 0,300. Valores diez veces más bajo que lo esperable para un rotor Savonius de estándar comercial. A partir de los resultados del estudio se hicieron sugerencias para mejorar el desempeño de futuros diseños de la empresa.

Futuros trabajos pueden basarse en este para la realización de pruebas sobre futuros diseños de rotores. O, para mejora del banco de pruebas, aumentando la confiabilidad del sistema, la precisión y exactitud de las mediciones que se puedan tomar en este.

Abstract

Within the context of a service provision to an external organization, it has been requested to study the operation of a prototype of a three-bladed Savonius wind turbine with moving blades, mounted on a telescopic structure. To carry this study out, it was necessary to design and build a test bench where the main operating parameters of the turbine could be measured. The design of the test bench was done with the support of CAD (Autodesk's Inventor) and CFD (Ansys Fluent) softwares, to optimize the geometry of the structure. Once the test bench was completely built, a standardized and replicable experimental protocol was developed for the study of turbine prototypes, according to which the tests were later carried out. From the study, it was concluded that the mobility of the blades decreased the power generation compared to a rigid configuration for incoming wind speeds greater than 8 [m/s]. The maximum value for the power coefficient (C_p) was determined to be between 0.025 and 0.030, for a tip speed ratio between 0.25 and 0.30. Both values are close to ten times lower than the expected for a standard Savonius wind turbine. Based on the results of the study, suggestions were made to improve the performance of future designs.

Future works from here can be using the test bench to test other turbine designs based on the developed testing protocol. Or improving the test bench itself, increasing the reliability of the system, and the precision and accuracy of the measurements that can be made with it.

Índice

Introducción	1
1. Definición del problema	2
2. Marco Teórico	6
2.1 Descripción fenomenológica: interacción del viento con turbinas Savonius	6
2.2 Modelos fisicomatemáticos relevantes para el estudio	8
2.3 Parametrizaciones.....	10
2.3.1 Potencia y energía disponibles en el viento:.....	10
3. Estado del arte	13
3.1 Estudio Científico.....	13
3.1.1 “Performance and flow field evaluation of a Savonius rotor tested in a wind tunnel” ...	13
3.1.2 “Aerodynamic Analysis of a Three-Bladed Pivoted Savonius Wind Turbine: Wind Tunnel Testing and Numerical Simulation”	15
3.1.3 “Geometrical optimization of a swirling Savonius wind turbine using an open jet wind tunnel”	16
3.2 Estudio Tecnológico	19
3.2.1 Patentes:	19
3.2.2 Tecnología comercial: Anemómetros	20
3.2 Normas técnicas y estándares internacionales.....	21
4 Propuesta de solución tecnológica	23
5 Objetivo General	23
6 Objetivos Específicos.....	23
7 Diseño y construcción del banco de pruebas.....	24
7.1 Simulaciones computacionales	24
7.1.1 Geometría y mallado:.....	24
7.1.2 Resultados de las simulaciones	26
7.1.3 Análisis de resultados de simulaciones	37
7.1.4 Conclusiones del estudio.....	37
7.2 Estructura de soporte.....	38
7.3 Materiales y fabricación	43
8 Metodología de ensayo.....	45
8.1 Calibración de banco de pruebas	45
8.1.1 Túnel de viento.....	45

8.1.2	Freno dinamométrico.....	47
8.1.3	Balanceo del rotor	47
8.2	Pruebas iniciales de rompimiento de inercia.....	48
8.3	Pruebas de giro libre.	48
8.4	Pruebas de torque y potencia mecánica.....	49
8.4	Pruebas de voltaje y potencia eléctrica.	50
9	Resultados	52
9.1	Pruebas de rompimiento de inercia.....	52
9.2	Pruebas de giro libre.	52
9.3	Pruebas de torque y potencia.	54
9.4	Pruebas de voltaje y potencia eléctrica.	55
10	Análisis de resultados.....	55
10.1	Prueba de rompimiento de inercia	55
10.2	Pruebas de giro libre	55
10.3	Pruebas de torque y potencia	56
10.4	Pruebas de voltaje y potencia eléctrica.	59
11	Conclusiones y recomendaciones para diseño del rotor	60
12	Oportunidades de mejora para banco de pruebas	61
13	Bibliografía	62
	Anexo 1 - Registro fotográfico del trabajo realizado para la manufactura del túnel de viento.	64
	Anexo 2 – Guía de laboratorio de caracterización de turbina eólica.....	65

Índice de figuras

Figura 1, Consumo de energía primaria por país medido en TWh, al año 2019. Extraída de https://ourworldindata.org/energy-production-consumption . Visitada el 24/04/2021.	2
Figura 2, Consumo energético global por fuente energética hasta el año 2019. Extraída de https://ourworldindata.org/energy-production-consumption . Visitada el 24/04/2021.	3
Figura 3, Capacidad de generación eólica instalada en 2019 en GW y porcentaje global. Extraída de https://www.aeeolica.org/sobre-la-eolica/la-eolica-en-el-mundo , Visitada el 24/04/2021.	3
Figura 4, Esquemas de turbina de eje horizontal (HAWT) y diferentes turbinas de eje vertical. Extraída de https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-Horizontal-Axis-Savonius-drag-based-Darrieus-curved-blade-and-Giromill_fig1_265126459 , Visitada el 24/07/2021.	4
Figura 5, Diagramas de flujo a través de rotores Savonius, con y sin espaciado entre las palas [27].	6
Figura 6, Diagrama de flujo con zonas de velocidad y generación de vórtices [13].	6
Figura 7, Desprendimiento de vórtices de las aspas de un rotor Savonius [14].	7
Figura 9, Coeficientes de potencia en función de la velocidad específica [25].	11
Figura 10, Modelos de rotores Savonius utilizados en el estudio de Palencia et al, 2014 [12].	12
Figura 11, Coeficientes de potencia en función del ángulo de giro del rotor [12].	12
Figura 12, Coeficientes de torque en función del ángulo de giro del rotor [12].	12
Figura 13, Esquema en CAD del túnel de viento en el DMMM [15].	13
Figura 14, zona de prueba y estructura de robot cartesiano en el túnel de viento del DMMM [15].	13
Figura 15, Posición de los planos de investigación [15].	14
Figura 16, Mallas Verticales (izquierda) y horizontal (derecha) para el posicionamiento de sensores. En rojo se muestra la disposición del rotor Savonius dentro de la zona de prueba [15].	14
Figura 17, Arreglo experimental en la Universidad Ferdowsi de Mashhad [17].	15
Figura 18, Esquema del dispositivo para medición de torque [17].	16
Figura 19, (a) Esquema de Turbina Savonius arremolinada. (b) Fotografía del rotor. [18].	17
Figura 20, (a) Vista esquemática y (b) fotográfica de la configuración experimental en el laboratorio [18]. ...	18
Figura 21, imagen referencial extraída del documento oficial de la patente US202107984A1.	19
Figura 22, Sensor de hilo caliente con agujas de soporte [19].	20
Figura 23, Anemómetro de copa o veleta [20].	21
Figura 24, Volumen experimental creado en SpaceClaim 2021 R2. Generación propia.	24
Figura 25, Parámetros del mallado definido para cálculo por medio de método de volúmenes finitos. Generación propia.	25
Figura 26, Mallado definido para el cálculo por el método de volúmenes finitos. Generación propia.	25
Figura 27, distribución de velocidad para caso canónico de estudio.	26
Figura 28, distribución de presión para caso canónico de estudio.	27
Figura 29, distribución de energía cinética turbulenta para caso canónico de estudio.	27
Figura 30, distribución de velocidad para primera variación del estudio.	28
Figura 31, distribución de presión para primera variación del estudio.	29
Figura 32, distribución de energía cinética turbulenta en primera variación del estudio.	29
Figura 33, Distribución de velocidad en segunda variación del estudio.	30
Figura 34, Distribución de presión en segunda variación del estudio.	31
Figura 35, Distribución de energía cinética turbulenta en segunda variación del estudio.	31
Figura 36, Distribución de velocidad en tercera variación del estudio.	32
Figura 37, Distribución de presión para tercera variación del estudio.	33
Figura 38, Distribución de energía cinética turbulenta para tercera variación del estudio.	33
Figura 39, Distribución de velocidad en cuarta variación del estudio.	34

Figura 40, Distribución de presión en cuarta variación del estudio.....	35
Figura 41, Distribución de energía cinética turbulenta en cuarta variación del estudio.	35
Figura 42, Distribución de velocidad en quinta variación del estudio.	36
Figura 43, Distribución de presión en quinta variación del estudio.....	36
Figura 44, Distribución de energía cinética turbulenta en quinta variación del estudio.	37
Figura 45, Diseño 3D de estructura de soporte para banco de pruebas.	38
Figura 46, Distribución de nodos y cargas distribuidas para simulación de la estructura de soporte.....	39
Figura 47, Simulación de deformación sufrida por estructura de soporte bajo carga estimada de zona de pruebas.....	39
Figura 48, Simulación de esfuerzos normales máximos sufridos por estructura de soporte bajo carga estimada de zona de pruebas.....	40
Figura 49, Simulación de esfuerzos normales mínimos sufridos por estructura de soporte bajo carga estimada de zona de pruebas.....	40
Figura 50, Diseño 3D para soporte de ducto.	¡Error! Marcador no definido.
Figura 51, Distribución de Nodos y fuerza puntual para simulación de estructura de soporte de ducto.	41
Figura 52, Distribución de Esfuerzos normales Máximos para soporte de ducto.....	42
Figura 53, Distribución de Esfuerzos normales Mínimos para soporte de ducto.....	42
Figura 54, Diseño 3D de túnel completo.....	42
Figura 55, Vista lateral de túnel de viento construido antes de instalación de paredes de acrílico.	44
Figura 56, Vista posterior de túnel de viento terminado y listo para operar con turbina instalada sobre freno dinámico.....	44
Figura 57, Gráfica de velocidad de viento incidente a la turbina según frecuencia de motor del soplador.	46
Figura 58, Freno dinámico con rotor instalado, junto a su diseñador y fabricante, Ing. Joaquín Carrasco.	47
Figura 59, Acercamiento a conexión entre freno, dinamómetro y cajetín del arduino nano.	47
Figura 60, Posiciones ensayadas en pruebas de rompimiento de inercia.	48
Figura 61, Configuraciones de rotor ensayadas en pruebas de giro libre.	49
Figura 62, ficha técnica del generador de flujo axial utilizado.	50
Figura 63, Diagrama de instalación eléctrica para pruebas de potencia.	50
Figura 64, Configuración eléctrica para prueba de vacío.	51
Figura 65, Configuración eléctrica para pruebas con carga (ampolleta).	51
Figura 66, Gráfica de velocidad de giro libre versus velocidad de viento incidente para diferentes configuraciones de rotor.	55
Figura 67, Gráfica de torque según velocidad del rotor para velocidades ensayadas para rotor fijo.	56
Figura 68, Gráfica de torque según velocidad del rotor para velocidades ensayadas para rotor con resortes álabes-vástago en 5ta posición.....	57
Figura 69, Gráfica de potencia mecánica según velocidad del rotor para velocidades ensayadas.....	58
Figura 70, Gráfica de coeficiente de potencia mecánica según ratio de velocidad de punta de pala.....	59
Figura 71, Registro fotográfico de trabajo de mecanizado para manufactura de túnel de viento.	64
Figura 72, Registro fotográfico de trabajo de carpintería para manufactura de túnel de viento.	64

Índice de tablas

<i>Tabla 1, Listado de materiales cotizados para fabricación de túnel de viento.....</i>	<i>43</i>
<i>Tabla 2, Velocidad de viento incidente según frecuencia del motor del soplador.....</i>	<i>45</i>
<i>Tabla 3, Resultados de pruebas de rompimiento de inercia.....</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 4, Resultados de pruebas de giro libre para rotor rígido, resorte álabe-vástago en 1era, 3ra y 5ta posición.....</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 5, Resultados de pruebas de giro libre para Resorte álabe-vástago en 5ta posición en sentido y horario, Rotor Rígido Invertido y Resorte álabe-álabe en 1ra posición.....</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 6, Resultados de velocidad de rotor y torque medidos, Rotor Rígido.</i>	<i>54</i>
<i>Tabla 7, Resultados de velocidad de rotor y torque medidos Resorte álabe-vástago en 5ta posición.....</i>	<i>54</i>

Introducción

En este trabajo se presentan los métodos de diseño, fabricación e implementación de un banco de pruebas tipo túnel de viento, para caracterización de prototipos y modelos pequeños de turbinas eólicas, así como la metodología misma de los ensayos a realizar para este propósito.

Posteriormente se presentan los resultados del estudio realizado utilizando estas instalaciones para caracterizar la operación de un prototipo de turbina eólica de eje vertical tipo Savonius tripala, de álabes móviles, la cual debe operar sobre una estructura telescópica.

Todo este estudio se realiza dentro del contexto de una prestación de servicios que la Universidad Técnica Federico Santa María aceptó entregar a la empresa de innovación MOIER, la cual solicitó la caracterización de un prototipo de turbina eólica cuyo diseño es el descrito anteriormente.

En los ítems 1,2 y 3 del presente informe se muestran los antecedentes recopilados relevantes al tema del estudio y explotación de energía eólica, marco teórico y estado del arte de sistemas de ensayo de turbinas eólicas.

Luego, en los ítems 4,5 y 6, se presentan la propuesta de solución tecnológica al problema en cuestión, junto con los objetivos generales y específicos de este estudio.

Después, en el ítem 7, se muestra el trabajo de diseño, selección de materiales y fabricación del sistema de canalización de viento necesario para implementar el banco de pruebas en el SETE presente en el Laboratorios de Energías Renovables de la UTFSM.

Posteriormente, en el ítem 8, se describen las pruebas de calibración realizadas sobre el banco de pruebas y luego la metodología de ensayo aplicada sobre el prototipo de turbina para su caracterización.

En los ítems 9 y 10, se presentan los resultados de las pruebas realizadas, las gráficas que se pudieron construir a partir la data recopilada y el análisis de ésta.

Finalmente, en los ítems 11 y 12, se presentan las conclusiones de este estudio, junto con recomendaciones para mejoras tanto del diseño de la empresa como del mismo banco de pruebas en el laboratorio

1. Definición del problema

La energía se define, en su sentido más amplio, como la capacidad de realizar trabajo. Se puede decir que ningún trabajo puede realizarse sin utilizar energía. La energía (generalmente en forma de electricidad) es un recurso imprescindible para la producción y uso de los bienes y servicios que sostienen el estilo de vida moderno de la población mundial, tanto en los países desarrollados, como en los países que se dicen “en vías de desarrollo” como, por ejemplo, Chile [1]. Entre más produzca, la industria y/o la economía de un país, más energía va a requerir, por lo mismo, no debe ser sorpresivo que el crecimiento en el consumo de energía de un país se asocie con el crecimiento económico del mismo, llegando esta relación a ser relativamente independiente del precio de la energía en ese país [2]. En la siguiente imagen se puede apreciar como los países con mayor consumo energético, son coincidentemente las mayores potencias económicas y productivas a nivel mundial.

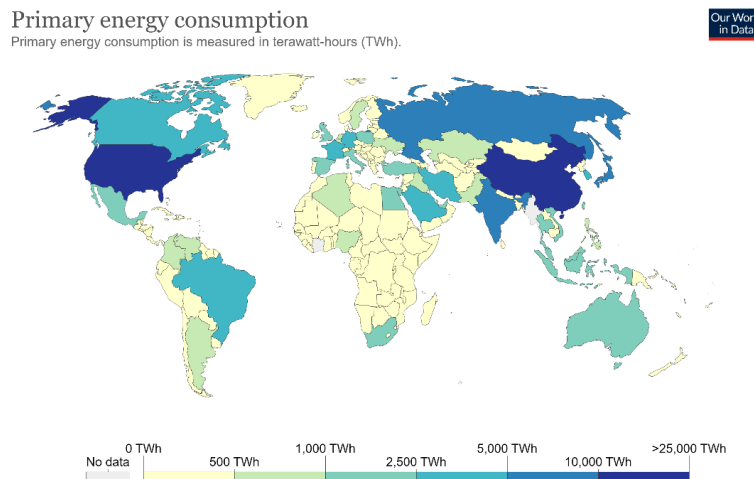


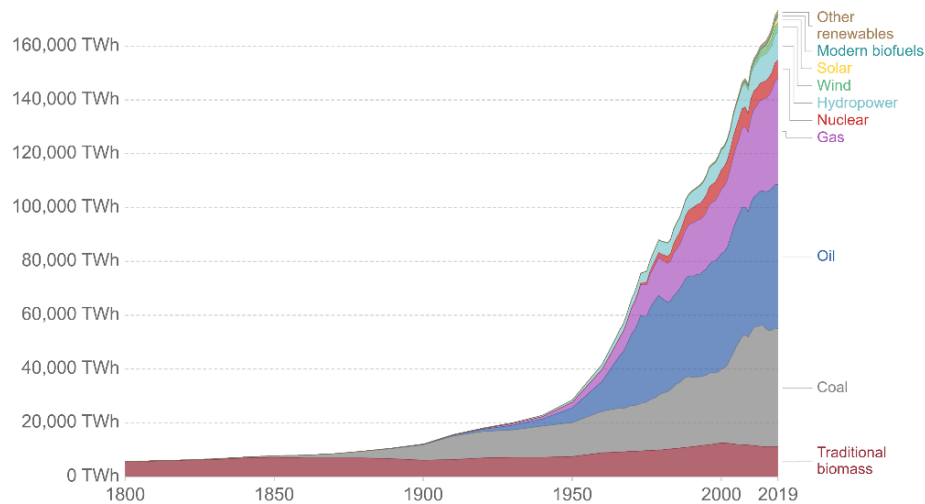
Figura 1, Consumo de energía primaria por país medido en TWh, al año 2019. Extraída de <https://ourworldindata.org/energy-production-consumption>. Visitada el 24/04/2021.

Durante el año 2019, alrededor del mundo se consumieron más de 173.000 [TWh] de energía primaria [3], de los cuales más de 136.000 (aproximadamente el 78,9%) provinieron de combustibles fósiles, incluyendo gas, petróleo y carbón. Esta dependencia que tiene el mundo de los combustibles fósiles como fuente de energía es un problema por variadas razones: por una parte, su uso es un gran aporte al aumento de dióxido de carbono en la atmósfera, el cual es uno de los gases protagonistas del efecto invernadero. Y, por otra parte, su disponibilidad en el planeta es finita, al proyectarse un consumo exponencialmente creciente como el de las últimas décadas, y con cada vez más evidencia de que pronto pueden acabarse las abundantes reservas que se explotan actualmente, es inminente la escasez de estos combustibles [4]. Ahora, ya sea por cuidado del medioambiente, o para evitar el problema del desabastecimiento, es imperativo que el mundo priorice, de entre las fuentes de las que se obtiene energía, opciones que sean renovables y más limpias que los combustibles fósiles.

Global primary energy consumption by source

Primary energy is calculated based on the 'substitution method' which takes account of the inefficiencies in fossil fuel production by converting non-fossil energy into the energy inputs required if they had the same conversion losses as fossil fuels.

Our World
in Data



Source: Vaclav Smil (2017) & BP Statistical Review of World Energy

OurWorldInData.org/energy - CC BY

Figura 2, Consumo energético global por fuente energética hasta el año 2019. Extraída de <https://ourworldindata.org/energy-production-consumption>. Visitada el 24/04/2021.

Entre todas las opciones de energías renovables no convencionales, la eólica es la que actualmente presenta un mayor porcentaje de la matriz energética mundial, habiendo entregado 3540 [TWh] el año 2019 [3]. Los países con mayor potencia eólica instalada para el año 2019 (ordenados de mayor a menor potencia instalada) incluyen a China, EE. UU., Alemania, India, España, Reino Unido, Francia, Brasil y Canadá [5].

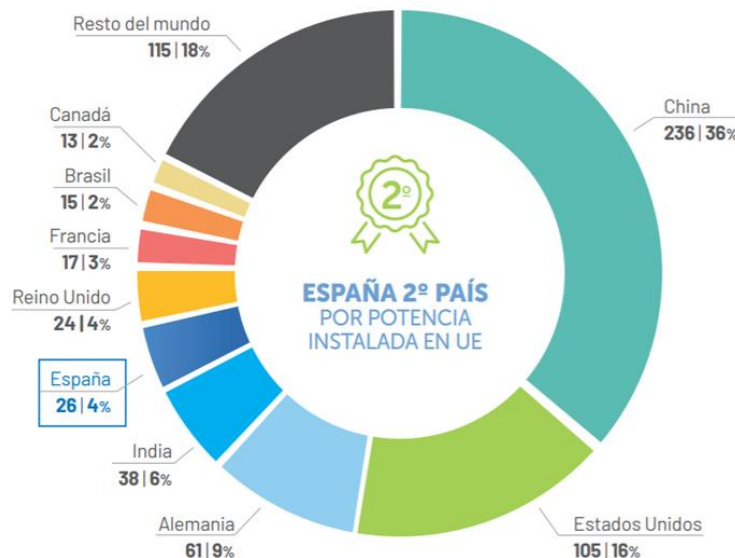


Figura 3, Capacidad de generación eólica instalada en 2019 en GW y porcentaje global. Extraída de <https://www.aeeolica.org/sobre-la-eolica/la-eolica-en-el-mundo>, Visitada el 24/04/2021.

Además de las ventajas medioambientales de la energía eólica, otro aspecto positivo de esta es su escalabilidad, existiendo dos grandes categorías de acuerdo con la capacidad de producción. Están las grandes turbinas de viento, instaladas usualmente en granjas eólicas, tanto terrestres como marítimas, con rangos de potencia desde 500 [kW] hasta 14 [MW] por turbina [6], que pueden alimentar directamente la matriz energética interconectada del país donde estén instaladas. Y también están las pequeñas turbinas (llamadas *Small Wind* o *Micro Wind*), que abarcan desde potencias menores de 1 [kW] hasta 250 [kW], utilizadas en aplicaciones agrícolas, domésticas, incluso industriales; dentro de ciudades, o en zonas rurales en donde no llegan las redes eléctricas. Esta escalabilidad de la energía eólica, la convierte en una opción ideal para cambiar de las matrices de generación energética centralizadas a sistemas de generación distribuida, lo que ayuda a disminuir las pérdidas de energía por concepto de transporte.

Evidentemente, las grandes y pequeñas turbinas, a pesar de que funcionan en base a los mismos principios físicos para generar energía, al trabajar en contextos diferentes, se enfrentan a diferentes desafíos. En el contexto urbano de *Small Wind*, debido a los obstáculos que representan árboles, casas y edificios para el viento, los equipos se ven enfrentados a flujos turbulentos, con direcciones erráticas y velocidades altamente variables. Frente a estas condiciones, las turbinas eólicas de eje vertical, como los modelos Savonius, Darrieus y variaciones de estos, se presentan como opciones atractivas, debido a su mejor comportamiento frente a flujos turbulentos y multidireccionales, además de tener un menor impacto visual y acústico [7], los cuales se vuelven aspectos importantes al contemplar la instalación de equipos en entornos urbanos.

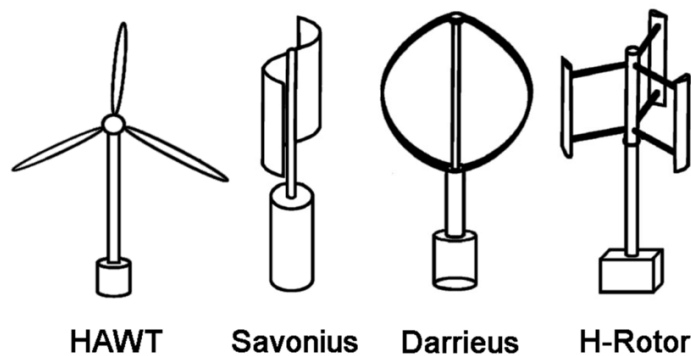


Figura 4, Esquemas de turbina de eje horizontal (HAWT) y diferentes turbinas de eje vertical. Extraída de https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-Horizontal-Axis-Savonius-drag-based-Darrieus-curved-blade-and-Giromill_fig1_265126459, Visitada el 24/07/2021.

Dicho todo lo anterior, vale la pena notar que la tecnología utilizada para generar energía eólica no se encuentra al límite de su desarrollo; es un tema activo de investigación, con centros de investigación, universidades y empresas alrededor de todo el mundo diseñando y construyendo sus propios prototipos de turbinas eólicas y realizando experimentos y simulaciones en la búsqueda de mayores torques y potencias, mejores eficiencias, y disminución de ruido.

Existen notables centros de investigación sobre temas eólicos alrededor del mundo, como el laboratorio Paul La Cour de la Universidad Técnica de Dinamarca (DTU) [8], los túneles de viento del Consejo Nacional de Investigación (NRC) de Canadá, ubicados en Ontario [9], y el laboratorio de

ensayo de aerogeneradores (LEA) del centro nacional de energías renovables (CENER) de España en Sangüesa [10], por mencionar algunos.

En Chile, el estudio de generación de energía a partir de fuentes renovables no convencionales se encuentra en una etapa bastante temprana, pero con mucho potencial en términos de energía solar y también eólica.

La Universidad Técnica Federico Santa María aporta en investigación desde su laboratorio de energías Renovables (LER), el cual está actualmente equipado con un sistema de Micro Red Inteligente que conecta: un panel fotovoltaico, un sistema de ensayos de turbinas eólicas (SETE) y un motor de combustión interna, que se utiliza como fuente energética de respaldo, con un banco de baterías y conexión a la red eléctrica, permitiendo la cogeneración de energía con los equipos mencionados anteriormente [11].

Por otra parte, empresas y organizaciones privadas también invierten y trabajan en investigación y uso de energías renovables no convencionales en Chile. Un ejemplo de esto es la empresa MOIER, startup chileno dedicado actualmente al diseño y prototipado de turbinas eólicas para instalación en azoteas de hoteles en las ciudades de Viña del Mar y Valparaíso, en la V región. Hasta ahora, esta empresa ha trabajado en el diseño de su turbina experimental Aero U-max, la cual es del tipo Savonius tripala, se apoya sobre un eje telescópico replegable, y presenta álabes helicoidales móviles diseñados con bisagras que permiten un grado de libertad en el ángulo de ataque frente al viento. Pero, la capacidad que esta turbina tiene de generar potencia a partir del viento es desconocida todavía. Por otro lado, se ha identificado que este novedoso diseño de álabes móviles podría presentar problemas de generar torque desfavorable en ciertos ángulos del giro, lo que puede afectar negativamente la potencia generada. Además, puede dar lugar a un efecto de golpeteo ("*Flapping*") de los álabes que podría generar indeseadas vibraciones mecánicas y ruido durante la operación de la turbina. Y, también presenta cierta incertidumbre el eje telescópico, respecto a su capacidad de transmitir eficientemente la potencia del rotor al generador, comparado con un eje tradicional, macizo e inextensible.

Para dar respuesta a todas esas interrogantes y caracterizar el prototipo de turbina, es que la empresa MOIER ha contactado a la Universidad Técnica Federico Santa María, confiando con que esta asesoría técnica permita acercarse al objetivo de desarrollar un diseño de turbina competitivo que se pueda comercializar.

2. Marco Teórico

2.1 Descripción fenomenológica: interacción del viento con turbinas Savonius

Los diseños originales de los rotores Savonius, inventados por el ingeniero finlandés Sigurd J. Savonius a inicios del siglo XX, constaban de dos palas verticales con un perfil curvado. Visto desde arriba, los álabes forman una silueta de "S". Como una variación de diseño, entre las palas se puede permitir un espaciado (o superposición) que puede hacer variar su comportamiento aerodinámico. En la figura a continuación, se presentan diagramas con líneas de flujo dibujadas a través de dos rotores Savonius bipala, uno con las palas pegadas y otro con espaciado entre las palas, donde se pueden apreciar líneas de flujo que se devuelven (fenómeno de reflujo);

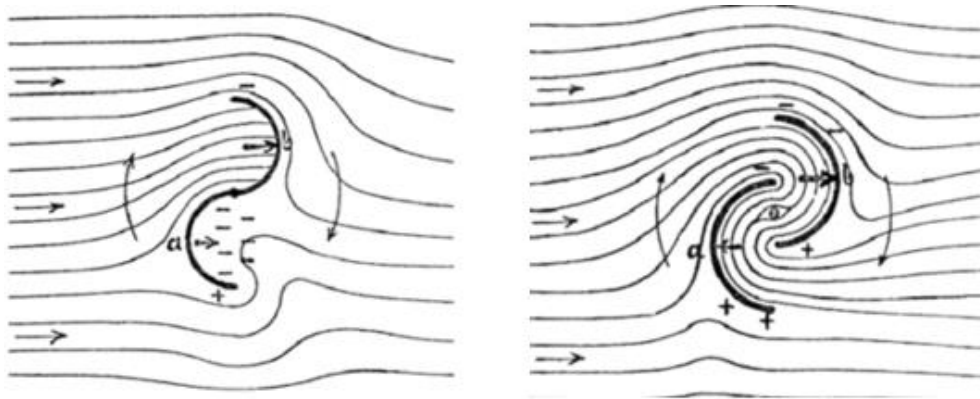


Figura 5, Diagramas de flujo a través de rotores Savonius, con y sin espaciado entre las palas [27].

Las formas cóncavas presentan un mayor arrastre aerodinámico que las convexas, entonces al enfrentarse el rotor con un flujo uniforme de aire se genera un torque asimétrico, el cual es el responsable del movimiento rotatorio. En la siguiente figura, se puede apreciar otro diagrama con las líneas de flujo a través de un rotor Savonius sin espaciado entre sus aspas, señalando la velocidad promedio del flujo por zona y los vórtices que se forman en la estela tras cada álabes.

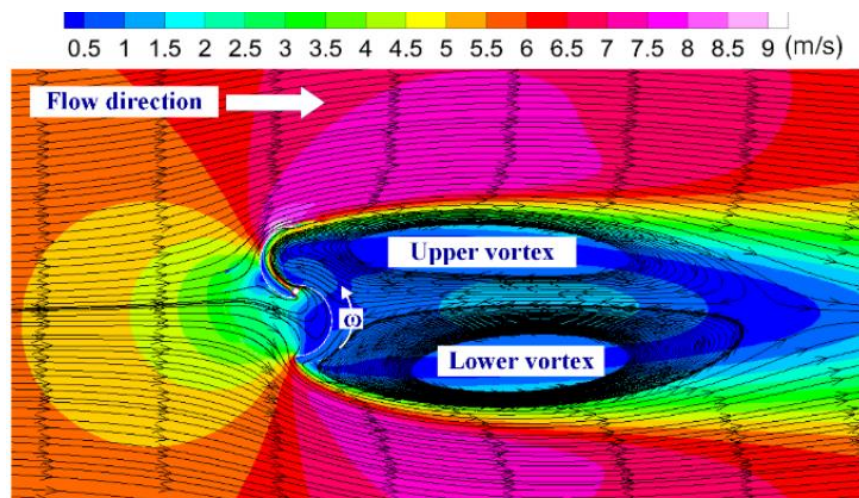


Figura 6, Diagrama de flujo con zonas de velocidad y generación de vórtices [13].

Se puede observar que la velocidad promedio de la estela inmediatamente después del rotor es muy baja, producto del reflujo que ocurre en esa zona.

El flujo del aire a través del rotor y la estela que sigue aguas abajo son indudablemente flujos turbulentos, este comportamiento se asocia a la formación de vórtices aguas abajo, la forma en que se desprenden estos vórtices se puede visualizar en la siguiente figura:

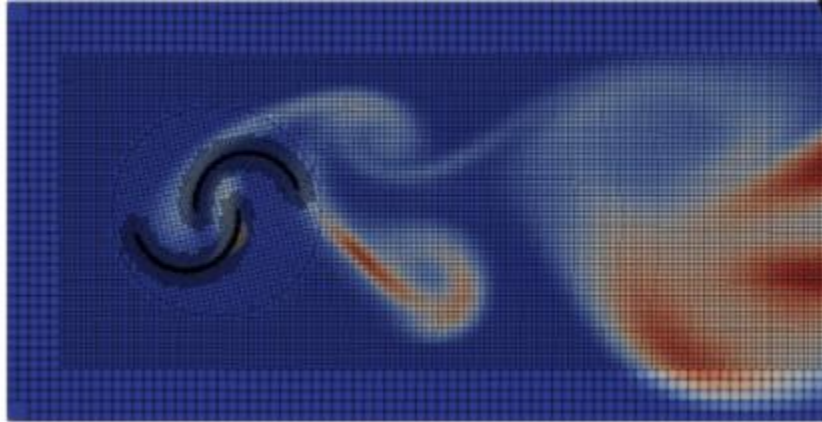


Figura 7, Desprendimiento de vórtices de las aspas de un rotor Savonius [14].

Se puede apreciar cómo se forman consecutivamente vórtices con rotaciones opuestas. Cada vórtice crea una zona de baja presión, generando fuerzas cíclicas sobre el rotor de la turbina, estas fuerzas provocan vibración en el equipo y pueden conducir a eventuales fallas por fatiga material o, si la frecuencia de desprendimiento de los vórtices se acerca a la frecuencia fundamental del rotor, a que la estructura entre en resonancia, con consecuencias potencialmente desastrosas para la turbina.

2.2 Modelos fisicomatemáticos relevantes para el estudio

2.2.1 Ecuaciones primitivas:

Como en cualquier problema que involucre un fluido en movimiento, las principales ecuaciones que describen el comportamiento del flujo son las de conservación de masa y momentum. La primera, para un flujo sin fuentes ni sumideros de masa, se puede expresar de la siguiente manera:

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

Donde " ρ " corresponde a la densidad del aire, " t " al tiempo y " $\vec{u}$ " a la velocidad del flujo, que es un vector tridimensional (con direcciones x, y, z).

Por otro lado, la conservación de momentum se puede expresar en la forma de las ecuaciones de Navier-Stokes para cada eje:

$$\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial t} + \rho u_x * \nabla \vec{u} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \nabla \tau_x + \rho g_x \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial(\rho u_y)}{\partial t} + \rho u_y * \nabla \vec{u} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \nabla \tau_y + \rho g_y \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial(\rho u_z)}{\partial t} + \rho u_z * \nabla \vec{u} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \nabla \tau_z + \rho g_z \quad (2.4)$$

Donde " P " se refiere a la presión, " g " es la aceleración de gravedad y " τ " corresponde al tensor de esfuerzos viscosos. Para el caso de este estudio, en el que el flujo es de aire a las velocidades y temperatura típicas cercanas a la superficie de la tierra, se pueden considerar las simplificaciones de flujo incompresible y newtoniano, que transforma las ecuaciones (2.2), (2.3) y (2.4) en las siguientes expresiones:

$$\rho \frac{\partial u_x}{\partial t} + \rho u_x * \nabla \vec{u} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 u_x + \rho g_x \quad (2.5)$$

$$\rho \frac{\partial u_y}{\partial t} + \rho u_y * \nabla \vec{u} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \nabla^2 u_y + \rho g_y \quad (2.6)$$

$$\rho \frac{\partial u_z}{\partial t} + \rho u_z * \nabla \vec{u} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \nabla^2 u_z + \rho g_z \quad (2.7)$$

Donde " μ " se define como la viscosidad del fluido, es una propiedad fisicoquímica característica de cada fluido y es notablemente dependiente de la temperatura, pero que para este caso puede considerarse constante.

La turbulencia, que corresponde al comportamiento caótico, variable e impredecible que se puede observar en los fluidos en movimiento, se considera como un fenómeno inercial en los flujos que compite con los efectos difusivos viscosos. Se puede observar que en los flujos donde los efectos viscosos predominan sobre los inerciales tienden a ser laminares. La manera en que se cuantifica la importancia relativa de los efectos inerciales comparados con los viscosos es a través del número de Reynolds, un número adimensional que se calcula de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\rho * u * L}{\mu} \quad (2.8)$$

En el numerador se encuentra el producto de la densidad y velocidad del fluido, multiplicadas por una longitud característica de la situación de estudio, mientras que en el denominador se encuentra la viscosidad del fluido. Cuando el número de Reynolds es bajo, los flujos tienden a ser laminares, mientras que, por el contrario, cuando el número de Reynolds es alto, los flujos tienden a ser turbulentos, generando vórtices e inestabilidades.

Vale la pena mencionar que la resolución analítica del sistema de ecuaciones de continuidad y Navier-Stokes para problemas turbulentos es imposible con las matemáticas conocidas hasta el momento. El trabajo para encontrar estas soluciones numéricamente es también muy difícil, ya que, para lograr estabilidad en las soluciones, se debe trabajar con mallas extremadamente finas, lo que eleva los requerimientos de cálculo mucho más allá de los actuales límites de tecnología computacional. Para tratar de sortear este problema se han desarrollado distintos modelos que utilizan ecuaciones promediadas en el tiempo (RANS) o en el espacio (LES) que permiten calcular los términos promediados separándolos de los fluctuantes para modelar de diferentes maneras estos últimos. A continuación, se presenta la ecuación de Navier-Stokes promediada por Reynolds (RANS en inglés):

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\bar{p} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (2.9)$$

Donde $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$ es un término no lineal que corresponde al promedio de las fluctuaciones y se conoce como Esfuerzo de Reynolds. Este término requiere de más ecuaciones para poder cerrar el sistema, lo que lleva a la utilización de variados modelos de turbulencia para la resolución.

El modelo de turbulencia k-omega (k- ω) es un modelo de dos ecuaciones que se puede aplicar cuando se trabaja con RANS. Este modelo intenta predecir la turbulencia mediante dos ecuaciones diferenciales parciales de dos variables acopladas:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma \omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho \sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.11)$$

Donde k corresponde a la energía cinética turbulenta y omega a la razón específica de disipación a energía térmica interna. Al cociente entre k y omega se le conoce como viscosidad de remolino, y se utiliza en las ecuaciones RANS. El sistema de ecuaciones que se puede construir al añadir las dos ecuaciones del modelo k- ω permite alcanzar una buena aproximación para la descripción de flujos turbulentos. Método comúnmente utilizado en CFD.

2.3 Parametrizaciones

2.3.1 Potencia y energía disponibles en el viento:

El viento consiste en el flujo de masas de aire provocado por diferenciales de presión entre distintos puntos de la atmósfera, como cualquier otra masa en movimiento, esta posee una energía cinética asociada:

$$E_k = \frac{mU^2}{2} \quad (2.12)$$

Donde “m” es la cantidad de masa y “U” corresponde la velocidad con la que se mueve su centro de masa. A partir de este principio se define la potencia disponible en el viento como:

$$P_w = \dot{E}_k = \frac{\dot{m} * U^2}{2} = \frac{\rho * A * U^3}{2} \quad (2.13)$$

Donde “A” es el área transversal atravesada por el flujo. Sin embargo, es imposible que una máquina pueda transformar toda esta potencia en energía mecánica para convertirla en electricidad. Se define entonces el coeficiente de potencia C_p como la razón entre la potencia extraída por la turbina y la potencia disponible en el viento.

$$C_p = \frac{P_{Turbina}}{P_w} \quad (2.14)$$

A comienzos del siglo XX, el físico alemán Albert Betz desarrolló un modelo de análisis matemático para estudiar el flujo antes y después de una turbina eólica y logró determinar un valor máximo teórico para el C_p :

$$C_{p \text{ máx}} = \frac{16}{27} = 0.593 \quad (2.15)$$

Expresado de otra manera, este límite, conocido como el límite de Betz, indica que la máxima potencia que una turbina ideal va a poder transformar es un 59.3% de la potencia total disponible en el viento. Hasta la fecha no se ha podido construir ninguna turbina eólica que supere este límite de eficiencia.

Adicionalmente, para evitar errores de cálculo en las situaciones extremas de operación donde el comportamiento del flujo se escapa de los modelos supuestos para el análisis de Betz, se define la velocidad específica λ como la razón entre la velocidad de la punta de las aspas y la velocidad del viento:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U} = \frac{2\pi N * R}{U} \quad (2.18)$$

Donde “R” corresponde al radio del rotor, “ ω ” corresponde a la velocidad angular del rotor y “N” a la velocidad rotacional de éste.

El coeficiente de potencia, junto con la velocidad específica, son números adimensionales que se utilizan para caracterizar y comparar diferentes modelos y diseños de máquinas eólicas.

Otra característica importante para la clasificación de aerogeneradores es su principio fundamental de funcionamiento. Estos pueden ser la sustentación (*Lift*) o el arrastre (*Drag*), siendo este último el principio en el cual se basa el funcionamiento de las turbinas Savonius.

La fuerza de drag sobre un cuerpo se define como la fuerza ejercida en la misma dirección del flujo y se puede expresar como:

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A U^2 \quad (2.19)$$

Donde C_D corresponde al coeficiente de arrastre, un número adimensional que se utiliza para cuantificar la resistencia aerodinámica de un cuerpo sumergido en un fluido. Depende fuertemente de la geometría y orientación cuerpo en cuestión. Entre más pequeño es este número, indica una menor resistencia. El área considerada para el cálculo del Drag no corresponde a la superficie total del cuerpo, sino que al área que este proyecte sobre un plano perpendicular a la dirección del flujo; por ejemplo, si el cuerpo es un cilindro, el área corresponderá a un círculo cuando el flujo sea perpendicular a las bases, y será un rectángulo cuando el flujo sea perpendicular al manto.

En la figura 9, se muestra una gráfica de C_p vs λ donde se pueden ver los rangos de operación de diferentes turbinas comparadas con el límite ideal.

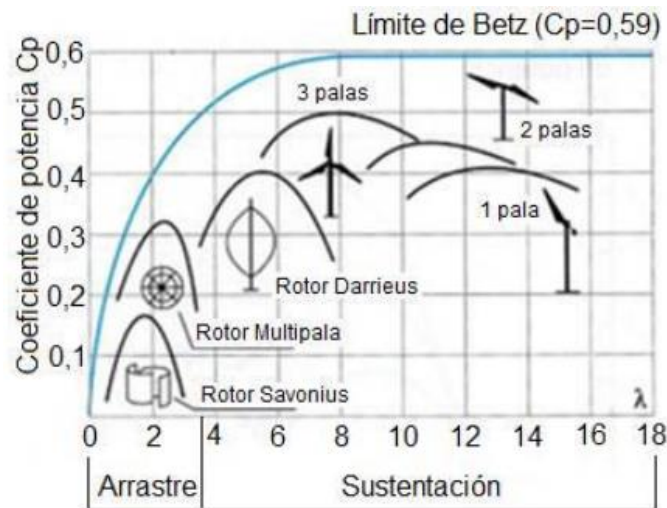


Figura 8, Coeficientes de potencia en función de la velocidad específica [25].

En la gráfica anterior se puede apreciar una división entre los rotores según si la propulsión del movimiento se debe a fuerzas de sustentación (*Lift*), o de arrastre (*Drag*). También se puede ver que las turbinas propulsadas por *Lift* operan a mayores velocidades específicas con mejores coeficientes de potencia que las propulsadas por *Drag*. Vale la pena mencionar que incluso las turbinas dentro de la zona de propulsión por arrastre se ven apoyadas ligeramente por un efecto sustentación que les permite alcanzar velocidades específicas mayores a 1.

Incluso dentro de un mismo tipo de turbina eólica, como son las Savonius, existen una gran variedad de modelos con diferentes ventajas y desventajas. El año 2014, Palencia, Jiménez y Utria [12] realizaron un modelado computacional de turbina Savonius con la finalidad de encontrar los mejores coeficientes de potencia y torque entre 5 modelos diferentes de rotores, los cuales incluyeron un rotor bipala clásico, uno bipala modificado para tener mejor eficiencia que el tradicional, un modelo tripala, un modelo helicoidal y un modelo de dos niveles, los cuales se muestran en la figura 10.

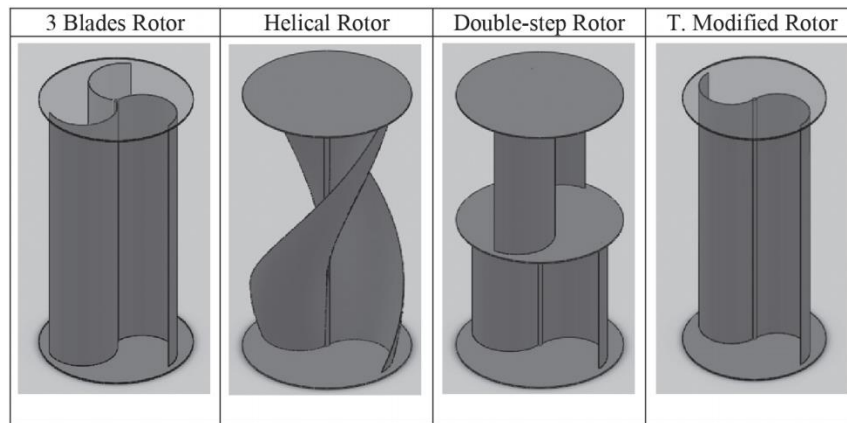


Figura 9, Modelos de rotores Savonius utilizados en el estudio de Palencia et al, 2014 [12].

En las figuras 11 y 12 se pueden observar los gráficos de coeficientes de potencia y torque respecto del ángulo de giro del rotor determinados en el mencionado estudio:

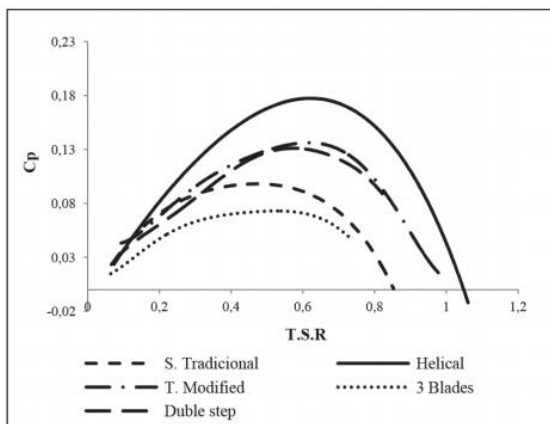


Figura 10, Coeficientes de potencia en función del ángulo ángulo de giro del rotor [12] .

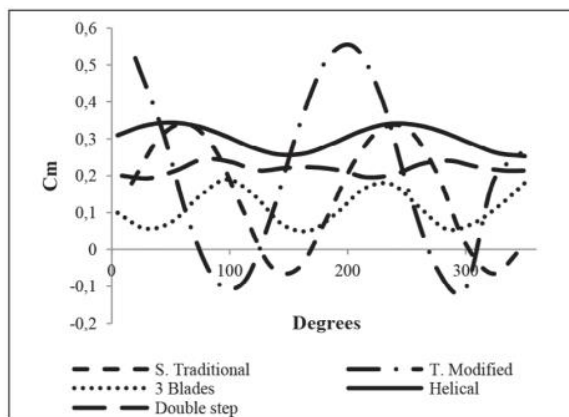


Figura 11, Coeficientes de torque en función del de giro del rotor [12].

De este estudio se extrae que la turbina Savonius de rotor helicoidal era la más eficiente de todas, con un torque más estable. Esto se incluye como antecedente relevante al considerar la geometría del prototipo AERO U MAX de la empresa MOIER.

Otra ventaja que aportan los álabes helicoidales es que evitan el estancamiento del flujo dentro de ellos, lo que permite que toda la interacción entre el rotor y el viento sea más “fluida”.

3. Estado del arte

3.1 Estudio Científico

3.1.1 “Performance and flow field evaluation of a Savonius rotor tested in a wind tunnel”

En este estudio, los autores realizaron pruebas sobre un prototipo de rotor Savonius construido a partir de una tubería de PVC de 200 [mm] de diámetro, en el túnel de viento del Departamento de Mecánica, Matemática y Administración (DMMM) del *Politécnico di Bari*.

El túnel de viento del *Politécnico di Bari* es uno subsónico de ciclo cerrado. La velocidad máxima que alcanza en la zona de pruebas es de 40 [m/s]. Su configuración con álabes aerodinámicos en las curvas permite una distribución de velocidad uniforme y con bajo nivel de turbulencia. El movimiento del aire lo genera un ventilador axial, accionado por un motor asíncrono de 55 [kW].

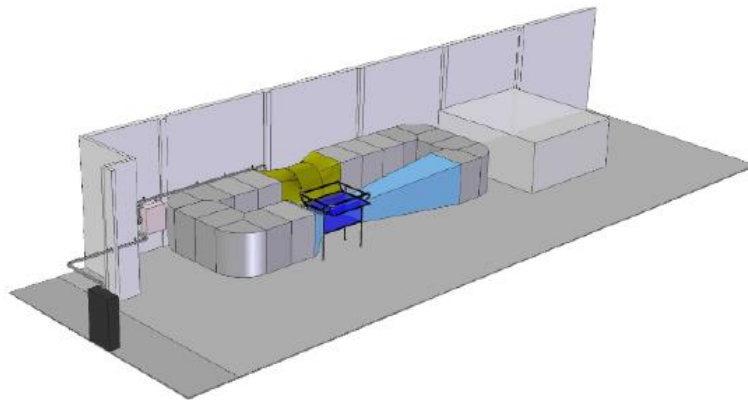


Figura 12, Esquema en CAD del túnel de viento en el DMMM [15].

La zona de prueba tiene 2.32 [m] de largo con una sección transversal de 1x1 [m²], hecha de láminas de policarbonato transparente, montadas sobre un marco de aluminio. Sobre la zona de prueba hay un robot cartesiano tridimensional, equipado con cuatro motores (mostrado en la figura 14), el cual permite posicionar con precisión los anemómetros de hilo caliente para el análisis del flujo.

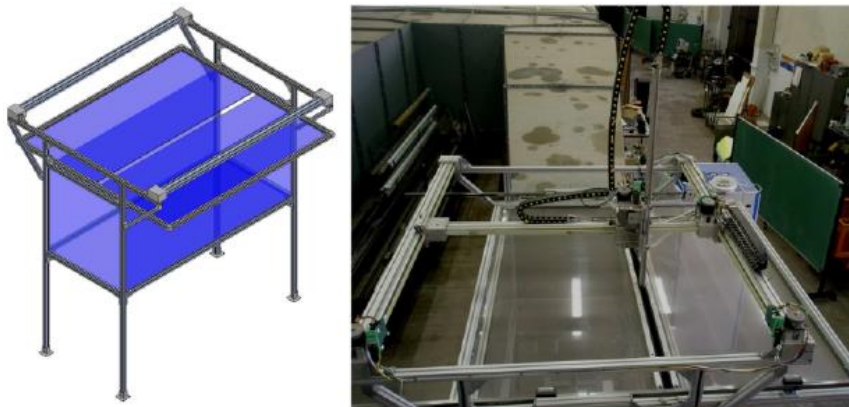


Figura 13, zona de prueba y estructura de robot cartesiano en el túnel de viento del DMMM [15].

El túnel de viento está equipado con hardware para los sistemas de control, adquisición y procesamiento de información; un computador con interfaz A/D y tableros de interfaz digital; tableros en serie RS232/RS422/RS485 para el manejo de la comunicación vía modbus con el inversor que maneja el ventilador; entorno de LabVIEW para la adquisición y procesamiento de data; un disco duro externo para almacenamiento de data.

Para las mediciones del campo de flujo, los autores definieron diferentes planos de investigación, que se pueden observar en la siguiente figura:

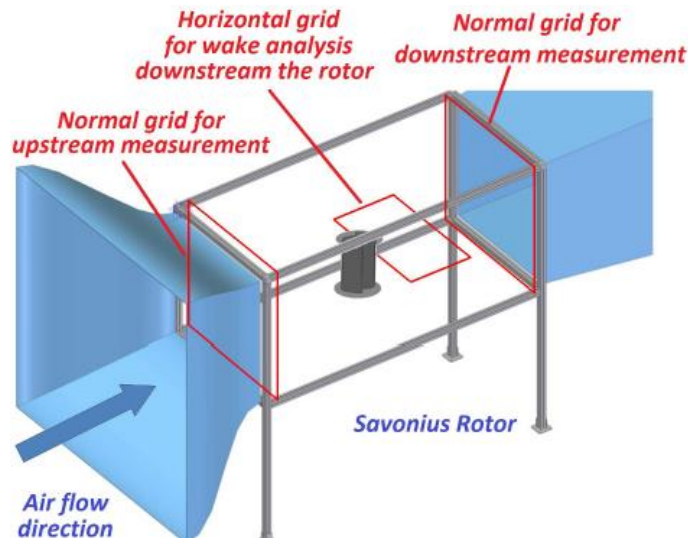


Figura 14. Posición de los planos de investigación [15].

En primera instancia, se definió una malla vertical de rectangular 600×772 [mm²] con 81 nodos (9 columnas distanciadas a 96.5 [mm] horizontalmente (eje X), y 9 filas distanciadas a 75 [mm] verticalmente (eje Z)) para la instalación de los anemómetros de hilo caliente. Esta malla vertical se utiliza para los dos planos verticales antes y después del rotor. Por otra parte, para investigar la estela tras el rotor, se definió una malla horizontal 220 [mm] aguas abajo del rotor, caracterizada por 13 nodos separados a 64.3 [mm] transversales al flujo (eje X), y 16 nodos separados a 22.2 [mm] paralelos al flujo (eje Y). Ambos mallados se pueden ver en la figura presentada a continuación.

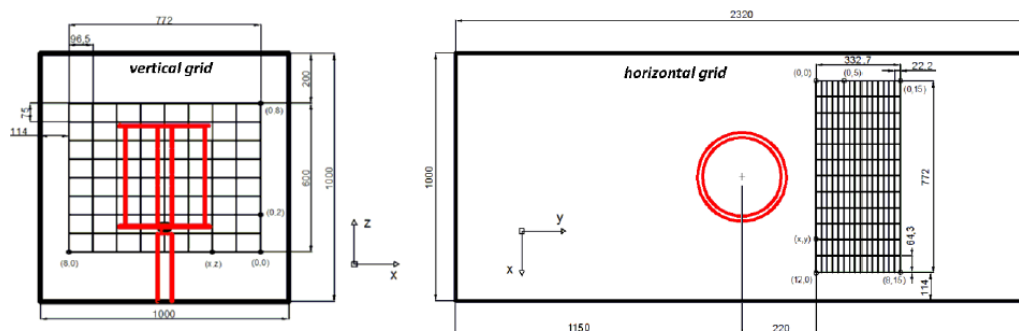


Figura 15. Mallas Verticales (izquierda) y horizontal (derecha) para el posicionamiento de sensores. En rojo se muestra la disposición del rotor Savonius dentro de la zona de prueba [15].

El instrumento de medición utilizado en este estudio corresponde a la sonda de alambre miniatura de sensor único Dantec 55P11. El cable se suelda directamente en las puntas y su largo completo actúa como sensor. El cuerpo de la sonda es un tubo cerámico de 1.9 [mm] de espesor, equipado con pines Conectores chapados en oro que conectan a los soportes en un arreglo de enchufe macho y hembra.

Para el estudio del comportamiento de la estela tras el rotor, la toma de datos se hizo cada $4,5^\circ$ de rotación del rotor, lo que significa 80 muestras por revolución. Durante las experiencias, la turbina rotó a 300 rpm, que significa 0.2 segundos por rotación, lo que dio una tasa de muestreo de 400 [Hz]. Cada prueba duró 105 revoluciones (20 segundos aproximadamente), que significó 8400 datos disponible durante cada de medición.

Para el estudio del comportamiento de la turbina en dentro del dominio de frecuencia, la técnica de muestreo fue cambiada por tomas de datos continuas e independientes de la posición angular del motor, con una tasa de muestreo de 1 [kHz].

Finalmente se compararon los resultados de ambos muestreos.

3.1.2 “Aerodynamic Analysis of a Three-Bladed Pivoted Savonius Wind Turbine: Wind Tunnel Testing and Numerical Simulation”

En este estudio, los autores estudian experimentalmente los efectos de colocar discos en los extremos de los álabes y la razón entre el largo de los álabes con el diámetro del rotor sobre el torque de la turbina y el coeficiente de potencia. Los resultados del estudio numérico fueron comparados con los experimentales para verificar la validez de los primeros.

Para las mediciones se utilizó un túnel de viento de circuito abierto de baja velocidad, el cual se encuentra en la Universidad Ferdowsi de Mashhad. La zona de pruebas tiene un largo de 2000 [mm] con una sección transversal de 600 x 600 [mm]. Se muestra a continuación, en la imagen 9, el arreglo experimental en el laboratorio.



Figura 16, Arreglo experimental en la Universidad Ferdowsi de Mashhad [17].

El ensamblaje de turbina y el arreglo para la medición de torque se ubican 300 [mm] aguas debajo de la salida del túnel. Para la aplicación del torque deseado para las pruebas, se utiliza una polea anexada a la turbina, como se muestra en la imagen 10, la polea se conecta a dos medidores de cargas mediante una cuerda. La polea gira mientras que la cuerda se mantiene estática. La fuerza de roce se mide como la diferencia entre los valores de los medidores de carga. El torque al freno se calcula finalmente como esta fuerza de roce multiplicada por el radio de la polea.

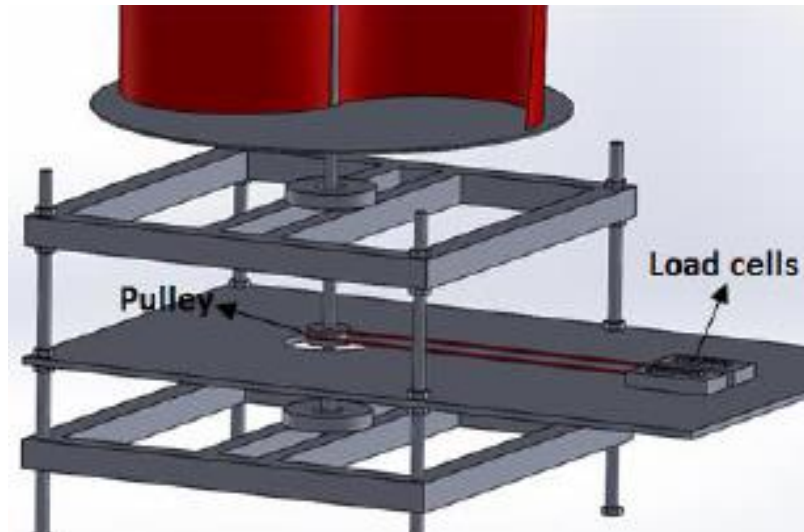


Figura 17, Esquema del dispositivo para medición de torque [17].

Para la medición de la velocidad del viento se utilizó un anemómetro Lutron AM-4200, con una precisión de 0.1 [m/s], y un rango de operación de 0.8 a 30 [m/s]. La velocidad rotacional del rotor se midió utilizando un tacómetro óptico Compact Instruments CT6/LSR, con un rango operacional de 3 a 99999 rpm y una precisión del 0.05%. La captura de imágenes a alta velocidad se realiza por medio de una cámara SONY A6300 con una tasa de captura de 120 cuadros por segundo.

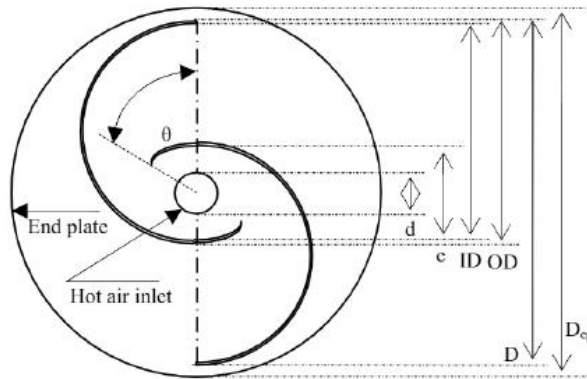
Los resultados de torque y C_p fueron tabulados respecto de ángulos de giro y velocidad específica de giro.

3.1.3 “Geometrical optimization of a swirling Savonius wind turbine using an open jet wind tunnel”

En este estudio, los autores llevaron a cabo experimentos con un túnel de viento para optimizar la geometría de una turbina Savonius de remolinos (“*swirling Savonius turbine*”), en términos de maximizar el coeficiente de potencia considerando distintos parámetros de diseño.

La configuración experimental consiste en una estructura de banco de pruebas que alberga la turbina y una cámara de generación de aire caliente, un túnel de viento e instrumentos de medición. La turbina Savonius de remolinos es muy similar al modelo convencional, sus

modificaciones consisten en que los extremos interiores de los álabes cilíndricos se extienden más allá para construir una cámara de vórtices. En la siguiente imagen se muestran un esquema y una foto del rotor descrito.



(a) Blade geometry on the bottom end plate



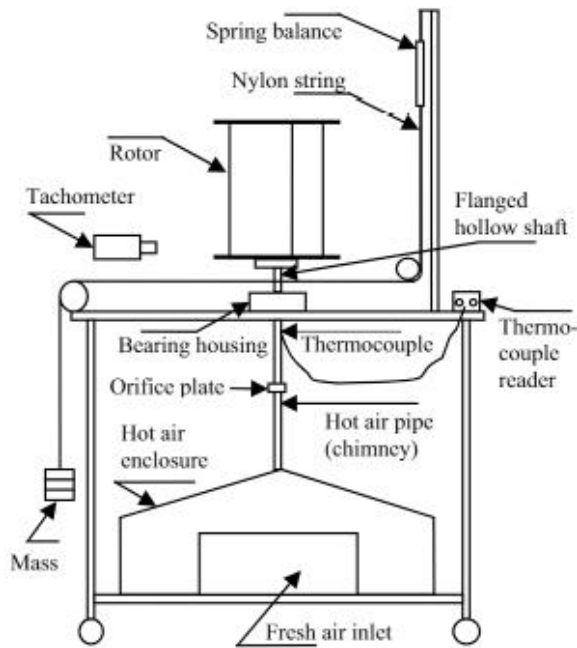
(b) Photographic view

Figura 18, (a) Esquema de Turbina Savonius arremolinada.

(b) Fotografía del rotor. [18]

El túnel de viento utilizado para el experimento es uno de circuito abierto, impulsado por dos ventiladores con rotaciones contrarias. La salida del aire es circular y tiene un diámetro de 500 [mm]. El control de velocidad disponible consiste en el bloqueo de la succión de aire a la entrada o con el uso de un amortiguador ajustable en el túnel. El banco de pruebas se ubicó a 3060 [mm] de distancia aguas abajo de la salida del túnel de viento, de manera tal que el centro del rotor estuviese alineado con el centro del túnel para obtener un flujo uniforme. El rotor y los instrumentos de medición se posicionaron sobre el banco de pruebas y la cámara de calor se ubicó bajo banco. Como se puede observar en la imagen 14. Una tubería de acero inoxidable de 50 [mm] de diámetro se utilizó como chimenea para guiar el aire caliente de la cámara de calor hacia la cámara de vórtices.

Se insertó una termocupla tipo K al extremo superior de esta chimenea para medir la temperatura del aire en ese punto. Un anemómetro de hilo caliente fue utilizado para medir la velocidad del viento y un freno de cuerda dinamométrico fue utilizado para aplicar una carga de freno a la turbina Savonius y para medir el torque del rotor. El freno de cuerda dinamométrico consiste en un plato de pesaje, dos poleas y una balanza de resorte. El plato de pesaje y la balanza fueron conectados a través de un hilo de pesca de nylon de 0.4 [mm] de diámetro, el cual pasaba por ambas poleas y daba una vuelta completa (360°) al eje del rotor. En las imágenes a continuación se presentan claramente un esquema y una fotografía de la configuración descrita.



(a) Schematic view



(b) Photographic view

Figura 19, (a) Vista esquemática y (b) fotográfica de la configuración experimental en el laboratorio [18].

Las velocidades del viento fueron medidas 500 [mm] más cerca y 500 [mm] más lejos de la salida del túnel respecto del eje central del rotor. Para medir estas velocidades, se dividió el área proyectada por el rotor en mallas de 3 x 3 nodos equidistantes donde se tomaron mediciones. Luego el valor promedio de cada área proyectada fue utilizado para calcular los parámetros de desempeño de la turbina.

A los rotores se les indujo rotación desde una condición sin carga, la velocidad rotacional fue capturada con un tacómetro digital cuando el rotor alcanzó un estado estable (periódico). A los rotores se les añadió carga gradualmente (50 [gr] de masa cada vez) hasta que la carga provocó su detención completa. Las lecturas de la balanza y pesos muertos fueron registradas y luego utilizadas para computar torque y potencia al freno.

Todos los parámetros de diseño estudiados a través de pruebas realizadas en este estudio contemplan: relación de superposición de los álabes, ángulo del arco de los álabes, diámetro de entrada de aire caliente y condición de la apertura superior de la cámara de vórtices. Los resultados fueron analizados en base a la influencia de dichos parámetros sobre el desempeño del rotor en la obtención de una geometría óptima que permitiese un máximo coeficiente de potencia.

3.2 Estudio Tecnológico

En la búsqueda de patentes y tecnología comercial existente relacionada se encontraron los siguientes diseños y productos.

3.2.1 Patentes:

3.2.1.1 Mediciones de velocidad utilizando un sensor piezoeléctrico. Aplicantes: University of Texas. Inventores: Aboud, Lin, Love, Tucker. Patente publicada: US2021223281A1. Fecha: 22/07/2021. Resumen: Esta patente proporciona un método para medir el caudal de fluido. Este método comprende colocar un sensor piezoeléctrico en un flujo y medir la salida de voltaje de este sensor provocada por la tensión mecánica del fluido en movimiento. Se calcula un caudal de fluido en base a la salida de voltaje medida de acuerdo con relaciones predefinidas entre la salida de voltaje y varios parámetros físicos.

3.2.1.2 Sistemas y métodos para operación de un anemómetro sónico. Aplicantes: Cornell University, Tufts College, VANDERVAL NEESON INSTRUMENTS LTD. Inventores: Banfield, Neeson, White. Patente publicada: US202107984A1. Fecha: 08/07/2021. Resumen: Esta patente presenta un método para determinar la velocidad del flujo en un entorno de baja presión. El método incluye obtener datos acústicos bidireccionales de una pluralidad de pares de transductores. El método incluye además medir los retrasos de fase correspondientes a los datos acústicos bidireccionales y determinar los tiempos de vuelo bidireccionales utilizando los retrasos de fase. Además, el método incluye calcular una velocidad de flujo del fluido correspondiente a cada par de transductores a partir de los tiempos de vuelo bidireccionales. El método incluye corregir al menos uno de los efectos de la temperatura, los efectos de la presión y los efectos de la estela, utilizando un modelo de sistema. El método incluye además generar un informe que incluye la velocidad de flujo del fluido.

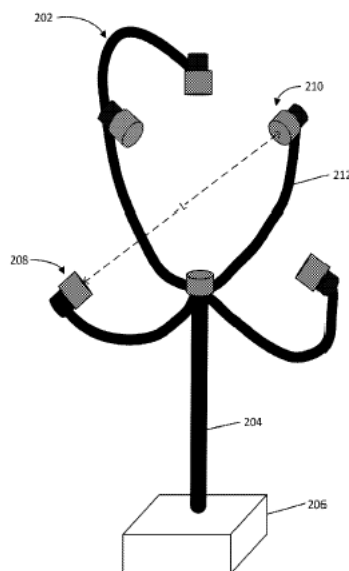


Figura 20, imagen referencial extraída del documento oficial de la patente US202107984A1.

3.2.1.3 Método de medición de eficiencia de turbina eólica de tiempo completo.

Aplicantes: Shenyang Aerospace University. Inventores: Li, Zhang, Zhu. Patente publicada: CN112145376B. Fecha: 29/12/2020. Resumen: La patente se refiere a un método de medición de la eficiencia de un aerogenerador a tiempo completo. El método comprende los pasos en los que se selecciona un campo de viento, se monta un instrumento de recolección de la velocidad del viento, se recolecta la velocidad del viento natural una vez cada 3 [seg] y se recolecta continuamente, el tiempo de recolección de data no es menor a 15 días; el intervalo de extracción de información es de 0,5 [m/s], y el rango de error de la medición es de ± 0.2 [m/s]; se resume la duración acumulada de la velocidad del viento de cada etapa, la duración total de la recolección de la velocidad del viento también se registra, y se calcula un coeficiente de ponderación de la velocidad del viento en cada etapa como la división entre ambos datos. Luego, a través de pruebas en un túnel de viento sobre la turbina eólica objetivo se determina la potencia que ésta es capaz de producir en cada intervalo de velocidad y se calcula la eficiencia. Luego se multiplica la eficiencia de cada intervalo de velocidad con el factor de ponderación por tiempo correspondiente. Finalmente se suman todos los productos para obtener la eficiencia de tiempo completo de la turbina eólica.

3.2.2 Tecnología comercial: Anemómetros

3.2.2.1 Anemómetro de Hilo Caliente: Instrumento utilizado para medir velocidad de fluidos. Consiste en dos sondas unidas con un alambre estirado entre ellas. El material de este alambre suele ser tungsteno, platino o una aleación de platino e iridio. Su principio de funcionamiento se basa en que una corriente eléctrica se hace pasar a través del cable, lo que hace que este se caliente. Conforme el fluido fluye alrededor del hilo, extrae calor de este. Luego, resolviendo una ecuación de balance energético se puede determinar la velocidad del fluido que pasa por el cable. Una ventaja que presentan estos sobre otros anemómetros es que pueden fabricarse de tamaños muy reducidos, lo que minimiza la perturbación del flujo a medir, también son muy sensibles a cambios rápidos en la velocidad del fluido.

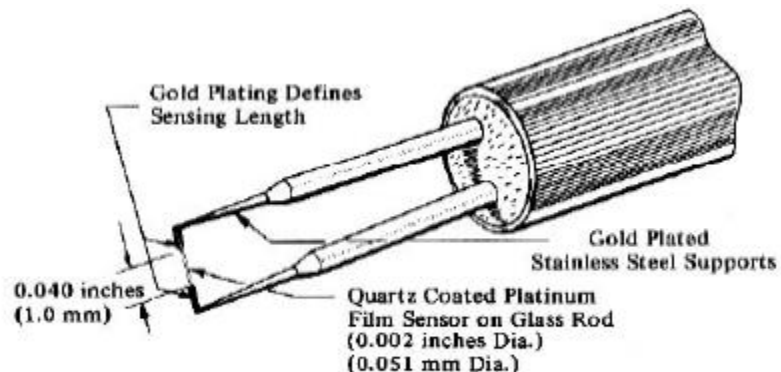


Figure 2: Cylindrical Hot Film Sensor and Support Needles- 0.002" Dia. (0.051 mm)

Figura 21, Sensor de hilo caliente con agujas de soporte [19].

3.2.2.2 Anemómetro de copa o veleta: Anemómetro de uso más común debido a su simpleza. Los modelos más comunes son los de tres palas como el de la imagen 15, este instrumento comparte el mismo principio de funcionamiento que las turbinas savonius; sus aspas tienen geometrías similares a copas que por un lado presentan un mayor coeficiente de arrastre que por el otro, lo que genera un movimiento rotatorio al verse enfrentadas a un flujo de viento, luego, a partir de la velocidad de rotación del rotor se puede determinar la velocidad del flujo.



Figura 22, Anemómetro de copa o veleta [20].

3.2 Normas técnicas y estándares internacionales

La Comisión Electrotécnica Internacional publicó la norma IEC 61400, la cual es un estándar internacional con respecto a turbinas eólicas. Esta norma está conformada por 27 partes, cada una enfocada en un aspecto específico sobre turbinas eólicas.

Las partes relevantes para el alcance de este trabajo son:

IEC61.400-2: Esta parte abarca filosofía de seguridad, aseguramiento de calidad e integridad ingenieril y especifica requerimientos para la seguridad de **pequeñas** turbinas eólicas (SWTs) incluyendo diseño, instalación, operación y mantenimiento, con el objetivo de proveer un apropiado nivel de protección ante daño y peligros de estos sistemas durante su ciclo de vida.

Este estándar abarca todos los subsistemas de las SWT; mecanismos de protección, sistemas eléctricos internos, sistemas mecánicos, estructuras de soporte, fundaciones y la interconexión eléctrica con la carga.

IEC61.400-11: Esta parte de la norma presenta procedimientos de mediciones que permiten caracterizar la emisión de ruido de una turbina.

Estos procedimientos incluyen:

- Ubicación de las posiciones de medición acústica;
- Requerimientos para la adquisición de data acústica, meteorológica y asociada a la operación de turbinas eólicas.
- Análisis de la data obtenida y el contenido para el reporte de ésta; y

- Definición de parámetros específicos para emisiones acústicas, y descriptores asociados que son utilizados para hacer aseveraciones ambientales.

Un método específico para SWT se describe en el Anexo F de esta parte de la norma.

IEC61.400-12: Esta parte de la norma especifica un procedimiento para la medición de las características de desempeño de potencia para una turbina eólica y aplica para la experimentación de turbinas de todos tipos y tamaños conectadas a la red de potencia eléctrica. Además, describe un procedimiento para la medición de las características de desempeño de potencia para una SWT cuando ésta está conectada a la red de potencia eléctrica o a un banco de baterías.

IEC61.400-24: Esta parte de la norma aplica a la protección de generadores y sistemas de potencia eólicos frente a relámpagos. En el Anexo M se refiere a guías y recomendaciones para SWTs.

Este documento define el ambiente de relámpagos para turbinas eólicas y evaluación para turbinas que se encuentren en ese ambiente. Define requerimientos de protección para álabes, otros componentes estructurales y eléctricos y sistemas de control en contra de los efectos directos en indirectos provocados por relámpagos. Métodos de prueba para validar cumplimiento están incluidos.

4 Propuesta de solución tecnológica

Se toma como base la investigación “DISEÑO ESTRUCTURAL E IMPLEMENTACIÓN DEL PROTOCOLO DE PRUEBAS DEL SISTEMA DE ENSAYOS DE MICROREDES DE COGENERACIÓN ELÉCTRICA EN BASE A ENERGÍAS RENOVABLES” de Rodrigo Álvarez [11], dic. 2020, realizada en el Departamento de Mecánica de la Universidad Técnica Federico Santa María, que propone un sistema rígido de canalización de viento para la realización de pruebas en turbinas eólicas.

Para este trabajo, se plantean el diseño, fabricación e instalación en el LER, de un banco de pruebas permita observar directamente el comportamiento de turbinas sometidas a ensayos aerodinámicos, tal y como se trabaja en túneles de viento de circuito abierto. Seguido por el desarrollo de un protocolo de ensayos estandarizados y replicables en este banco de pruebas, el cual será aplicado para el estudio del desempeño del prototipo de turbina Savonius tripala de álabes móviles solicitado por la empresa MOIER.

5 Objetivo General

Realizar ensayos aerodinámicos dentro de un túnel de viento sobre el prototipo de turbina de eje vertical tipo Savonius tripala, con álabes móviles y montada sobre un eje telescópico replegable para poder caracterizar su operación y capacidad de generar potencia mecánica dentro de un ambiente controlado.

6 Objetivos Específicos

- Diseñar un sistema de canalización de viento apto para la realización de pruebas aerodinámicas que cumpla con las normas IEC 61.400-2 sobre pequeñas turbinas eólicas.
- Fabricar y adaptar un sistema de canalización de viento para formar un sistema de túnel de viento de circuito abierto que permita la realización de ensayos aerodinámicos sobre prototipos y modelos pequeños de turbinas eólicas.
- Preparar protocolo de ensayo estandarizado de calibración de sensores y validación de operación de turbinas Savonius en flujos turbulentos.
- Desarrollar estudio experimental de una turbina Savonius tripala de álabes móviles midiendo principales parámetros de funcionamiento (rapidez del viento, turbulencia, velocidad del rotor, torque, entre otros).
- Comparar resultados experimentales con resultados esperados presentados en la literatura para turbinas similares y entregar sugerencias en la optimización del diseño del prototipo.

7 Diseño y construcción del banco de pruebas

Como punto de partida se tomaron los resultados de las simulaciones computacionales de flujo realizadas por Rodrigo Álvarez [11], donde se observa que una longitud de 2.5 [m], con la misma área transversal que la salida del soplador, es una distancia suficiente para que el flujo se desarrolle y logre estabilizarse lo suficiente, sin alcanzar a tener problemas por generación de capa límite. Del mismo estudio se

Luego, a partir de las dimensiones conocidas del prototipo, de 0,5 [m] de alto y 0,8 [m] de diámetro, y considerando tanto el espacio necesario que debe existir entre la punta de los álabes y las paredes de la zona de prueba para evitar que el viento turbulento de rebote afecte la operación del equipo, así como la posibilidad de futuras pruebas con turbinas de eje horizontal y/o prototipos de mayor tamaño, se determinó que la zona de pruebas tuviese un diámetro de 1.5 [m], y geometría cuadrada, por facilidad constructiva.

Para validar este diseño, se hizo un estudio en base a simulaciones computacionales de flujo, con el propósito de verificar que físicamente se pudiesen alcanzar velocidades de viento suficientes en un área transversal mínima para considerar viable este proyecto de banco de pruebas eólicas con la fuente de viento disponible en el laboratorio.

7.1 Simulaciones computacionales

7.1.1 Geometría y mallado:

La geometría para todos los casos fue construida con la herramienta SpaceClaim 2021 R2.

El caso base es el de una canalización recta de 2 metros de longitud, con la misma área transversal que la salida del soplador ($0.548 \times 0.297 \text{ m}^2$), unida a una zona de pruebas cúbica de arista 1.5 m, con un difusor de salida, el cual tiene 0.5 metros de largo y llega a una superficie de salida de $2 \times 2 \text{ m}^2$ (figura 24).

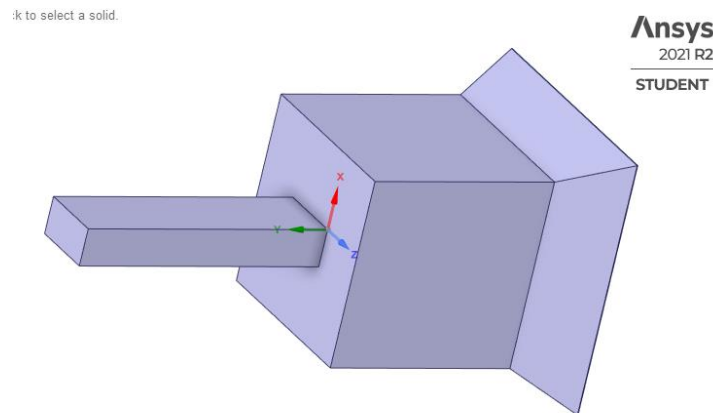


Figura 23, Volumen experimental creado en SpaceClaim 2021 R2. Generación propia.

El mallado utilizado para la resolución por medio de volúmenes finitos contó con 61581 nodos y 322784 elementos. Las características principales del mallado son detalladas en la siguiente figura:

Defaults		Quality	
Physics Preference	CFD	Check Mesh Quality	Yes, Errors
Solver Preference	Fluent	☐ Target Skewness	Default (0.900000)
Element Order	Linear	Smoothing	Medium
☐ Element Size	Default	Mesh Metric	None
Export Format	Standard	Inflation	
Export Preview Surface Mesh	No	Use Automatic Inflation	None
Sizing		Inflation Option	Smooth Transition
Use Adaptive Sizing	Yes	☐ Transition Ratio	0,272
Resolution	7	☐ Maximum Layers	5
Mesh Defeaturing	Yes	☐ Growth Rate	1,2
☐ Defeature Size	Default	Inflation Algorithm	Pre
Transition	Slow	View Advanced Options	No
Span Angle Center	Fine	Advanced	
Initial Size Seed	Assembly	Number of CPUs for Parallel...	Program Controlled
Bounding Box Diagonal	4,8827 m	Straight Sided Elements	
Average Surface Area	1,1705 m ²	Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Minimum Edge Length	5,e-003 m	Triangle Surface Mesher	Program Controlled
		Topology Checking	Yes
		Pinch Tolerance	Please Define
		Generate Pinch on Refresh	No

Figura 24, Parámetros del mallado definido para cálculo por medio de método de volúmenes finitos. Generación propia.

La resolución utilizada fue la máxima posible para este y todos los casos (7, en una escala de 1 a 7).

Luego, el mallado para el caso canónico sin difusor previo a la zona de pruebas se puede observar en la siguiente figura:

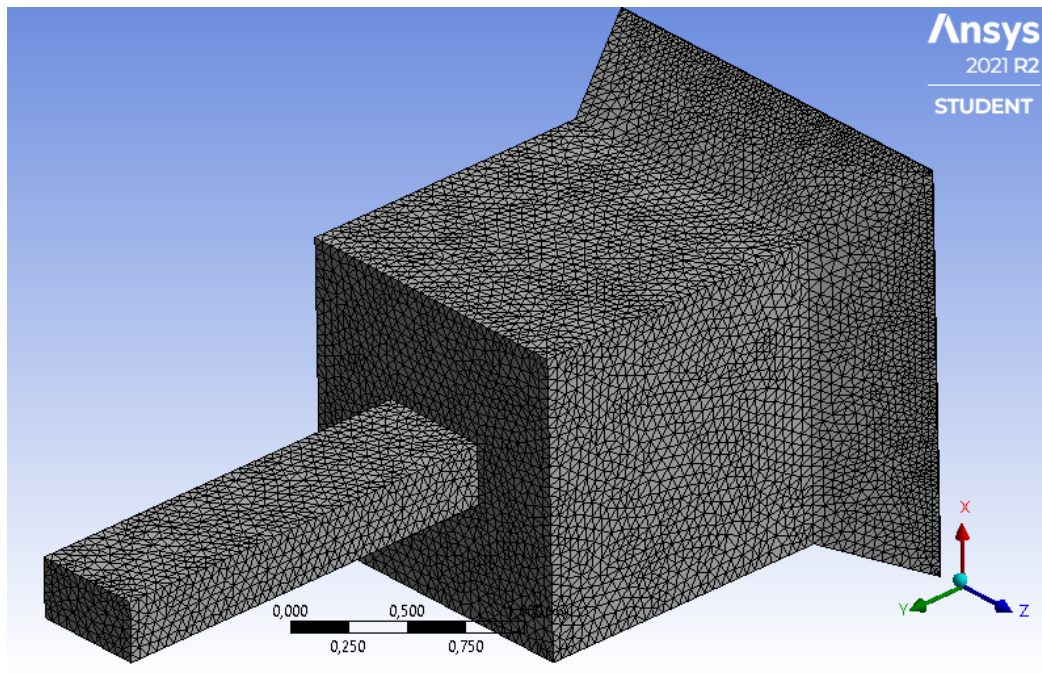


Figura 25, Mallado definido para el cálculo por el método de volúmenes finitos. Generación propia.

Las condiciones de borde definidas para este volumen fueron las siguientes:

- Entrada (Inlet): velocity-inlet, velocidad de entrada del viento de 25 m/s, ubicada en la sección pequeña al comienzo de la canalización. Se determinó que esta era la máxima velocidad de viento que el soplador presente en el laboratorio podía generar consistentemente.
- Paredes (walls): Paredes que no aportan calor ni temperatura, sólo condición de no deslizamiento (No Slip).
- Salida (Outlet): Pressure-outlet, salida con nula presión manométrica ($P = 0$ atm), ubicada tras la expansión del difusor de salida.

7.1.2 Resultados de las simulaciones

Caso original, manga de 2 m de largo sin difusor, difusor de salida de 0.5 m de largo.

Velocidad:

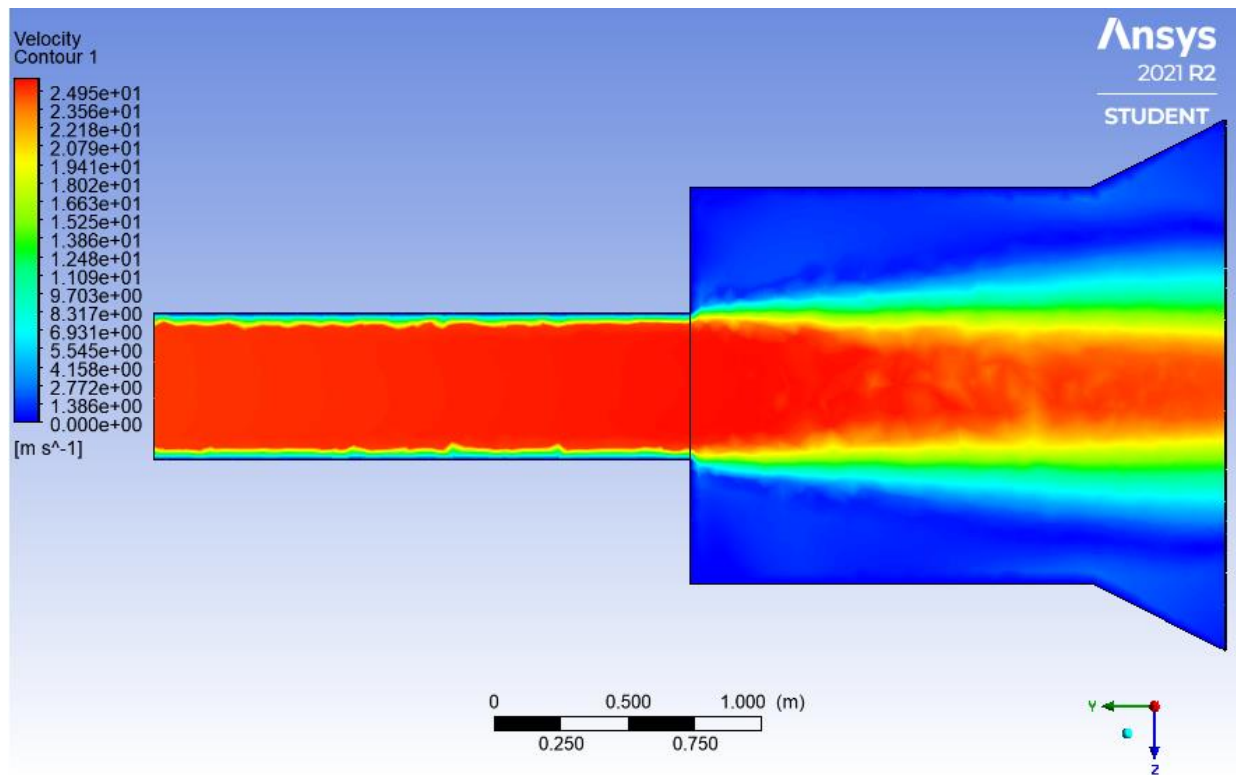


Figura 26, distribución de velocidad para caso canónico de estudio.

Presión:

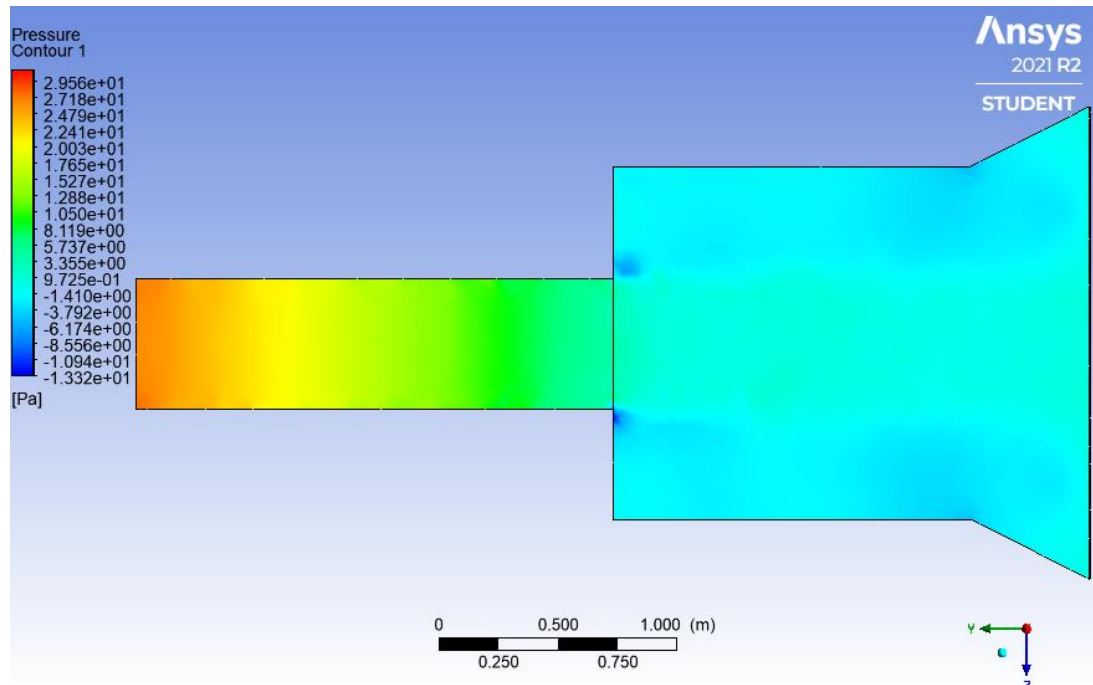


Figura 27, distribución de presión para caso canónico de estudio.

Energía cinética turbulenta:

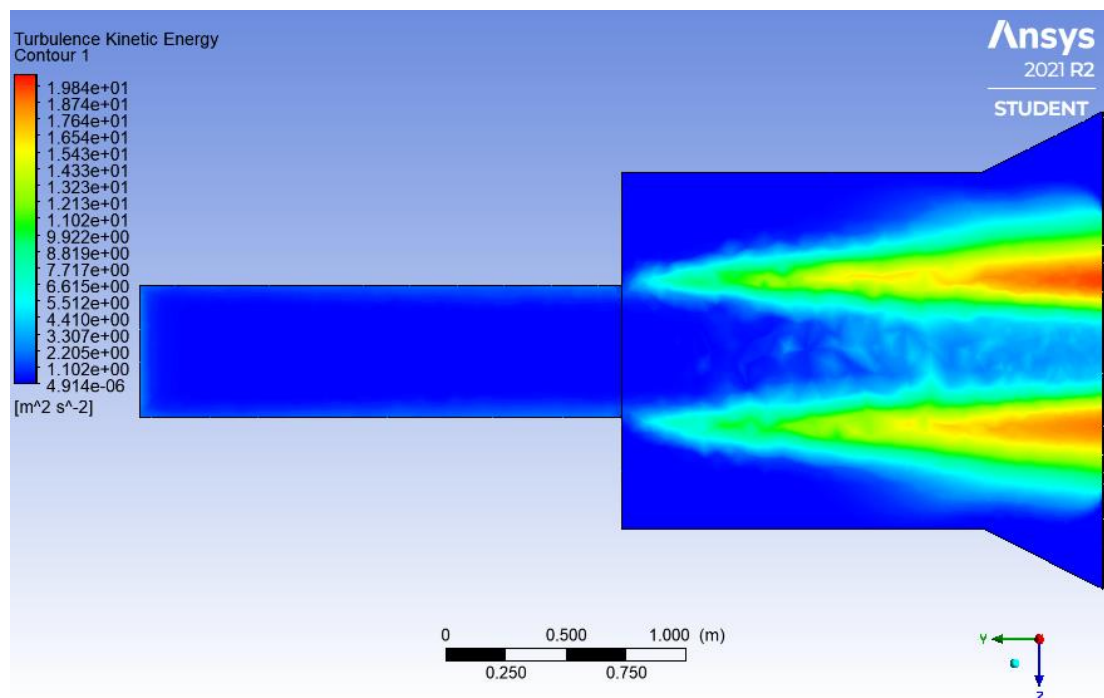


Figura 28, distribución de energía cinética turbulenta para caso canónico de estudio.

Para efectos de presentación de resultados, en todos los casos se mostrarán los parámetros evaluados en un plano paralelo al piso que atraviesa el volumen a media altura, por ser considerados más importantes los efectos visibles en este plano que en cualquier otro.

El comportamiento de la presión en este ensayo es opuesto al esperado, usualmente se esperaría que la presión aumente en la zona de prueba donde el flujo desacelera.

7.1.2.1 Primera variación:

A la manga se le sumó un difusor con 5° de apertura y 0.5 m de largo justo antes de la zona de pruebas. También se alargó el difusor de salida para ser de 1 m de largo.

Velocidad:

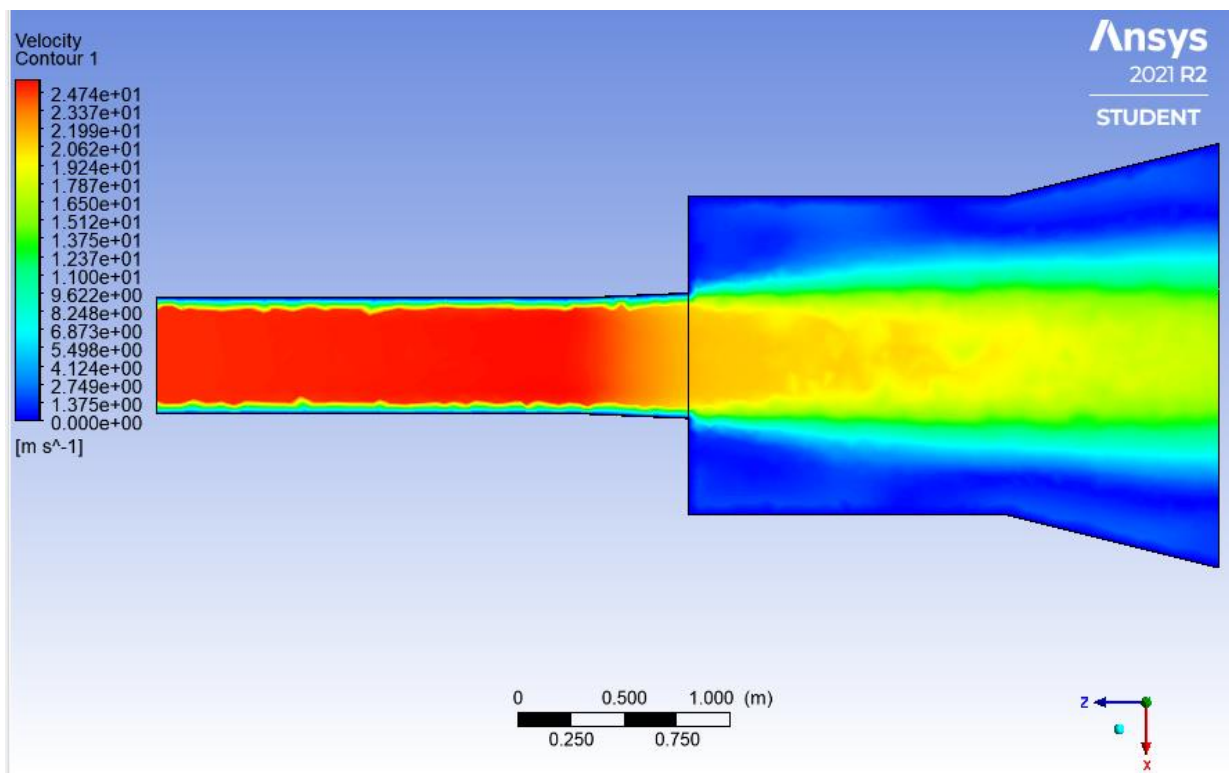


Figura 29, distribución de velocidad para primera variación del estudio.

Presión:

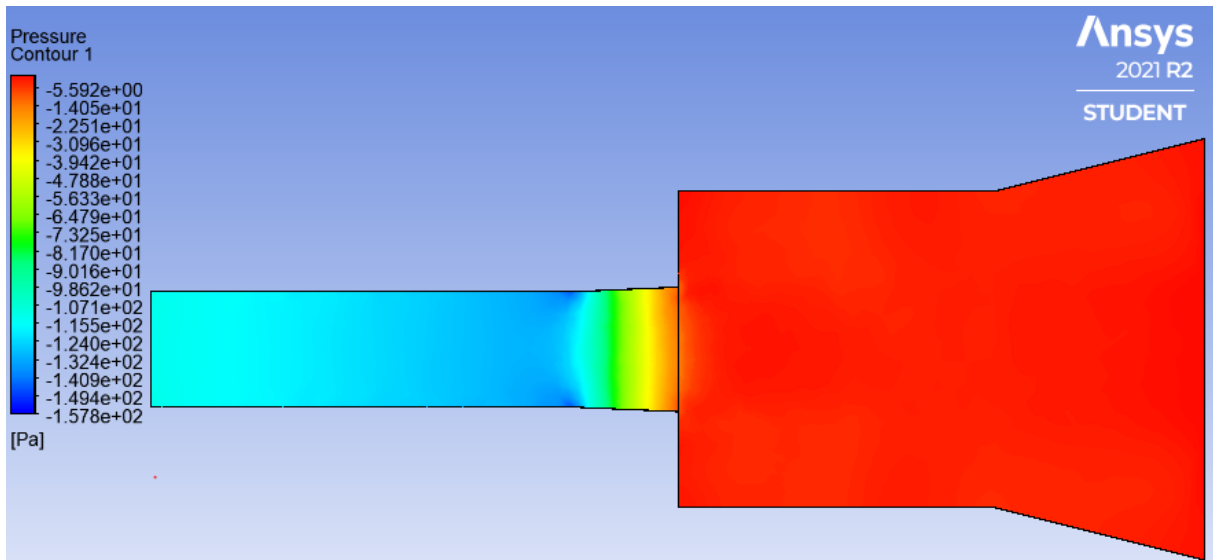


Figura 30, distribución de presión para primera variación del estudio.

Energía cinética turbulenta:

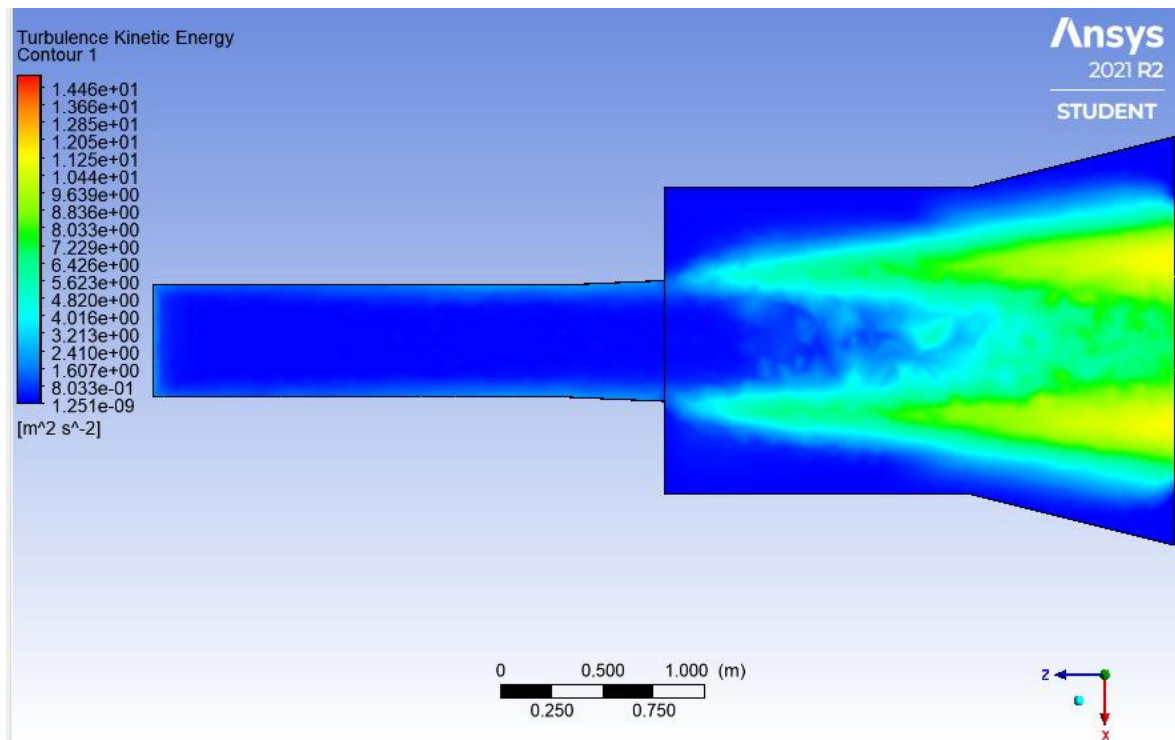


Figura 31, distribución de energía cinética turbulenta en primera variación del estudio.

7.1.2.2 Segunda variación:

A la manga se le sumó un difusor con 10° de apertura y 0.5 m de largo justo antes de la zona de pruebas. También se alargó el difusor de salida para ser de 1 m de largo.

Velocidad:

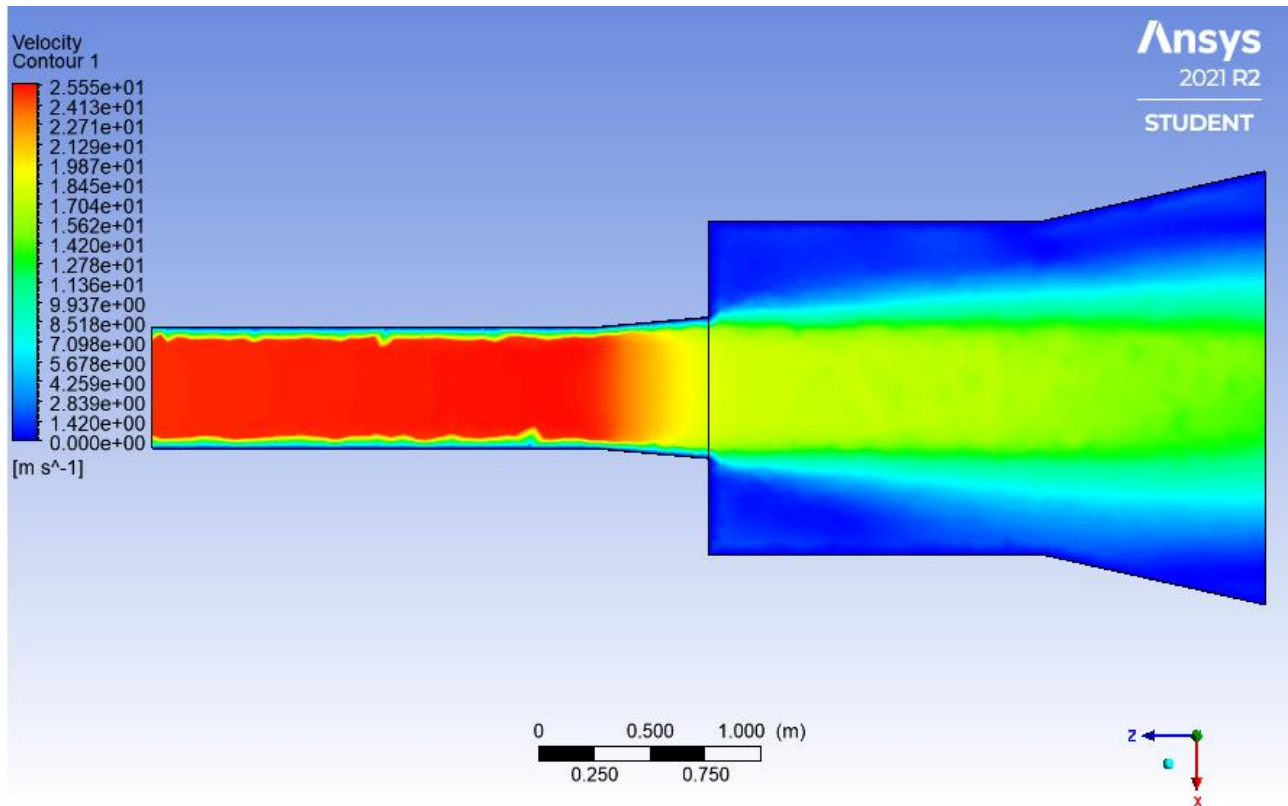


Figura 32, Distribución de velocidad en segunda variación del estudio.

Presión:

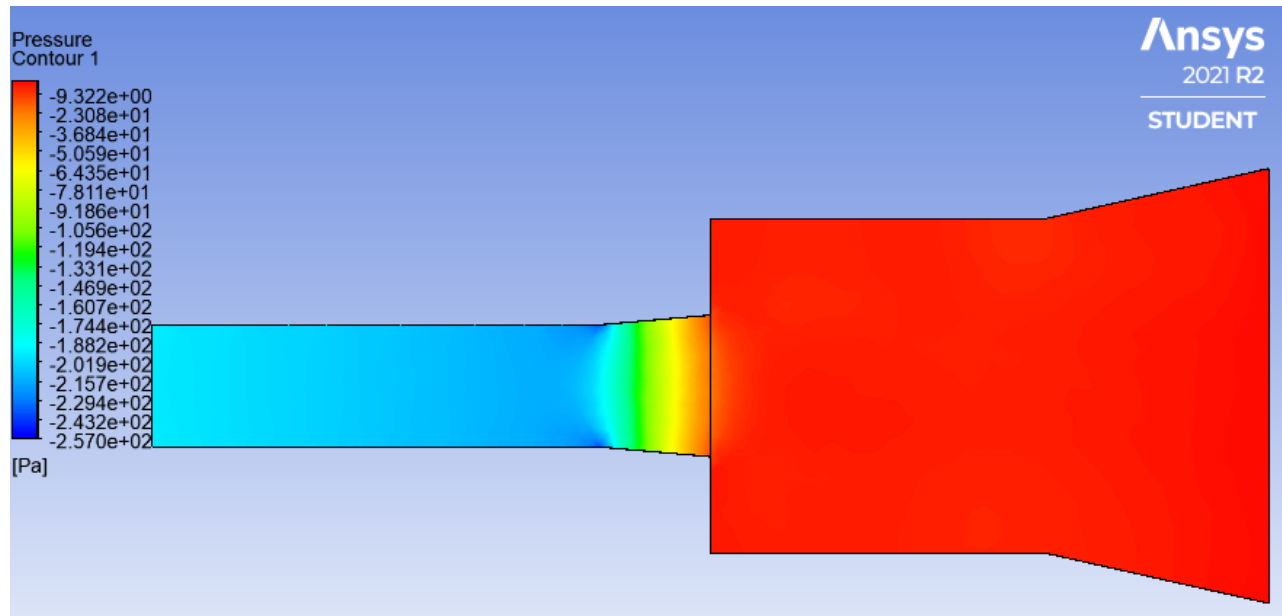


Figura 33, Distribución de presión en segunda variación del estudio.

Energía cinética turbulenta:

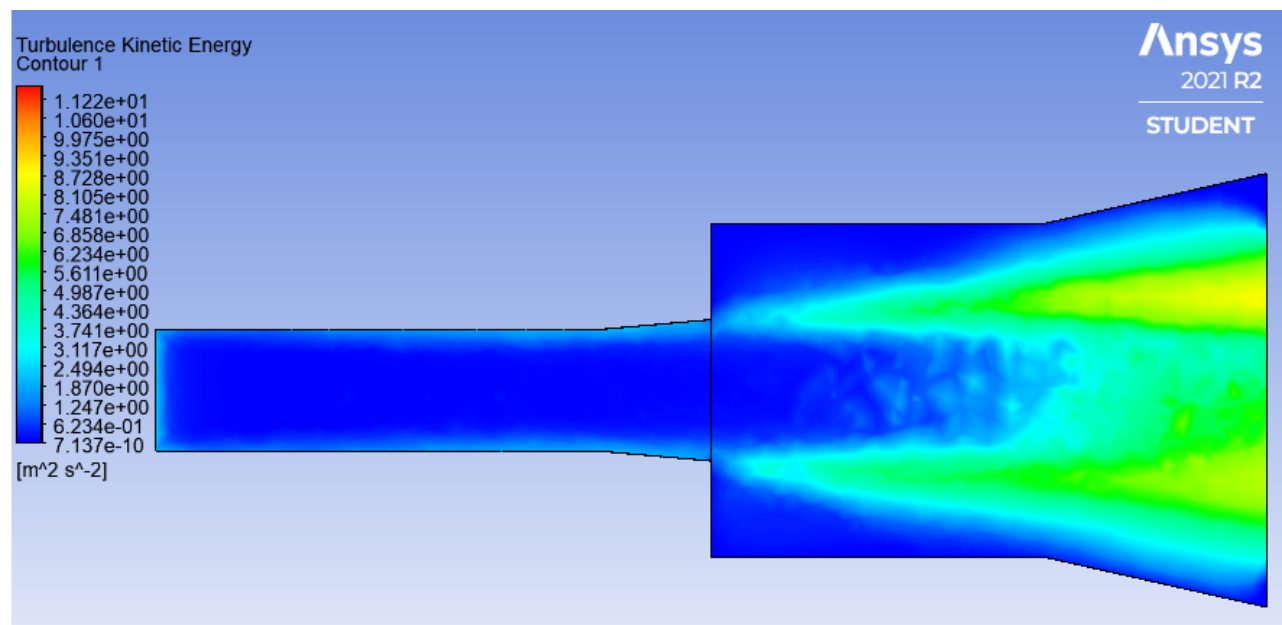


Figura 34, Distribución de energía cinética turbulenta en segunda variación del estudio.

7.1.2.3 Tercera variación:

A la manga se le sumó un difusor con 10° de apertura y 0.25 m de largo justo antes de la zona de pruebas. También se alargó el difusor de salida para ser de 1 m de largo.

Velocidad:

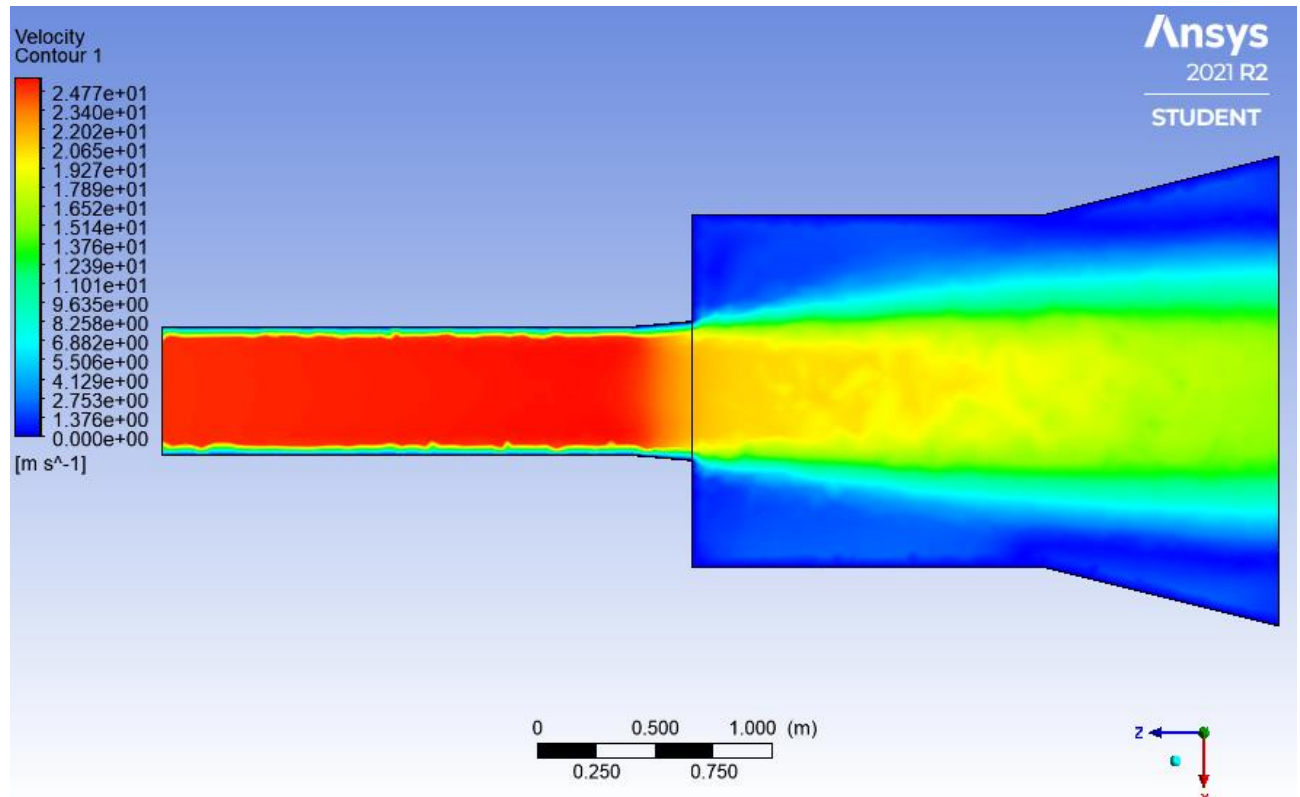


Figura 35, Distribución de velocidad en tercera variación del estudio.

Presión:

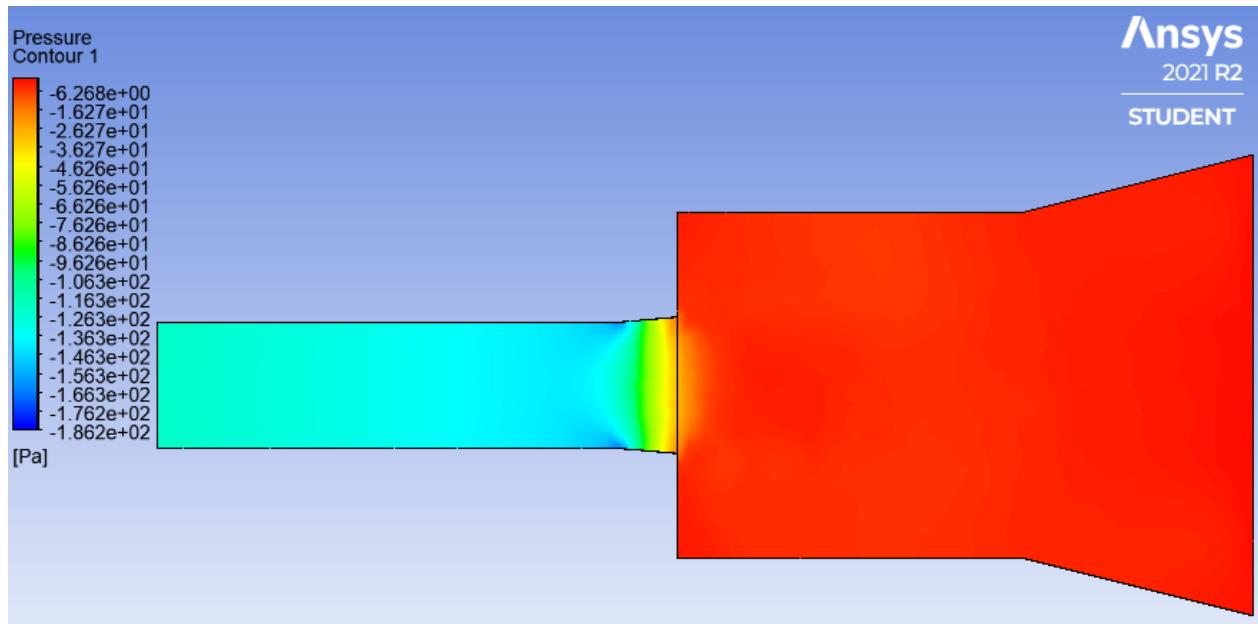


Figura 36, Distribución de presión para tercera variación del estudio

Energía cinética turbulenta:

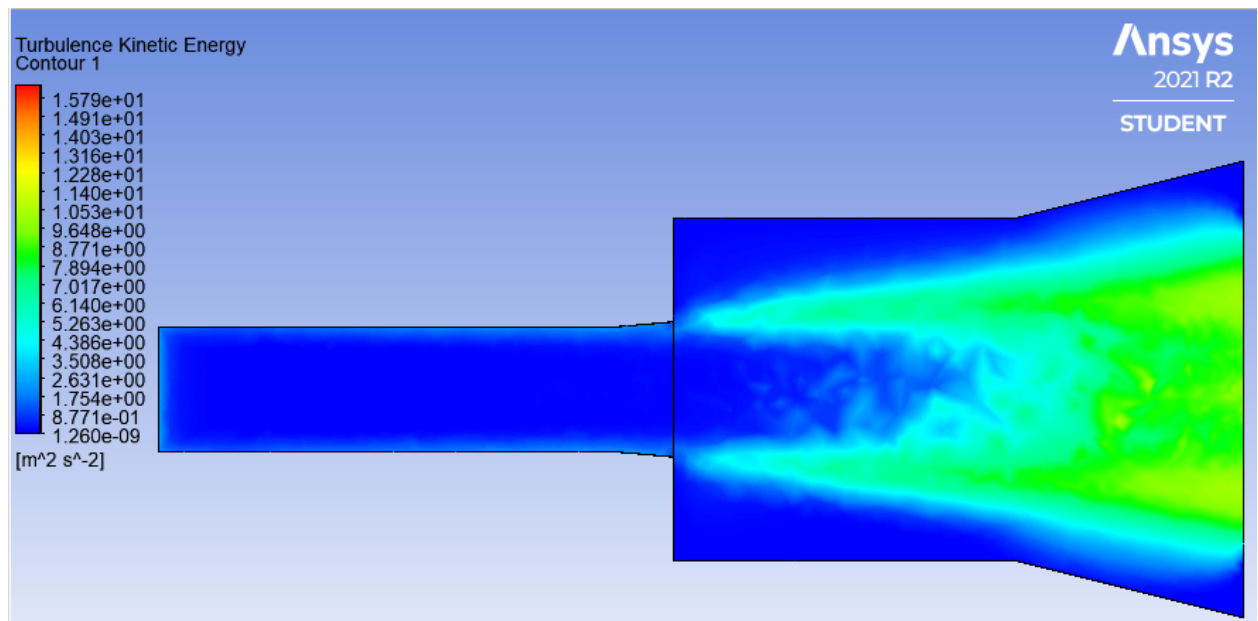


Figura 37, Distribución de energía cinética turbulenta para tercera variación del estudio.

7.1.2.4 Cuarta variación:

A la manga se le sumó un difusor con 20° de apertura y 0.25 m de largo justo antes de la zona de pruebas. También se alargó el difusor de salida para ser de 1 m de largo.

Velocidad:

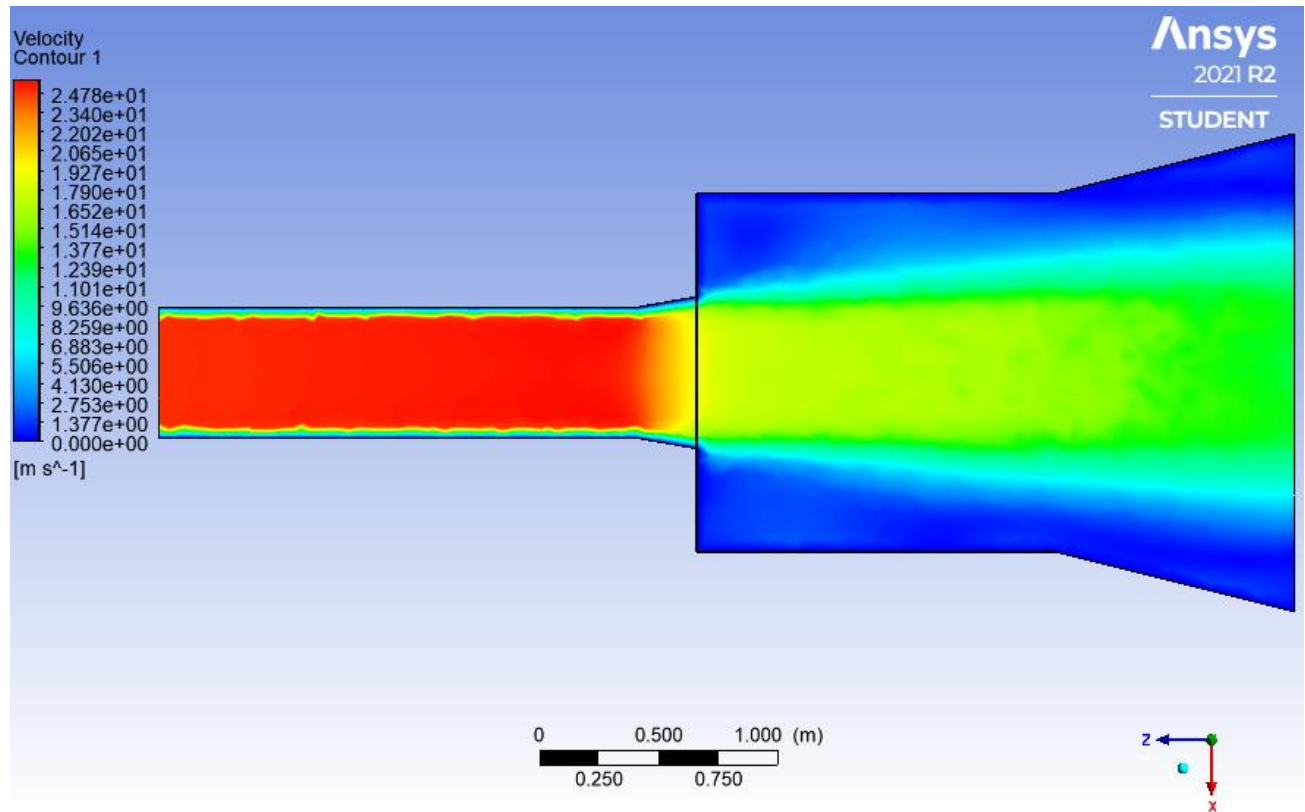


Figura 38, Distribución de velocidad en cuarta variación del estudio.

Presión:

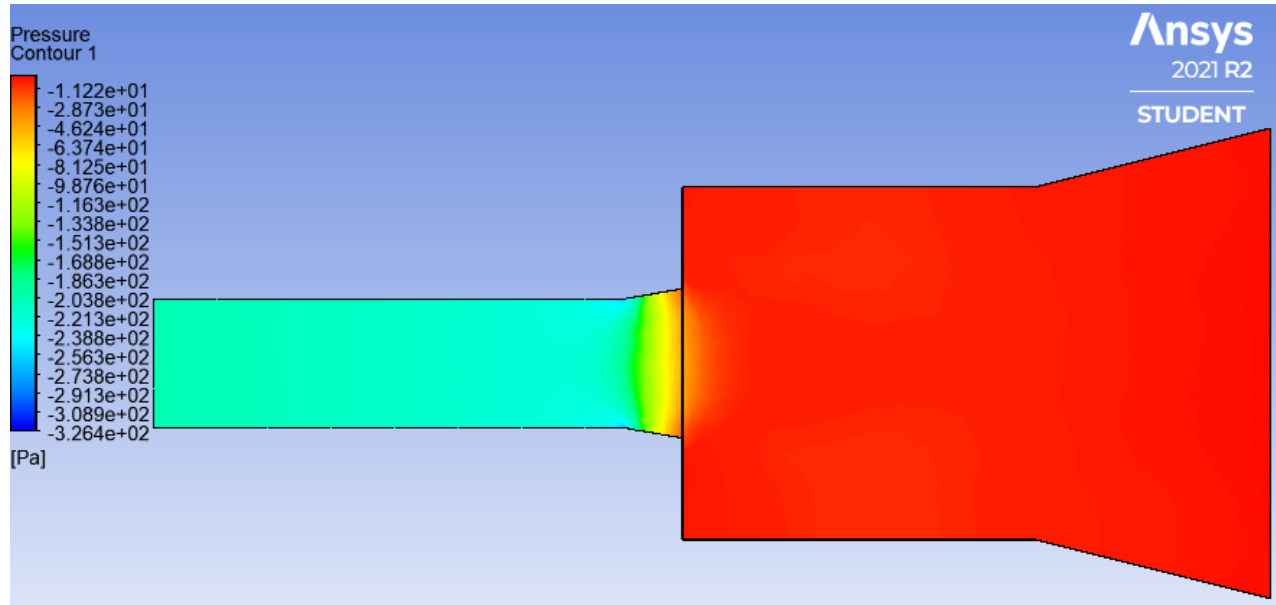


Figura 39, Distribución de presión en cuarta variación del estudio.

Energía cinética turbulenta:

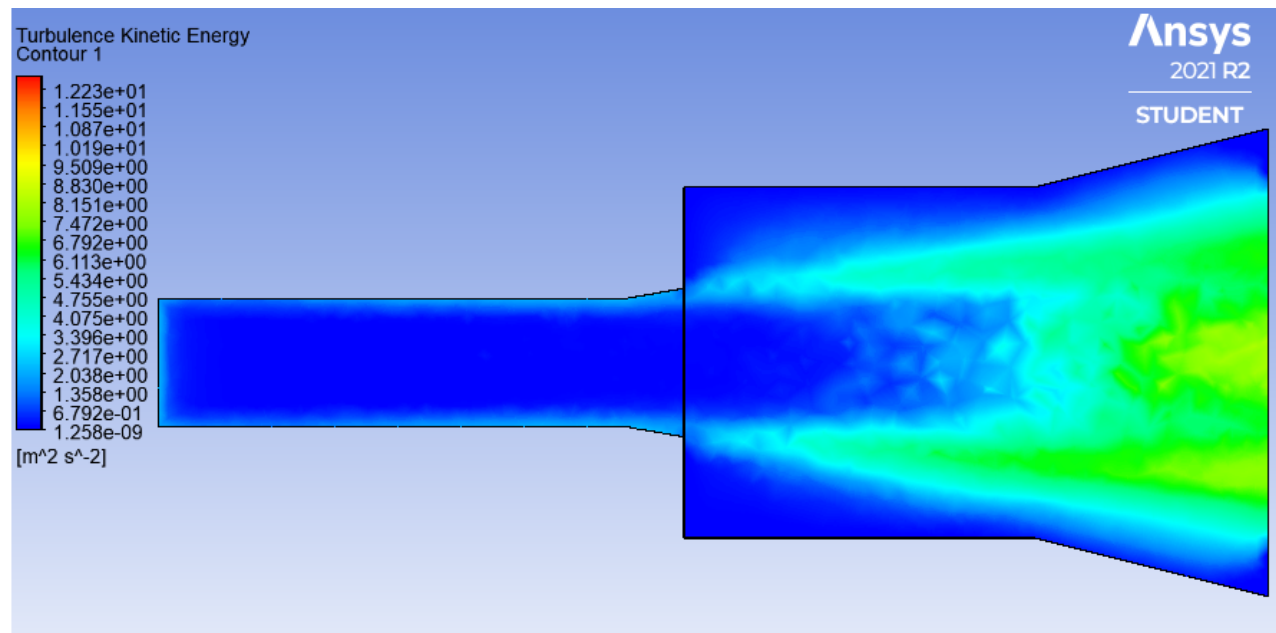


Figura 40, Distribución de energía cinética turbulenta en cuarta variación del estudio.

7.1.2.5 Quinta variación:

A la manga se le sumó un difusor con 20° de apertura y 0.25 m de largo justo antes de la zona de pruebas. También se alargó la zona de pruebas para medir 2 m y se eliminó el difusor de salida.

Velocidad:

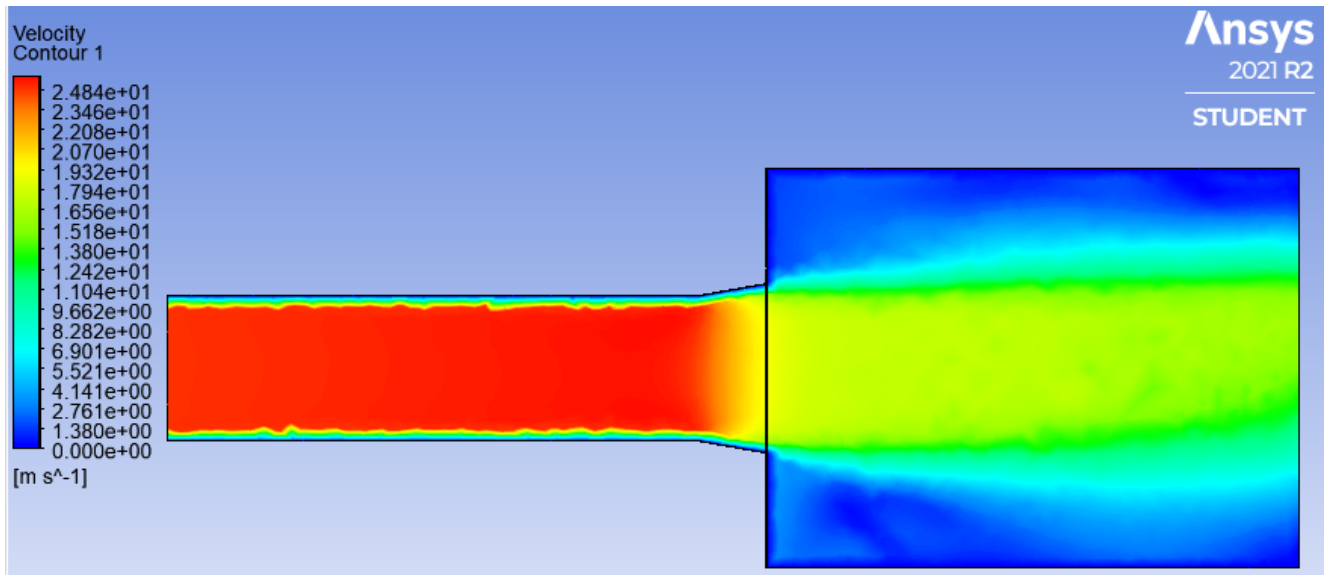


Figura 41, Distribución de velocidad en quinta variación del estudio.

Presión:

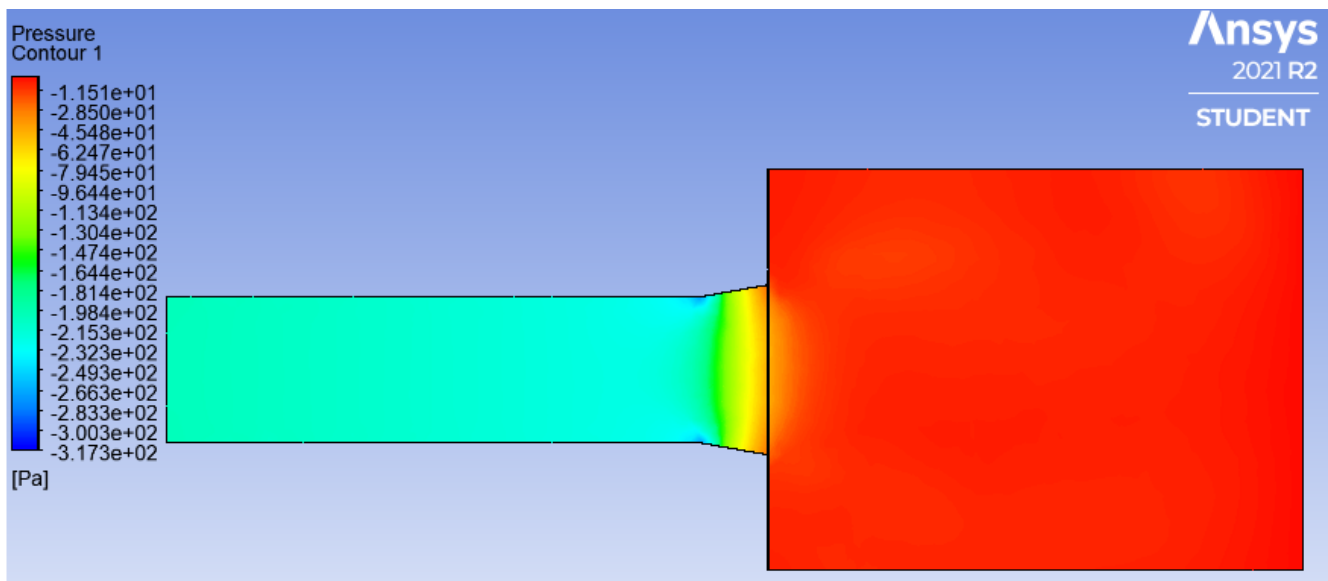


Figura 42, Distribución de presión en quinta variación del estudio.

Energía Cinética Turbulenta:

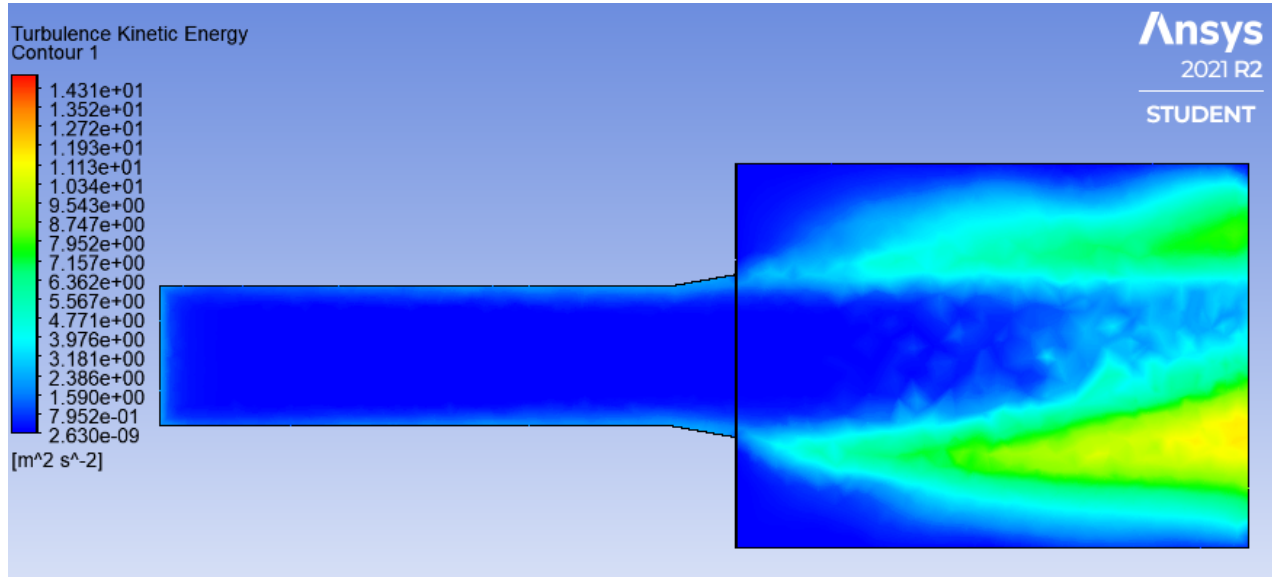


Figura 43, Distribución de energía cinética turbulenta en quinta variación del estudio.

7.1.3 Análisis de resultados de simulaciones

Lo primero que se puede apreciar es la notable desaceleración del flujo cuando este pasa a través de una expansión, ya que, en el caso sin difusor, se mantiene una velocidad de jet bastante cercana a la velocidad de entrada de 25 m/s. Mientras que, en los casos de mayor expansión, difusor de 20° y 250 mm, y difusor de 10° y 500 mm, la velocidad del jet se reduce hasta aproximadamente 16 m/s.

Considerando que la máxima velocidad a la que se busca operar un aerogenerador pequeño es usualmente de 15 m/s, estos resultados se ven favorables, ya que estas expansiones permiten abarcar una mayor área transversal, lo que ayuda a que la interacción entre el viento y el rotor en los experimentos sea lo más parecida posible a su operación real.

El comportamiento de la presión es el esperado en casi todos los casos, donde aumenta la presión en la zona de pruebas debido a la desaceleración del flujo.

El comportamiento de la energía cinética turbulenta es consistente, las estelas de turbulencia se forman a la salida de la canalización desde los bordes de esta, esto debido al desprendimiento de capa límite que ocurre en esas zonas, lo que genera turbulencia. Aguas abajo el flujo es más turbulento debido a que se expande sin guías ni contenciones.

7.1.4 Conclusiones del estudio

La expansión de 20° y 250 mm de largo se presenta como una opción no solo viable, sino que conveniente frente a las otras más largas ya que logra entregar una superficie conveniente de flujo para los ensayos sobre turbinas (0.724 m x 0.473 m), ocupando menos espacio en el laboratorio por ser una opción más corta que las otras, además de requerir menos material de construcción.

Por otro lado, en la última variación, se pudo observar que retirar el difusor de salida no presenta importantes consecuencias en el flujo, el propósito de este difusor de salida era frenar el flujo antes de salir de la zona de pruebas para evitar problemas de viento dentro del laboratorio. Eliminar esta parte del diseño también permite abaratar costos de fabricación.

Finalmente, se define que la canalización del flujo será un ducto rígido rectangular de 2 [m] de longitud de acero galvanizado de 3 [mm] de espesor con 550 [mm] de ancho y 300 [mm] de alto, con una expansión de 20° y 250 [mm] añadida al final, alcanzando un área transversal de salida de 636 [mm] de ancho y 385 [mm] de alto. Por otra parte, la zona de pruebas se define como una caja rectangular de 1.5 [m] de alto, 1.5 [m] de ancho y 2 [m] de largo con paredes de acrílico transparentes por la necesidad de poder ver el rotor al ser sometido a ensayos.

7.2 Estructura de soporte

Ya definida la materialidad del banco de pruebas, es necesario diseñar una estructura que lo soporte para poder operar a la misma altura del soplador. Se siguió el consejo del apoyo paraacadémico del laboratorio de termofluidos de Casa Central, Juan Vidal, un profesional experto de manufactura metalmecánica y se utilizó el software Inventor de Autodesk para apoyar en el diseño de la estructura, el cual se muestra en la siguiente imagen.

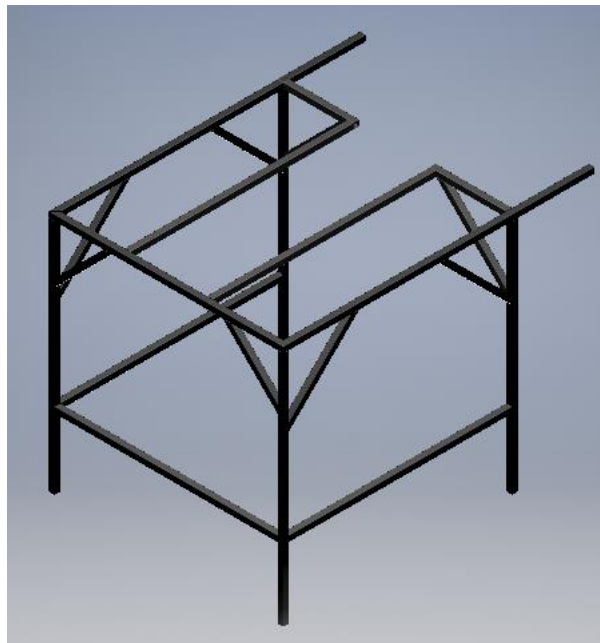


Figura 44, Diseño 3D de estructura de soporte para banco de pruebas.

Esta estructura fue diseñada utilizando perfiles cuadrados de acero de 40 x 40 [mm²] con 2 [mm] de espesor. A manera de verificación, se simuló que esta estructura estuviese sometida a una carga vertical distribuida de 100 N/m, la cual correspondería al peso de la “caja” de acrílico con marco metálico que es la zona de pruebas, conservativamente aproximado.

La herramienta para simular estructuras que ofrece Inventor de Autodesk separa la estructura en distintos elementos de vigas rectas para analizarlos de esta manera. Tras el análisis, se tienen los

diagramas de fuerza cortante y momento flector de cada “viga”, de donde, conociendo las propiedades del material, se determinan los esfuerzos y deflexiones que éste soporta. Se definieron los siguientes nodos y “vigas” para la simulación de la estructura:

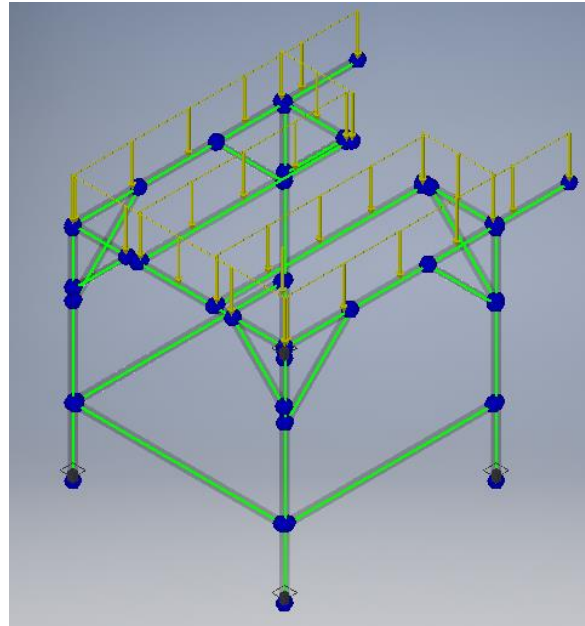


Figura 45, Distribución de nodos y cargas distribuidas para simulación de la estructura de soporte.

Los resultados de las simulaciones para deflexión en la imagen a continuación:

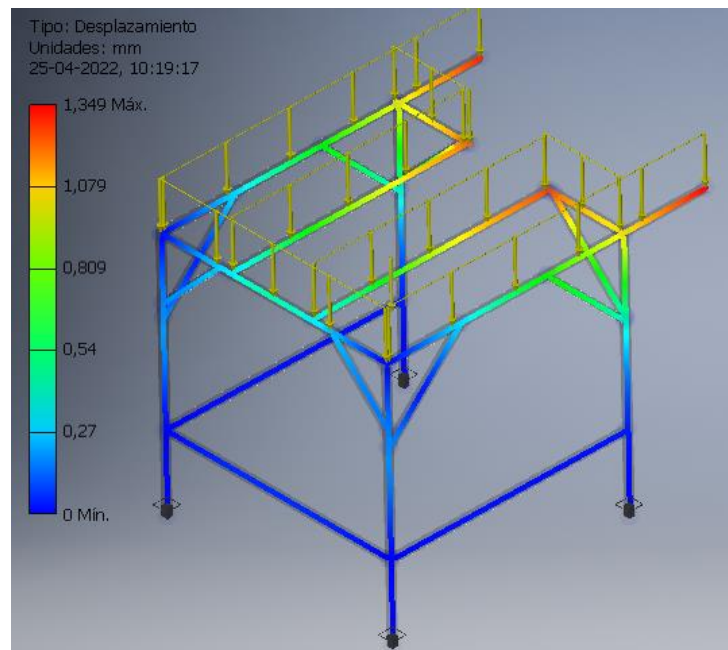


Figura 46, Simulación de deformación sufrida por estructura de soporte bajo carga estimada de zona de pruebas.

De acuerdo con la simulación, la máxima deflexión se da en la parte posterior de la estructura y es de aproximadamente 1.4 [mm]. Es una magnitud aceptable considerando que no afectará de una manera negativa ni notoria la operación del banco de pruebas.

Los máximos y mínimos esfuerzos normales fueron de 15.47 [MPa] y -18.06 [Mpa], respectivamente. Considerando el esfuerzo de fluencia del acero de 200 [Mpa], esta estructura tiene un factor de seguridad de 11.1 [-]. Las simulaciones de esfuerzos normales se pueden apreciar en las imágenes 39 y 40.

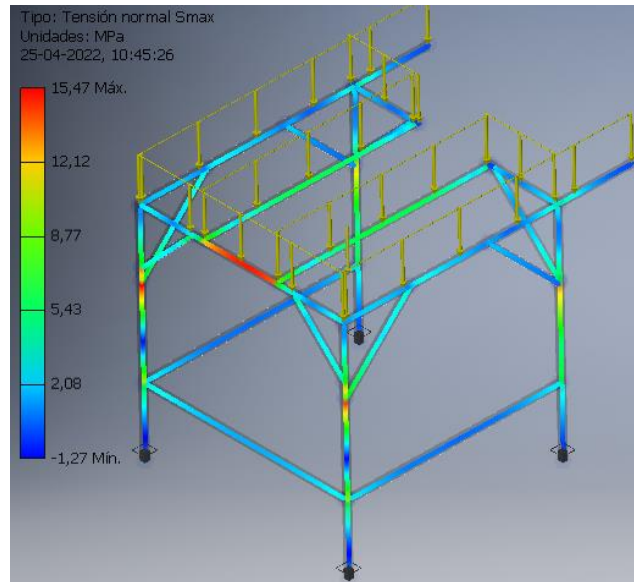


Figura 47, Simulación de esfuerzos normales máximos sufridos por estructura de soporte bajo carga estimada de zona de pruebas.

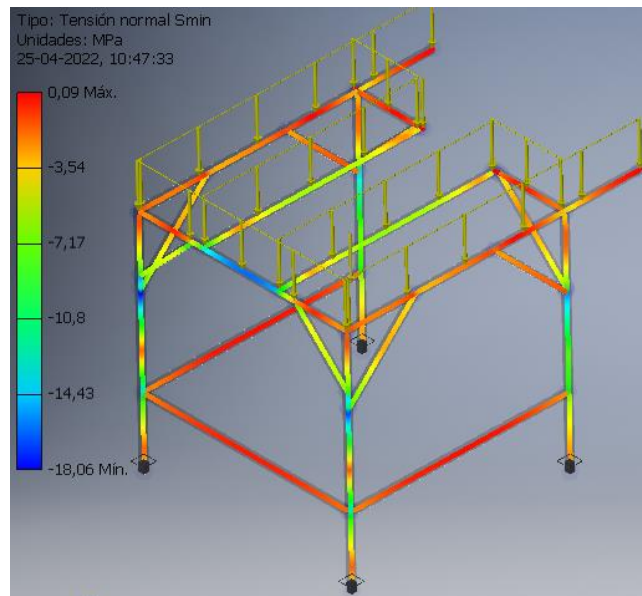


Figura 48, Simulación de esfuerzos normales mínimos sufridos por estructura de soporte bajo carga estimada de zona de pruebas.

Similarmente, se diseñó un soporte para el ducto el cual, según el estudio realizado por Rodrigo Álvarez [11], debe ubicarse justo a la mitad, para evitar deflexiones y mantener la ruta del viento lo más recta posible entre la salida del soplador y la entrada a la zona de pruebas. Este diseño se consideró con los mismos materiales que la estructura de soporte del área de pruebas (perfiles cuadrados 40 x 40 x 2) debido a la facilidad logística que esto significa.

De manera completamente análoga al caso anterior se realizó una simulación en Inventor para ratificar la seguridad del diseño. Tanto el diseño como la configuración de nodos utilizada para las simulaciones se muestran en las imágenes a continuación:

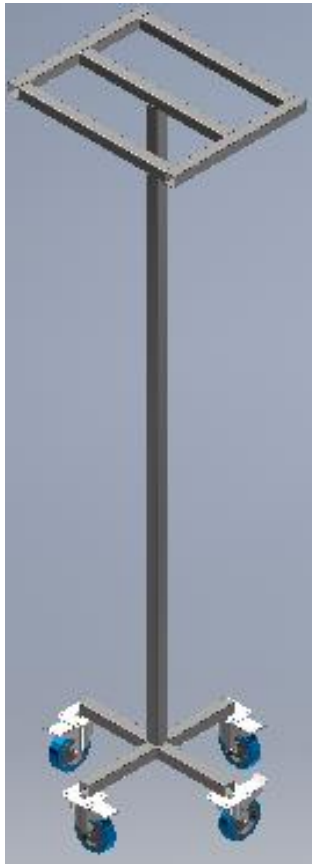


Figura 49, Diseño 3D para soporte de ducto.

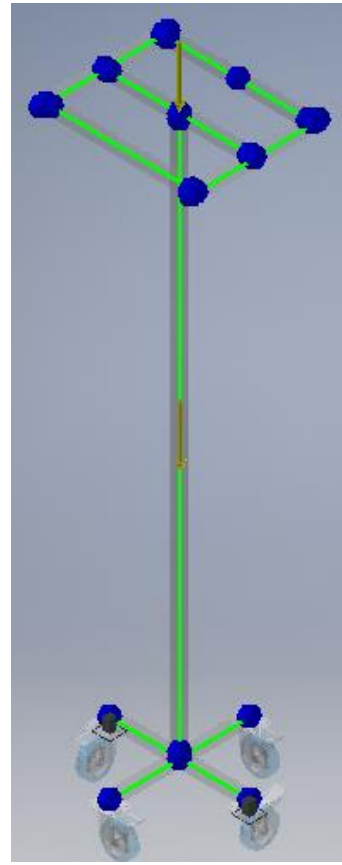


Figura 50, Distribución de Nodos y fuerza puntual para simulación de estructura de soporte de ducto.

Aplicando una fuerza puntual de 16 kg equivalente al peso del ducto. Los resultados en términos de deflexión máxima, esfuerzos máximos y mínimos son de 0.04 [mm], 5.7 [Mpa] y -5.7 [Mpa] respectivamente. Considerando el esfuerzo de fluencia del acero de 200 [Mpa], esta estructura tiene un factor de seguridad de 35 [-]. Las simulaciones de esfuerzos normales se pueden apreciar en las imágenes 44 y 45.

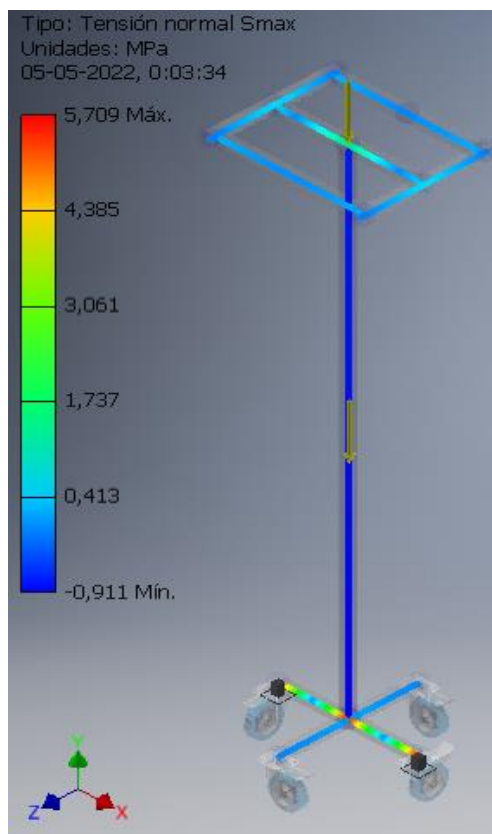


Figura 51, Distribución de Esfuerzos normales Máximos para soporte de ducto.

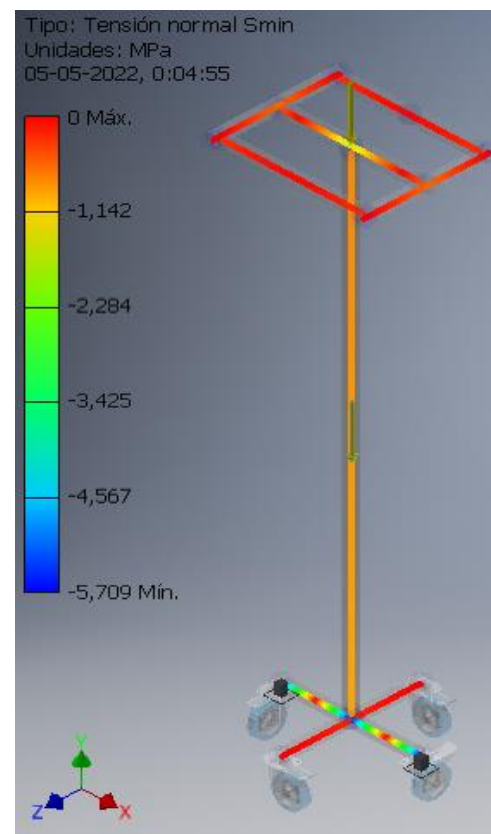


Figura 52, Distribución de Esfuerzos normales Mínimos para soporte de ducto.

Así, finalmente el diseño completo del túnel de viento, considerando ducto, zona de pruebas y estructuras para ambos, se ve como se muestra en la imagen a continuación:

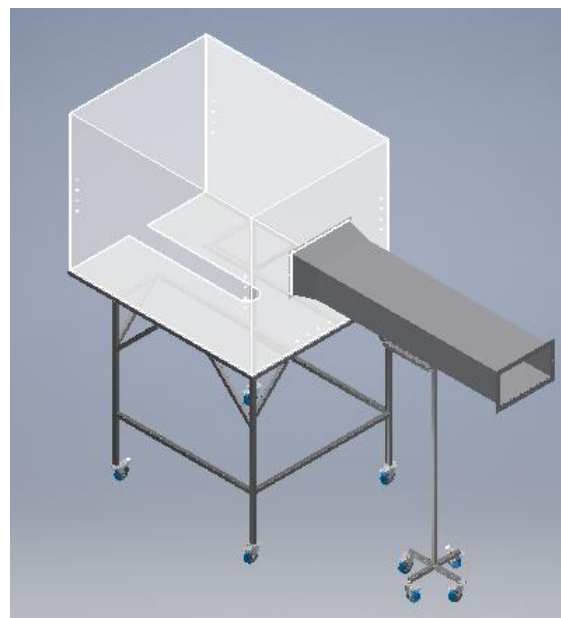


Figura 53, Diseño 3D de túnel completo.

7.3 Materiales y fabricación

Por un problema de desabastecimiento general de acrílico en el mercado, se optó por reemplazar las caras “no útiles” de la zona de prueba por planchas de terciado estructural de 12 [mm] de espesor. El listado de materiales cotizados y finalmente utilizados para la fabricación de este túnel de viento se detalla a continuación:

Tabla 1, Listado de materiales cotizados para fabricación de túnel de viento.

Materiales:	dimensiones	\$ unitario	cant.
Plancha acrílico 6 mm	6mm 3x2 m	\$ 192.620	1
Plancha terciado estructural 12 mm	12 mm 122x244cm	\$ 17.800	6
Ángulo acero laminado 30x30x3	30x30x3 6mts	\$ 14.090	5
Perfil acero galvanizado 40x40x2	40x40x2 mm x6mt	\$ 18.290	6
Ruedas goma metal horquilla móvil con freno	diam 85 mm	\$ 14.000	4
Ruedas goma metal horquilla móvil con freno	diam 125 mm	\$ 17.000	4
plancha acero galvanizado 0,4 mm	0,4x1000x3000 mm	\$ 15.990	1
Multimalla Galvanizada Acmanet Panel Tipo RG5020	50x20x2,77 mm	\$ 17.000	1
Fierro Barra Plana Laminada en Caliente	50x3mm x6m	\$ 11.990	1
huincha de goma por metro	50x3 mm	\$ 1.300	17
Perno Hexagonal G2 3/8X1 1/4 ZBR	diam 3/8 in	\$ 990	16
Tuerca hexagonal ferro 3/8" 100uds	3/8 in	\$ 7.790	1
Golilla presion 3/8" 2 uds	3/8 in	\$ 380	10
Disco de corte 14" DeWalt óxido de aluminio	14 in	\$ 6.990	1
Disco de corte 4"1/2 fino	4"1/2 1 mm	\$ 3.290	2
Disco de corte 4"1/2 desbaste	4"1/2 2,3 mm	\$ 1.160	1
Tornillos Madera 3,0x12 mm 100 uds	3,0x12 mm	\$ 590	1
Remache pop 3,2x12 mm 100 uds	3,2x12 mm	\$ 2.190	1
Silicona Transparente	300 cc	\$ 5.980	3
Electrodo 6010 punto rojo 1/8" 1 kg Indura	1/8"	\$ 4.660	1
Electrodo 6010 punto rojo 3/32" 1 kg Indura	3/32 in	\$ 5.090	2
Pintura Anticorrosiva 1/4	1/4 gl	\$ 6.990	1
Aguarrás 1 Lt	1 L	\$ 1.080	1
Broncha	3"	\$ 3.000	1
Calzado de seguridad talla 44	talla 44	\$ 22.990	1
Overol	talla L	\$ 8.990	1

La construcción y ensamblaje del túnel de viento se llevó a cabo con el apoyo técnico de Juan Vidal, por medio de técnicas de metalmecánica como mecanizado, remachado, doblado y soldadura; y también de carpintería al trabajar las planchas de terciado.

La forma terminada del túnel de viento se puede observar en las siguientes figuras:



Figura 54, Vista lateral de túnel de viento construido antes de instalación de paredes de acrílico.



Figura 55, Vista posterior de túnel de viento terminado y listo para operar con turbina instalada sobre freno dinamométrico.

8 Metodología de ensayo

Los ensayos aerodinámicos que se van a realizar sobre el prototipo de MOIER buscan determinar la capacidad de este equipo de generar potencia mecánica a partir del viento y caracterizar esta capacidad cuantitativamente. Así como responder a las preguntas de cómo afecta el uso de álabes móviles la operación de una VAWT, qué nivel de ruido y vibraciones presentará este modelo tripala de álabes móviles; y también cómo se ve afectadas la operación de una turbina y la transmisión de potencia al operar sobre un eje telescópico.

Instrumentos de medición:

- Tacómetro marca Akozon.
- Freno dinamométrico (diseñado por Ing. Joaquín Carrasco).
- Anemómetro de hilo caliente marca Lutron.
- Cámara de video (teléfono celular Samsung A12).

Con los datos de torque y rpm se podrá calcular la potencia mecánica que la turbina sea capaz de extraer del viento. En la misma línea, se podrán determinar los coeficientes de torque y de potencia mecánica según la velocidad específica de punta de aspa.

Finalmente, de manera cualitativa, se caracterizará el nivel de ruido y vibraciones que la operación del prototipo de álabes móviles genere.

8.1 Calibración de banco de pruebas

8.1.1 Túnel de viento.

En primer lugar, para poder realizar ensayos sobre el rotor, es necesario conocer la velocidad del viento incidente. Con este propósito es que se realiza una calibración al sistema de control de flujo del túnel de viento.

Para esto, se instaló un anemómetro de hilo caliente en la posición correspondiente al centro del rotor a ensayar y se registró la velocidad de viento medida a distintas frecuencias de operación del motor del soplador. Los valores registrados se presentan a continuación:

Tabla 2, Velocidad de viento incidente según frecuencia del motor del soplador.

Prueba de calibración de túnel de viento	
Frecuencia de operación del motor [Hz]	Velocidad de viento incidente [m/s]
2	0.8
4	1.5
6	2.4
8	3.3
10	4.3
12	5.2
14	6.0
16	6.8
18	7.5
20	8.4

Prueba de calibración de túnel de viento	
Frecuencia de operación del motor [Hz]	Velocidad de viento incidente [m/s]
22	9.3
24	10.2
26	11.1
28	11.8
30	12.7
32	13.2
34	14.0
36	14.8
38	15.8

Estos valores fueron luego graficados y se aplicó una regresión lineal, la cual entregó la siguiente ecuación para relacionar la velocidad de viento incidente a la turbina y la frecuencia de operación del motor:

$$V_{viento} = 0.4161 \left[\frac{m}{s \cdot Hz} \right] * f_{motor} + 0.0526 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (8.1)$$

La calibración del banco de pruebas fue realizada bajo las condiciones atmosféricas de 22.1 [°C] de temperatura ambiente, 0.998 [bar] de presión atmosférica y 60% de humedad relativa. La gráfica obtenida y la regresión lineal se presentan en la siguiente figura:

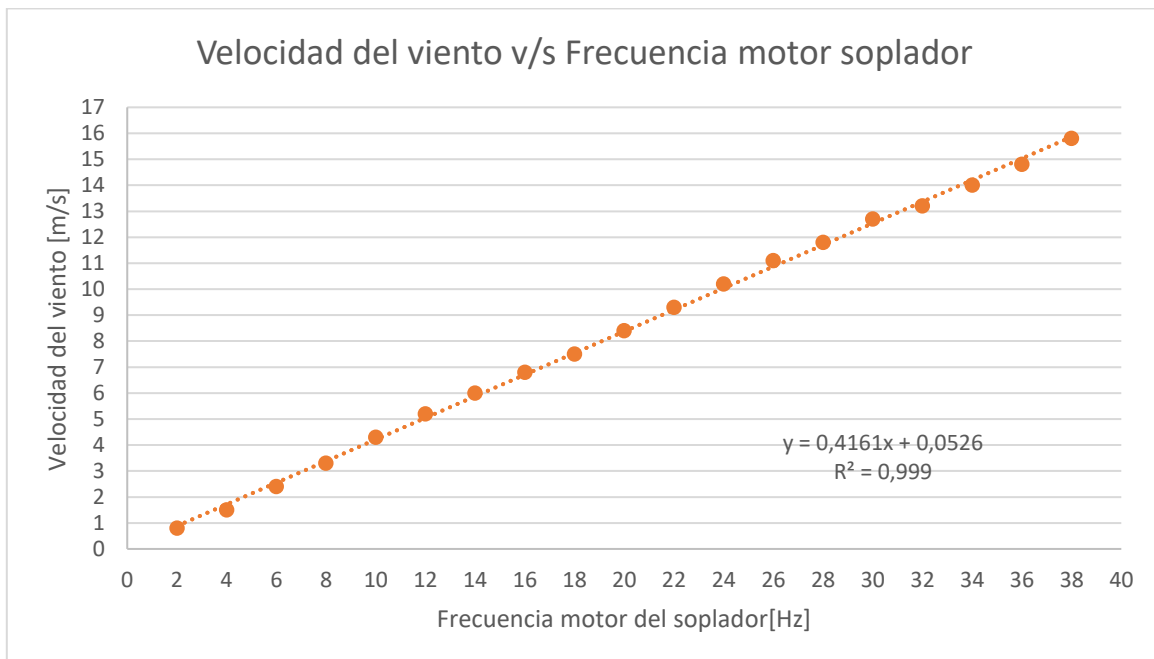


Figura 56, Gráfica de velocidad de viento incidente a la turbina según frecuencia de motor del soplador.

8.1.2 Freno dinamométrico

En segundo lugar, para medir el torque generado por el rotor se implementó un freno dinamométrico, el cual consiste en un banco con un eje vertical donde se instala el rotor de la turbina. Tiene un freno de tambor conectado al eje, que permite un nivel variable de apriete. Este freno se conecta a través de un hilo de pesca elástico y resistente a un dinamómetro electrónico, diseñado específicamente para esta aplicación, que mide la tensión a la que se somete el hilo de acuerdo con la deformación que esta genera en una celda de carga conectada a medidores de esfuerzo. La data que registra el dinamómetro es procesada en un arduino nano que fue programado para traducir estos valores como mediciones de fuerza y multiplicarlos por el radio entre el punto de aplicación de la fuerza y el eje para determinar el torque al freno, cuyo valor se presenta en una pantalla LCD.

Para la calibración del dinamómetro se realizó la medición del peso ejercido por una masa conocida. Luego, con el valor medido se determinaron los factores de amplificación necesarios para que las señales del dinamómetro fuesen traducidas correctamente a la magnitud de la fuerza aplicada. En las siguientes imágenes se puede apreciar el freno dinamométrico.

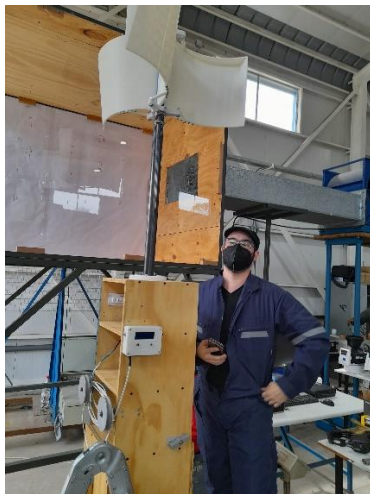


Figura 57, Freno dinamométrico con rotor instalado, junto a su diseñador y fabricante, Ing. Joaquín Carrasco.



Figura 58, Acercamiento a conexión entre freno, dinamómetro y cajetín del arduino nano.

8.1.3 Balanceo del rotor

Finalmente, considerando que la operación de una turbina eólica es fundamentalmente rotodinámica, es conveniente asegurar que el equipo se encuentre correctamente balanceado, para evitar las indeseadas vibraciones y esfuerzos asociados al desbalanceo de cuerpos en rotación.

Para esto, se desarmó el rotor y se verificó que la masa de cada álabe fuese la misma que la de los otros. Una vez que determinado que los tres álabes tenían la misma masa, y, por lo tanto, que el rotor se encontraba correctamente balanceado, se procede a armar el equipo nuevamente para poder iniciar los ensayos.

8.2 Pruebas iniciales de rompimiento de inercia.

Estas pruebas buscan determinar la velocidad de viento incidente mínima suficiente para que el rotor salga del estado de reposo y comience a girar.

Para su ejecución, el rotor inicialmente fijo, sin movilidad en los álabes, y sin resistencia (freno desacoplado) se presenta al flujo de viento en diferentes posiciones para encontrar el ángulo de ataque en el que se requiera menos velocidad de viento para empezar el movimiento y registrarlo. En la imagen a continuación se presenta un esquema con las posiciones ensayadas, vistas desde abajo.

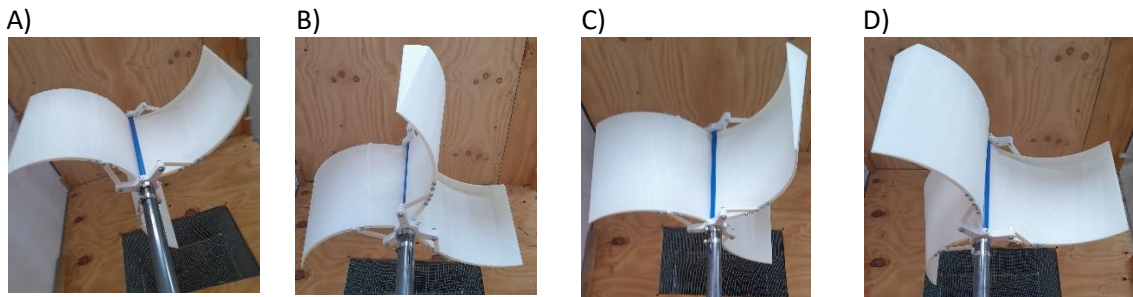


Figura 59, Posiciones ensayadas en pruebas de rompimiento de inercia.

8.3 Pruebas de giro libre.

Estas pruebas buscan determinar la máxima velocidad de giro que puede alcanzar la turbina para distintas velocidades de viento incidente, observar el comportamiento y estabilidad del rotor a altas velocidades y así definir también el límite superior de velocidad de giro para los ensayos de potencia.

Para su ejecución, el rotor sin resistencia (freno desacoplado) se presenta a un flujo de viento mínimo necesario para un movimiento estable, este flujo se debe elevar progresivamente aumentando la frecuencia del motor del soplador. Luego, para cada velocidad de viento se debe registrar la velocidad de giro, medida en el eje del rotor con un sensor de rpm (tacómetro). Considerando que a altas velocidades se podrán apreciar fuertes vibraciones, el ensayo se debe terminar cuando la operación de la turbina deje de parecer segura, pensando tanto en la integridad del rotor como en la del personal encargado del ensayo.

Estas pruebas se realizaron para varias configuraciones distintas del rotor:

- Rotor Rígido.
- Con resortes conectados al vástago en 1ra, 3ra y 5ta posición (álabes móviles).
- Rotor Rígido invertido.
- Con resortes conectados entre álabes en 1ra posición.

A continuación, se presentan imágenes de todas las configuraciones ensayadas.



Rotor rígido



Resortes en 1ra posición



Resortes en 3ra posición



Resortes en 5ta posición



Resortes en 5ta posición
(orientación horaria)



Rotor rígido invertido



Resortes entre álabes
en 1ra posición

Figura 60, Configuraciones de rotor ensayadas en pruebas de giro libre.

8.4 Pruebas de torque y potencia mecánica.

Estas pruebas buscan determinar el torque generado por la turbina al verse enfrentada a un flujo de viento a diferentes velocidades, registrando la velocidad de rotación de la turbina al variar el torque aplicado al freno. Luego, la potencia se determina como el producto entre el torque y la velocidad del rotor.

Para su ejecución, deben definirse primero las velocidades de viento a ensayar. En el caso particular de este trabajo, las velocidades fueron determinadas según la información conocida de velocidades de viento más comunes en una zona donde posiblemente podría instalarse la turbina. Luego, para cada velocidad de viento escogida se determina el torque máximo al freno, que corresponde al torque con el que se detiene la turbina enfrentada al flujo. Este dato se registra y luego se compara con el torque mínimo medible por el freno para definir los intervalos de torque en los que se tomará registro de la velocidad de giro, esto se hace para mantener el número de mediciones en un rango razonable.

Finalmente, se realizan las mediciones de velocidad de giro aumentando el torque al freno de manera progresiva entre los valores definidos previamente hasta llegar a la detención total de la turbina.

Estas pruebas fueron repetidas para dos distintas configuraciones del rotor, rígido y con resortes en quinta posición.

8.4 Pruebas de voltaje y potencia eléctrica.

Estas fueron las últimas pruebas realizadas sobre el rotor. Para llevarlas a cabo se cambió el banco donde estaba instalado el rotor y se instaló sobre una estructura telescópica construida por la empresa. En esta estructura, el eje del rotor está conectado con una reducción de engranajes con razón de 1:10, es decir, la velocidad a la salida de la reducción es diez veces la velocidad a la entrada, mientras que el torque transmitido a la salida de la reducción es una décima parte del torque a la entrada. A la salida de la reducción se acopló un generador axial. Este generador entrega corriente trifásica, por lo que fue necesario instalar un convertidor para transformarla en monofásica. Luego, se conectó un voltímetro a la salida del generador para determinar el máximo voltaje generado sin carga a determinadas velocidades de viento (prueba de vacío).

Model Number	SH-01	SH-01	SH-01
Rated power	30W	50W	100W
Rated speed	200rpm	300rpm	500rpm
Rated voltage	12v/24v	12v/24v	12v/24v
Efficiency	>70%		
Resistance (Line-	-		
Winding type	Y		
Insulation	100Mohm Min(500VDC)		
Leakage level	<5ma		
Start torque	<0.1		
Phase	Three Phase		
Structure	Outer Rotor		
Stator	Coreless		
Rotor	Permanent Magnet Generator(Outer Rotor)		
Gen. Diameter	162mm	162mm	162mm
Gen. Length	169mm	169mm	169mm
Shaft. Diameter	25mm		
Housing Material	Aluminum(Alloy)		
Shaft Material	Stainless Steel		

Figura 61, ficha técnica del generador de flujo axial utilizado.

Después, se cambió la conexión para incluir una resistencia (ampolleta) y un amperímetro para poder medir también la corriente, además del voltaje, y poder determinar finalmente la potencia eléctrica generada. En las figuras a continuación se muestran el diagrama de instalación eléctrica y fotografías de esta instalación en el laboratorio.

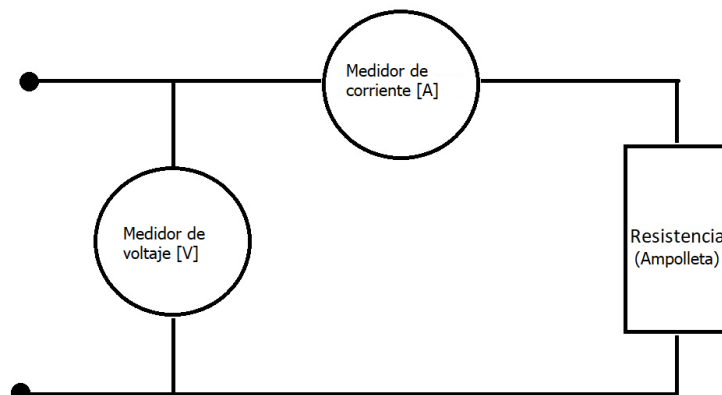


Figura 62, Diagrama de instalación eléctrica para pruebas de potencia.



Figura 63, Configuración eléctrica para prueba de vacío.

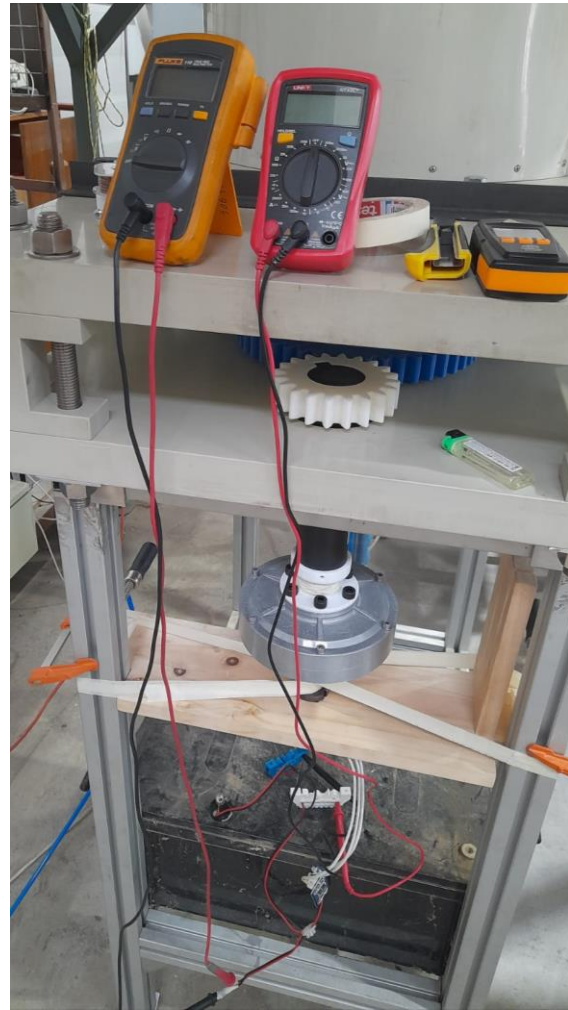


Figura 64, Configuración eléctrica para pruebas con carga (ampolleta).

9 Resultados

9.1 Pruebas de rompimiento de inercia.

Para estas pruebas se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 3, Resultados de pruebas de rompimiento de inercia.

Posición del rotor	Velocidad de partida [m/s]
A)	2.1
B)	3.4
C)	1.7
D)	2.1

9.2 Pruebas de giro libre.

Para estas pruebas se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 4, Resultados de pruebas de giro libre para rotor rígido, resorte álabe-vástago en 1era, 3ra y 5ta posición.

Alabe Rígido		Resorte P1 álabe-vástago		Resorte P3 álabe-vástago		Resorte P5 Alabe-vástago	
Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina	Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina	Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina	Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina
[m/s]	[rpm]	[m/s]	[rpm]	[m/s]	[rpm]	[m/s]	[rpm]
1,7	10	3,4	34	2,5	22	2,1	16
2,1	17	3,8	40	3,0	28	2,5	24
2,5	23	4,2	44	3,4	34	3,0	28
3,0	28	4,6	49	3,8	39	3,4	33
3,4	34	5,0	55	4,2	45	3,8	38
3,8	38	5,5	59	4,6	49	4,2	44
4,2	45	5,9	64	5,0	55	4,6	50
4,6	49	6,3	72	5,5	59	5,0	55
5,0	55	6,7	76	5,9	64	5,9	66
5,5	58	7,1	80	6,3	70	6,3	70
5,9	64	7,5	85	6,7	74	6,7	75
6,3	68	8,0	93	7,1	80	7,1	82
6,7	75	8,4	97	7,5	85	7,5	88
7,1	81	8,8	104	8,0	93	8,0	94
7,5	86	9,2	107	8,4	97	8,4	98
8,0	93	9,6	108	8,8	105	8,8	104
8,4	99	10,0	109	9,2	107	9,2	110
8,8	102	-	-	9,6	113	9,6	115
9,2	109	-	-	10,0	116	10,0	120

Alabe Rígido		Resorte P1 álabé-vástago		Resorte P3 álabé-vástago		Resorte P5 Alabe-Vástago	
Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina	Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina	Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina	Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina
[m/s]	[rpm]	[m/s]	[rpm]	[m/s]	[rpm]	[m/s]	[rpm]
9,6	116	-	-	10,5	125	10,5	125
10,0	123	-	-	-	-	-	-
10,5	125	-	-	-	-	-	-

Tabla 5, Resultados de pruebas de giro libre para Resorte álabé-vástago en 5ta posición en sentido y horario, Rotor Rígido Invertido y Resorte álabé-álabe en 1ra posición.

Resorte P5 Álabé-Vástago horario		Rotor Rígido Invertido		Resorte P1 Álabé-Álabé	
Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina	Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina	Velocidad viento incidente	Velocidad angular turbina
[m/s]	[rpm]	[m/s]	[rpm]	[m/s]	[rpm]
3,0	29	2,1	14	2,1	18
3,4	34	2,5	19	2,5	23
3,8	39	3,0	24	3,0	30
4,2	45	3,4	31	3,4	35
4,6	50	3,8	35	3,8	41
5,0	55	4,2	40	4,2	45
5,5	59	4,6	44	4,6	50
5,9	65	5,0	50	5,0	56
6,3	70	5,5	56	5,5	61
6,7	76	5,9	60	5,9	64
7,1	81	6,3	65	6,3	73
7,5	89	6,7	70	6,7	77
8,0	95	7,1	75	7,1	82
8,4	98	7,5	80	7,5	86
8,8	104	8,0	85	8,0	89
9,2	108	8,4	90	8,4	89
9,6	111	8,8	-	8,8	84
10,0	115	9,2	-	9,2	84
10,5	118	9,6	-	9,6	-
10,9	122	10,0	-	10,0	-
11,3	123	10,5	-	10,5	-

9.3 Pruebas de torque y potencia.

Los resultados obtenidos de estas pruebas son los siguientes:

Tabla 6, Resultados de velocidad de rotor y torque medidos, Rotor Rígido.

Vel. Viento	5,9[m/s]	Vel. Viento	8,0[m/s]	Vel. Viento	10,0[m/s]	Vel. Viento	12,1[m/s]
Velocidad	Torque	Velocidad	Torque	Velocidad	Torque	Velocidad	Torque
[RPM]	[Nm]	[RPM]	[Nm]	[RPM]	[Nm]	[RPM]	[Nm]
50	0,15	80	0,13	108	0,14	125	0,47
47	0,16	78	0,18	105	0,24	114	0,57
45	0,17	71	0,23	96	0,34	107	0,67
44	0,18	65	0,28	89	0,44	96	0,77
43	0,19	60	0,33	81	0,54	89	0,87
43	0,2	56	0,38	68	0,64	81	0,97
40	0,21	51	0,43	58	0,74	72	1,07
38	0,22	44	0,48	50	0,84	65	1,17
36	0,23	38	0,53	36	0,94	54	1,27
35	0,24	32	0,58	0	1,04	40	1,37
34	0,25	23	0,63	-	-	0	1,47
32	0,26	0	0,68	-	-	-	-
30	0,27	-	-	-	-	-	-
30	0,28	-	-	-	-	-	-
29	0,29	-	-	-	-	-	-
27	0,3	-	-	-	-	-	-
26	0,31	-	-	-	-	-	-
20	0,34	-	-	-	-	-	-
0	0,36	-	-	-	-	-	-

Tabla 7, Resultados de velocidad de rotor y torque medidos Resorte álabes-vástago en 5ta posición.

Vel. Viento	5,9[m/s]	Vel. Viento	8,0[m/s]	Vel. Viento	10,0[m/s]
Velocidad	Torque	Velocidad	Torque	Velocidad	Torque
[RPM]	[Nm]	[RPM]	[Nm]	[RPM]	[Nm]
49	0,15	76	0,19	110	0,19
45	0,17	73	0,23	108	0,24
42	0,19	68	0,28	100	0,34
40	0,21	63	0,33	88	0,44
36	0,23	54	0,38	77	0,54
32	0,25	48	0,43	69	0,64
29	0,27	43	0,48	60	0,74
25	0,29	40	0,53	46	0,84
23	0,31	34	0,58	37	0,94
17	0,33	25	0,63	0	1,04
0	0,35	0	0,68	-	-

9.4 Pruebas de voltaje y potencia eléctrica.

Al realizar las pruebas de vacío observó que el rotor inició el movimiento con una velocidad de viento incidente de 8.4 [m/s]. Durante las mediciones fue muy difícil establecer valores estables para registrar, sin embargo, se observó un comportamiento proporcional entre la velocidad del viento incidente y el voltaje generado, además, se logró registrar un valor máximo de voltaje 4.1 [Volt] cuando la velocidad del viento incidente fue de 15 [m/s].

Por otro lado, al realizar las pruebas con la carga conectada, fue aún más difícil realizar mediciones incluso de rpm, debido a que la velocidad del rotor era tan baja que se tornaba inestable y oscilante, no obstante, se pudo registrar valores máximos de voltaje y corriente de aproximadamente 2,0 [V] y 0,2 [A], respectivamente, al operar con una velocidad de viento cercana a los 12 [m/s].

10 Análisis de resultados

10.1 Prueba de rompimiento de inercia

Se pudo observar que la posición más propicia para iniciar el movimiento es la C, en la que se tiene un álabe que enfrenta perpendicular al flujo por el lado cóncavo, favoreciendo la rotación.

10.2 Pruebas de giro libre

Al graficar la data se obtienen las siguientes curvas:

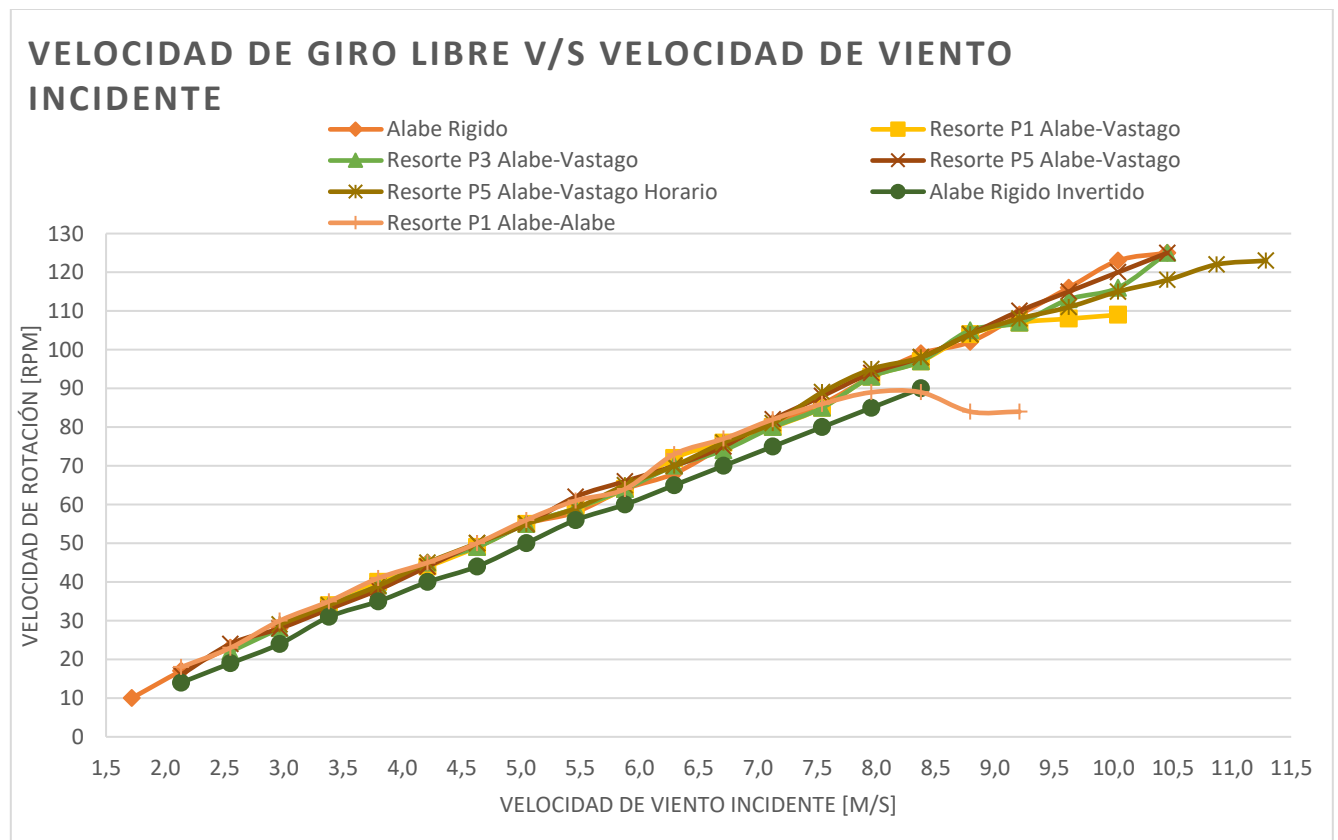


Figura 65, Gráfica de velocidad de giro libre versus velocidad de viento incidente para diferentes configuraciones de rotor.

Los datos registrados fueron obtenidos a una temperatura ambiente de 21,9 [°C], presión atmosférica de 1,00 [bar] y humedad relativa del 52%.

De este grafico pueden rescatarse varias observaciones:

- La curva correspondiente al rotor invertido es consistentemente menor que todas las otras.
- La curva del álabe rígido resalta sobre el resto para velocidades mayores a 9 [m/s] de viento incidente.
- Se ve que hasta los 8 [m/s] de velocidad de viento incidente, todas las curvas se comportan como rectas.
- Las curvas de las configuraciones con resortes sufren de una disminución en su pendiente a velocidades de viento sobre 8 [m/s],
- La curva de la configuración con resortes álabe-álabe decae fuertemente para velocidades sobre 8 [m/s], alcanzando valores menores que la del rotor invertido.

10.3 Pruebas de torque y potencia

Al graficar la data obtenida en estas pruebas se obtuvieron las siguientes curvas:

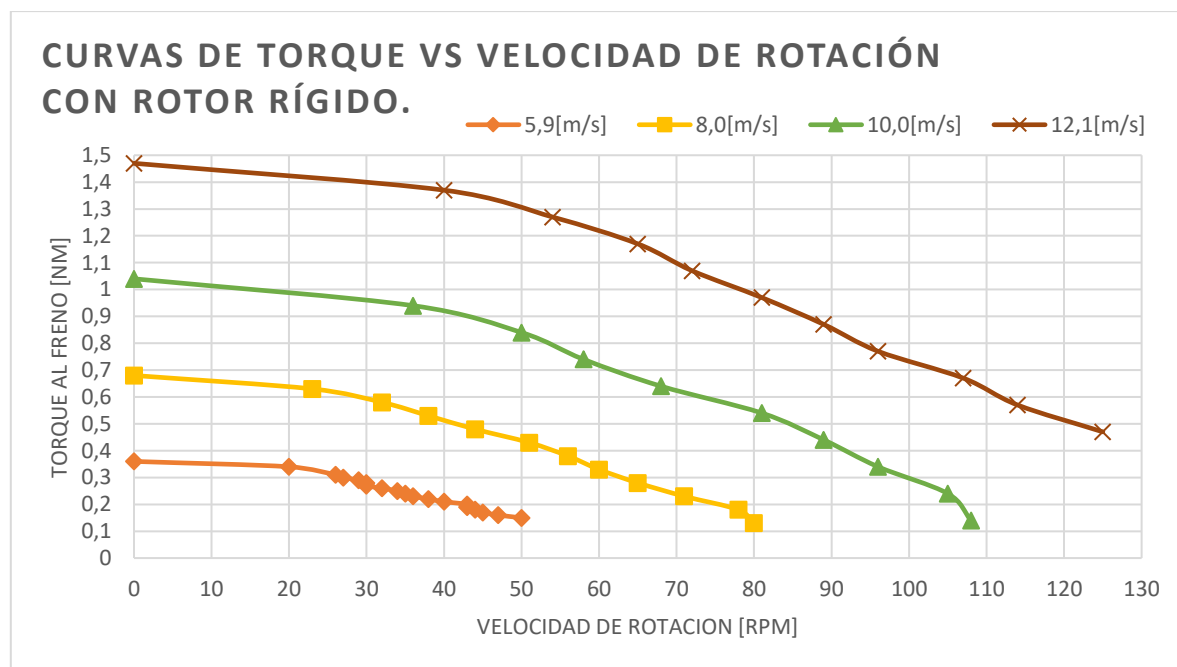


Figura 66, Gráfica de torque según velocidad del rotor para velocidades ensayadas para rotor fijo.

Los datos registrados para las pruebas de ambas configuraciones del rotor fueron obtenidos a una temperatura ambiente de 26,7 [°C], presión atmosférica de 1,00 [bar] y humedad relativa del 34%.

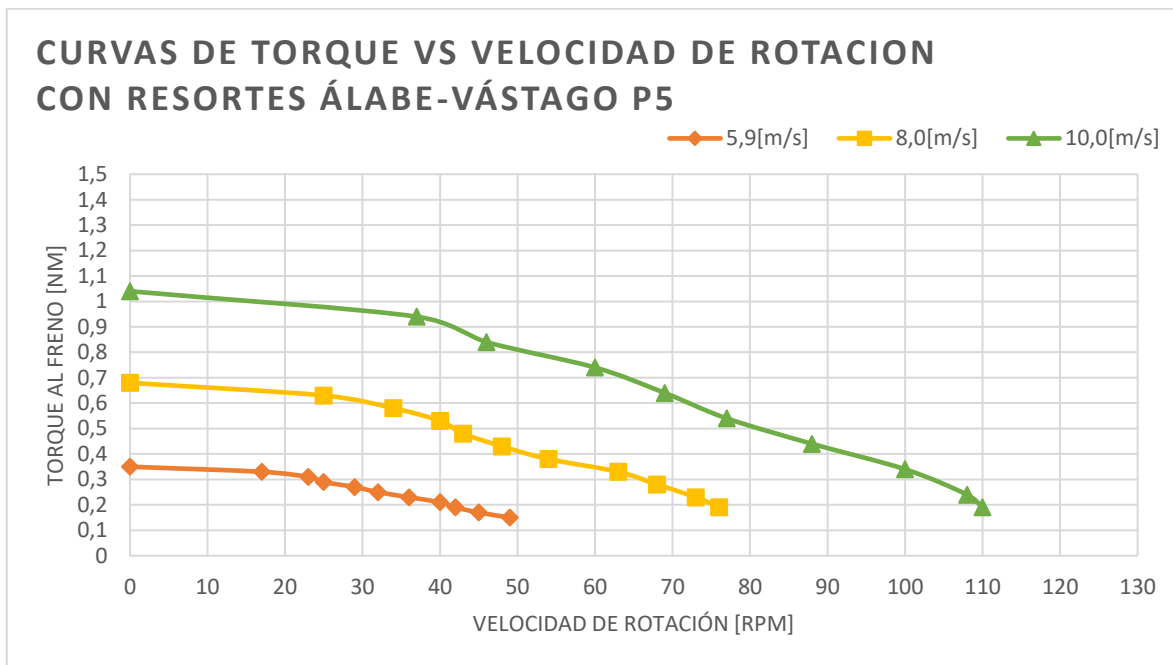


Figura 67, Gráfica de torque según velocidad del rotor para velocidades ensayadas para rotor con resortes álabes-vástago en 5ta posición.

La razón para que el estudio de torque vs rpm del rotor con resortes no tenga la curva a 12,1 [m/s] es debido a que los valores medidos eran consistentemente iguales o menores a los del estudio con rotor rígido, así se determinó tempranamente que la movilidad de los álabes no afecta positivamente el torque generado por el prototipo, por lo que se optó por finalizar el estudio.

Estos resultados, sumados a los de las pruebas de giro libre, llevan a la conclusión de que una configuración con álabes móviles **no** logra mejorar el desempeño del rotor. En consecuencia, el resto del estudio se enfocará en la configuración rígida del rotor.

Con los datos de torque y rpm se procede a calcular la potencia mecánica que el rotor es capaz de capturar del viento.

A continuación, se presentan las curvas de potencia obtenidas como el producto entre el torque y la velocidad del rotor:

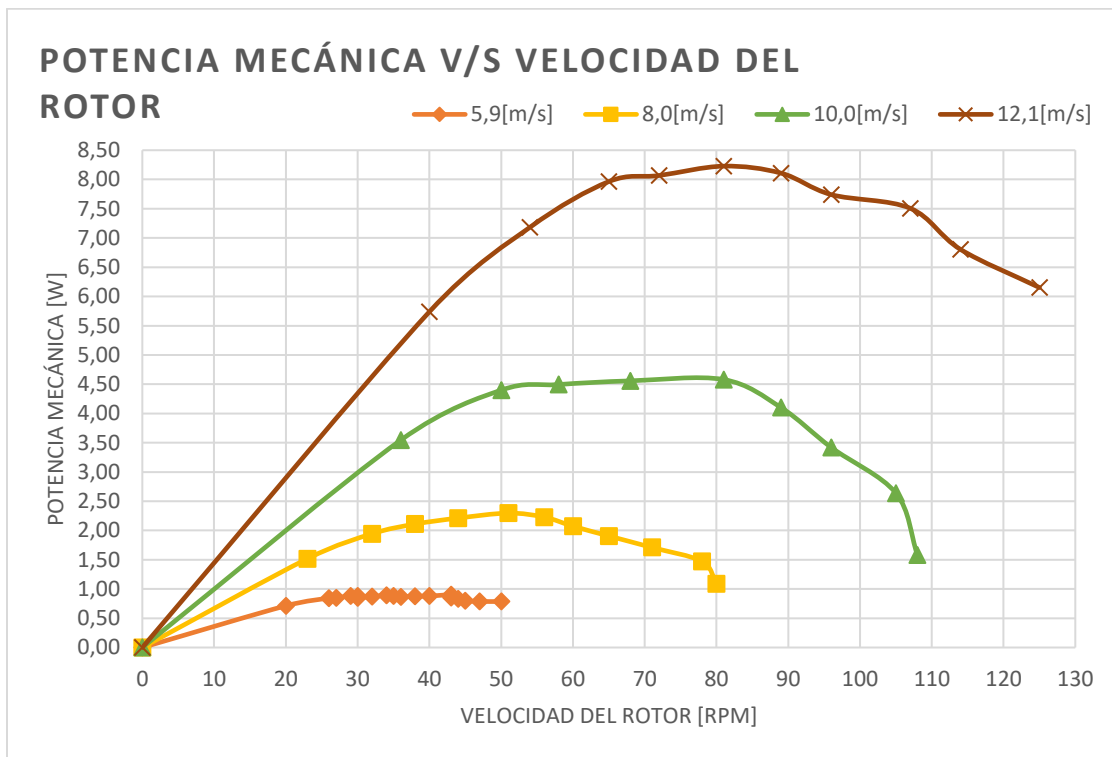


Figura 68, Gráfica de potencia mecánica según velocidad del rotor para velocidades ensayadas.

Se puede observar de la gráfica el comportamiento de parábola invertida que se espera de las curvas de potencia vs rpm del rotor, el cual tiene un punto máximo que corresponde al punto óptimo de operación de la turbina, el cual se desplaza hacia la derecha cuanto mayor es la velocidad del viento incidente.

Para un viento incidente de 5,9 [m/s], el punto óptimo se encuentra entre las 30 y 40 rpm.

Para un viento incidente de 8,0 [m/s], el punto óptimo se encuentra entre las 40 y 60 rpm.

Para un viento incidente de 10,0 [m/s], el punto óptimo se encuentra entre las 60 y 80 rpm.

Para un viento incidente de 12,1 [m/s], el punto óptimo se encuentra entre las 70 y 90 rpm.

Con el propósito de poder comparar este prototipo de turbina con otras tecnologías de generadores eólicos existentes se calculan los parámetros adimensionales: coeficiente de potencia (C_p), y ratio de velocidad de punta de pala (TSR por sus siglas en inglés). En la siguiente imagen se muestra la gráfica que relaciona ambos valores.

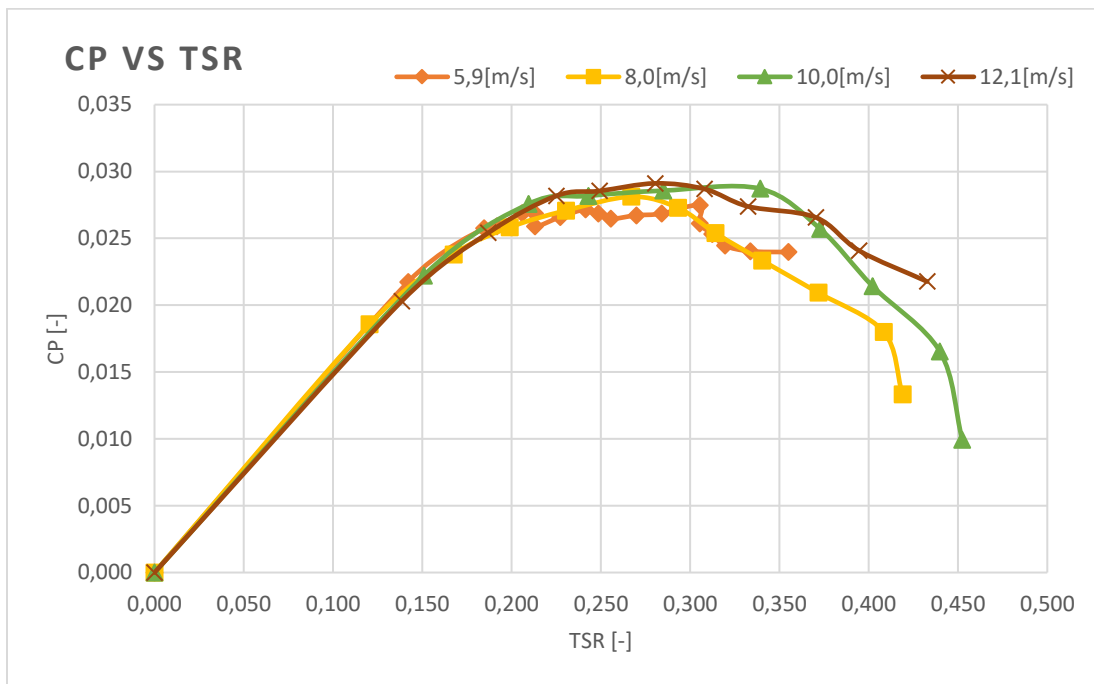


Figura 69, Gráfica de coeficiente de potencia mecánica según ratio de velocidad de punta de pala.

En la gráfica se puede apreciar nuevamente un comportamiento de parábola invertida, la cual tiene un máximo para C_p entre 0,025 y 0,030, dependiendo de la velocidad de viento incidente, el cual es alcanzado para TSR entre 0,250 y 0,300.

Estos valores de C_p y TSR óptimo son bastante bajos, considerando que para una turbina Savonius estándar estos deberían encontrarse cercanos a 0,2 y 2, respectivamente, como se presenta en la figura 9, en el marco teórico.

10.4 Pruebas de voltaje y potencia eléctrica.

El voltaje máximo alcanzado en la prueba de vacío indica que actualmente el diseño de aerogenerador no sería capaz de cargar una batería, ya que estas usualmente requieren de un potencial mínimo de 12 [V], 3 veces mayor que los 4.1 [V] alcanzados.

Por otra parte, calculando la potencia eléctrica como el producto entre el voltaje y la corriente obtenemos un valor de:

$$P_{eli} = V * I = 2 [V] * 0,2 [A] = 0,4 [W]$$

Este valor de potencia debe ser considerado sólo como un nivel de magnitud para propósitos, ya que debido a la irregularidad de giro y dificultad de toma de mediciones para esta prueba no es comparable con otras magnitudes determinadas a lo largo del estudio.

11 Conclusiones y recomendaciones para diseño del rotor

El diseño del sistema de canalización de viento apto para la realización de pruebas aerodinámicas fue desarrollado siguiendo el consejo experto del apoyo paraacadémico del departamento de mecánica de la universidad, y fue verificado por medio de simulaciones computacionales, las cuales sirvieron para estudiar tanto el flujo dentro del sistema como la resistencia mecánica de la estructura frente a los esfuerzos a los que sería sometida. Tomó alrededor de tres meses llegar a un diseño final con los materiales definidos para poder hacer las cotizaciones correspondientes.

La fabricación de este sistema de canalización de viento y la adaptación del existente Sistema de Ensayos para Turbinas Eólicas (SETE) en el Laboratorio de Energías Renovables (LER) de la Universidad, para formar un sistema de túnel de viento de circuito abierto con el que se pudo la realizar ensayos aerodinámicos sobre un prototipo de turbina eólica, fueron llevados a cabo con el apoyo de los paraacadémicos del laboratorio, quienes acompañaron el proceso en la selección de materiales, la compra de éstos, su transporte hacia las instalaciones del LER, utilización de máquinas y herramientas, aplicación de técnicas de metalmecánica y carpintería durante la manufactura y ensamblaje de la canalización de viento hasta quedar terminada e implementada en el laboratorio. Este proceso tomó gran parte del segundo semestre del 2021, y no estuvo listo hasta enero del 2022.

El protocolo de ensayo estandarizado para la calibración de sensores y validación de operación de turbinas Savonius en flujos turbulentos fue desarrollado colaborativamente con un Ingeniero asesor de diseño convocado para apoyar en la prestación de servicios. En primera instancia se definieron las pruebas necesarias para la calibración de los instrumentos de medición y del control de velocidad de viento dentro del túnel, las cuales fueron efectuadas en enero del 2022, posteriormente se definió la metodología de los ensayos a realizar sobre el rotor descrita en este trabajo.

El desarrollo del estudio experimental de la turbina Savonius tripala de álabes móviles diseñada por la empresa fue realizado mayoritariamente durante los meses de marzo y mayo, en conjunto con el Ingeniero asesor y acompañado ejecutivos de la empresa, midiendo los principales parámetros de funcionamiento del rotor: rapidez del viento incidente, velocidad de giro del rotor y torque, y, posteriormente, voltaje y corriente generados.

Durante la primera fase de este estudio se llegó a la conclusión de que la movilidad de los álabes, diseñada como un ángulo variable de apertura entre álabes, no aportaba positivamente al desempeño del prototipo de turbina, sino que podía llegar a disminuir la capacidad de este de generar energía al enfrentarse a velocidades de viento sobre los 8 [m/s], generando también mucha inestabilidad estructural (vibraciones mecánicas). Los resultados considerados finalmente para la caracterización de la turbina fueron los obtenidos con el rotor rígido.

Tras comparar los valores de C_p y TSR determinados a partir de los resultados experimentales con los esperados según la literatura para turbinas de arrastre, se observó que rotor es definitivamente deficiente para la generación de energía a partir del viento, con un coeficiente de potencia 10 veces menor a la esperada por modelos de turbinas Savonius presentes en el mercado, donde el rango de operación del TSR fue también muy acotado respecto del esperado, alcanzando apenas una décima parte de éste.

Finalmente, se dieron recomendaciones para mejorar tanto el diseño del rotor como el de la estructura en el que se pretende instalar:

- Cambiar la geometría de los álabes, aumentando su curvatura, y cambiando la razón de aspecto de éstos para privilegiar alto sobre el diámetro. Estos cambios acercarían el diseño a una forma de turbina Savonius clásica, esperando un comportamiento más parecido al teórico y mejor al experimentado.
- Rediseño del sistema de reducción de torque, el cual actualmente está sobredimensionado, resultando en una reducción excesiva del torque transmitido por pérdidas de roce y vibraciones, lo que dificulta la operación del equipo al conectar una siquiera una pequeña carga al generador.
- Invertir más trabajo en la realización de simulaciones dinámicas computacionales para asistir en el diseño, previo a la fabricación de prototipos, lo que ayudará a evitar pérdidas asociadas a la manufactura de partes y piezas con alto potencial de ser desechadas, así como disminuir el trabajo de ensayos en laboratorio.

12 Oportunidades de mejora para banco de pruebas

Así como el diseño traído por la empresa puede ser sometido a cambios para mejorar su desempeño, también el banco de pruebas puede ser mejorado para aumentar la precisión y exactitud de la data extraíble en las mediciones, así como su propia confiabilidad. Entre estas posibles mejoras se listan:

- Aumentar el flujo de viento que alimenta al SETE, cambiando el soplador único actual por una matriz de sopladores que sea capaz de operar en su lugar.
- Aumentar el área transversal de la canalización de aire para alejarse del flujo de jet actualmente operativo y acercarse a una correcta imitación de flujo libre uniforme.
- Diseñar una malla fractal que permita orientar la turbulencia del flujo de mejor manera que la actual rejilla instalada a las entrada y salida de la canalización.
- Diseñar e implementar instrumentación (matriz de sensores) que permita medir en tiempo real la velocidad del viento incidente y también la velocidad del viento después de interactuar con la turbina, con el objetivo de poder caracterizar el flujo de una manera más completa.
- Cambiar la pantalla de papel blanco por una pantalla luminosa que permita observar con más claridad la operación de cualquier rotor instalado en el banco de pruebas.
- Implementar una máquina de humo que permita trazar el flujo dentro del túnel de viento.
- Aumentar la estabilidad de la estructura del freno dinamométrico, así como verificar el rectificado del eje el freno dinamométrico, ambas acciones para minimizar el nivel de vibraciones que ocurren al hacer pruebas a velocidades medianamente altas de viento incidente.
- Diseñar adaptaciones en el sistema de freno dinamométrico que permitan la modulación para realizar ensayos sobre turbinas de eje horizontal en caso de que se requiera.

13 Bibliografía

- [1] Erlich R. (2013): RENEWABLE ENERGY A First Course. U.S.: CRC Press
- [2] Belke, Ansgar; Dreger, Christian; de Haan, Frauke (2010): Energy Consumption and Economic Growth – New Insights into the Cointegration Relationship, Ruhr Economic Papers, No. 190, ISBN 978-3-86788-214-9, Rheinisch-Westfälisches Institut für Wirtschaftsforschung (RWI), Essen.
- [3] <https://ourworldindata.org/energy-production-consumption>, Visitada el 24 de abril de 2021.
- [4] Höök, M., Tang, X. (2013) "Depletion of fossil fuels and anthropogenic climate change: a review" Energy Policy, 52: 797-809; doi: 10.1016/j.enpol.2012.10.046
- [5] <https://www.aeeolica.org/sobre-la-eolica/la-eolica-en-el-mundo>, Visitada el 24 de abril de 2021.
- [6] [https://www.ge.com/renewableenergy/wind-energy/offshore-wind/haliade-x-offshore-turbine#:~:text=VIDEO-World's%20Most%20Powerful%20Offshore%20Wind%20Turbine,64%25\)%2C%20and%20digital%20capabilities](https://www.ge.com/renewableenergy/wind-energy/offshore-wind/haliade-x-offshore-turbine#:~:text=VIDEO-World's%20Most%20Powerful%20Offshore%20Wind%20Turbine,64%25)%2C%20and%20digital%20capabilities), Visitada el 27 de abril de 2021.
- [7] Balduzzi, Francesco & Bianchini, Alessandro & Carnevale, Ennio Antonio & Ferrari, Lorenzo & Magnani, Sandro, (2012). "Feasibility analysis of a Darrieus vertical-axis wind turbine installation in the rooftop of a building," Applied Energy, Elsevier, vol. 97(C), pages 921-929, ISSN 0306-2619, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.12.008.
- [8] <https://www.plct.dk/>, visitada el 14 de abril de 2021.
- [9] <https://nrc.canada.ca/en/research-development/nrc-facilities/9-m-wind-tunnel-research-facility>, visitada el 26 de abril de 2021.
- [10] <http://www.cener.com/areas-de-investigacion/energia-eolica/areas-de-actuacion-en-energia-eolica/laboratorio-de-ensayo-de-aerogeneradores-lea/>, visitada el 28 de abril de 2021.
- [11] Álvarez R. (2020) "DISEÑO ESTRUCTURAL E IMPLEMENTACIÓN DEL PROTOCOLO DE PRUEBAS DEL SISTEMA DE ENSAYOS DE MICROREDES DE COGENERACIÓN ELÉCTRICA EN BASE A ENERGÍAS RENOVABLES", trabajo de titulación de Ingeniería Civil Mecánica, UTFSM.
- [12] Palencia, Jiménez, Utria (2015): Computational model of Savonius turbine, vol. 23, No. 3, pp. 406-412, ISSN 0718-3305, doi:10.4067/S0718-33052015000300009.
- [13] Kang, Opare, Pan, Zou (2018): Upstream Flow Control for the Savonius Rotor under Various Operation Conditions, *Energies* 2018, 11, 1482; doi: 10.3390/en11061482
- [14] <https://cfd-training.com/produit/openfoam-tutorial-savonius-wind-turbine/>, visitada el 15 de julio de 2021.
- [15] Torresi, De Benedittis, Fortunato, Camporeale (2014): Performance and flow field evaluation of a Savonius rotor tested in a wind tunnel, *Energy Procedia*, vol. 45, pages 207-216, ISSN 1876-6102, doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.023.

- [16] Sanusi, Soeparman, Wahyundi, Yuliati (2016): Experimental Study of Combined Blade Savonius Wind Turbine. 6. 615-619. Departamento de ingeniería mecánica, Universidad Brawijaya, Jalan MT. Haryono 167, Malang 65145, Indonesia. Departamento de ingeniería mecánica, Universidad Nusa Cendana, Jalan Adi Sucipto, Kupang, 85001, Indonesia.
- [17] Amiri, Kahrom, Teymourash (2018): Aerodynamic Analysis of a Three-Bladed Pivoted Savonius Wind Turbine: Wind Tunnel Testing and Numerical Simulation, Journal of Applied Fluid Mechanics, vol. 12, pag 819-829, doi:10.29252/jafm.12.03.29324.
- [18] Al-Faruk, Sharifian (2016): Geometrical optimization of a swirling Savonius wind turbine using an open jet wind tunnel, Alexandria Engineering Journal, vol 55, issue 3, pag 2055-2064, ISSN 1110-0168, doi: 10.1016/j.aej.2016.07.005.
- [19] https://www.mouser.com/catalog/additional/ATS_Qpedia_Dec07_Understanding%20hot%20wire%20anemometry9.pdf, visitada el 25 de julio de 2021.
- [20] https://instrumentosdemedicion.org/meteorologica/anemometro/#Anemometros_de_helice, visitada el 25 de julio de 2021.
- [21] Burton, Sharpe, Jenkins, Bossanyi (2001): WIND ENERGY HANDBOOK. U.K.: John Wiley & Sons, Ltd.
- [22] Manwell, McGowan, Rogers (2009): WIND ENERGY EXPLAINED THEORY, DESIGN AND APPLICATION Second Edition. U.K.: John Wiley & Sons, Ltd.
- [23] Maldonado J. (2020) "DISEÑO, FABRICACIÓN Y PRUEBAS DE UN MICROAEROGENERADOR HÍBRIDO MULTIPROPÓSITO", trabajo de titulación de Ingeniería Civil Mecánica, UTFSM.
- [24] Sanzana R. (2017) "DISEÑO Y PRUEBAS NUMÉRICAS DE UN MICROAEROGENERADOR HÍBRIDO MULTIPROPÓSITO", trabajo de titulación de Ingeniería Civil Mecánica, UTFSM.
- [25] Diago Vidal C. (2019) "Diseño de un aerogenerador Savonius para uso doméstico", trabajo de Máster Universitario en Ing. Mecatrónica, UNIVERSITAT POLITECNICA DE VALENCIA.
- [26] Johns J, 2010, "Renewables – the last 10 years; lessons for the future?" Renewable energy country attractiveness index, 24: 3-6.
- [27] Sigurd Savonius (1926): "The wing-rotor in theory and practice", Helsingfors,

Anexo 1 - Registro fotográfico del trabajo realizado para la manufactura del túnel de viento.



Figura 70, Registro fotográfico de trabajo de mecanizado para manufactura de túnel de viento.



Figura 71, Registro fotográfico de trabajo de carpintería para manufactura de túnel de viento.

Anexo 2 – Guía de laboratorio de caracterización de turbina eólica

MEC386 – Energías Renovables No Convencionales

Profesor: Dr. Ing. Alex Flores Maradiaga

Laboratorio “Medición de Torque y RPM de Turbina Eólica de Eje Vertical”

Introducción:

Entre todas las opciones de energías renovables no convencionales, la eólica es la que actualmente presenta un mayor porcentaje de la matriz energética mundial, habiendo entregado 3540 [TWh] el año 2019. Los países con mayor potencia eólica instalada para el año 2019 (ordenados de mayor a menor potencia instalada) incluyen a China, EE. UU., Alemania, India, España, Reino Unido, Francia, Brasil y Canadá.

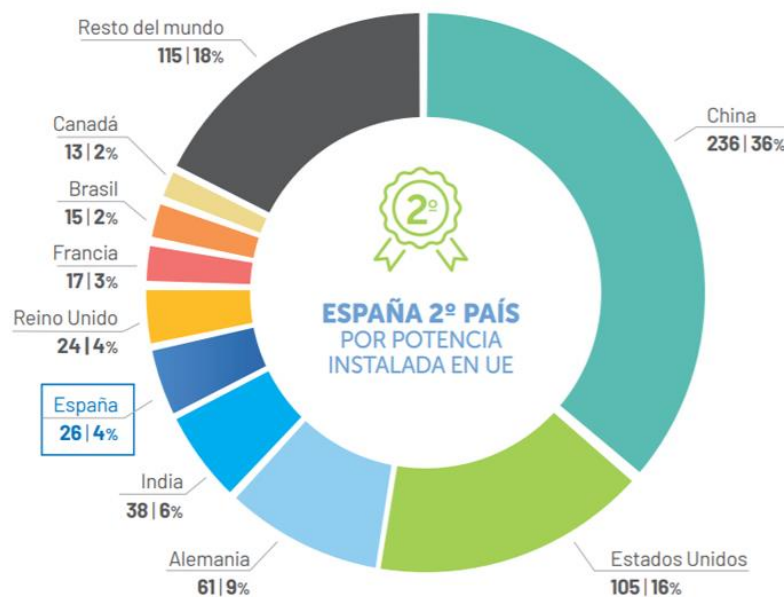


Figura 72, Capacidad de generación eólica instalada en 2019 en GW y porcentaje global.
Extraída de <https://www.aeeolica.org/sobre-la-eolica/la-eolica-en-el-mundo>

Existen dos grandes categorías de aerogeneradores de acuerdo con su capacidad de producción: están las grandes turbinas de viento, instaladas usualmente en granjas eólicas con rangos de potencia desde 500 [kW] hasta 14 [MW] por turbina, que pueden alimentar directamente la matriz energética interconectada del país donde estén instaladas. Y también están las pequeñas turbinas (llamadas *Small Wind* o *Micro Wind*), que abarcan desde potencias menores de 1 [kW] hasta 250 [kW], utilizadas en aplicaciones agrícolas, domésticas, incluso industriales; dentro de ciudades, o en zonas rurales en donde no llegan las redes eléctricas.

Evidentemente, las grandes y pequeñas turbinas, a pesar de que funcionan en base a los mismos principios físicos para generar energía, al trabajar en contextos diferentes, se enfrentan a diferentes desafíos. En el contexto urbano de *Small Wind*, debido a los obstáculos para el viento que representan árboles, casas y edificios, los equipos se ven enfrentados a flujos turbulentos, con direcciones erráticas y velocidades altamente variables. Frente a estas condiciones, las turbinas eólicas de eje vertical se presentan como opciones atractivas, debido a su mejor comportamiento frente a flujos turbulentos y

multidireccionales, además de tener un menor impacto visual y acústico, los cuales se vuelven aspectos importantes al contemplar la instalación de equipos en entornos urbanos.

Un tipo de turbina de eje vertical son las turbinas Savonius, estas turbinas operan bajo el principio de arrastre (*drag*). Los diseños originales de los rotores Savonius, inventados por el ingeniero finlandés Sigurd J. Savonius a inicios del siglo XX, constaban de dos palas verticales con un perfil curvado. Visto desde arriba, los álabes forman una silueta de “S”. Como una variación de diseño, entre las palas se puede permitir un espaciado (o superposición) que puede hacer variar su comportamiento aerodinámico. A continuación, en la figura 2, se presentan diagramas con líneas de flujo dibujadas a través de dos rotores Savonius bipala, uno con las palas pegadas y otro con espaciado entre las palas, donde se pueden apreciar líneas de flujo que se devuelven (fenómeno de reflujo):

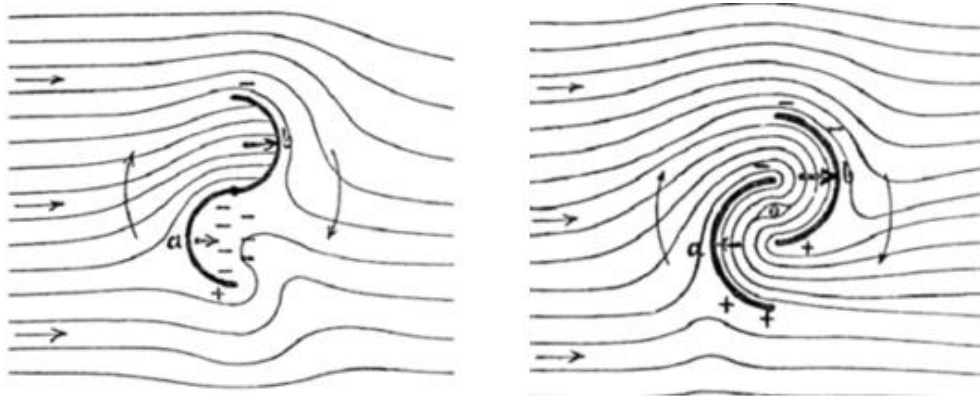


Figura 73, Diagramas de flujo a través de rotores Savonius, sin espaciado entre las palas y con espaciado entre las palas.

Las formas cóncavas presentan un mayor arrastre aerodinámico que las convexas, entonces al enfrentarse el rotor con un flujo uniforme de aire se genera un torque asimétrico, el cual es el responsable del movimiento rotatorio.

Objetivos:

El presente ensayo se realizará en el Laboratorio de Energías Renovables del Departamento de Ingeniería Mecánica, con el objetivo principal de observar y caracterizar la operación de una turbina eólica de eje vertical de tipo Savonius.

Se definen los siguientes objetivos específicos para dicha actividad:

- Identificar las principales variables que afectan el rendimiento de las turbinas eólicas y los instrumentos para su medición: Condiciones atmosféricas ambientales, velocidad de viento incidente, torque y velocidad de giro
- Obtener las curvas características de una turbina eólica, identificando las variables necesarias a medir, la obtención de puntos de operación y el procedimiento de obtención de las curvas de Potencia v/s Velocidad lineal del viento y Coeficiente de potencia (C_p) v/s Velocidad específica (TSR). Comprender el significado físico de cada una de las variables implicadas.

Metodología:

1. Introducción práctica en la que se identifican los instrumentos de medición y su calibración.
2. Se verifica el funcionamiento del SETE y se definen las velocidades de viento a ensayar.
3. Obtener los puntos de operación, aplicando una carga a la turbina utilizando el freno dinamométrico, desde el giro libre (carga mínima) hasta la detención total del rotor.

4. Medir las variables de análisis con los instrumentos
 - a. Velocidad de viento incidente.
 - b. Torque.
 - c. Velocidad de giro del rotor.

Análisis:

Para un análisis de la “eficiencia” de una turbina eólica se realiza un cálculo de la energía cinética y potencia disponibles en el viento, que dependen de la velocidad (U) y densidad del flujo (ρ), así como del área transversal atravesada por el flujo (A) de la siguiente manera:

$$P_w = \frac{\rho * A * U^3}{2}$$

Entendiendo que es físicamente imposible que una máquina pueda extraer la totalidad de esta energía y transformarla en energía cinética rotacional, se define el coeficiente de potencia C_p como la razón entre la potencia extraída por la turbina y la potencia disponible en el viento.

$$C_p = \frac{P_{Turbina}}{P_w}$$

Donde la Potencia de la turbina, al igual que la de cualquier otra máquina rotodinámica, se puede determinar como el producto de la velocidad de rotación de ésta y el torque que esta ejerce.

$$P_{Turbina} = Torque * rpm$$

Adicionalmente, para facilitar la comparación entre la operación de diferentes tipos de turbinas eólicas es que se define la magnitud adimensional de velocidad específica (*Tip Speed Ratio* o TSR) como la razón entre la velocidad de la punta de las aspas del rotor con la velocidad del viento incidente:

$$TSR = \frac{\omega R}{U} = \frac{2\pi N * R}{U}$$

La curva característica de la turbina relaciona el TSR como variable independiente, con el C_p como variable dependiente.

Se solicita lo siguiente:

1. Con los datos de Torque y rpm, calcular la potencia mecánica generada por la turbina y graficar las curvas de Torque según RPM y Potencia según Velocidad lineal del viento.
2. Calcular C_p y TSR y graficar la curva característica de la turbina ensayada.
3. Determinar puntos de operación óptimos para la turbina ensayada.