

Diseño y construcción de un prototipo de hidro ala basculante para el aprovechamiento de la energía hidráulica fluvial

Santiago Agudelo Sepúlveda

Henry Mauricio Silva Ortega

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Director

William Pinto Hernández

PhD. Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial de Santander

Facultad de ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2025

Dedicatoria

Quiero agradecer en primera instancia a mi madre Nancy Sepúlveda Vergel, que dio todo por criar y educar a una persona con los mejores valores y amor que cabía en su corazón, porque gracias a ella tuve la posibilidad de realizar mis estudios y me apoyó con toda su comprensión en las decisiones más importantes para mi vida. También quiero agradecer a mi abuela Fidelina Vergel por ser esa segunda madre para mí y darme un amor incondicional. A mi novia Daniela Cárdenas que estuvo como soporte para mí en todo momento y me complementó en mi desarrollo para ser mejor persona. A Omar Uzcátegui por brindarme su amistad incondicional y ayuda en momentos cruciales. Por supuesto, también a mi amigo de toda la vida Jhoan Acevedo, por ser una figura de admiración y por impulsarme a ser mejor en lo que hago. Por último, quiero agradecer a todos mis amigos y seres queridos que aportaron lo mejor de cada uno para ayudarme en mi crecimiento personal para obtener este logro tan importante.

Santiago Agudelo Sepúlveda

Esta tesis va dedicada a mis padres Henry Silva y Sandra Ortega, por su apoyo y amor incondicional en los buenos y malos momentos, por enseñarme que la verdadera riqueza está en la familia, los valores y la perseverancia. A ellos, quienes con su ejemplo me han inspirado a alcanzar mis metas y me han brindado las herramientas para convertirme en la persona que soy hoy. A mis hermanas, Katheryn y Valery, quienes creyeron en mi incluso cuando yo no lo hacía. A mi abuela Ana Carrillo, que con una fe inquebrantable me inspiró a no rendirme y seguir luchando. A mis amigos del alma Nicolás Arciniegas y Santiago Martínez, por caminar a mi lado en este viaje que llamamos vida, por sus consejos y sobre todo su compañía. Para finalizar, le doy gracias a todas las personas que dejaron su huella en mi camino personal y académico. Esta obra es el reflejo de todos ustedes y del apoyo que me han brindado.

Henry Mauricio Silva Ortega

Agradecimientos

Al profesor William Pinto por sus correcciones, sugerencias, guía, ayuda y confianza en nosotros para el correcto desarrollo de este proyecto.

A los profesores que a lo largo de nuestro camino nos instruyeron en la parte académica y nos enseñaron a afrontar cada una de las situaciones que se nos pueden presentar tanto en el ambiente laboral como en la vida cotidiana.

A la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander por formarnos como próximos ingenieros mecánicos.

Tabla de Contenido

Introducción.....	28
1. Planteamiento del Problema	29
2. Objetivos.....	31
2.1. Objetivo General	31
2.1. Objetivos Específicos	31
3. Marco Teórico.....	31
3.1. Antecedentes	31
3.1.1. Antecedentes a Nivel Internacional.	31
3.1.1.1. Dispositivo de energía de corriente de marea Stingray (The Engineering Business Ltd., 2005).....	31
3.1.1.2. Diseño y simulación de una turbina hidráulica para una minicentral hidroeléctrica ubicada en el canal de riego occidental de la laguna de San Marcos (Valladares, Villacrés, 2019).	32
3.1.1.3. Análisis de viabilidad en el diseño de una minicentral hidroeléctrica para reducir el costo de consumo de energía eléctrica en la empresa Hortifrut-tal S.A. (Crespin, 2019).	33
3.1.2. Antecedentes a Nivel Nacional	33
3.1.2.1. Diseño de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para pruebas de laboratorio (Moyano, Pinzón, 2018).	33

3.1.2.2. Diseño e implementación de una turbina eólica de bajo costo en zona rural del departamento del Meta (Cucaita, Palomino, 2021).....	34
3.1.3. Antecedentes a Nivel Regional	35
3.1.3.1. Diseño y simulación de pico turbina hidráulica mediante herramientas CAD y CAE, dirigida a zonas no interconectadas (Paz, 2021).	35
3.1.3.2. Generación de energía eléctrica a través de la tecnología de microturbina en la finca la Pomba, zona rural de Fusagasugá (Chica, 2017).	36
3.2. Referentes Históricos	37
3.2.1. Energía Hidráulica	37
3.2.1.1. Energía undimotriz.....	37
3.2.1.2. Energía mareomotriz.....	38
3.2.1.3. Energía maremotérmica (OTEC).....	38
3.2.1.4. Energía de las corrientes marinas/fluviales.....	39
3.2.2. Caudal.....	40
3.2.2.1. Fluvial.....	40
3.2.3. Fuerzas Hidrodinámicas	41
3.2.3.1. Viscosidad.	41
3.2.3.2. Número de Reynolds.....	41
3.2.3.3. Flujo laminar.....	42

3.2.2.4. Flujo turbulento.....	42
3.2.3.5. Fuerzas de arrastre.....	43
3.2.3.6. Fuerzas de sustentación.....	44
3.2.4. Sistema Oscilatorio.....	45
3.2.4.1. Brazo basculante.....	45
3.2.4.2. Aleta.....	45
3.2.4.3. Pivote.....	45
3.2.5. Mecanismo de Barras.....	45
3.2.5.1. Grados de libertad.....	46
3.2.5.2. Mecanismo plano.....	46
3.2.5.3. Eslabón.....	46
3.2.5.4. Manivela.....	47
3.2.5.5. Balancín.....	47
3.2.5.6. Biela.....	47
3.2.5.7. Bastidor.....	47
3.2.5.8. Juntas.....	47
3.2.5.9. Semijuntas.....	48
3.2.5.10. Ley de Grashof.....	48

3.2.5.11. Mecanismo de clase I.....	48
3.2.5.11.1. Mecanismo manivela balancín.....	49
3.2.5.11.2. Mecanismo doble manivela.....	50
3.2.5.12. Mecanismo de clase II.....	50
3.2.5.12.1. Mecanismo doble balancín.....	50
3.2.5.13. Mecanismo manivela deslizador.....	51
3.2.6. Fuerzas Aplicadas.....	52
3.2.6.1. Fuerzas internas.....	52
3.2.6.1.1. Fuerza normal (N).....	52
3.2.6.1.2. Fuerza cortante (V).....	52
3.2.6.1.3. Momento de torsión (T).....	53
3.2.6.1.4. Momento flector (M).....	53
3.2.6.2. Esfuerzo normal axial.....	53
3.2.6.3. Esfuerzo cortante.....	54
3.2.6.4. Esfuerzo torsor.....	54
3.2.6.5. Esfuerzo flexor.....	55
3.2.6.6. Factor de seguridad.....	55
3.2.6.7. Carga combinada.....	56

3.2.7. Fatiga	56
3.2.7.1 Factores de Marin.....	57
3.2.7.1.1. Factor de superficie k_a	58
3.2.7.1.2. Factor de tamaño k_b	58
3.2.7.1.3. Factor de carga k_c	59
3.2.7.1.4. Factor de temperatura k_d	60
3.2.7.1.5. Factor de confiabilidad k_e	60
3.2.7.2. Factor de concentración de esfuerzo.....	60
3.2.7.3. Combinaciones de modos de carga.....	63
3.2.7.4. Criterios de falla.....	64
3.2.7.5. Cojinetes.....	65
3.2.8. Cinemática plana de un cuerpo rígido	67
3.2.8.1. Traslación.....	67
3.2.8.2. Rotación alrededor de un eje fijo.....	67
3.2.8.3. Movimiento relativo por medio de ejes rotatorios.....	68
3.2.9. Cinética plana de un cuerpo rígido.....	69
3.2.9.1. Momento de inercia.....	69
3.2.9.2. Ecuaciones de movimiento plano.....	70

3.2.9.2.1. Traslación rectilínea.....	70
3.2.9.2.1. Rotación alrededor de un eje fijo.....	70
4. Análisis y Selección de Alternativas.....	71
4.1. Alternativas Contempladas.....	71
4.1. Alternativa de Transmisión de Sistema de Engranajes	72
4.1.2. Alternativa de Transmisión Hidráulica	72
4.1.3. Alternativa de Transmisión por Mecanismo de Barras	73
4.2. Función de Calidad de las Alternativas Para el Sistema Basculante	74
4.2.1. Requerimientos del Cliente Para el Sistema Basculante.....	74
4.2.1.1. Económicos.	74
4.2.1.2. Instalación y mantenibilidad.	74
4.2.1.3. Influencia local.....	74
4.2.2. Requerimientos de Diseño Para el Sistema Basculante	75
4.2.3. Matriz de Calidad Para el Sistema Basculante	75
4.2.4. Alternativa Seleccionada Para el Sistema Basculante.....	76
5. Diseño en Detalle del Subsistema de Generación	76
5.1. Selección de la Aleta de Acuerdo con el Estándar NACA	76
5.2. Análisis del Comportamiento Hidrodinámico de la Aleta.....	77

5.2.1. Geometría del Dominio	77
5.2.2. Mallado	78
5.2.3. Modelo y Validación	79
5.2.5. Variación angular y fuerzas resultantes de la aleta a escala real	81
5.3. Diseño del Mecanismo de Barras.....	81
5.3.1. Resultados del Diseño de Mecanismo de Barras	83
5.4. Análisis Estructural Estático.....	84
5.4.1. Análisis Estructural de la Hidroala	85
5.4.2. Resultados Análisis Estructural de la Hidroala	90
5.4.3. Análisis Estructural del Brazo Basculante	92
5.4.4. Resultados Análisis Estructural del Brazo Basculante.....	95
5.4.5. Análisis Estructural del Eslabón R3.....	97
5.4.6. Resultados Análisis Estructural del Eslabón R3	100
5.4.7. Análisis Estructural del Eslabón R2.....	102
5.4.8. Resultados Análisis Estructural del Eslabón R2	105
5.5. Análisis Dinámico	107
6. Diseño en Detalle del Subsistema de Topes	111
6.1. Diseño de los Topes que Restringen el Ángulo de Ataque de la Aleta.....	111

6.2. Diseño de los Topes que Cambian la Dirección del Movimiento de la Aleta	112
7. Diseño en Detalle del Subsistema de Soporte	114
8. Construcción del Prototipo a Escala 1:5 del Sistema	116
8.1. Elaboración y Ensamblado de las Piezas del Sistema	116
8.2. Validación del Funcionamiento del Sistema Basculante	118
9. Análisis de Costos Para el Desarrollo y Simulación del Proyecto	121
10. Análisis de la Eficiencia Energética del Sistema.....	123
10.1. Procesamiento de Datos	123
10.2. Evaluación de la Eficiencia Energética del Sistema a Escala Real	125
11. Conclusiones.....	126
Referencias	128
Apéndices	132

Tabla de Figuras

Figura 1. Convertidor de energía de olas Pelamis en funcionamiento. Fuente: EMEC (s.f.).....	38
Figura 2. Laguna de marea de la bahía de Swansea. Fuente: Tethys (2020)	38
Figura 3. Puesta en marcha de la hidro ala oscilante Stingray. Fuente: The Engineering Bussiness Lmt. (2005).....	39
Figura 4. Ecuación de caudal.....	40
Figura 5. Corriente fluvial. Fuente: Valdivieso, A. (2020)	41
Figura 6. Ecuación del número de Reynolds.....	42
Figura 7. Flujo laminar. Fuente: Ramos, L. (2023)	42
Figura 8. Flujo turbulento. Fuente: Ramos, L. (2023).....	43
Figura 9. Ecuación de la fuerza de arrastre.	43
Figura 10. Ecuación de la fuerza de sustentación.....	44
Figura 11. Fuerzas que actúan sobre un perfil alar sumergido en un fluido. Fuente: Wikipedia (s.f.)	45
Figura 12. Ecuación de grados de libertad para un mecanismo de barras.....	46
Figura 13. Tipos de eslabones. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)	47
Figura 14. Representación esquemática de junta. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)	48
Figura 15. Ecuación de la Ley de Grashof.	48

Figura 16. Mecanismo de clase I. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.).....	49
Figura 17. Mecanismo manivela balancín. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.).....	49
Figura 18. Mecanismo doble manivela. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)	50
Figura 19. Mecanismo doble balancín. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)	51
Figura 20. Mecanismo manivela deslizador. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.).....	52
Figura 21. Cargas que actúan sobre un cuerpo. Fuente: Mecánica de Materiales (2017)	53
Figura 22. Ecuación esfuerzo axial.....	53
Figura 23. Esfuerzo axial. Fuente: Mecánica de Materiales (2017)	54
Figura 24. Ecuación esfuerzo cortante.	54
Figura 25. Ecuación esfuerzo torsor.	54
Figura 26. Ecuación esfuerzo flector.	55
Figura 27. Ecuación factor de seguridad.	55
Figura 28. Ecuación para carga combinada.	56
Figura 29. Ecuación para el esfuerzo ideal por fatiga.	57
Figura 30. Ecuación para el esfuerzo a la fatiga real.....	57
Figura 31. Ecuación para el factor de superficie de Marin.....	58
Figura 32. Ecuación para el factor de tamaño de Marin.....	59
Ilustración 33. Ecuación para el diámetro equivalente.....	59

Figura 34. Ecuación para el factor de carga de Marin.	60
Figura 35. Ecuación factor de temperatura de Marin.	60
Figura 36. Ecuaciones para esfuerzo flector y esfuerzo cortante máximo.	61
Figura 37. Ecuaciones factor de concentración para esfuerzo flector y esfuerzo cortante.	61
Figura 38. Sensibilidad a la muesca q para aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012).....	62
Figura 39. Sensibilidad a la muesca q cortante para aceros y aleaciones de aluminio sometidos a torsión inversa. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012).....	62
Figura 40. Factor Kt para barra rectangular con un agujero transversal en flexión. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012)	63
Figura 41. Factor Kt para placa cargada en tensión mediante un pasador a través de un agujero. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012)	63
Figura 42. Ecuaciones de esfuerzo medio y esfuerzo alternante.	64
Figura 43. Ecuaciones de Von Mises para esfuerzo alternante y para esfuerzo medio.....	64
Figura 44. Ecuaciones de Soderberg, Goodman-modificado, Gerber y ASME-elíptico.	65
Figura 45. Ecuación de fluencia estática de Langer.	65
Figura 46. Ecuación de carga dinámica equivalente para cojinetes.....	66
Figura 47. Ecuación de vida nominal básica para cojinetes.	66
Figura 48. Ecuaciones de posición, velocidad y aceleración para cuerpo rígido.	67

Figura 49. Ecuaciones de velocidad angular para rotación alrededor de un eje fijo, desplazamiento angular para rotación alrededor de un eje fijo, alternativa de velocidad angular para rotación alrededor de un eje y velocidad, aceleración tangencial y aceleración normal.....	68
Figura 50. Ecuaciones de velocidad relativa y aceleración relativa.	68
Figura 51. Ecuación de momento de inercia.	70
Figura 52. Ecuaciones de sumatoria de fuerzas en el eje x, en el eje y y momentos en un punto. .	70
Figura 53. Ecuaciones de sumatoria de fuerzas normales, tangenciales y momentos en rotación alrededor de un eje fijo.....	71
Figura 54. Alternativa de Transmisión de Sistema de Engranajes. Fuente: Elaboración propia. ...	72
Figura 55. Alternativa de Transmisión Hidráulica. Fuente: Elaboración propia.	73
Figura 56. Alternativa de Transmisión por Mecanismo de Barras. Fuente: Elaboración propia. ...	74
Figura 57. Curva de la aleta NACA 0012. Fuente: Airfoil Tool.....	77
Figura 58. Geometría del dominio de la aleta. Fuente: Elaboración propia.	78
Figura 59. Malla refinada. Fuente: Elaboración propia.....	79
Figura 60. Comparación Cl simulación vs Cl experimental de la NASA. Elaboración propia.	80
Figura 61. Formato de cálculo para el mecanismo manivela balancín. Fuente: Elaboración propia.	82
Figura 62. Diagrama de fuerzas de la aleta primer momento. Fuente: Elaboración Propia.	85
Figura 63. Diagrama de fuerzas de la aleta segundo momento. Fuente: Elaboración Propia.....	87

Figura 64. Ecuación de fuerza de empuje hidrostático.....	87
Figura 65. Ecuación de fuerza ejercida por la masa.....	88
Figura 66. Diagrama de fuerzas del brazo basculante primer momento. Fuente: Elaboración propia.....	93
Figura 67. Diagrama de fuerzas del brazo basculante segundo momento. Fuente: Elaboración propia.....	94
Figura 68. Diagrama de fuerzas del Eslabón R3 primer momento. Fuente: Elaboración propia. ..	98
Figura 69. Diagrama de fuerzas del Eslabón R3 segundo momento. Fuente: Elaboración propia.	99
Figura 70. Diagrama de fuerzas del Eslabón R2 primer momento. Fuente: Elaboración propia.	103
Figura 71. Diagrama de fuerzas del Eslabón R2 segundo momento. Fuente: Elaboración propia.	104
Figura 72. Dirección de la fuerza de sustentación. Fuente: Elaboración propia.....	109
Figura 73. Dirección de la fuerza de arrastre. Fuente: Elaboración propia	109
Figura 74. Diseño del tope que restringe el ángulo de ataque de la aleta. Fuente: Elaboración propia.....	112
Figura 75. Ángulo de la aleta cuando se dispone a cambiar de dirección en su movimiento. Fuente: Elaboración propia.	113
Figura 76. Diseño de los topes que cambian la dirección del movimiento de la aleta. Fuente: Elaboración propia.	113

Figura 77. Ángulo de la aleta respecto a la dirección de la corriente cuando entra en contacto con el tope que cambia la dirección de esta. Fuente: Elaboración propia.....	114
Figura 78. Eje hueco del subsistema de soporte. Fuente: Elaboración propia.....	115
Figura 79. Eje macizo roscado del subsistema de soporte. Fuente: Elaboración propia.	115
Figura 80. Piezas 3D elaboradas con filamento de PLA. Fuente: Elaboración propia.....	116
Figura 81. Todas las piezas utilizadas para la construcción del prototipo a escala del sistema basculante. Fuente: Elaboración propia.....	117
Figura 82. Prototipo escalado del sistema basculante. Fuente: Elaboración propia.	118
Figura 83. Probeta de un litro. Fuente: Elaboración propia.....	119
Figura 84. Ecuaciones de número adimensional de Froude, igualdad de velocidades para el modelo escala y el modelo real y velocidad para el modelo escala.	120
Figura 85. Medición de la fuerza con ayuda de un dinamómetro. Fuente: Elaboración propia. ...	121
Figura 86. Potencia disponible versus tiempo. Fuente: Elaboración propia.....	123
Figura 87. Ecuación de energía generada.	124
Figura 88. Ecuación e la potencia promedio.	124
Figura 89. Ecuación de la potencia cinética.	125
Figura 90. Ecuación de eficiencia.....	125

Tabla de Tablas

Tabla 1. Parámetros en el factor de superficie de Marin. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012)	58
Tabla 2. Factores de confiabilidad k_e . Fuente: Diseño En ingeniería mecánica De Shigley (2012)	60
Tabla 3. Parámetros de Weibull de vidas nominales. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012)	67
Tabla 4. Matriz QFD para selección de alternativas. Fuente: Elaboración propia.	75
Tabla 5. Evaluación de alternativas. Elaboración propia.	76
Tabla 6. Comparación CI simulación vs CI experimental de la NASA. Elaboración propia.	80
Tabla 7. Fuerzas de arrastre y sustentación correspondientes a cada ángulo de ataque. Fuente: Elaboración propia.	81
Tabla 8. Parámetros del mecanismo de barras para el subsistema de generación. Fuente: Elaboración propia.	83
Tabla 9. Análisis estructural de hidroala. Fuente: Elaboración propia.	91
Tabla 10. Análisis estructural de hidroala con material polímero. Fuente: Elaboración propia.	92
Tabla 11. Análisis estructural del brazo basculante. Fuente: Elaboración propia.	96
Tabla 12. Análisis estructural del brazo basculante con material polímero. Fuente: Elaboración propia.	97

Tabla 13. Análisis estructural del eslabón R3. Fuente: Elaboración propia.	101
Tabla 14. Análisis estructural del eslabón R3 con material polímero. Fuente: Elaboración propia.	102
Tabla 15. Análisis estructural del eslabón R2. Fuente: Elaboración propia.	106
Tabla 16. Análisis estructural del eslabón R2 con material polímero. Fuente: Elaboración propia.	107
Tabla 17. Velocidades angulares máximas y cargas radiales en las piezas involucradas con el rodamiento. Fuente: Elaboración propia.	110
Tabla 18. Características rodamiento seleccionado. Fuente: Elaboración propia.....	111
Tabla 19. Pruebas para determinar la velocidad media del canal. Fuente: Elaboración propia.....	119
Tabla 20. Pruebas para hallar el torque medio experimental. Fuente: Elaboración propia.	121
Tabla 21. Tabla de costos para el desarrollo del proyecto. Fuente: Elaboración propia.	122
Tabla 22. Parámetros energéticos del mecanismo. Fuente: Elaboración propia.....	124

Tabla de Apéndices

Apéndice A. Planos del sistema de hidro ala basculante. Fuente: Elaboración propia.....	132
Apéndice B. Tiempos y torques del eje de salida de la simulación ANSYS Rigid Body. Fuente: Elaboración propia.	152
Apéndice C. Gráfico de torque versus tiempo del eje de salida de la simulación ANSYS Rigid Body. Fuente: Elaboración propia.	153
Apéndice D. Tiempos y velocidades angulares del eje de salida de la simulación ANSYS Rigid Body. Fuente: Elaboración propia.	153
Apéndice E. Gráfica de velocidad angular versus tiempo del eje de salida de la simulación ANSYS Rigid Body. Fuente: Elaboración propia.	154

Resumen

Título: Diseño y construcción de un prototipo de hidro ala basculante para el aprovechamiento de la energía hidráulica fluvial

Autores: Santiago Agudelo Sepúlveda, Henry Mauricio Silva Ortega

Palabras clave: Generación de energía, corriente fluvial, diseño, hidroala, sistema basculante, construcción, banco de canales abiertos.

La generación de energía es uno de los principales temas a abordar cuando se piensa en el desarrollo de actividades y procesos para abaratar costos tanto en empresas, industrias, microempresas y propiedades privadas. Para esto se suelen utilizar recursos que son de fácil acceso y en lo posible puedan reutilizarse para alcanzar a aprovechar la totalidad de este; uno de estos recursos es el agua, que representa una cantidad finita pero abismal que se establece como uno de los sustentos para la vida en el planeta y el combustible para muchos procesos que se llevan a cabo.

Debido a la importancia del agua en el desarrollo de la vida en general alrededor del planeta, se planteó una alternativa que respete y no contamine este recurso y que también invada lo menos posible al ecosistema y comunidades que conviven en este medio.

Por lo que se estableció el diseño un sistema de generación de energía hidráulica fluvial, por medio de una hidroala que realiza un movimiento basculante gracias a la corriente del río donde se implemente esta alternativa, basándose en la finalidad de las boyas de mar alimentadas gracias a la energía mareomotriz. En aras de evaluar su viabilidad energética se realizó la construcción de un prototipo a Escala 1:5, para su simulación en el banco de canales abiertos.

Abstract

Title: Design and Construction of a Tilting Hydrofoil Prototype for Harnessing River Hydraulic Energy

Authors: Santiago Agudelo Sepúlveda, Henry Mauricio Silva Ortega

Keywords: Energy generation, river current, design, hydrofoil, oscillating system, construction, open-channel flow laboratory.

Energy generation is one of the main issues to address when seeking to develop activities and processes aimed at reducing costs in companies, industries, small businesses, and private properties. To achieve this, resources that are easily accessible and, if possible, reusable are commonly utilized in order to maximize their potential. One such resource is water, a finite yet vast element that serves as one of the essential foundations of life on Earth and as fuel for numerous processes.

Given the importance of water in sustaining life around the planet, an alternative was proposed that both preserves and avoids polluting this resource, while minimizing any disruption to the surrounding ecosystem and the communities that inhabit it.

For this reason, the design of a river hydraulic energy generation system was developed, based on a hydrofoil that performs an oscillating motion driven by the river's current where the system is implemented. The concept draws inspiration from marine buoys powered by tidal energy. To assess its energy feasibility, a 1:5 scale prototype was constructed and tested through simulation in an open-channel flow laboratory.

Introducción

Resaltando el tema acerca del aprovechamiento de los recursos naturales para la realización de tareas tanto para la vida cotidiana como para procesos realizados en el ambiente laboral se deben tener en cuenta los medios utilizados para estas labores y la capacidad de reutilizar estos mismos. En el caso del agua, se comprende como uno de los recursos más preciados, ya que todo ser vivo lo necesita para su supervivencia, pero también se resalta su gran flexibilidad en cuanto a su uso para servir de motor o su ayuda para llevar ciertos procesos a cabo.

Cuando el agua se encuentra en constante movimiento, como es el caso de la marea, se puede aprovechar para la generación de energía, lo cual desemboca en la energía mareomotriz que en muchos casos es recolectada por medio de las boyas de mar. Por lo cual surgió la idea de aprovechar esta energía que puede ser generada por otro cuerpo de agua que presente cierta cantidad de movimiento y pueda ser utilizado para este fin, como lo puede ser un río con una corriente considerablemente provechosa.

Teniendo en cuenta las diferencias en cuanto al movimiento que presentan estos dos cuerpos de agua, se procuró establecer un modelo de sistema que se adaptara a las condiciones y dimensiones establecidas en el medio de trabajo. Siendo así, se optó por un sistema que recibiera la corriente para que, alimentado por esta misma, genere el movimiento basculante del cual se pueda extraer energía de una forma eficiente y funcional, concluyendo en el diseño de un mecanismo oscilante guiado por una hidroala que se adapte al movimiento de la corriente.

Estableciendo las restricciones, se estableció un diseño base lógico, para que por medio de este se pueda empezar con el análisis estructural del sistema e identificar los puntos de mayor criticidad para procurar una alta expectativa de vida funcional. Para esto se necesitaba del análisis sistemático de la aleta en un software para determinar el principio arrastre-sustentación correspondiente para el sistema. Se debe tener en cuenta que este análisis se realizó bajo una situación casi ideal, donde la velocidad de la corriente

es uniforme y siempre es la misma, por lo que es importante resaltar que esta hidroala estuvo pensada para utilizarse en un ambiente donde las condiciones no siempre serán las mismas. Es un factor a tener en cuenta también después de realizar todo el análisis estructural del sistema, ya que se buscó mediante la construcción de un prototipo escalado, simular este ambiente en un banco de laboratorio, donde las condiciones de trabajo para el sistema están ligadas a las limitaciones de trabajo del banco, que es una forma bastante alejada de la representación del movimiento de la corriente de un río.

Teniendo en cuenta lo anteriormente mencionado, la finalidad de este trabajo de investigación fue exponer una alternativa funcional que cumpliera con las condiciones anteriormente expuestas y presentara el movimiento basculante que produzca generación de energía limpia y en lo posible, lo menos invasora para la vida establecida en este tipo de hábitats.

1. Planteamiento del Problema

La energía eléctrica se ha convertido en un elemento esencial para el desarrollo de la humanidad. A pesar de los avances, millones de personas aún no poseen acceso a ella, especialmente en zonas rurales donde podría ser utilizada en sistemas de bombeo para el riego de los diferentes cultivos. En el caso de Colombia, la carencia de la energía eléctrica es debido no sólo a factores económicos, sino también hacen parte de esto factores indirectos como el quedar inmerso entre el conflicto armado y las geografías de difícil acceso.

En la actualidad, el Departamento de Santander cuenta con una cobertura de energía eléctrica en las zonas rurales del 88%. Sin embargo, es evidente la necesidad de desarrollar políticas que amplíen esta cobertura en sectores rurales que aún no cuentan con este servicio. (Gobernación de Santander, 2017)

De este modo, para abordar la problemática de energía eléctrica en zonas no interconectadas, surge la necesidad de darle una solución apta y asequible. Así, la pregunta de investigación se formula de

la siguiente manera: ¿Puede el diseño y construcción de un sistema basculante para el aprovechamiento de la energía hidráulica fluvial solucionar la problemática anteriormente planteada?

El desarrollo de esta propuesta se torna con importancia porque se considera una opción factible para producir energía limpia y también innovadora ya que en la actualidad existen sistemas mecánicos que funcionan a partir de la energía generada por el movimiento de las olas, pero que no utilizan la corriente producida por un río como una opción para tener en cuenta. Esta alternativa es relevante debido a su versatilidad en funciones como producir energía o establecerse como sistema de bombeo y por presentar un reducido impacto ambiental en comparación con las turbinas, las cuales implican obras civiles que requieren de altas inversiones y también alterar significativamente el ecosistema fluvial al fragmentar el caudal, bloquear la migración de peces y la acumulación de biomasa.

2. Objetivos

2.1. Objetivo General

Diseñar y construir un prototipo de mecanismo para generación de movimiento ascendente/descendente que utiliza como principio el movimiento del cauce fluvial para la producción de energía teniendo en cuenta su viabilidad técnica.

2.1. Objetivos Específicos

- ✓ Diseñar un mecanismo de generación de energía con movimiento ascendente-descendente basado en el principio de arrastre/sustentación hidrodinámica que opere en un caudal entre 100-1000 Litros/segundo y se adhiera a unas dimensiones de 1.5 metros de ancho y 2.5 metros de alto.
- ✓ Construir un prototipo en Escala 1:5 del sistema basculante para la realización de pruebas de laboratorio en el banco de canales abiertos.
- ✓ Determinar la disponibilidad energética del sistema basculante propuesto mediante la medición de la fuerza y velocidad angular del eje.

3. Marco Teórico

3.1. Antecedentes

3.1.1. Antecedentes a Nivel Internacional.

3.1.1.1. Dispositivo de energía de corriente de marea Stingray (The Engineering Business Ltd., 2005). En Reino Unido se desarrolló el proyecto Stingray, el cual se presenta como un importante antecedente a nivel internacional en el ámbito de la energía mareomotriz introduciendo un enfoque innovador basado en hidropianos oscilantes. Teniendo en cuenta las tecnologías tradicionales cimentadas a

partir de turbinas submarinas (como MeyGen en Escocia) o represas mareomotrices (teniendo como ejemplo a Sihwa Lake en Corea del Sur o Rance en Francia), Stingray se enfoca en proporcionar una solución no invasiva que evite alterar significativamente los ecosistemas marinos. Su diseño se enfoca en aprovechar la energía cinética de las corrientes marinas, resultando en una alternativa sostenible y adaptable a regiones donde el uso de tecnologías convencionales es bastante limitado.

Stingray destaca debido a su bajo impacto ambiental, su contribución intelectual sobre el conocimiento acerca de sistemas hidráulicos, estrategias de control automático y la obtención de costos competitivos en el mercado. A pesar de que presenta desafíos respecto a la eficiencia energética y la confiabilidad operativa, su estudio refuerza la importancia de indagar en los diferentes enfoques tecnológicos del sector renovable global y se posiciona como un modelo referente en países que buscan soluciones sostenibles para aprovechar las corrientes marinas y el desarrollo de futuras tecnologías mareomotrices.

3.1.1.2. Diseño y simulación de una turbina hidráulica para una minicentral hidroeléctrica ubicada en el canal de riego occidental de la laguna de San Marcos (Valladares, Villacrés, 2019). El objetivo de este proyecto de grado fue plantear un estudio de selección y diseño de una turbina hidráulica aplicada en una minicentral hidroeléctrica acompañado con la caracterización de los componentes mecánicos necesarios para su funcionamiento.

Para esto se tiene en consideración un análisis hidráulico en el que se selecciona la turbina correcta para esta situación, la cual corresponde a una Michell-Banki con una eficiencia de 82%; como también características nominales de: 35 kW de energía generada, un caudal de $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$ y una altura neta de 14.724 m. Mediante el programa de simulación ANSYS se verifica su comportamiento, y por medio de indicadores financieros permiten aceptar el prototipo como un proyecto factible.

En cuanto a los aportes de este proyecto se encuentran aspectos para tener en cuenta como el definir la cantidad de energía para el área de influencia, los requeridos estudios del suelo para ubicar las tuberías y la casa de máquinas, como también el establecer el mantenimiento necesario al lugar que proporciona el agua y resaltar la factibilidad del proyecto.

3.1.1.3. Análisis de viabilidad en el diseño de una minicentral hidroeléctrica para reducir el costo de consumo de energía eléctrica en la empresa Hortifrut-tal S.A. (Crespin, 2019). En el trabajo de grado de Crespin (2019), se exploró la viabilidad técnico-económica de una minicentral hidroeléctrica con el propósito de reducir los costos asociados al consumo de energía eléctrica en la empresa Hortifrut Tal S.A., ubicada en Trujillo, Perú.

La investigación se centró en determinar los parámetros de diseño de la central, los cuales incluyeron la determinación del caudal de diseño de $0.533 \text{ m}^3/\text{s}$, la altura neta de 25.3 m. y los diámetros adecuados de las tuberías para evitar problemas como el golpe de ariete y la disminución de pérdidas. Con esto en cuenta, se optó por la implementación de una turbina Francis, que demostró ser la opción adecuada para proporcionar una potencia de 107 kW.

Seguido a esto, el análisis económico y financiero reveló que, a pesar de una inversión inicial que superaba los 235,000 soles, se anticipaba un beneficio económico anual de más de 141,000 soles. Los cálculos financieros mostraron un Valor Actual Neto (VAN) de 445,000 soles y una Tasa Interna de Retorno (TIR) superior al 33%. Esto señala que la inversión se recuperaría en un corto período de 1.3 años, haciendo el proyecto viable económicamente.

3.1.2. Antecedentes a Nivel Nacional

3.1.2.1. Diseño de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para pruebas de laboratorio (Moyano, Pinzón, 2018). Este proyecto de grado se centró en el desarrollo y análisis de la viabilidad de un

prototipo de turbina eólica de bajo costo, con un enfoque específico en el diseño y estudio aerodinámico de una pequeña turbina de eje vertical tipo H. (Moyano, Pinzón, 2018)

En este proyecto, se llevó a cabo un estudio aerodinámico exhaustivo para evaluar cómo el ángulo de Pitch afecta la eficiencia de las turbinas eólicas de eje vertical. Este enfoque aerodinámico es fundamental, ya que la eficiencia de la conversión de energía eólica en electricidad depende en gran medida de cómo las palas de la turbina interactúan con el viento. Esta información es relevante para nuestro proyecto de grado, ya que el diseño y la optimización de las palas son aspectos críticos en la generación de energía eólica eficiente y de bajo costo.

Este trabajo de investigación proporciona una valiosa información relacionada con el diseño, análisis aerodinámico y evaluación de turbinas eólicas, aspectos que pueden ser de gran utilidad para el proyecto de grado, especialmente en lo que se refiere al diseño y optimización del prototipo de turbina de bajo costo para generación de energía en la vereda San pedro, Santander.

3.1.2.2. Diseño e implementación de una turbina eólica de bajo costo en zona rural del departamento del Meta (Cucaita, Palomino, 2021). En este trabajo de grado abordó la creciente preocupación por el impacto ambiental de la contaminación global, particularmente relacionado con la generación de energía a través de métodos poco respetuosos con el medio ambiente. Consciente de esta problemática, se propone la creación de un prototipo de generador eólico accesible, funcional y de bajo costo que pueda ser implementado en el departamento del Meta.

El objetivo principal del proyecto fue desarrollar una solución sostenible para la producción de energía, especialmente en comunidades donde el acceso a la electricidad es inestable o inexistente. Para lograr este objetivo, se considerarán factores clave como el costo de fabricación de la turbina eólica, la eficiencia de generación de energía, las condiciones del viento y las necesidades específicas de la región.

Otro aspecto crucial del proyecto es la adaptación de la tecnología a las condiciones sociodemográficas del departamento del Meta, que presenta un déficit significativo en cuanto a la electrificación, especialmente en zonas afectadas por conflictos, como Vista Hermosa y Uribe, con una cobertura eléctrica del 30%, y Cabuyaro y Puerto Lleras, con un 47% de cobertura (según Pers, 2019). Esto resalta la importancia de brindar soluciones de energía sostenible a estas comunidades desatendidas. (Cucaita, Palomino, 2021)

De acuerdo con el autor (Cucaita, Palomino, 2021) el diseño del prototipo aerogenerador se basará en materiales asequibles y buscará generar alrededor de 3.0 kWh/día para satisfacer las necesidades básicas de un hogar, y aproximadamente 5.2 kWh/día en hogares con electrodomésticos considerados de lujo en la actualidad. De esta manera, el proyecto proporciona una fuente de energía sostenible a las familias que carecen de acceso a la red nacional de electricidad, contribuyendo así a la mejora de su calidad de vida y al respeto por el medio ambiente. Con esta información proporcionada nos ayuda a buscar mejores prácticas, estrategia de costos y el análisis de la viabilidad de nuestro proyecto.

3.1.3. Antecedentes a Nivel Regional

3.1.3.1. Diseño y simulación de pico turbina hidráulica mediante herramientas CAD y CAE, dirigida a zonas no interconectadas (Paz, 2021). Este proyecto de grado se enfocó en diseñar un pico turbina hidráulica mediante el uso de herramientas CAD-CAE, estableciendo los parámetros de diseño de la turbina a nivel micro para seleccionarla por medio de análisis dimensional. Hizo énfasis en la falta de interconexión eléctrica en el municipio de Puerto Caicedo, ubicado en el departamento de Putumayo, aprovechando el río Sardinias como fuente hídrica, generando el menor impacto ambiental posible.

Correspondiente a su diseño se utilizaron las herramientas CAD y se simula su funcionamiento por medio del software CAE para elaborar los respectivos planos de construcción, así como la especificación de materiales y componentes.

La turbina escogida para esta situación fue una H Darrieus de perfil NACA 0012, la cual presentó un buen desempeño durante el análisis debido a la simetría que la caracteriza siendo lo más recomendado para este tipo de turbinas. La potencia eléctrica generada es de 133,514 W, que no soluciona el problema de la demanda eléctrica actual, pero contribuye a futuras investigaciones y a la reducción del consumo de combustibles fósiles. El material ABS es el óptimo para la fabricación de este prototipo.

El aporte de este proyecto radica en la utilización de software de simulación y proyección que proporcionen la viabilidad del proyecto, como su funcionamiento en caso de un correcto diseño, así como el uso de otros programas para profundizar en el estudio de las fuerzas provocadas por el fluido a trabajar.

3.1.3.2. Generación de energía eléctrica a través de la tecnología de microturbina en la finca la Pomba, zona rural de Fusagasugá (Chica, 2017). El trabajo de grado de Chica (2017) se enfocó en analizar la implementación de la tecnología de microturbina hidráulica para la generación de energía eléctrica en la finca La Pomba, en donde operará una microturbina Pelton PLT-14 de 5 kW de potencia, que aprovechará el caudal del río que atraviesa la finca para generar electricidad.

Se presentaron los resultados de la evaluación técnica y económica del proyecto, así como los beneficios ambientales y sociales que se obtienen de la implementación de la tecnología de microturbina.

Asimismo, la tesis demuestra la viabilidad de la tecnología de microturbina hidráulica para la generación de energía eléctrica en zonas rurales y su potencial para mejorar la calidad de vida de las comunidades locales. La evaluación técnica del proyecto incluyó el análisis de la disponibilidad de agua, la selección del tipo de turbina, la evaluación de la eficiencia de la turbina y la selección del generador

eléctrico, así como también una evaluación económica la cual incluyó el análisis de los costos de inversión, los costos de operación y mantenimiento, y los ingresos por la venta de energía eléctrica.

3.2. Referentes Históricos

Las energías renovables, también comúnmente llamadas energías limpias o verdes, son fuentes sostenibles de energía producidas a partir de materias primas naturales como la luz solar, el viento, el agua, la biomasa y el calor terrestre. Estas formas de energía son importantes en la transformación hacia un sistema energético verde y respetuoso con el medio ambiente, porque estas fuentes de energía no producen gases de efecto invernadero y tienen la capacidad de renovarse incontables veces. Este proyecto se centrará en la utilización de la energía hidráulica como alternativa al uso de fuentes fósiles.

3.2.1. Energía Hidráulica

La energía hidráulica es un tipo de energía renovable en la que se es aprovechada la energía cinética y potencial del agua para convertirla en energía mecánica que se puede utilizar para distintos fines. La Asociación Internacional de Hidroenergía (2023) estima que la energía hidráulica provee alrededor de 4.400 TWh, aproximadamente un 15% de la demanda global de electricidad. Así mismo, la energía hidráulica es considerada una de las más vitales en el rol del cambio energético debido a su flexibilidad y su aplicabilidad a escala en países subdesarrollados, como Colombia, en donde se logró un aumento en capacidad de 618 MW en 2022 respecto al año anterior (Asociación Internacional de Hidroenergía, 2023). Existen distintas maneras de aprovechar la energía hidráulica, según el Consejo Mundial de Energía (2016, pp. 13-20), las 4 fuentes principales se pueden clasificar en:

3.2.1.1. Energía undimotriz. Las olas del océano tienen una gran cantidad de energía cinética y potencial. Los convertidores de energía undimotriz (CME) utilizan diversas técnicas para captarla. Algunos de ellos podrían generar fluidos a alta presión directamente utilizables en la maquinaria

hidráulica de alta mar. Estos dispositivos se pueden clasificar según qué tan alejados se encuentra de la costa. Tal como se observa en la Figura 1, hay diferentes tipos de ejemplos en cuanto a tecnología emergente en el área undimotriz y en este caso se presenta un convertidor de energía de olas Pelamis.

Figura 1. Convertidor de energía de olas Pelamis en funcionamiento. Fuente: EMEC (s.f.)



3.2.1.2. Energía mareomotriz. La diferencia de alturas entre la pleamar y la bajamar almacena energía. Las presas mareomotrices, que normalmente se sitúan en las desembocaduras, podrían capturar esta energía con turbinas. Aunque existen dificultades, los avances en turbinas podrían permitir sistemas hidráulicos de alta presión para accionar compuertas dentro de la presa. Existen 2 tipos de estructuras, las presas de marea y las lagunas de marea. En la Figura 2 se plasma como ejemplo del segundo tipo de estructura la Laguna de marea de la bahía de Swansea.

Figura 2. Laguna de marea de la bahía de Swansea. Fuente: Tethys (2020)



3.2.1.3. Energía mareotérmica (OTEC). Este método utiliza la diferencia de temperatura entre el agua caliente de la superficie y el agua fría de las profundidades para generar electricidad. En este

ámbito hay 3 tipos de sistemas: de ciclo abierto, cerrado e híbrido. Algunos cuentan con la posibilidad de producir agua desalinizada que puede usarse para uso humano o agricultura.

3.2.1.4. Energía de las corrientes marinas/fluviales. La gravedad de la Luna y el Sol, combinada con el giro de la Tierra, así como la diferencia de altura entre el nacimiento de agua y un río, crea fuertes corrientes. Los dispositivos de corriente acuáticas, similares a las turbinas eólicas submarinas, capturan la energía de esta corriente. El elevado par de estas turbinas podría adaptarse para accionar bombas hidráulicas para aplicaciones submarinas. Se pueden clasificar en 6 grupos: turbinas de eje horizontal, de eje vertical, turbinas canalizadas, tornillo de Arquímedes, cometas de marea y, por último, un dispositivo reciprocante, hidro ala oscilante del cuál se puede observar un ejemplo en la Figura 3.

Figura 3. Puesta en marcha de la hidro ala oscilante Stingray. Fuente: The Engineering Bussiness Lmt. (2005)



En este sentido, la categoría en la que está enfocado el diseño es en esta última fuente de energía apropiando conceptos de una hidro ala oscilante.

3.2.2. Caudal

Es la cantidad de fluido que se transporta o circula en un sistema o superficie por unidad de tiempo. Dependiendo de la aplicación, este es fundamental para el dimensionamiento de obras ingenieriles tales como embalses, presas, entre otros. Se determina por medio de la siguiente ecuación:

Figura 4. Ecuación de caudal.

$$Q = \frac{V}{t} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (1)$$

V: Volumen [m^3]

t: Tiempo [s]

3.2.2.1. Fluvial. Este término comprende todo lo relacionado a los ríos, los cuáles se comportan por medio de un régimen que corresponde al comportamiento promedio del caudal del río a lo largo de un periodo de tiempo determinado. Por lo que se entiende que la corriente fluvial es el movimiento del agua de un río.

Figura 5. Corriente fluvial. Fuente: Valdivieso, A. (2020)



3.2.3. Fuerzas Hidrodinámicas

La hidrodinámica es la encargada de estudiar y describir los comportamientos de un fluido en movimiento, los cuales poseen energía cinética, que puede convertirse en energía potencial. Para el estudio también se tiene en cuenta las causas que producen el movimiento, llamadas fuerzas actuantes. Dentro de estas se encuentran fuerzas interiores, tales como la fuerza causada por el gradiente de presiones, la viscosidad, la elasticidad o la tensión superficial; y también fuerzas exteriores, tales como la gravedad o la inercia.

3.2.3.1. Viscosidad. Es la propiedad que le otorga resistencia para fluir y sufrir deformaciones, generando una fricción interna para resistir el flujo. Por lo que, a mayor fricción interna, más fuerza se debe aplicar para que el fluido genere movimiento (Valverde, M., 2023). Los factores que afectan la viscosidad de un fluido son su temperatura, las condiciones de flujo (si es laminar o turbulento), la presión y las partículas suspendidas.

3.2.3.2. Número de Reynolds. Representa un número de carácter adimensional que define el comportamiento de un fluido, detallándolo como turbulento o laminar. Este número decreta las fuerzas

decreta la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas de un fluido en movimiento. Para calcularlo se tiene la siguiente ecuación:

Figura 6. Ecuación del número de Reynolds.

$$R_e = \frac{uD}{\mu} \quad (2)$$

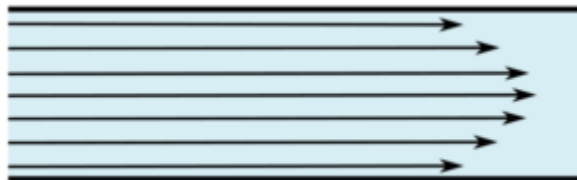
u : Velocidad de flujo [m/s]

D : Diámetro hidráulico [m]

μ : Viscosidad cinemática [m^2/s]

3.2.3.3. Flujo laminar. En este caso, el flujo del fluido no presenta turbulencias, por lo que las partículas del fluido se mueven en placas paralelas deslizándose uniformemente unas sobre otras, siendo común en casos donde el fluido se mueve a baja velocidad. En este caso, el número de Reynolds es menor o igual a 2300.

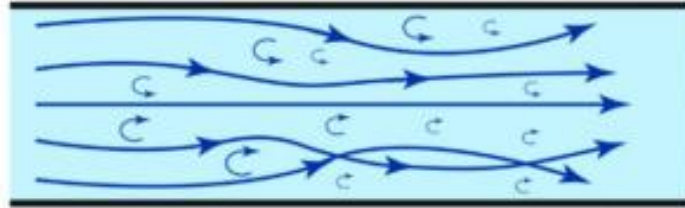
Figura 7. Flujo laminar. Fuente: Ramos, L. (2023)



3.2.2.4. Flujo turbulento. En este tipo de flujo de fluido, las partículas se mezclan entre sí y se mueven de manera indiscriminada e irregular generando turbulencias, por lo que no hay un comportamiento predecible para el movimiento de este flujo, generando aumento de la resistencia al flujo y pérdidas de energía. Este caso se hace presente cuando el fluido se mueve a altas velocidades o en un

canal abierto de gran tamaño. Por lo que, para esta situación, el número de Reynolds es mayor o igual a 4000 (siendo que los valores entre 2300 y 4000 corresponden a un estado transitorio, donde se puede observar una mezcla de los dos tipos de flujo).

Figura 8. Flujo turbulento. Fuente: Ramos, L. (2023)



3.2.3.5. Fuerzas de arrastre. Este es el componente de la fuerza que el fluido ejerce en dirección del flujo sobre una superficie o sistema inmerso en él y tiene como función frenar al objeto en cuestión, originándose en los campos de presión que se desarrollan sobre la superficie del cuerpo.

Esta se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

Figura 9. Ecuación de la fuerza de arrastre.

$$F_D = \frac{1}{2} \rho V^2 A C_D \text{ [N]} \quad (3)$$

$$\rho = \text{Densidad del fluido} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$V = \text{Velocidad del flujo} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$A = \text{Área de referencia del cuerpo} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$C_D = \text{Coeficiente de arrastre}$$

3.2.3.6. Fuerzas de sustentación. Este es el componente de la fuerza que el fluido ejerce en dirección perpendicular al flujo sobre una superficie o sistema inmerso en él y generalmente busca contrarrestar la fuerza de la gravedad, actuando de forma ascendente, aunque pueda actuar en cualquier dirección normal al flujo. (Wikipedia, s.f.)

Esta se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

Figura 10. Ecuación de la fuerza de sustentación.

$$F_L = \frac{1}{2} \rho V^2 A C_L \text{ [N]} \quad (4)$$

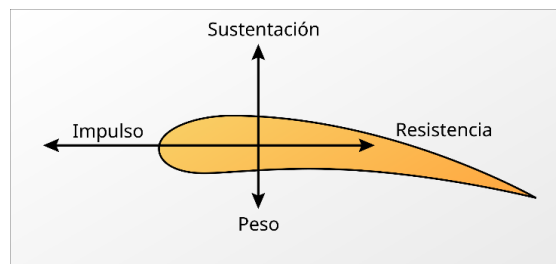
$\rho = \text{Densidad del fluido} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$V = \text{Velocidad del flujo} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

$A = \text{Área de referencia del cuerpo} \text{ [m}^2\text{]}$

$C_L = \text{Coeficiente de sustentación}$

Figura 11. Fuerzas que actúan sobre un perfil alar sumergido en un fluido. Fuente: Wikipedia (s.f.)



3.2.4. Sistema Oscilatorio

En este contexto, un sistema oscilatorio remarca un movimiento periódico alrededor de un punto de equilibrio estable, donde este realiza una trayectoria determinada en un sentido para luego realizarla en el sentido contrario, ejecutando esta acción de forma repetida.

3.2.4.1. Brazo basculante. Dispositivo mecánico que, para el sistema en cuestión, une la aleta con el pivote y le permite realizar el movimiento oscilatorio correspondiente.

3.2.4.2. Aleta. Es un objeto sólido que, al sumergirse en un fluido de constante movimiento, genera una mayor fuerza de sustentación comparada con la de arrastre. Debido a que el fluido es agua, su perfil aerodinámico se denomina hidroala o hidroaleta. (Wikipedia, s.f.)

3.2.4.3. Pivote. Punto de apoyo que permite la oscilación o rotación de una pieza respecto a otra. Este punto es fijo y se utiliza para controlar el movimiento en sistemas tales como la suspensión de un vehículo.

3.2.5. Mecanismo de Barras

Los mecanismos de barras son cuerpos donde sus elementos rígidos se articulan entre sí y permiten transformar o transmitir los movimientos presentes en una máquina para conformar una cadena

cinemática y generar otro determinado movimiento el cuál se asigna en la entrada del mecanismo dependiendo de las características dimensionales de las barras y eslabones que conforman el mecanismo.

(Elementos de máquinas, s.f.)

3.2.5.1. Grados de libertad. Este determina el número de parámetros independientes los cuales indican el número de movimientos, tanto de traslación como de rotación, que puede realizar un cuerpo en cada uno de los ejes.

Para obtener los grados de libertad de un mecanismo se puede obtener mediante:

Figura 12. Ecuación de grados de libertad para un mecanismo de barras.

$$W = 3(n - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (5)$$

n: Número de eslabones

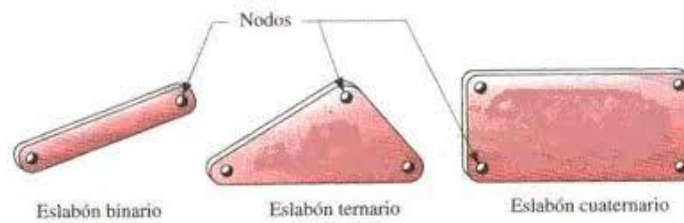
J₁: Número de pares o pares de V clase

J₂: Número de semijuntas o pares de IV clase

3.2.5.2. Mecanismo plano. Corresponde a un mecanismo articulado donde todas las trayectorias recorridas están en un mismo plano, teniendo en cuenta todos los puntos de los elementos que componen el mecanismo. En la mayoría de los casos los mecanismos de barras se pueden analizar desde un enfoque bidimensional, aunque para un mecanismo más complejo, se requiere de un análisis espacial.

3.2.5.3. Eslabón. Cuerpo rígido, que debe disponer de por lo menos dos nodos o puntos de unión con otros eslabones, los cuales pueden clasificarse según el número de nodos, su movimiento y su función.

Figura 13. Tipos de eslabones. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)



3.2.5.4. Manivela. Elemento que, efectuando su respectivo movimiento, realiza una vuelta completa y está pivotado a un elemento fijo.

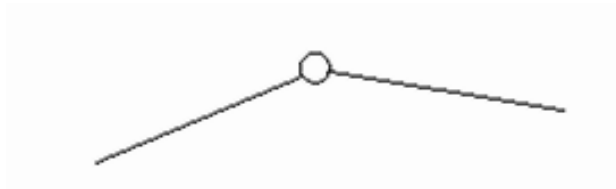
3.2.5.5. Balancín. Eslabón que tiene un movimiento de rotación oscilatoria entre puntos fijos, caracterizado por generar un ángulo de apertura definido que no presenta variaciones.

3.2.5.6. Biela. También llamado acoplador, es el eslabón que conecta la manivela con el balancín.

3.2.5.7. Bastidor. Conocido como eslabón inmóvil, es una barra fija considerada en muchos casos como imaginaria y en otros tantos se asimila con la superficie de referencia.

3.2.5.8. Juntas. También conocidas como pares cinemáticos, son los puntos de unión entre dos eslabones, los cuáles permiten los movimientos relativos entre ellos y pueden clasificarse por el número de grados de libertad, el tipo de contacto entre los elementos, el tipo de cierre de la junta, de fuerza o de forma y por el número de eslabones conectados, los cuáles indican el orden de la junta.

Figura 14. Representación esquemática de junta. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)



3.2.5.9. Semijuntas. Conexión con dos grados de libertad, la cual permite la simultaneidad de movimientos tanto de rotación como de traslación de forma independiente.

3.2.5.10. Ley de Grashof. Fórmula utilizada en los mecanismos de cuatro barras para analizar el tipo de movimiento, donde solo se necesita conocer sus dimensiones y disposición. En este caso, para que exista un movimiento entre las barras, la suma de la longitud de la barra más corta y la más larga, no puede ser mayor a la suma de longitudes de las barras restantes.

Figura 15. Ecuación de la Ley de Grashof.

$$L + s \leq p + q \quad (6)$$

L: Longitud barra más larga

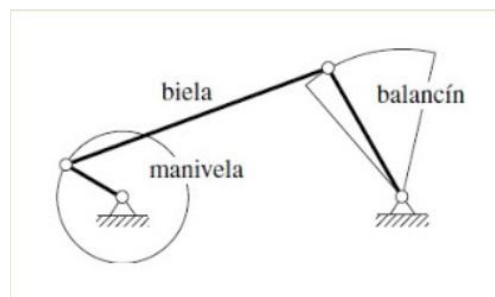
s: Longitud barra más corta

p: Longitud primer barra restante

q: Longitud segunda barra restante

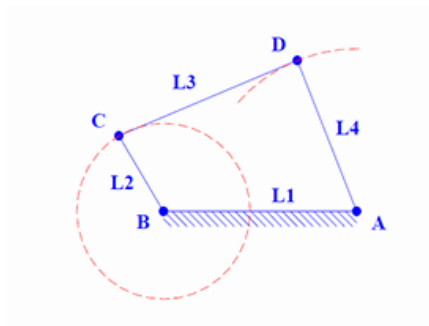
3.2.5.11. Mecanismo de clase I. Llamados también mecanismos de manivela, es el mecanismo articulado de cuatro barras, donde al menos una de ellas puede realizar una rotación completa.

Figura 16. Mecanismo de clase I. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)



3.2.5.11.1. Mecanismo manivela balancín. Este mecanismo tiene la función de transformar un movimiento rotacional, guiado por la manivela, en un movimiento oscilatorio en la salida del mecanismo, correspondiente al balancín. Para este caso la barra más corta corresponde a la manivela, que realiza los giros completos, mientras que el balancín es la otra barra pivotada a tierra, con un movimiento de rotación alternativo. (Elementos de máquinas, s.f.)

Figura 17. Mecanismo manivela balancín. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)



Para este caso se debe cumplir lo siguiente:

$$L_2 + L_3 \leq L_1 + L_4$$

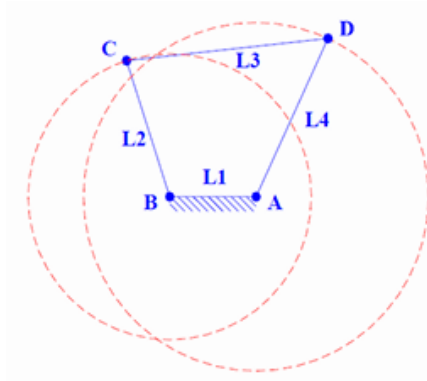
BC: Barra menor

CD: Barra mayor

AB: Barra fija o soporte

3.2.5.11.2. Mecanismo doble manivela. En este caso la barra más corta es el bastidor y los dos eslabones pivoteados a esta barra cumplen la función de manivela y realizan sus giros completos. Su función es convertir un movimiento rotacional inicial en otro con diferentes características en su movilidad, donde la biela adquiere posiciones específicas.

Figura 18. Mecanismo doble manivela. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)



Para este caso se debe cumplir lo siguiente:

$$L_1 + L_3 \leq L_2 + L_4$$

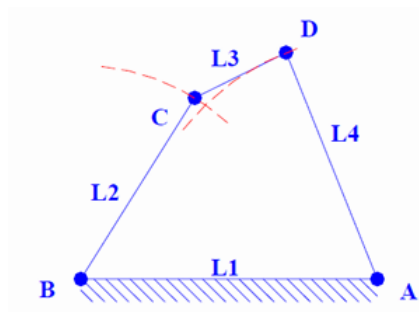
CD: Barra mayor

AB: Barra fija o soporte, barra menor

3.2.5.12. Mecanismo de clase II. Llamados también mecanismos de balancín, es un mecanismo articulado en donde solo la biela puede realizar una rotación completa. Las barras de entrada y salida no pueden realizar este movimiento.

3.2.5.12.1. Mecanismo doble balancín. Es un mecanismo de cuatro barras de cadena cinemática, en el que la barra más corta es la biela la cual puede realizar vueltas completas. Está compuesto por dos balancines pivotados al bastidor y la biela con las características mencionadas anteriormente.

Figura 19. Mecanismo doble balancín. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)



Para este caso se debe cumplir lo siguiente:

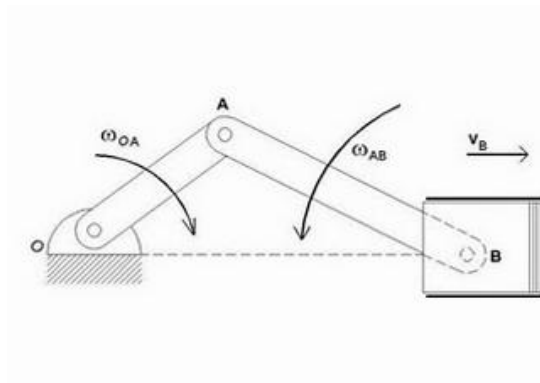
$$L_1 + L_3 \leq L_2 + L_4$$

CD: Barra menor

AB: Barra fija o soporte, barra mayor

3.2.5.13. Mecanismo manivela deslizador. Este mecanismo tiene la propiedad de transformar movimiento rotacional en un movimiento lineal guiado, donde la manivela es la encargada de realizar el movimiento rotacional, siendo un eslabón pivotado al origen, la cuál es solidaria a la biela que se articula con el elemento que describe el movimiento lineal guiado. (Elementos de máquinas, s.f.)

Figura 20. Mecanismo manivela deslizador. Fuente: Elementos de máquinas (s.f.)



3.2.6. Fuerzas Aplicadas

Las fuerzas aplicadas comprenden tanto las fuerzas externas como los esfuerzos generados internamente cuando se le aplica una carga a un material, por lo que estas son analizadas para establecer el comportamiento del material ante deformaciones o roturas. Mediante este estudio, se puede evidenciar la capacidad de un objeto para resistir esfuerzos y fuerzas aplicadas sin fracturarse, adquirir deformaciones plásticas o deteriorarse de alguna forma.

3.2.6.1. Fuerzas internas. Con el uso de las ecuaciones de equilibrio (balance de fuerzas y momentos) en un sistema dado, se pueden determinar las cargas resultantes internas que intervienen dentro de un cuerpo afectado por cargas externas (Hibbeler, 2017). De este modo, hay cuatro diferentes tipos de cargas que se pueden definir

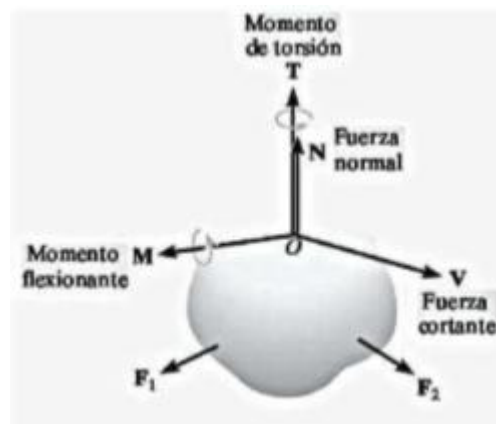
3.2.6.1.1. Fuerza normal (N). Actúa de manera perpendicular al área de la sección transversal.

3.2.6.1.2. Fuerza cortante (V). Es producido cuando cargas externas ocasionan un deslizamiento entre secciones del cuerpo. Se localiza en el mismo sentido del plano.

3.2.6.1.3. Momento de torsión (T). Emerge cuando las cargas externas producen que un segmento del cuerpo se tuerce respecto a otro dentro del plano del área transversal.

3.2.6.1.4. Momento flector (M). Resulta de las cargas externas al generar una compresión y tensión en el objeto, haciendo que este se tienda a arquear.

Figura 21. Cargas que actúan sobre un cuerpo. Fuente: *Mecánica de Materiales* (2017)



Esfuerzo. Se define como la intensidad que poseen las cargas internas sobre el área unitaria de un cuerpo. Su magnitud se mide en Pascales (Pa) o en libras por pulgada cuadrada (PSI).

3.2.6.2. Esfuerzo normal axial.

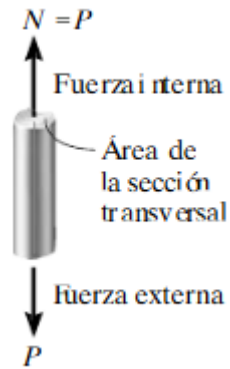
Figura 22. Ecuación esfuerzo axial.

$$\sigma = \frac{N}{A} \quad (7)$$

$N =$ Fuerza normal interna resultante [N]

$A =$ Área de la sección transversal [m^2]

Figura 23. Esfuerzo axial. Fuente: *Mecánica de Materiales* (2017)



3.2.6.3. Esfuerzo cortante.

Figura 24. Ecuación esfuerzo cortante.

$$\tau_{prom} = \frac{V}{A} \quad (8)$$

$V =$ Fuerza cortante interna resultante [N]

$A =$ Área de la sección transversal [m²]

3.2.6.4. Esfuerzo torsor.

Figura 25. Ecuación esfuerzo torsor.

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J} \quad (9)$$

τ_{max} = Esfuerzo cortante maximo en el eje [N]

T = Par de torsión interno [$N \cdot m$]

c = Radio exterior del eje [m]

J = Momento polar de inercia del area de la sección transversal [m^2]

3.2.6.5. Esfuerzo flexor.

Figura 26. Ecuación esfuerzo flector.

$$\sigma = -\frac{Mc}{I} \quad (10)$$

M = Momento interno resultante [$N \cdot m$]

c = La distancia perpendicular desde el eje neutro hasta el punto mas alejado [m]

I = Momento de inercia del área de la sección transversal [m^4]

3.2.6.6. Factor de seguridad. Relaciona el esfuerzo último del material, la cual es obtenida a partir de ensayos experimentales hechos al material, con el esfuerzo permisible. Debe ser mayor a 1 con tal de evitar una falla en el material, su valor depende usualmente del propósito de la máquina y el tipo de material usado.

Figura 27. Ecuación factor de seguridad.

$$F.S. : \frac{S_u}{\sigma_{perm}} \quad (11)$$

$S_u = \text{Esfuerzo ultimo [MPa]}$

$\sigma_{perm} = \text{Esfuerzo permisible [MPa]}$

3.2.6.7. Carga combinada. En la vida práctica, las máquinas están afectadas por distintas cargas a la vez. Para esto, se debe usar el método de superposición y determinar los esfuerzos resultantes. Al usar las siguientes ecuaciones, se pueden hallar los esfuerzos principales que actúan sobre el cuerpo:

Figura 28. Ecuación para carga combinada.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2\right)} \quad (12)$$

$\sigma_{1,2} = \text{Esfuerzo normal maximo y minimo en el punto [Pa]}$

$\sigma_{x,y} = \text{Componentes de esfuerzo normal en el plano x \& y [Pa]}$

$\tau_{xy} = \text{Componente de esfuerzo cortante [Pa]}$

3.2.7. Fatiga

Además de las cargas combinadas, hay cuerpos que están sometidos a cargas cíclicas y fluctuantes que producen esfuerzos alternantes. Fallas producidas por estos esfuerzos reciben el nombre de fallas por fatiga. Estudios en cuerpos afectados por estas fallas indican que los esfuerzos máximos reales estuvieron debajo de la resistencia última del material, y en algunos casos por debajo de la resistencia de fluencia.

Dichos límites de resistencia a la fatiga fueron determinados haciendo uso de rigurosos ensayos y extensas pruebas para crear un modelo empírico que puedan dar una estimación de estos. (Shigley, 2012)

Figura 29. Ecuación para el esfuerzo ideal por fatiga.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (13)$$

$S'_e =$ Esfuerzo a la fatiga ideal

$S_{ut} =$ Esfuerzo último del material

3.2.7.1 Factores de Marin. En la vida práctica, un elemento mecánico está sujeto a distintas variables que pueden afectar de manera significativa el esfuerzo a la fatiga. Joseph Marin identificó los principales factores que pueden intervenir como lo son el tamaño, la superficie del material, el tipo de carga, entre otros. Para poder obtener el esfuerzo a la fatiga real de un elemento se hace uso de la siguiente ecuación.

Figura 30. Ecuación para el esfuerzo a la fatiga real.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (14)$$

$S'_e =$ Esfuerzo a la fatiga ideal

$S_e =$ Esfuerzo a la fatiga real

$k_a =$ Factor de superficie

$k_b =$ Factor de tamaño

$k_c =$ Factor de carga

$k_d =$ Factor de temperatura

$k_e =$ Factor de confiabilidad

3.2.7.1.1. Factor de superficie k_a . Los tratamientos superficiales afectan la vida útil del material.

Se hace uso de la siguiente ecuación para determinar el factor, en donde S_{ut} es la resistencia última del material y a & b son parámetros empíricos, los cuales se pueden encontrar en la tabla 1.

Figura 31. Ecuación para el factor de superficie de Marin.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (15)$$

Tabla 1. Parámetros en el factor de superficie de Marin. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

3.2.7.1.2. Factor de tamaño k_b . Los resultados de varias pruebas proporcionaron las siguientes ecuaciones para determinar el factor de tamaño. Sin embargo, estas ecuaciones solo aplican para elementos con secciones circulares.

Figura 32. Ecuación para el factor de tamaño de Marin.

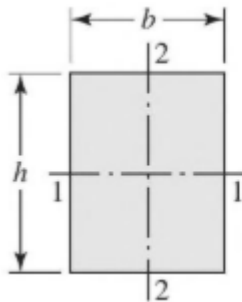
$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (16)$$

Para poder calcular el factor de tamaño de otras geometrías, se halla el diámetro equivalente d_e haciendo uso del área de 95 por ciento de esfuerzo. Con esto se tiene:

Ilustración 33. Ecuación para el diámetro equivalente.

$$d_e = \sqrt{\frac{A_{0.95\sigma}}{0.0766}} \quad (17)$$

El área de 95 por ciento de esfuerzo de una sección de viga no rotativa se puede hallar con las siguientes fórmulas:

Figura 17. Área $A_{.95}$ para sección rectangular. Fuente: Diseño En ingeniería mecánica De Shigley (2012)

$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$

3.2.7.1.3. Factor de carga k_c . Depende del tipo de carga aplicada al elemento.

Figura 34. Ecuación para el factor de carga de Marin.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (18)$$

En caso de haber una combinación de modos de falla, $k_c = 1$.

3.2.7.1.4. Factor de temperatura k_d . La temperatura de operación de un elemento afecta propiedades como la fluencia de un material o su dureza. Para tener en cuenta estos cambios, se hace uso de la siguiente ecuación:

Figura 35. Ecuación factor de temperatura de Marin.

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad (19)$$

$T_F =$ Temperatura de operación, donde $70 \leq T_F \leq 1000F^\circ$

3.2.7.1.5. Factor de confiabilidad k_e .

Tabla 2. Factores de confiabilidad k_e . Fuente: Diseño En ingeniería mecánica De Shigley (2012)

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_d	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

3.2.7.2. Factor de concentración de esfuerzo. Irregularidades como muescas, ranuras u orificios producen que los esfuerzos cercanos cambien de manera significativa en algunos materiales. Para ello se hace uso de un factor de concentración de esfuerzo para ajustar su valor.

Figura 36. Ecuaciones para esfuerzo flector y esfuerzo cortante máximo.

$$\sigma_{max} = K_f \sigma_0 \quad (20)$$

$$\tau_{max} = K_{fs} \tau_0 \quad (21)$$

Donde K_f y K_{fs} son los factores de concentración de esfuerzo a la fatiga para la flexión y torsión respectivamente y σ_0 y τ_0 son los esfuerzos nominales. Dichos factores se hallan haciendo uso de las siguientes ecuaciones y gráficos Apéndices:

Figura 37. Ecuaciones factor de concentración para esfuerzo flector y esfuerzo cortante.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (22)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad (23)$$

La sensibilidad a la muesca q se calcula teniendo en cuenta el radio de la muesca y el esfuerzo último del material.

Figura 38. Sensibilidad a la muesca q para aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012)

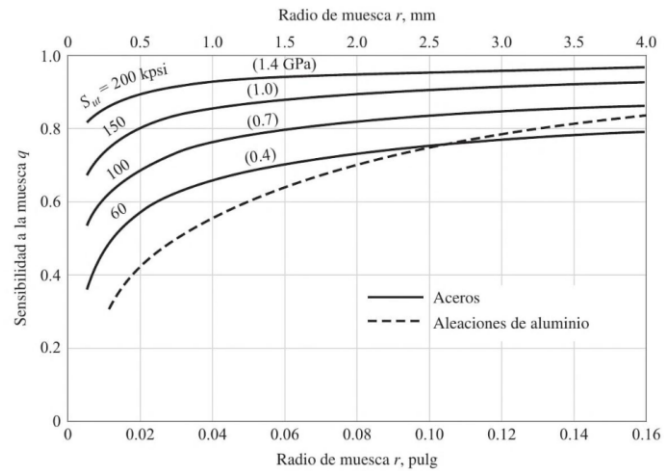
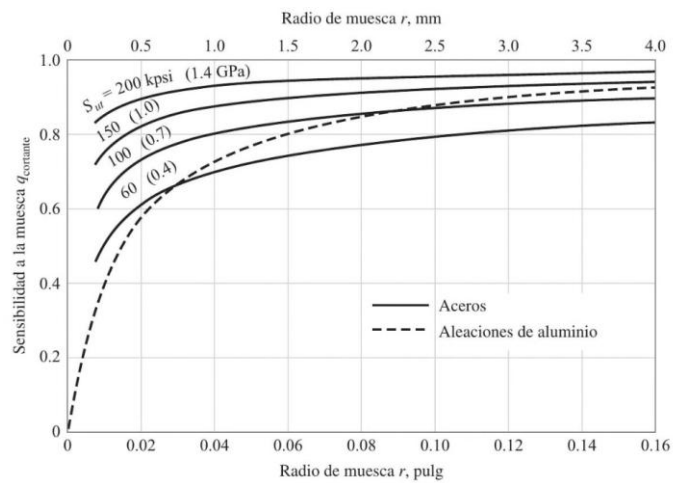


Figura 39. Sensibilidad a la muesca q cortante para aceros y aleaciones de aluminio sometidos a torsión inversa. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012)



En el caso de los factores de concentración de esfuerzo K_t y K_{ts} , el tipo de muesca y sus dimensiones influyen en la determinación de dicho factor.

Figura 40. Factor K_t para barra rectangular con un agujero transversal en flexión. Fuente: Diseño En Ingeniería

Mecánica De Shigley (2012)

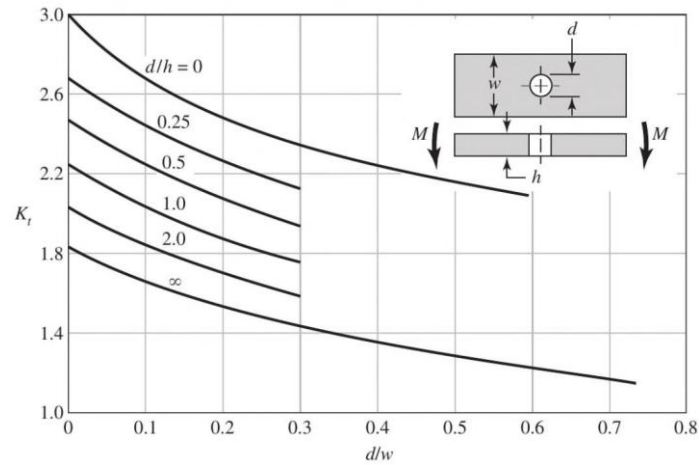
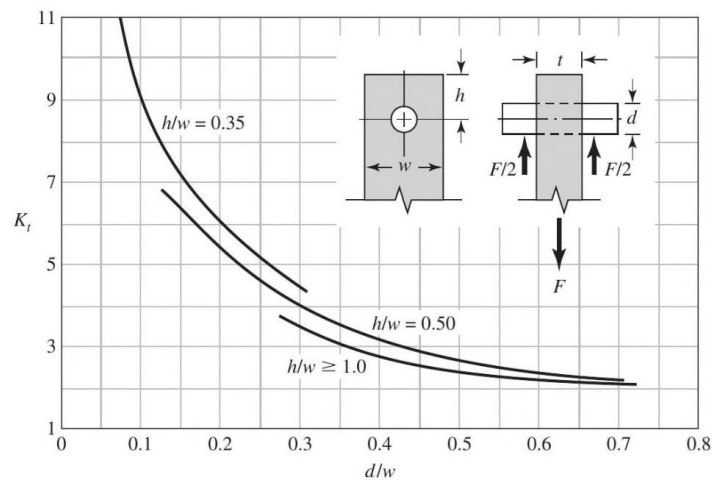


Figura 41. Factor K_t para placa cargada en tensión mediante un pasador a través de un agujero. Fuente: Diseño En

Ingeniería Mecánica De Shigley (2012)



3.2.7.3. Combinaciones de modos de carga. El principal causante de la falla por fatiga son los esfuerzos fluctuantes, los cuales poseen un mínimo y un máximo que se repite a medida que avanza en el tiempo. Normalmente tienen un patrón de forma sinusoidal al analizarlos en una gráfica esfuerzo-tiempo, de modo que hallar su amplitud y valor medio se halle de la siguiente manera:

Figura 42. Ecuaciones de esfuerzo medio y esfuerzo alternante.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (24)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (25)$$

$\sigma_m =$ Componente de esfuerzo medio

$\sigma_a =$ Componente de la amplitud o esfuerzo alternante

En la vida cotidiana, una combinación de cargas flectoras, torsionales y axiales pueden afectar un elemento a la vez. En estos casos, el esfuerzo de Von Mises de los dos componentes de esfuerzo (medio y alternante) se hallan con las siguientes ecuaciones:

Figura 43. Ecuaciones de Von Mises para esfuerzo alternante y para esfuerzo medio.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

3.2.7.4. Criterios de falla. Los problemas de diseño se pueden solucionar de dos maneras. Para el primer método, se supone que la falla por fatiga ocurre primero que la falla estática y se usa uno de los siguientes criterios para poder determinar el factor de seguridad n o el tamaño del elemento:

Figura 44. Ecuaciones de Soderberg, Goodman-modificado, Gerber y ASME-elíptico.

$$\text{Soderberg: } \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (28)$$

$$\text{Goodman-modificado: } \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (29)$$

$$\text{Gerber: } \frac{n\sigma'_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma'_m}{S_{ut}}\right)^2 = \frac{1}{n} \quad (30)$$

$$\text{ASME-elíptico: } \left(\frac{\sigma'_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{S_y}\right)^2 = \frac{1}{n^2} \quad (31)$$

Seguido a esto se realiza una verificación estática usando la ecuación de fluencia estática de Langer:

Figura 45. Ecuación de fluencia estática de Langer.

$$\sigma'_a + \sigma'_m = \frac{S_y}{n} \quad (32)$$

3.2.7.5. Cojinetes. Son elementos mecánicos encargados de reducir el rozamiento y permitir el movimiento entre 2 piezas. Están compuestos de 3 componentes: El anillo interior, el tren de bolas y el anillo exterior. Estos son fabricados para poder resistir cargas radiales puras y/o cargas de empuje. Para el diseño de cojinetes, se deben tener en cuenta varios factores como la carga de fatiga, el tipo de cojinete, tolerancias y velocidad los cuales afectan de manera directa la vida del cojinete. Para poder determinar el efecto de la carga en la vida del rodamiento, es necesario relacionar la carga aplicada y los requisitos de vida con la carga nominal que proporcionan los fabricantes de cojinetes.

Figura 46. Ecuación de carga dinámica equivalente para cojinetes.

$$P = X F_r + Y F_a \quad (33)$$

$P =$ Carga dinámica equivalente [kN]

$F_r =$ Carga radial aplicada [kN]

$F_a =$ Carga axial aplicada [kN]

$X, Y =$ Factores de carga (según catálogo)

La vida nominal básica es expresada bajo la siguiente ecuación:

Figura 47. Ecuación de vida nominal básica para cojinetes.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^a \quad (34)$$

$L_{10} =$ Vida nominal en millones de revoluciones

$C =$ Capacidad dinámica del rodamiento (según catálogo)

$P =$ Carga dinámica equivalente

$a = 3$ (para rodamientos de bola)

El fabricante usualmente incluye los valores de estos parámetros en los catálogos del cojinete, pero en caso de no tener acceso, se usan los valores de vidas nominales.

Tabla 3. Parámetros de Weibull de vidas nominales. Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley (2012)

Fabricante	Vida nominal, revoluciones	Parámetros de Weibull de vidas nominales		
		x_0	θ	b
1	90(10 ⁶)	0	4.48	1.5
2	1(10 ⁶)	0.02	4.459	1.483

3.2.8. Cinemática plana de un cuerpo rígido

Un cuerpo en movimiento puede experimentar tres tipos de movimiento: Traslación, rotación alrededor de un eje fijo y movimiento plano general. (Hibbeler, 2012)

3.2.8.1. Traslación. El movimiento se da de manera que todas las partículas del cuerpo viajan en líneas rectas paralelas y poseen el mismo radio de curvatura.

Figura 48. Ecuaciones de posición, velocidad y aceleración para cuerpo rígido.

$$\text{Posición: } r_B = r_A + r_{B/A} \quad (35)$$

$$\text{Velocidad: } v_B = v_A \quad (36)$$

$$\text{Aceleración: } a_B = a_A \quad (37)$$

3.2.8.2. Rotación alrededor de un eje fijo. Este tipo de movimiento provoca que todas las partículas del cuerpo se muevan en trayectorias circulares. Las partículas experimentan un desplazamiento angular, una velocidad y una aceleración angulares iguales.

Figura 49. Ecuaciones de velocidad angular para rotación alrededor de un eje fijo, desplazamiento angular para rotación alrededor de un eje fijo, alternativa de velocidad angular para rotación alrededor de un eje y velocidad, aceleración tangencial y aceleración normal.

$$\omega = \omega_0 + \alpha_c t \quad (38)$$

$$\theta = \theta_0 + \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha_c t^2 \quad (39)$$

$$\omega^2 = \omega_0^2 + 2\alpha_c(\theta - \theta_0) \quad (40)$$

$$v = \omega \times r, \quad a_t = \alpha r, \quad a_n = -\omega^2 r \quad (41)$$

$\omega =$ Velocidad angular[rad/s]

$\theta =$ Posicion angular

$\alpha_c =$ Aceleracion angular constante[rad/s²]

$a_t =$ Componente tangencial de la aceleracion

$a_n =$ Componente normal de la aceleracion

3.2.8.3. Movimiento relativo por medio de ejes rotatorios. Este tipo de movimiento se da cuando existen elementos conectados que rotan y se desplazan respecto a un punto de referencia que también se mueve y rota.

Figura 50. Ecuaciones de velocidad relativa y aceleración relativa.

$$v_B = v_A + \Omega \times r_{B/A} + (v_{B/A})_{xyz} \quad (42)$$

$$a_B = a_A + \dot{\Omega} \times r_{B/A} + \Omega \times (\Omega \times r_{B/A}) + 2\Omega \times (v_{B/A})_{xyz} + (a_{B/A})_{xyz} \quad (43)$$

v_B = Velocidad de B medida con respecto al marco de referencia X,Y,Z

v_A = Velocidad de B medida con respecto al marco de referencia X,Y,Z

Ω = Velocidad angular del marco de referencia x,y z medido respecto desde el marco X,Y,Z

$(v_{B/A})_{xyz}$ = Velocidad de B con respecto a A medida por un observador situado en x, y, z

$r_{B/A}$ = Posición de B con respecto a A

a_B = Aceleración de B medida con respecto al marco de referencia X,Y,Z

a_A = Aceleración de A medida con respecto al marco de referencia X,Y,Z

$(a_{B/A})_{xyz}$ = Aceleración de B con respecto a A, medida por un observador situado en x, y, z

$\Omega, \dot{\Omega}$ = Aceleración y velocidad angular del marco de referencia x, y, z

3.2.9. Cinética plana de un cuerpo rígido.

Se refiere a las fuerzas externas que actúan en un cuerpo rígido que posee movimiento traslacional y rotacional en un plano de referencia.

3.2.9.1. Momento de inercia. Mide la resistencia que de un cuerpo al cambiar su velocidad angular. (Hibbeler, 2012)

Figura 51. Ecuación de momento de inercia.

$$I = I_G + md^2 \quad (44)$$

I_G = Momento de inercia con respecto al eje z' que pasa por el centro de masa G

m = Masa del cuerpo

d = Distancia perpendicular entre los ejes paralelos z y z'

3.2.9.2. Ecuaciones de movimiento plano.

3.2.9.2.1. Traslación rectilínea. Plantea que la suma de las fuerzas externas que actúan sobre el cuerpo equivale a la masa por la aceleración medida desde el centro de masa G del cuerpo.

Figura 52. Ecuaciones de sumatoria de fuerzas en el eje x , en el eje y y momentos en un punto.

$$\Sigma F_x = m(a_G)_x \quad (45)$$

$$\Sigma F_y = m(a_G)_y \quad (46)$$

$$\Sigma M_G = 0 \quad (47)$$

3.2.9.2.1. Rotación alrededor de un eje fijo. Debido a que el cuerpo se encuentra limitado a girar por un eje fijo el centro de masa G describe una trayectoria circular, por lo que su aceleración es definida mediante las componentes tangenciales y normales.

Figura 53. Ecuaciones de sumatoria de fuerzas normales, tangenciales y momentos en rotación alrededor de un eje fijo.

$$\Sigma F_n = m(a_G)_n = m\omega^2 r_G \quad (48)$$

$$\Sigma F_t = m(a_G)_t = m\alpha r_G \quad (49)$$

$$\Sigma M_O = I_O \alpha \quad (50)$$

$r_G =$ Distancia desde el eje fijo hasta el centro de masa G

$I_O =$ Momento de inercia respecto al pasador O

4. Análisis y Selección de Alternativas

Para la selección de la mejor alternativa de diseño teniendo en cuenta los requerimientos técnicos y de un cliente final, es necesario llevar a cabo un proceso metodológico donde se evalúen estas mismas por medio de una matriz de calidad, teniendo en cuenta la opción más eficiente para los subsistemas (transmisión, topes, generación y soporte) y el sistema en general.

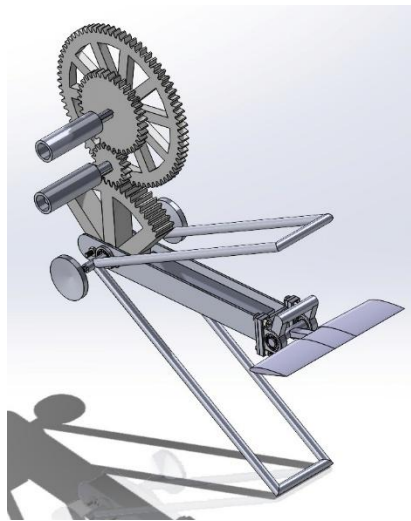
4.1. Alternativas Contempladas

Para el sistema basculante en cuestión, las alternativas mantienen similitud en el subsistema de generación (compuesto por el hidroala y el brazo basculante), en el subsistema de topes (compuesto por las barras conectadas al pivote del sistema) y en el subsistema de soporte (compuesto por las barras a los costados del pivote). El subsistema donde se presentan las variaciones y diferentes opciones es el de generación.

4.1. Alternativa de Transmisión de Sistema de Engranajes

Para la primera alternativa se contempla un sistema de engranajes para el subsistema de transmisión, donde participan tres de estos mismos y permiten la perpetuidad del movimiento oscilatorio, teniendo en cuenta la dirección de movimiento del brazo basculante, emulando el sistema de engranajes de una bicicleta el cuál se compone de un engranaje planetario, un engranaje solar y un piñón conducido.

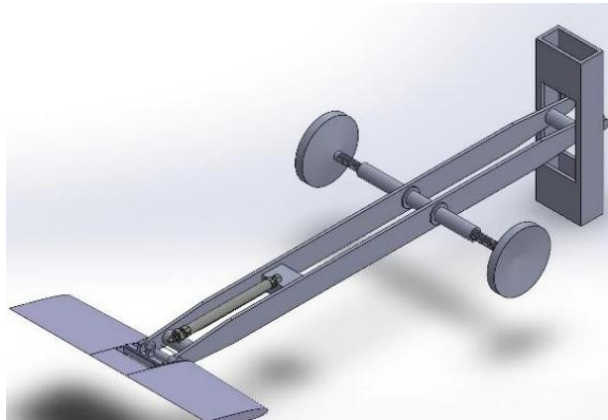
Figura 54. Alternativa de Transmisión de Sistema de Engranajes. Fuente: Elaboración propia.



4.1.2. Alternativa de Transmisión Hidráulica

En el caso de la segunda alternativa, se tuvo en cuenta una transmisión hidráulica para el subsistema de transmisión, compuesto por un sistema de pistones, los cuáles reciben la energía por medio del movimiento oscilatorio del brazo basculante y es transmitido a los pistones teniendo en cuenta la dirección en la que esté transitando el subsistema de generación.

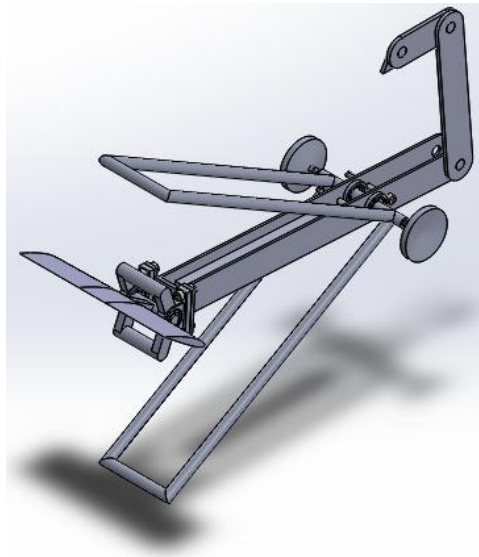
Figura 55. Alternativa de Transmisión Hidráulica. Fuente: Elaboración propia.



4.1.3. Alternativa de Transmisión por Mecanismo de Barras

Por el lado de la tercera alternativa, para el subsistema de transmisión se decidió trabajar con base a un mecanismo de 4 barras, específicamente el mecanismo de barras de clase I: Mecanismo manivela balancín. Para esta situación en concreto, el brazo basculante trabaja como manivela y es el que conduce el movimiento que es transmitido por el mecanismo anteriormente mencionado hasta su etapa final.

Figura 56. Alternativa de Transmisión por Mecanismo de Barras. Fuente: Elaboración propia.



4.2. Función de Calidad de las Alternativas Para el Sistema Basculante

4.2.1. Requerimientos del Cliente Para el Sistema Basculante

Para entregar el hidroala basculante como producto a un cliente final se deben tener en cuenta ciertos requerimientos divididos en aspectos importantes para su rentabilidad.

4.2.1.1. Económicos. Costos, retorno de inversión.

4.2.1.2. Instalación y mantenibilidad. Tamaño compacto, facilidad de instalación, mantenimiento.

4.2.1.3. Influencia local. Impacto ambiental, adaptabilidad.

4.2.2. Requerimientos de Diseño Para el Sistema Basculante

Se requiere garantizar ciertos parámetros de diseño para el correcto funcionamiento del hidroala basculante, los cuales se enlistarán a continuación.

- ✓ Caudal operacional, dimensiones del sistema, capacidad de generación de energía, sistema de generación, sistema de transmisión.

4.2.3. Matriz de Calidad Para el Sistema Basculante

Reuniendo tanto los requerimientos del cliente como los requerimientos de diseño para el sistema basculante, se establece la matriz de calidad y la evaluación de alternativas para este mismo.

Tabla 4. Matriz QFD para selección de alternativas. Fuente: Elaboración propia.

Relación:								
9	3	1						
Fuerte	Moderada	Débil	Ninguna					
	1: bajo, 5: alto	Requerimientos Funcionales (Como) →	Caudal Operacional	Dimensiones de la máquina	Capacidad de generación de energía	Sistema de generación	Sistema de transmisión	Puntuación Ponderada
	Clasificación de importancia del cliente ↓	Requerimientos del cliente - (Que)						
1	5	Costo	3	9	9	1	3	125
2	3	Retorno de inversión	3	1	9	9	9	93
3	2	Facilidad de Instalación	9	9	3	9	9	42
4	3	Mantenimiento	9	3	1	9	9	93
5	4	Tamaño compacto	3	9	1	3	9	100
6	2	Impacto ambiental	1	9	3			26
7	1	Adaptabilidad	3	1		9	9	22
		Puntuación de importancia técnica	68	130	85	86	132	501
		% Importancia	14%	26%	17%	17%	26%	100%
		Rango de prioridades	5	2	4	3	1	

Como se evidencia en la parte superior izquierda de la Tabla 4, se utilizaron ciertos valores para puntuar la relación entre el requerimiento de diseño y del cliente. Por lo que, una vez evaluada la matriz QFD, se obtiene el puntaje y por tanto el peso de los requerimientos de diseño, para con los 3 más

importantes evaluar las alternativas y escoger la que mejor encaje con las necesidades del proyecto. La evaluación de alternativas se realizó con una calificación de 1 a 5.

Tabla 5. Evaluación de alternativas. Elaboración propia.

	Puntaje QFD	%	Alternativa de Transmisión de Sistema de Engranajes		Alternativa de Transmisión Hidráulica		Alternativa de Transmisión por Mecanismo de Barras	
			Nota	Peso	Nota	Peso	Nota	Peso
Sistema de transmisión	132	0.37931034	3	1.13793103	2	0.75862069	5	1.89655172
Dimensiones de la máquina	130	0.37356322	2	0.74712644	4	1.49425287	3	1.12068966
Sistema de generación	86	0.24712644	4	0.98850575	2	0.49425287	4	0.98850575
Total	348	1		2.87356322		2.74712644		4.00574713

4.2.4. Alternativa Seleccionada Para el Sistema Basculante

Finalmente, la Tabla 5 indica que la Alternativa seleccionada es la de Transmisión por Mecanismo de Barras, donde destaca su subsistema de transmisión compacto y de menor complejidad que el de los otros expuestos, así como su subsistema de generación de energía acoplado con los topes.

5. Diseño en Detalle del Subsistema de Generación

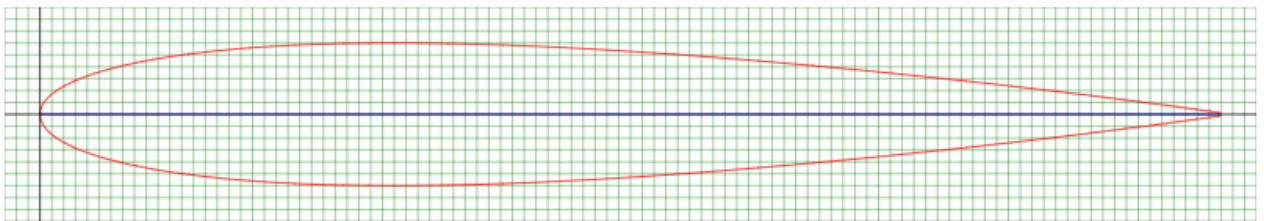
El presente capítulo plantea la metodología a seguir para poder diseñar el sistema que permitirá al prototipo convertir el movimiento del flujo de agua en un desplazamiento mecánico ascendente y descendente. Dicho mecanismo está compuesto por dos elementos principales: La aleta y el brazo, los cuales serán sujetos a simulaciones y criterios para asegurar su correcto funcionamiento.

5.1. Selección de la Aleta de Acuerdo con el Estándar NACA

Se hizo uso del perfil NACA 0012 para este proyecto debido a varias razones. La principal de estas fue la geometría simétrica y un grosor de 12% de su longitud, lo que proporciona estabilidad hidrodinámica y un mejor control en situaciones donde se necesita de una aleta oscilante. Así mismo,

dicho perfil de aleta ha sido validado en numerosos estudios y se ha comprobado su fiabilidad en aplicaciones donde se utiliza como base de sistemas de aletas oscilantes para la captación de energía mareomotriz, como lo pudo demostrar Le Dang Hai, N., Park, H.C. & Ko, J.H. (2022) en su artículo “Estimación de la respuesta dinámica para un hidropelano NACA0012 de camber variable de una turbina de corriente de marea de tipo aleteo”.

Figura 57. Curva de la aleta NACA 0012. Fuente: Airfoil Tool.



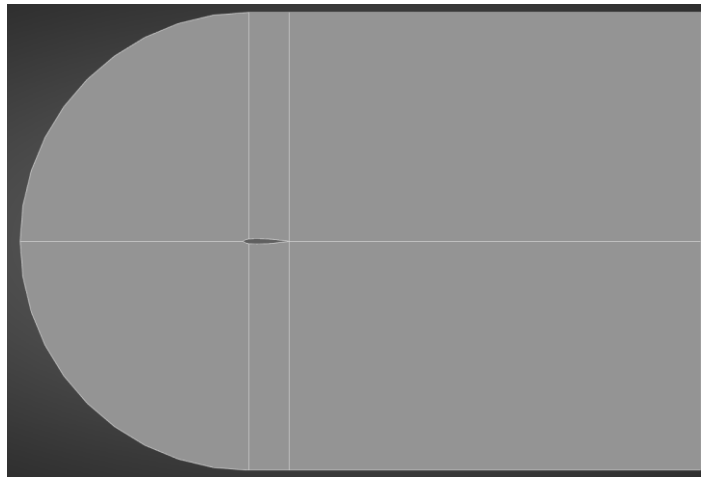
5.2. Análisis del Comportamiento Hidrodinámico de la Aleta

Con la aleta seleccionada, se procede a evaluar las fuerzas de arrastre y sustentación generadas por esta. Es necesario cuantificar con precisión dichas fuerzas, por lo que se optó realizar el análisis mediante simulaciones dinámicas de fluidos computacional (CFD) haciendo uso del software ANSYS Fluent. Para llevar a cabo la simulación se tuvieron en cuenta los siguientes pasos.

5.2.1. Geometría del Dominio

Es necesario delimitar el espacio simulado, por lo que se definió un dominio en forma de C alrededor de la geometría de la aleta NACA 0012. La razón por la cual se usó este tipo de dominio fue para optimizar adecuadamente los nodos generados en el mallado de la geometría y así mismo permitir una mayor concentración de elementos cerca de la aleta.

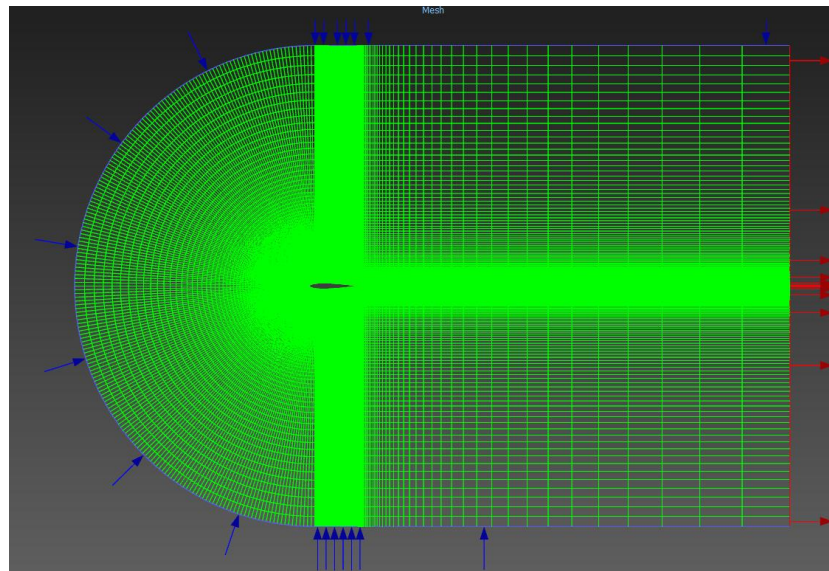
Figura 58. Geometría del dominio de la aleta. Fuente: Elaboración propia.



5.2.2. Mallado

De esta manera, la malla resultante permite capturar el comportamiento del flujo y las fuerzas hidrodinámicas en la capa límite de la aleta. Es necesario crear una malla bien optimizada para asegurar una correcta simulación de dichas fuerzas. Para esto, se ajustó la malla de manera que hubiese una mayor concentración de capas cerca de la aleta y así mismo se comprobó que el parámetro adimensional y^+ estuviese en el rango adecuado dadas las condiciones de operación del prototipo. Este parámetro indica la distancia mínima entre la pared de la aleta y la primera celda de la malla, siendo fundamental para predecir de manera correcta el comportamiento en la capa límite.

Figura 59. Malla refinada. Fuente: Elaboración propia.

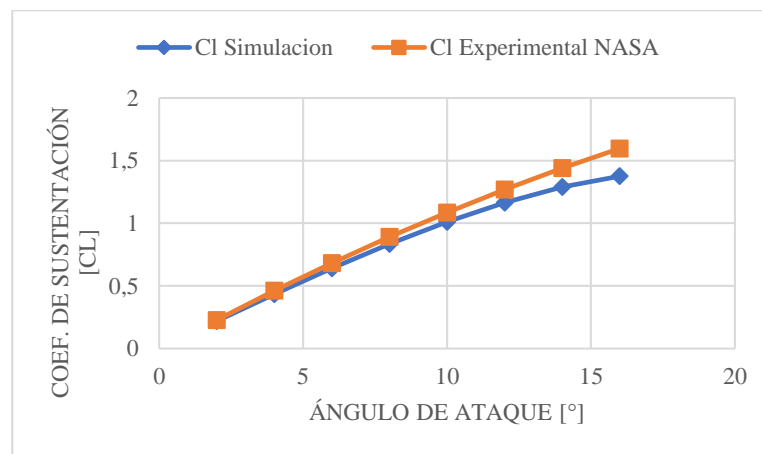


5.2.3. Modelo y Validación

El modelo de turbulencia Spalart–Allmaras fue escogido debido a los altos gradientes de flujo y recirculación, los cuales se presentan comúnmente en cuerpos sumergidos sujetos a turbulencia, sin embargo, existe cierta sobre estimación en los valores del coeficiente de arrastre y de sustentación debido a la naturaleza de las ecuaciones y su simulación. Para poder utilizar la simulación en el caso de estudio, primero se tiene que validar su veracidad comparando los resultados que computa al analizar una aleta NACA 0012 con una longitud de cuerda de 1m, aire como fluido empleado y un flujo con un número de Reynolds de 6.000.000, esto para poder comparar los datos simulados con datos de pruebas reales hechos por la NASA (2022).

Tabla 6. Comparación Cl simulación vs Cl experimental de la NASA. Elaboración propia.

Ángulo de ataque	Cl simulación	Cl experimental NASA	% error
2	0.21923	0.2275	3.63516484
4	0.4345	0.4615	5.85048754
6	0.64163398	0.6827	6.01523656
8	0.83583396	0.8911	6.20200202
10	1.0122577	1.0867	6.85030827
12	1.1658663	1.2695	8.16334777
14	1.2896009	1.4395	10.4132754
16	1.3755595	1.5967	13.8498466

Figura 60. Comparación Cl simulación vs Cl experimental de la NASA. Elaboración propia.

Se compararon los coeficientes de sustentación Cl obtenidos mediante la simulación CFD usando el modelo Spalart–Allmaras y los datos experimentales publicados por la NASA (2022), en donde los resultados muestran que el porcentaje de error entre estos dos datos van desde el 3.6% hasta un 6.8% para ángulos de ataques bajos ($2^\circ < \alpha < 8^\circ$) y aumenta de un 8% a un 13.8% para ángulos de ataque más pronunciados ($10^\circ < \alpha < 16^\circ$). La divergencia entre los coeficientes de sustentación que se presenta a medida que el ángulo de ataque aumenta se debe al comportamiento que el modelo experimenta al estar cerca del ángulo de ataque crítico o *stall angle*. Este valor corresponde al ángulo de ataque donde el flujo comienza a desprenderse de la superficie superior del perfil de la aleta provocando que el fluido recircule sobre esta

de manera turbulenta y provocando una disminución en el valor del coeficiente de sustentación (Ladson, 1988).

5.2.5. Variación angular y fuerzas resultantes de la aleta a escala real

Se procedió a ajustar la simulación a las medidas de la aleta reales (35 centímetros de longitud de cuerda y un área de 0.245 m²) y se cambió el fluido de la simulación por agua a 20°C y una velocidad de 2 m/s:

Tabla 7. Fuerzas de arrastre y sustentación correspondientes a cada ángulo de ataque. Fuente: Elaboración propia.

Velocidad del agua [m/s]	Ángulo de ataque	Coefficiente de arrastre [Cd]	Coefficiente de sustentación [Cl]	Fuerza de arrastre [N]	Fuerza de sustentación [N]
2	2	0.011696221	0.21284408	5.7208325	104.10587
	4	0.012625219	0.42139914	6.175222	206.11391
	6	0.014213008	0.62097585	6.9518383	303.73048
	8	0.016547986	0.80684197	8.0939182	394.64094
	10	0.019797862	0.97311016	9.683491	475.9699
	12	0.024305803	1.112545	11.888406	544.16579
	14	0.030952873	1.2159316	15.139608	594.73403
	16	0.042953829	1.2581603	21.009492	615.38889
	18	0.100211	1.0465763	49.015003	511.89932
	20	0.29045072	0.71364238	142.06468	349.05534
	22	0.34273323	0.76649384	167.637	374.90594
	23	0.36632798	0.78585345	179.17761	384.37508
	24	0.3905664	0.80552885	191.03306	393.99867
26	0.44067744	0.84236811	215.54327	412.4565	

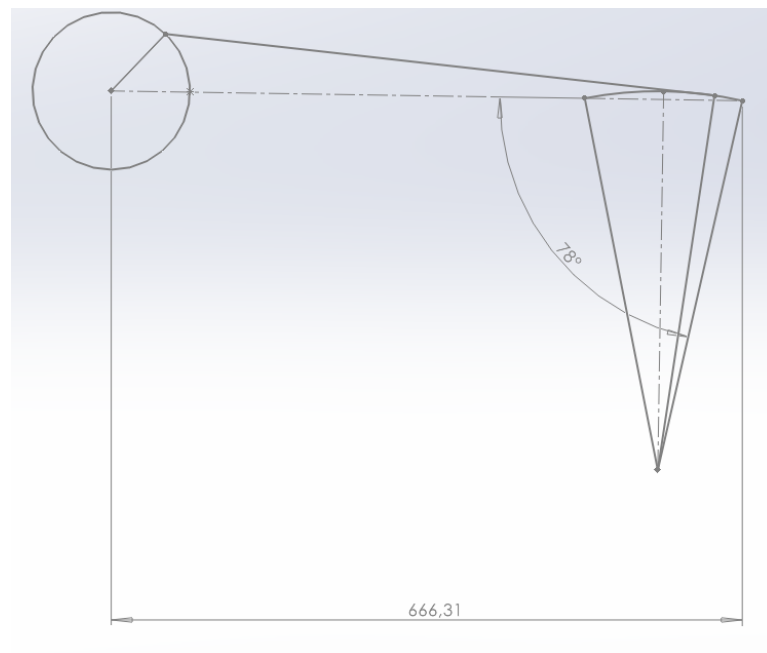
5.3. Diseño del Mecanismo de Barras

Teniendo en cuenta los requerimientos para este sistema, se optó por un mecanismo de clase I, en específico un mecanismo manivela balancín, los cuáles se pueden observar en las Figuras 10 y 11, donde se utiliza como balancín la distancia del brazo basculante entre el eje donde está ubicado el subsistema de soporte y el eje o pasador donde se conecta el primer eslabón, que corresponde a la biela, la cual se encuentra conectada en su otro extremo al segundo eslabón, que corresponde a la manivela. Debido a

temas de nomenclatura el eslabón correspondiente a la biela será denominado como R3 y el eslabón correspondiente a la manivela será denominado como R2.

Para el cálculo tanto de R2, como de R3 se utilizó un sistema en SolidWorks partiendo del ángulo de apertura que tiene el balancín, su tamaño y las dimensiones establecidas para el sistema en general tal como se observa en la siguiente imagen:

Figura 61. Formato de cálculo para el mecanismo manivela balancín. Fuente: Elaboración propia.



La cota de 666,31 [mm] corresponde a la distancia desde el punto más alejado al que puede llegar el extremo del balancín respecto a la base donde está ubicado el punto estático de la manivela y fue establecida como una consideración de diseño debido a las restricciones establecidas para las dimensiones.

Se determina que el diámetro correspondiente al círculo por el que realiza el movimiento guiado la manivela, tiene la misma medida que la distancia que hay entre los puntos que indican los extremos que alcanza el movimiento del balancín, por lo tanto, la longitud de la manivela es la mitad de esta misma.

Mientras que, para determinar la longitud de la biela, se mide la distancia que hay entre el extremo móvil de la manivela cuando se encuentra totalmente horizontal hacia la derecha y el extremo móvil del balancín cuando se encuentra en su máxima apertura hacia la derecha.

5.3.1. Resultados del Diseño de Mecanismo de Barras

A partir de los procedimientos y cálculos evidenciados en el apartado anterior, a continuación, se muestran los resultados obtenidos para cada parámetro necesario del mecanismo de barras.

Tabla 8. Parámetros del mecanismo de barras para el subsistema de generación. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Balancín [m]	$L4$	0.4
Biela [m]	$R3$	0.58316
Manivela [m]	$R2$	0.083155
Ángulo de operación del balancín [°]	\emptyset	24
Distancia entre pivotes de balancín y manivela [m]	$L1$	0.702306781

5.4. Análisis Estructural Estático

Para determinar la criticidad del subsistema de generación, se realizó el respectivo análisis estructural en cada parte de este, compuesto por la hidroala, el brazo basculante y los 2 eslabones correspondientes al mecanismo de barras. Para esto se tuvo en cuenta dos posiciones claves, estableciendo la primera en el momento en donde la aleta entra en contacto con el tope superior que restringe su ángulo de ataque y con el tope que redirecciona el movimiento del sistema hacia abajo. Mientras que la segunda posición se estableció en el momento donde la aleta entra en contacto con el tope inferior que restringe su ángulo de ataque y con el tope que redirecciona el movimiento del sistema hacia arriba.

Estos dos momentos se establecieron principalmente debido a que se requieren los esfuerzos máximos y mínimos del sistema como se ve en las Ecuaciones 24 y 25 para encontrar otros valores necesarios para determinar los criterios de falla. En este análisis se tuvo en cuenta que el ángulo de ataque de la hidroala para estos dos momentos corresponde a 22° , por lo que se utilizaron los datos correspondientes en la Tabla 7 de la fuerza de sustentación y de arrastre.

Por último, se estableció como material de diseño el Acero AISI 304 debido a sus características inoxidable, teniendo en cuenta el contacto permanente con el agua durante su funcionamiento y su alta capacidad para soportar cargas teniendo un esfuerzo último de 500 [MPa]. Para este caso se escogió un factor de seguridad de diseño de 2.5, teniendo por lo tanto un esfuerzo permisible de 200 [MPa].

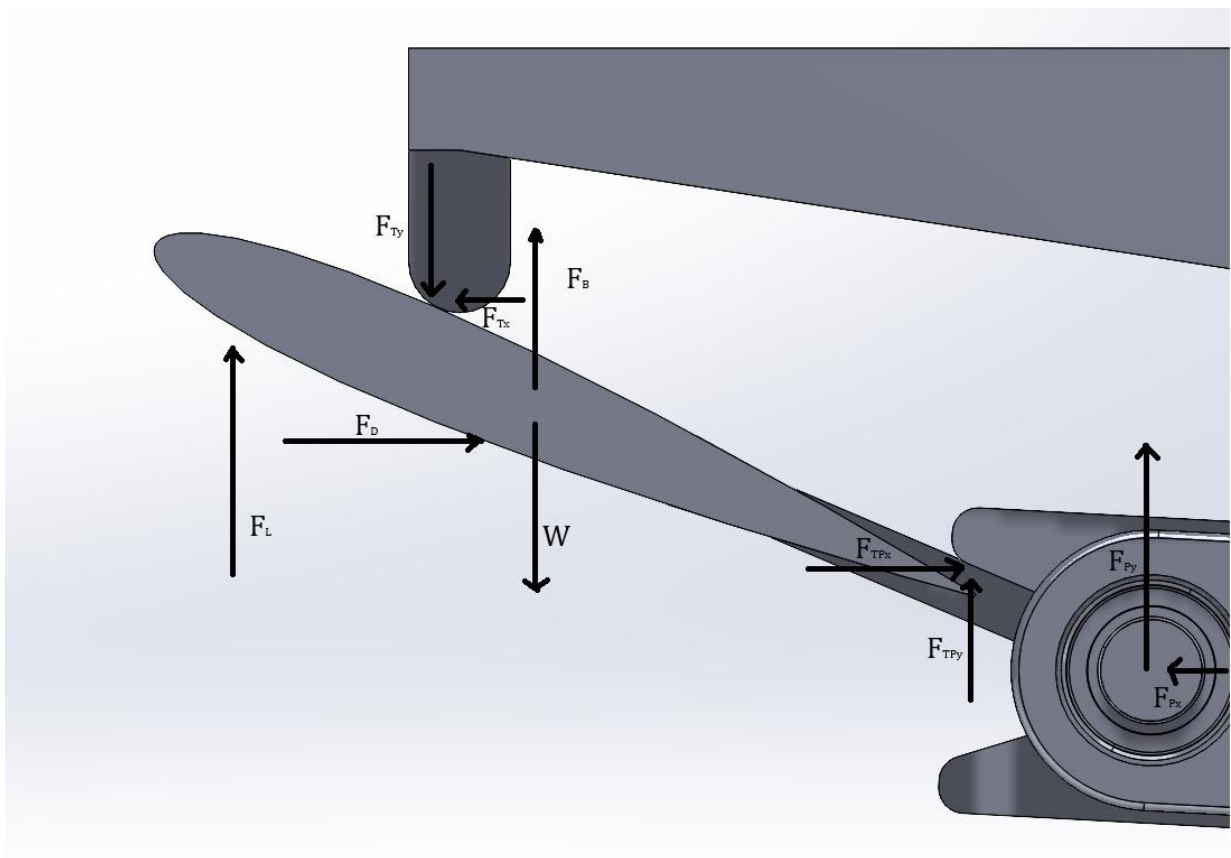
La situación ideal para reducción de costos en cuanto a la producción de este sistema es escoger un material con características de polímero como el polipropileno con un esfuerzo último de aproximadamente 40 [MPa]. Pero debido a que, para obtener ciertos valores necesarios para calcular factores de concentración de esfuerzos estos se encuentran en gráficas específicamente que solo trabajan con aceros, se procedió a realizar los cálculos con las propiedades del acero anteriormente mencionado.

Para obtener resultados aproximados en la situación ideal en la que se utilice este polímero, se utilizará la quinta parte del esfuerzo último del acero AISI 304.

5.4.1. Análisis Estructural de la Hidroala

Para el primer momento se estableció el siguiente diagrama de fuerzas:

Figura 62. Diagrama de fuerzas de la aleta primer momento. Fuente: Elaboración Propia.



Donde:

F_L : Fuerza de sustentación [N].

F_D : Fuerza de arrastre [N].

F_{Ty} : Fuerza de reacción en el tope de cambio de dirección en el componente y [N].

F_{Tx} : Fuerza de reacción en el tope de cambio de dirección en el componente x [N].

F_B : Fuerza de empuje hidrostático [N].

W : Peso de la aleta [N].

F_{TPy} : Fuerza de reacción en el tope que restringe el ángulo de ataque de la aleta en el componente y [N]

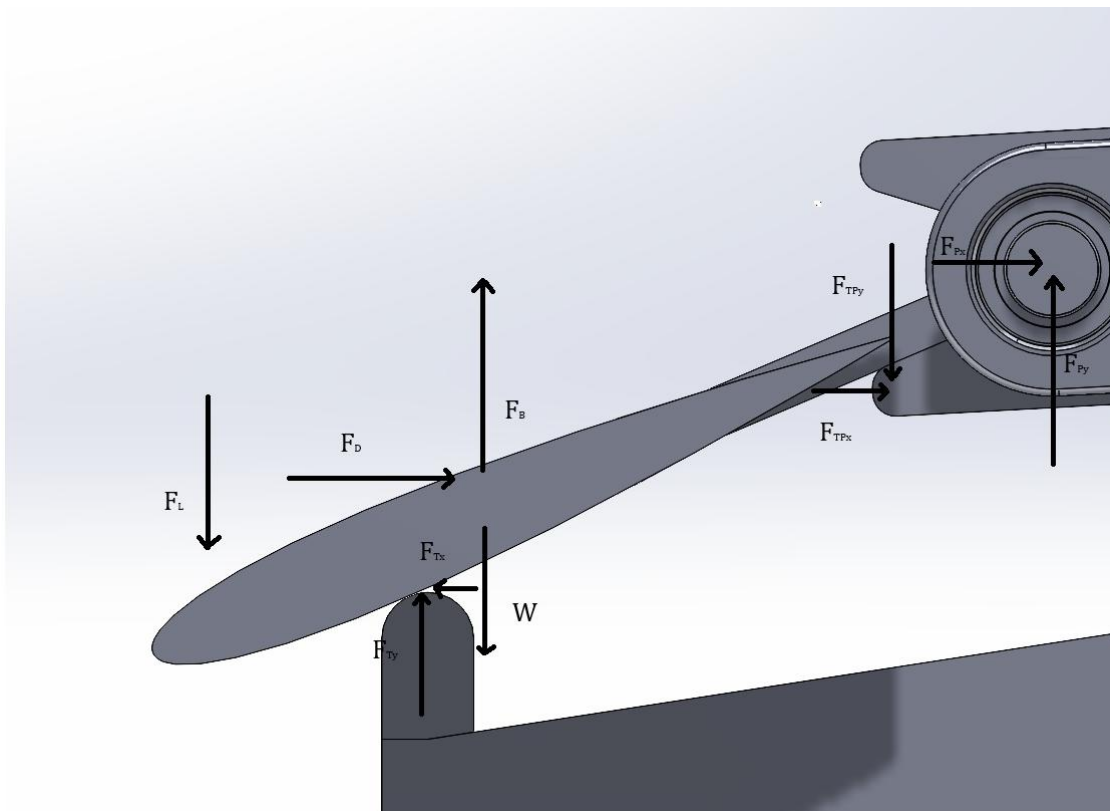
F_{TPx} : Fuerza de reacción en el tope que restringe el ángulo de ataque de la aleta en el componente x [N].

F_{Py} : Fuerza de reacción en el pivote o punto de origen en el componente y [N].

F_{Px} : Fuerza de reacción en el pivote o punto de origen en el componente x [N].

Mientras que para el segundo momento se estableció el siguiente diagrama de fuerzas:

Figura 63. Diagrama de fuerzas de la aleta segundo momento. Fuente: Elaboración Propia.



Donde las componentes de las fuerzas tienen la misma nomenclatura que para el primer momento.

Para la fuerza de empuje hidrostático se tiene en cuenta la siguiente ecuación:

Figura 64. Ecuación de fuerza de empuje hidrostático.

$$F_B = \rho * g * v [N] \quad (51)$$

ρ = Densidad del fluido en el que está inmerso $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

g = Aceleración debido a la gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

v = Volumen involucrado $[m^3]$

Para la fuerza obtenida por el peso se tiene en cuenta la siguiente ecuación:

Figura 65. Ecuación de fuerza ejercida por la masa.

$$W = m * g \quad (52)$$

$m = \text{Masa del objeto [kg]}$

$g = \text{Aceleración debido a la gravedad } \left[\frac{m}{s^2} \right]$

Esta se aplica en el centro de masa de la aleta al igual que el peso, teniendo direcciones contrarias.

En el caso de la fuerza de sustentación, esta se aplica a 0.75 de la longitud de la cuerda de la aleta desde el borde de salida, el cuál es el que está más cerca del pivote para este diagrama. En el caso que la aleta tenga un ángulo de ataque positivo, su dirección será hacia arriba, contraria a la dirección cuando el ángulo de ataque de la aleta sea negativo.

En el caso de la fuerza de arrastre, esta se aplica a 0.5 de la longitud de la cuerda de la aleta desde el borde de salida y su dirección se establece como la misma que toma el fluido con el que se está trabajando.

Debido a que las reacciones en todos los componentes del tope que restringe el ángulo de ataque de la aleta, del tope que cambia la dirección de la aleta y del pivote o punto de origen son desconocidas, se procedió a realizar sumatoria de fuerzas en el eje y, sumatoria de fuerzas en el eje x, sumatoria de momentos en el pivote, sumatoria de momentos en el pivote de cambio de dirección de la aleta y dos igualdades en las componentes de cada uno de los topes debido a una relación existente que tienen debido al ángulo de ataque de la aleta.

Se procedió a encontrar el momento flector total causado por todas las fuerzas involucradas en la aleta, para por medio de la Ecuación 10 encontrar el esfuerzo flector. Lo mismo se hizo para el esfuerzo cortante, calculando la fuerza cortante interna resultante, por medio de la Ecuación 8. Una vez con estos cálculos hechos, se hizo una verificación por medio de Von Mises para encontrar el esfuerzo equivalente y verificar que hasta el momento era menor que el esfuerzo permisible anteriormente mencionado.

Luego se establecieron los cálculos para la fatiga, encontrando cada uno de los factores de Marín para obtener el esfuerzo a la fatiga real. Para el esfuerzo a la fatiga ideal se utiliza la forma correcta guiada por la Ecuación 13 teniendo en cuenta el esfuerzo último del material. Para el factor de superficie k_a se estableció como condición de diseño que la pieza tuviera como acabado superficial el maquinado o laminado en frío, por lo que se escogen las cantidades correspondientes de la Tabla 1 para con la Ecuación 15 encontrar el factor anteriormente mencionado. Para el factor de tamaño k_b , encontrado por medio de la Ecuación 16, se calculó el diámetro equivalente por medio de la Ecuación 17, teniendo en cuenta las indicaciones de la Figura 17. Para el factor de carga k_c , se determinó su valor teniendo en cuenta las condiciones de la Ecuación 18 para este caso donde se presenta combinación de modos de falla. Para el factor de temperatura k_d , se estableció como condición de diseño que la temperatura del agua bajo la que iba a estar el sistema en operación es de 22°C (71,6°F), utilizando este dato en la Ecuación 19. Por último, para el factor de confiabilidad k_e , se estableció como condición de diseño que se tendría una confiabilidad de 95%, reaccionándolo con su respectivo factor en la Tabla 2.

Como siguiente paso, se estableció obtener los factores de concentración de esfuerzos K_f y K_{fS} , mediante las Ecuaciones donde según el material se puede obtener la sensibilidad a la muesca q analizando las Gráficas 1 y 2. Para el cálculo de los factores K_t y K_{tS} se debía relacionar la geometría del sistema con una de las disponibles en la bibliografía, por lo que para encontrar el factor K_t se utilizó la Gráfica 3, la cuál era la que presentaba mayor similitud; mientras que para el factor K_{tS} no se encontró similitud de geometrías, por lo tanto se asumió un valor conservativo para este mismo.

A continuación, se establecieron los valores tanto de esfuerzos medios y alternantes para la flexión, como para el esfuerzo cortante para encontrar las combinaciones de modos de carga mediante las Ecuaciones 26 y 27 correspondientes a las ecuaciones de esfuerzos medios y alternantes de Von Mises. Por último, se utiliza la verificación por criterios de falla para determinar el factor de seguridad adecuado de acuerdo a las aproximaciones obtenidas con los cálculos de fatiga. Para esto se utilizó la Ecuación 29, correspondiente a Goodman-modificado.

5.4.2. Resultados Análisis Estructural de la Hidroala

Siguiendo la metodología del apartado anterior, a continuación, se muestran los cálculos y datos más importantes para el análisis estructural de la hidroala:

Tabla 9. Análisis estructural de hidroala. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Volumen de la aleta [m^3]	v	0,007408
Masa de la aleta [kg]	m	58,74
Esfuerzo a la fatiga real [MPa]	S_e	164,5
Esfuerzo flector máximo [MPa]	σ_{MAX}	83,93
Esfuerzo cortante máximo [MPa]	τ_{MAX}	0,262891
Factor de seguridad de acuerdo al criterio de falla Goodman- modificado	n	2,767

Por otro lado, el análisis realizado correspondiente al material polímero se muestra en la siguiente tabla:

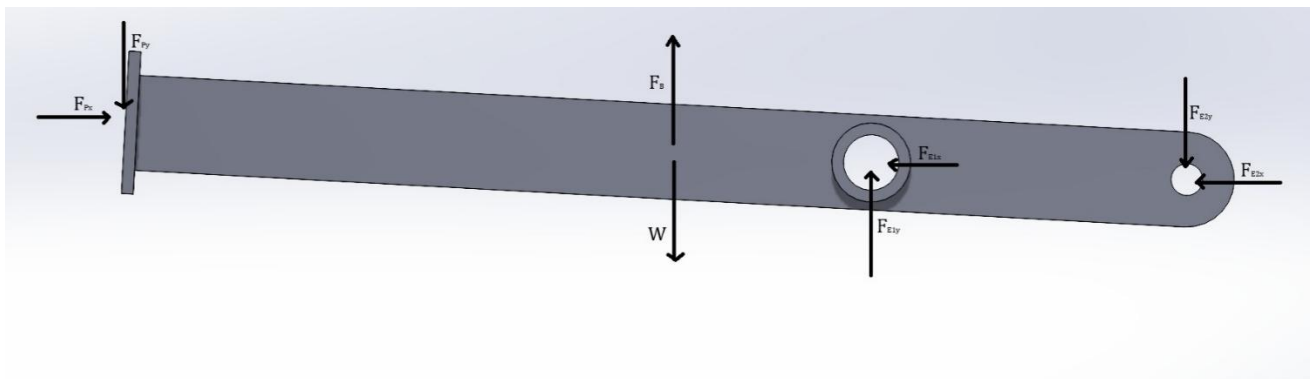
Tabla 10. Análisis estructural de hidroala con material polímero. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Volumen de la aleta [m^3]	v	0,007408
Masa de la aleta [kg]	m	6,815
Esfuerzo a la fatiga real [MPa]	S_e	50,39
Esfuerzo flector máximo [MPa]	σ_{MAX}	26,18
Esfuerzo cortante máximo [MPa]	τ_{MAX}	0,568765
Factor de seguridad de acuerdo al criterio de falla Goodman-modificado	n	2,368

5.4.3. Análisis Estructural del Brazo Basculante

Para el primer momento del análisis estático para el brazo basculante se estableció el siguiente diagrama de fuerzas:

Figura 66. Diagrama de fuerzas del brazo basculante primer momento. Fuente: Elaboración propia.



Donde:

F_{py} : Fuerza de reacción del pivote de la aleta en el componente y [N].

F_{px} : Fuerza de reacción del pivote de la aleta en el componente x [N].

F_B : Fuerza de empuje hidrostático del brazo basculante [N].

W : Peso del brazo basculante [N].

F_{E1y} : Fuerza de reacción del eje de los soportes en el componente y [N].

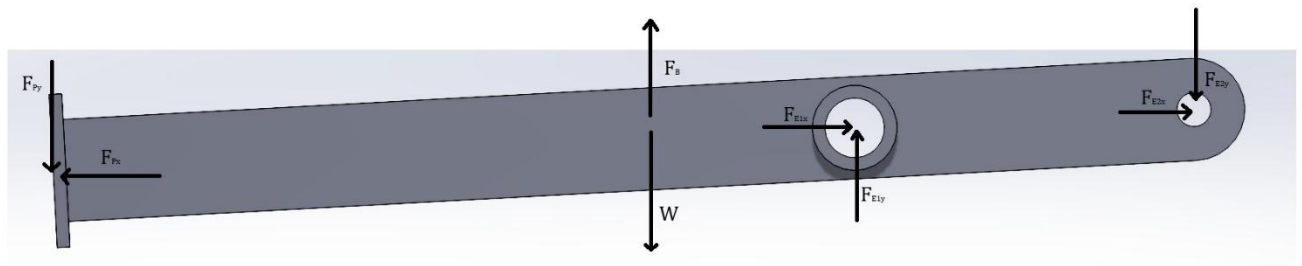
F_{E1x} : Fuerza de reacción del eje de los soportes en el componente x [N].

F_{E2y} : Fuerza de reacción del pasador conectado al eslabón R3 en el componente y [N].

F_{E2x} : Fuerza de reacción del pasador conectado al eslabón R3 en el componente x [N].

Mientras que para el segundo momento del análisis estático para el brazo basculante se estableció el siguiente diagrama de fuerzas:

Figura 67. Diagrama de fuerzas del brazo basculante segundo momento. Fuente: Elaboración propia.



Donde las componentes de las fuerzas tienen la misma nomenclatura que para el primer momento.

En el caso de los componentes de la fuerza de reacción del pivote de la aleta, se obtienen del análisis estático hecho en la aleta y su dirección es contraria en cada momento correspondiente.

Para la fuerza de empuje hidrostático se tiene en cuenta la Ecuación 51, mientras que para la fuerza obtenida por el peso se tiene en cuenta la Ecuación 52, que al igual que para el caso de la aleta, se aplican en el centro de masa del brazo basculante y con direcciones contrarias.

Debido a que las reacciones en todos los componentes del eje de los soportes y del pasador conectado al eslabón R3 son desconocidas, se procedió a realizar sumatoria de fuerzas en el eje y, sumatoria de fuerzas en el eje x y sumatoria de momentos en los dos puntos anteriormente mencionados.

Como se mencionó en el anterior caso, del análisis estático de la aleta, se calcula el esfuerzo flector y el esfuerzo cortante generados por las fuerzas implicadas en el brazo basculante para encaminar los cálculos de fatiga donde los factores de Marín se encuentran de la misma forma y corresponden a los mismos a excepción del factor de tamaño k_b , el cual depende de las dimensiones del área transversal analizada. La diferencia en este caso, radica en que para encontrar el factor K_t , en el apartado de los factores de concentración de esfuerzos, se requería de otra representación que fuera similar a la geometría para el caso del brazo basculante, la cual corresponde a la Gráfica 4. Para esta situación también se repite

el hecho de que para encontrar el factor K_{tS} no se encontró similitud de geometrías, por lo tanto, se asumió este valor teniendo en cuenta que fuera una cantidad acorde.

Se precisó de calcular las combinaciones de modos de carga para esfuerzos medios y alternantes de la misma forma que para la aleta y por último se determinó el factor de seguridad adecuado según los criterios de falla por medio del criterio de Goodman-modificado.

5.4.4. Resultados Análisis Estructural del Brazo Basculante

Calculando los parámetros necesarios en el análisis estructural del brazo basculante, por medio de la metodología en el anterior apartado, se obtuvo la siguiente tabla con datos importantes:

Tabla 11. Análisis estructural del brazo basculante. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Volumen del brazo basculante [m^3]	v	0,005749
Masa del brazo basculante [kg]	m	45,59
Esfuerzo a la fatiga real [MPa]	S_e	163,4
Esfuerzo flector máximo [MPa]	σ_{MAX}	0,681657
Esfuerzo cortante máximo [MPa]	τ_{MAX}	0,392607
Factor de seguridad de acuerdo al criterio de falla Goodman-modificado	n	81,01

Mientras que para el análisis estructural con el material polímero se obtuvo lo siguiente:

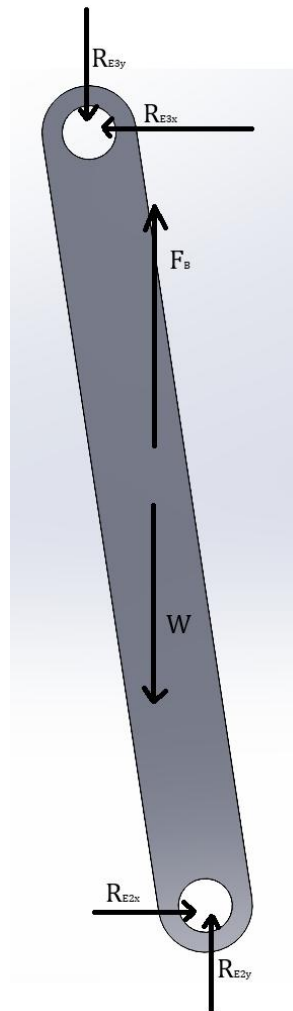
Tabla 12. Análisis estructural del brazo basculante con material polímero. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Volumen del brazo basculante [m^3]	v	0,005749
Masa del brazo basculante [kg]	m	5,289
Esfuerzo a la fatiga real [MPa]	S_e	50,06
Esfuerzo flector máximo [MPa]	σ_{MAX}	0,681657
Esfuerzo cortante máximo [MPa]	τ_{MAX}	0,228042
Factor de seguridad de acuerdo al criterio de falla Goodman-modificado	n	22,43

5.4.5. Análisis Estructural del Eslabón R3

Para el primer momento del análisis estático para el Eslabón R3 se estableció el siguiente diagrama de fuerzas:

Figura 68. Diagrama de fuerzas del Eslabón R3 primer momento. Fuente: Elaboración propia.



Donde:

F_{E2y} : Fuerza de reacción del pasador conectado al brazo basculante en el componente y [N].

F_{E2x} : Fuerza de reacción del pasador conectado al brazo basculante en el componente x [N].

F_B : Fuerza de empuje hidrostático del eslabón R3 [N].

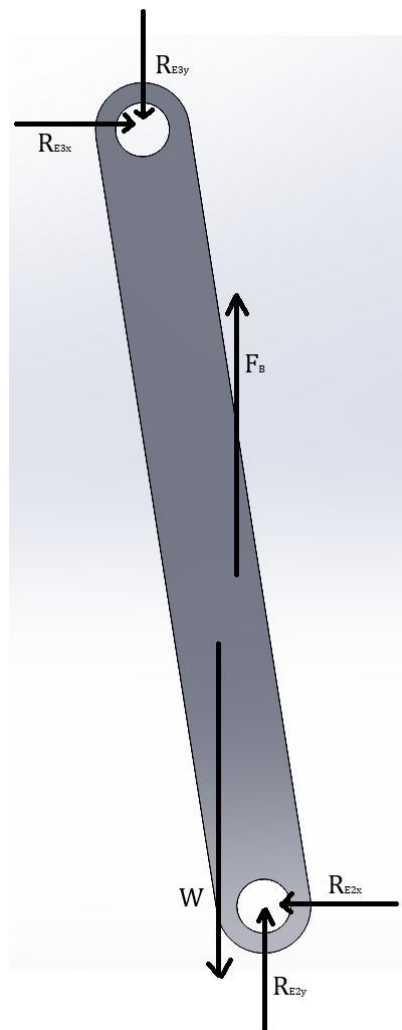
W : Peso del eslabón R3 [N].

F_{E3y} : Fuerza de reacción del pasador conectado al eslabón R2 en el componente y [N].

F_{E3x} : Fuerza de reacción del pasador conectado al eslabón R2 en el componente x [N].

Mientras que para el segundo momento del análisis estático para el Eslabón R3 se estableció el siguiente diagrama de fuerzas:

Figura 69. Diagrama de fuerzas del Eslabón R3 segundo momento. Fuente: Elaboración propia.



Donde las componentes de las fuerzas tienen la misma nomenclatura que para el primer momento.

En el caso de los componentes de la fuerza de reacción del pasador conectado al brazo basculante, se obtienen del análisis estático hecho en el brazo basculante y su dirección es contraria en cada momento correspondiente.

La fuerza de empuje hidrostático y la fuerza generada por el peso del eslabón R3 se obtienen de la misma forma que en los otros casos y su punto de aplicación es en el centro de masa del eslabón presentando direcciones opuestas.

Debido a que las reacciones del pasador conectado al eslabón R2 son desconocidas, se calcularon realizando sumatoria de fuerzas en el eje x y sumatoria de fuerzas en el eje y, siendo un proceso más sencillo que en los casos anteriores para continuar con el proceso que conlleva el calcular el esfuerzo flector y cortante para establecer los cálculos de fatiga que se manejaron de la misma forma que en las dos situaciones anteriores resultando en los mismos factores de Marín, exceptuando el factor de tamaño k_b cómo se explicó en el análisis estructural del brazo basculante .

Para encontrar el factor K_t , del apartado de los factores de concentración de esfuerzos, se utilizó la misma geometría que para el brazo basculante, por tanto, se obtuvo a partir de la Gráfica 4; para el factor K_{ts} se asumió de la misma forma en este análisis estático. Continuó el proceso del cálculo de modos de carga mediante el mismo proceso para encontrar el factor de seguridad adecuado según el criterio de Goodman-modificado.

5.4.6. Resultados Análisis Estructural del Eslabón R3

A partir de la metodología del análisis estructural del Eslabón R3, se calcularon los aspectos requeridos para verificar la estabilidad y duración de la pieza, por lo que en la siguiente tabla se muestran los resultados de los parámetros más importantes:

Tabla 13. Análisis estructural del eslabón R3. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Volumen del eslabón R3 [m^3]	v	0,001054
Masa del eslabón R3 [kg]	m	8,358
Esfuerzo a la fatiga real [MPa]	S_e	160,1
Esfuerzo flector máximo [MPa]	σ_{MAX}	20,99
Esfuerzo cortante máximo [MPa]	τ_{MAX}	1,801
Factor de seguridad de acuerdo al criterio de falla Goodman-modificado	n	5,696

Para el análisis estructural con el material polímero se obtuvo lo siguiente:

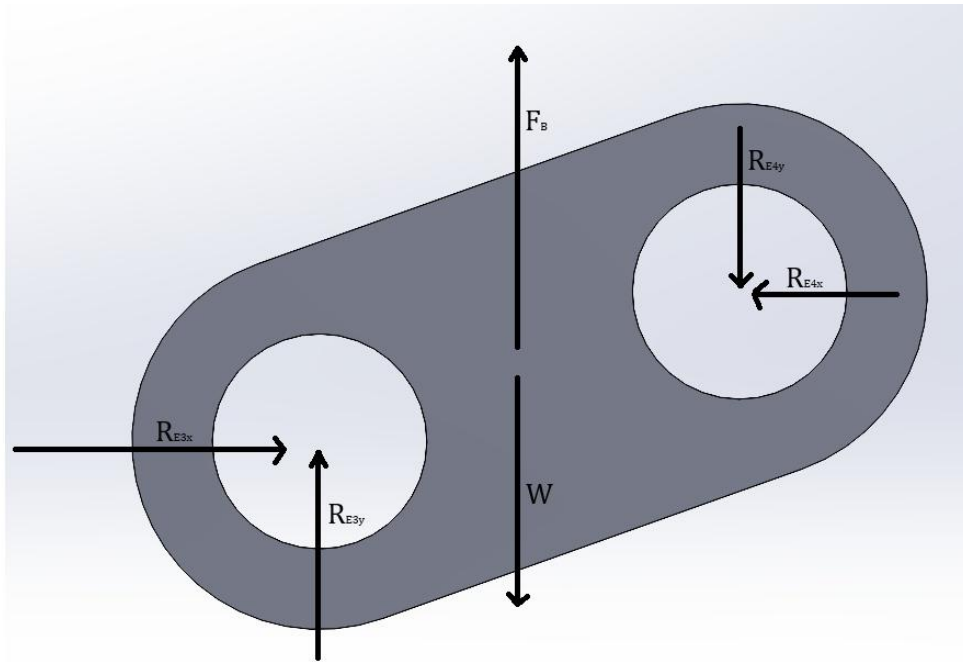
Tabla 14. Análisis estructural del eslabón R3 con material polímero. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Volumen del eslabón R3 [m^3]	v	0,001054
Masa del eslabón R3 [kg]	m	0,9696
Esfuerzo a la fatiga real [MPa]	S_e	49,06
Esfuerzo flector máximo [MPa]	σ_{MAX}	21,35
Esfuerzo cortante máximo [MPa]	τ_{MAX}	1,863
Factor de seguridad de acuerdo al criterio de falla Goodman-modificado	n	1,471

5.4.7. Análisis Estructural del Eslabón R2

Para el primer momento del análisis estático para el Eslabón R2 se estableció el siguiente diagrama de fuerzas:

Figura 70. Diagrama de fuerzas del Eslabón R2 primer momento. Fuente: Elaboración propia.



Donde:

F_{E3y} : Fuerza de reacción del pasador conectado al eslabón R3 en el componente y [N].

F_{E3x} : Fuerza de reacción del pasador conectado al eslabón R3 en el componente x [N].

F_B : Fuerza de empuje hidrostático del eslabón R2 [N].

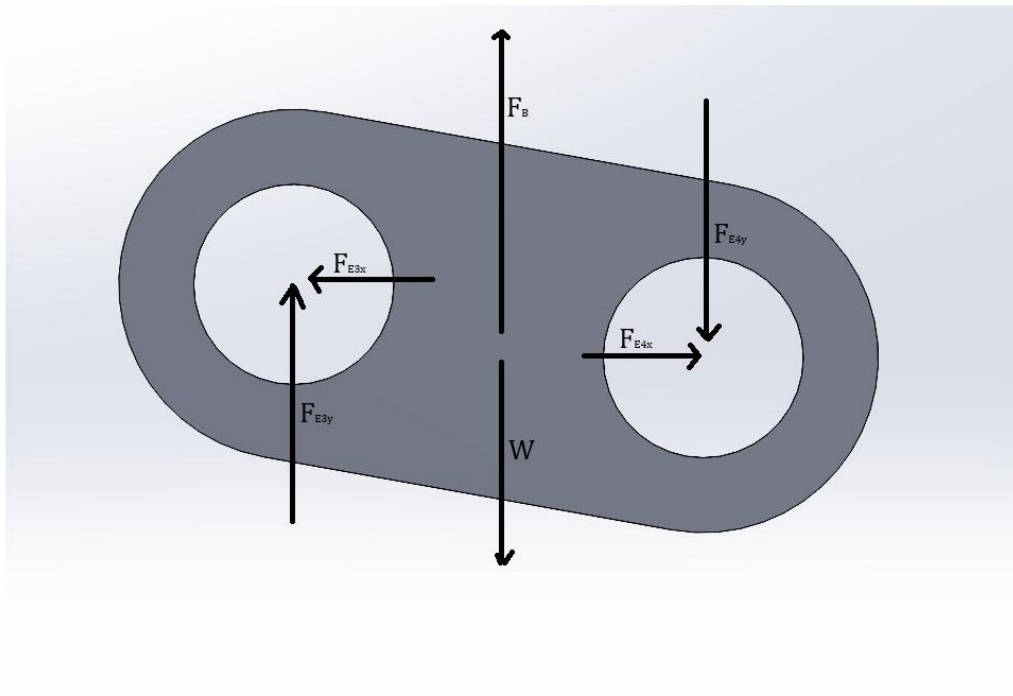
W : Peso del eslabón R2 [N].

F_{E4y} : Fuerza de reacción del pasador conectado al pivote fijo en el componente y [N].

F_{E4x} : Fuerza de reacción del pasador conectado al pivote fijo en el componente x [N].

Mientras que para el segundo momento del análisis estático para el Eslabón R3 se estableció el siguiente diagrama de fuerzas:

Figura 71. Diagrama de fuerzas del Eslabón R2 segundo momento. Fuente: Elaboración propia.



Donde las componentes de las fuerzas tienen la misma nomenclatura que para el primer momento.

Para este análisis estructural, los componentes de la fuerza de reacción del pasador conectado al eslabón R3 se obtuvieron resultado del anterior análisis estructural y la dirección de estas fuerzas es contraria en cada momento correspondiente.

Para la fuerza de empuje hidrostático y la fuerza generada por el peso del eslabón R2, se obtienen de la misma forma que para los anteriores análisis y estas fuerzas presentan direcciones opuestas. Por otro lado, las fuerzas de reacción del pasador conectado al pivote fijo son desconocidas y se calculan de forma sencilla al igual que en el análisis del anterior eslabón realizando una sumatoria de fuerzas en el eje x y la sumatoria de fuerzas en el eje y implicadas.

También se calculan los esfuerzos flectores y cortantes para este análisis, de la misma forma en que los factores de Marín corresponden a los mismos de los casos anteriores debido a que están bajo en iguales condiciones de trabajo, a excepción del factor de tamaño k_b cómo se explicó anteriormente.

El cálculo de los factores de concentración de esfuerzos se realiza de la misma forma que para el eslabón R3, llegando al cálculo de modos de carga para encontrar el factor de seguridad idóneo partiendo del criterio de falla de Goodman-modificado-.

5.4.8. Resultados Análisis Estructural del Eslabón R2

En la siguiente tabla se mostrarán los resultados a los cálculos y valores más importantes del análisis estructural realizado en el eslabón R3 como se estableció en la metodología expuesta en el apartado anterior:

Tabla 15. Análisis estructural del eslabón R2. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Volumen del eslabón R2 [m^3]	v	0,0001789
Masa del eslabón R2 [kg]	m	1,419
Esfuerzo a la fatiga real [MPa]	S_e	160,1
Esfuerzo flector máximo [MPa]	σ_{MAX}	18,73
Esfuerzo cortante máximo [MPa]	τ_{MAX}	1,790
Factor de seguridad de acuerdo al criterio de falla Goodman- modificado	n	6,146

Para la situación del análisis realizado con el material polímero se obtuvo lo siguiente:

Tabla 16. Análisis estructural del eslabón R2 con material polímero. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Volumen del eslabón R2 [m^3]	v	0,0001789
Masa del eslabón R2 [kg]	m	0,1646
Esfuerzo a la fatiga real [MPa]	S_e	49,06
Esfuerzo flector máximo [MPa]	σ_{MAX}	18,79
Esfuerzo cortante máximo [MPa]	τ_{MAX}	1,801
Factor de seguridad de acuerdo al criterio de falla Goodman- modificado	n	1,63

5.5. Análisis Dinámico

Al ser obtenidas las fuerzas de sustentación y arrastre mediante la simulación CFD se procede a evaluar como estas fuerzas actúan en el movimiento del sistema. Para ello se hizo uso del módulo de análisis dinámico de cuerpos rígidos en el software ANSYS, el cual nos permite obtener una aproximación válida para obtener valores estimados de velocidades angulares en puntos críticos.

El primer paso consiste en exportar el modelo a utilizar y definir sus propiedades. Como se había mencionado anteriormente, el material a usar para esta simulación es acero inoxidable. Así mismo se definieron las condiciones iniciales del movimiento y se configuró la orientación del sistema global de coordenadas para que los resultados sean consistentes al analizar el movimiento. Seguido a esto se delimitaron las relaciones cinemáticas entre los componentes del mecanismo. En los puntos de articulación se aplicaron juntas de revolución para poder permitir el movimiento del brazo o el de un eslabón alrededor de un eje y juntas de unión en donde se necesitan restricciones del movimiento como pasa en el bastidor.

Para poder aplicar las fuerzas hidrodinámicas halladas mediante CFD se diseñó una pieza que simulaba el centro de presión de la aleta y así lograr ubicar las fuerzas puntuales de arrastre y sustentación teniendo en cuenta su magnitud y su dirección. Es importante recalcar que debido al movimiento alternante que experimenta la aleta, el ángulo de ataque se ve también afectado haciendo que este varíe en un rango de ángulos que va desde los 8° hasta los 23° . Esta situación se traduce a que las fuerzas de arrastre y sustentación sufran variaciones durante el análisis. Debido a que la implementación de fuerzas variables en función del ángulo de ataque y del tiempo representan un análisis de alta complejidad, se optó por usar valores de fuerza de arrastre y sustentación promedio calculadas teniendo en cuenta el rango en el que se desempeña el mecanismo. Esta simplificación se justifica debido el movimiento cíclico que posee el mecanismo y de la necesidad de obtener un resultado representativo del comportamiento dinámico del sistema.

Con esto claro, la fuerza de sustentación promedio (472,75 N) y la fuerza de arrastre promedio (68,94 N) se aplicaron de manera perpendicular y paralela al flujo, respectivamente.

Figura 72. Dirección de la fuerza de sustentación. Fuente: Elaboración propia.

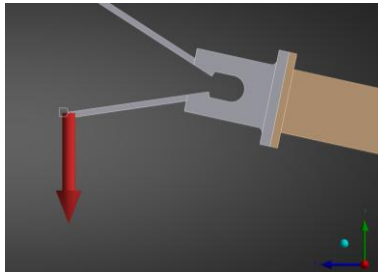
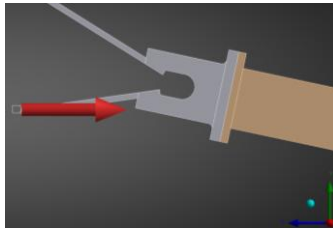


Figura 73. Dirección de la fuerza de arrastre. Fuente: Elaboración propia



Al estar todos los parámetros definidos, se procedió a las velocidades angulares máximas de los siguientes componentes para hacer la selección adecuada de rodamientos:

Tabla 17. Velocidades angulares máximas y cargas radiales en las piezas involucradas con el rodamiento. Fuente: Elaboración propia.

Pieza	Velocidad angular máxima [rpm]	Carga radial [N]
Brazo basculante	36.76	1168
Eslabón R2	241.6	557.59

La selección de rodamientos se hizo a partir con la velocidad angular y la carga radial aplicada del brazo basculante y de el eslabón R2 teniendo en cuenta que como criterio de diseño la vida deseada es de al menos 5 años (43800 horas). Se determinó que la capacidad dinámica para poder suplir esta condición es de 5,36 kN para el brazo basculante y de 4,79 kN para el eslabón R2, en donde se escogió como condición de selección el más crítico debido a que se tiene previsto usar un único modelo de rodamiento para el proyecto. Así mismo se tuvo en cuenta un factor de seguridad de 2 para la capacidad dinámica debido a las condiciones severas donde van a operar los rodamientos, los cuales van a estar sumergidos en un medio con alto contenido de sedimentos y posibles colisiones.

Con esto claro, el rodamiento que se terminó seleccionando, teniendo en cuenta las restricciones de espacio, condiciones y capacidad dinámica igual o superior a 10,72 kN fue el siguiente:

Tabla 18. Características rodamiento seleccionado. Fuente: Elaboración propia.

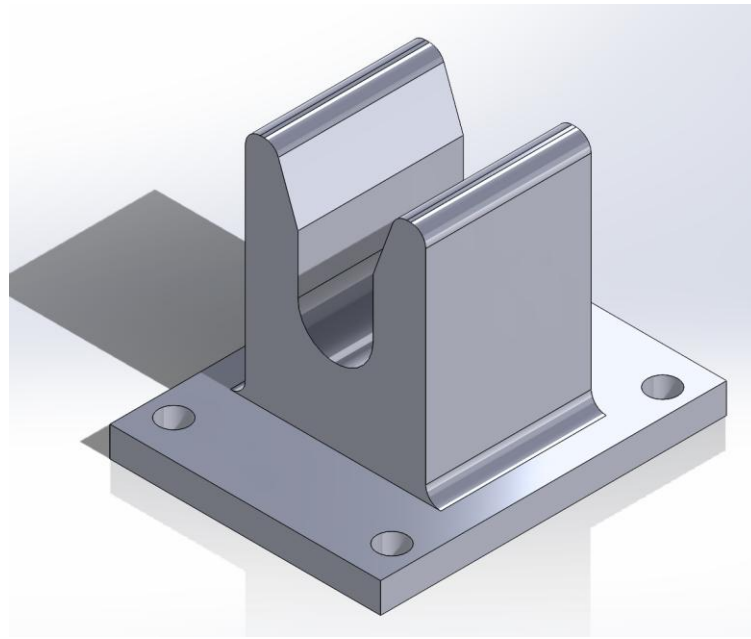
Tipo	Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable SKF
Serie	W 61908-2Z
Diámetro interior (d)	40 mm
Diámetro exterior (D)	62 mm
Ancho (B)	12 mm
Capacidad dinámica [C]	11,9 kN
Capacidad estática [C0]	9,8 kN
Velocidad límite	12000 rpm
Peso aproximado	0,11 kg

6. Diseño en Detalle del Subsistema de Topes

6.1. Diseño de los Topes que Restringen el Ángulo de Ataque de la Aleta

Para la situación de estos topes, se debe tener en cuenta que por criterios de diseño y de eficiencia tienen que restringir el ángulo de ataque de la aleta para que su máximo sea de 22° , tanto el de abajo como el de arriba. De haber un ángulo mayor a este antes mencionado, se traduciría en pérdida de eficiencia debido a la situación del medio en el que se encuentra en un sistema que busca tener una alta eficiencia para la generación de energía causada por este movimiento.

Figura 74. Diseño del tope que restringe el ángulo de ataque de la aleta. Fuente: Elaboración propia.

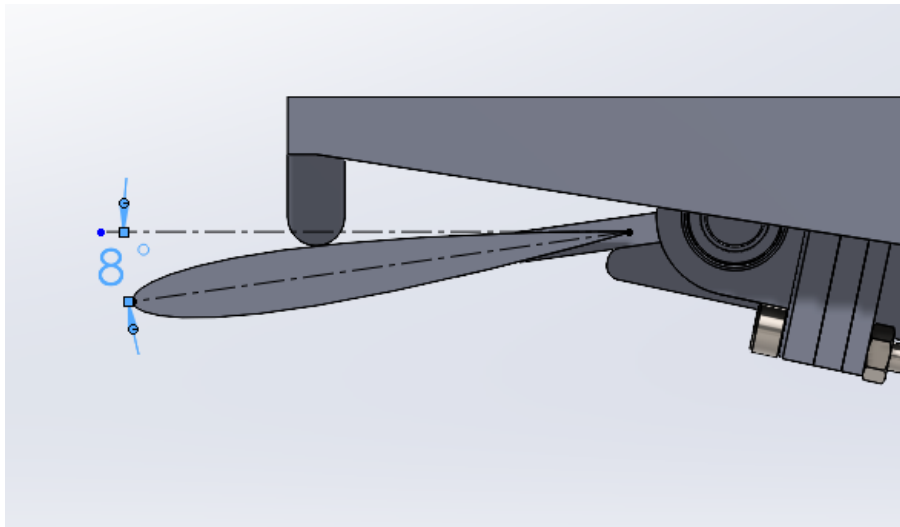


Como se observa en la Figura 32, este tope busca hacer contacto en una buena parte de la sección de la mitad de la aleta para evitar extensiones de esta misma por fuera del rango mencionado; también está en la placa que conecta la aleta con el brazo basculante por medio de cuatro tornillos roscados.

6.2. Diseño de los Topes que Cambian la Dirección del Movimiento de la Aleta

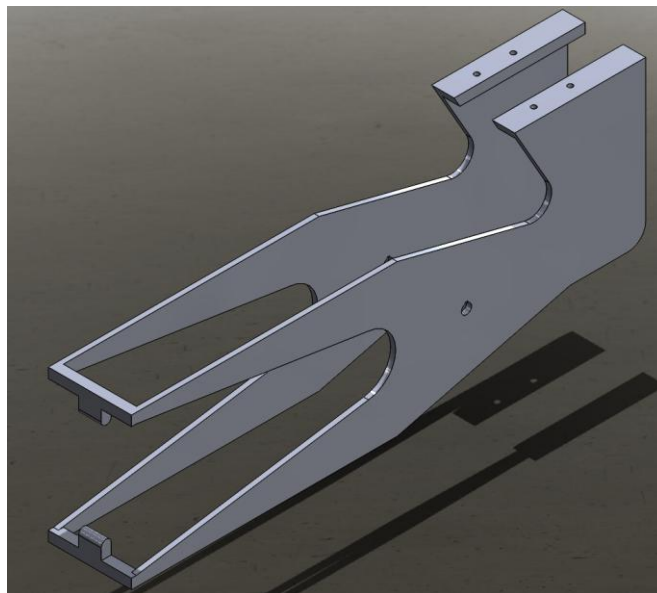
El diseño de estos topes ya partía con ciertas condiciones establecidas buscando la mayor eficiencia del problema o por los topes encargados de restringir el ángulo de ataque de la aleta. En cuanto a la eficiencia, se requería que el brazo basculante no tuviera un ángulo mayor de apertura a 15° , ya que después de este rango se empiezan a ver pérdidas de esta misma. Por lo que a consideración de diseño se escogió que restringieran el ángulo de movimiento del brazo basculante a 12° tanto arriba como abajo.

Figura 75. Ángulo de la aleta cuando se dispone a cambiar de dirección en su movimiento. Fuente: Elaboración propia.



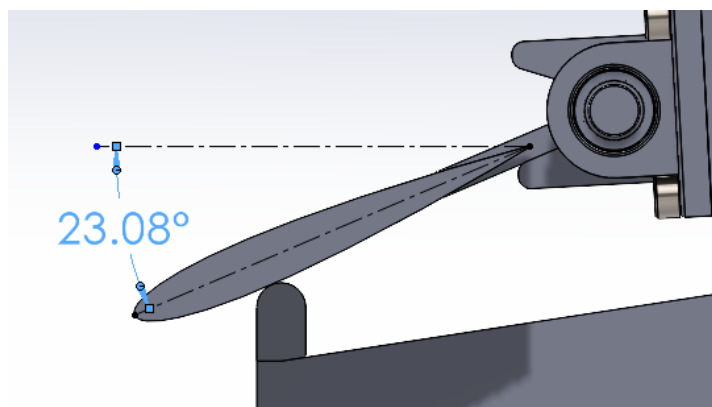
Como se puede evidenciar en la Figura 33, el ángulo de la aleta respecto a la dirección del fluido cuando va a cambiar de dirección en su movimiento es de 8° , resaltando que no habrá un ángulo mayor a este debido a que ya está chocando con el tope que restringe su ángulo de ataque y no puede bajar más.

Figura 76. Diseño de los topes que cambian la dirección del movimiento de la aleta. Fuente: Elaboración propia.



En la Figura 34, se observa que los topes fueron colocados a 12° tanto arriba como abajo respecto a la dirección del fluido, los cuales aplican su fuerza en la sección media de la aleta para detener su movimiento sin extensiones del ángulo anteriormente mencionado. Estos fueron establecidos en un bastidor que aporta más estabilidad al eje de soporte del sistema y sirve como base para el cojinete que cumple con la función de ser el pivote fijo del eslabón R2. La importancia de los topes externos radica en cambiar la cara en la que el flujo de agua impacta la aleta y así poder variar el sentido del movimiento del brazo, como se puede evidenciar en la Figura 35. Con esta configuración, la aleta logra obtener un ángulo máximo de 23° antes de cambiar su posición debido al efecto de los topes, pero sin perder toda la eficiencia y efectividad en el proceso.

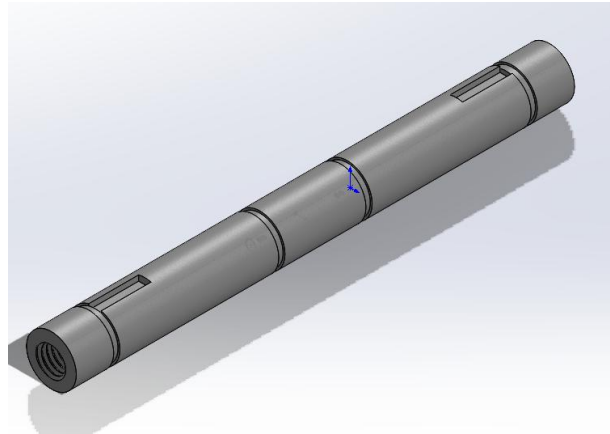
Figura 77. Ángulo de la aleta respecto a la dirección de la corriente cuando entra en contacto con el tope que cambia la dirección de esta. Fuente: Elaboración propia.



7. Diseño en Detalle del Subsistema de Soporte

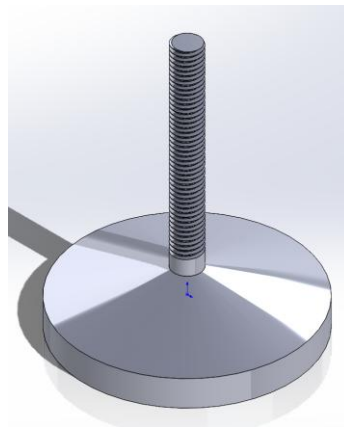
Para diseñar este subsistema se debía tener en cuenta los límites de las dimensiones en las que se va a utilizar el sistema tanto para el trabajo real, como para el trabajo del prototipo escalado.

Figura 78. Eje hueco del subsistema de soporte. Fuente: Elaboración propia.



Por lo que se optó por atravesar el brazo basculante en cierto punto por un eje hueco o buje el cual tiene dos ejes macizos roscados con una clase de sujetador en sus extremos, parecido a un tornillo, que se regulan a las paredes que contienen al sistema.

Figura 79. Eje macizo roscado del subsistema de soporte. Fuente: Elaboración propia.



La forma del extremo de estos ejes genera que cuando este se desenrosque y coincida con las paredes que contienen el sistema, haya adherencia y pueda quedar fijo para que el sistema pueda funcionar.

8. Construcción del Prototipo a Escala 1:5 del Sistema

8.1. Elaboración y Ensamblado de las Piezas del Sistema

Para la construcción del prototipo escalado, se tuvo en cuenta que el material con el que iba a ser construido debido a las condiciones en las que iba a estar comprometido en el banco de canales abiertos, lo cual hace que no se opte por un material tan rígido, pesado y costoso de acuerdo a la idea de abaratar en gran cantidad la cantidad invertida, misma situación que para el modelo en tamaño real. Teniendo en cuenta lo anteriormente mencionado, se escogió el proceso de impresión 3D para los componentes del sistema a excepción de rodamientos, anillos de seguridad y tornillos con rosca los cuales fueron adquiridos de acuerdo al tamaño de las piezas y la norma de estas mismas.

Figura 80. Piezas 3D elaboradas con filamento de PLA. Fuente: Elaboración propia.



Para las piezas de mayor tamaño tales como la hidroala, el brazo basculante, los cojinetes, el pivote fijo del eslabón R3, los topes que restringen el ángulo de ataque de la hidroala, los topes que cambian la dirección del brazo basculante y el bastidor se utilizó como materia prima el filamento de PLA para que por medio de estas con un relleno del 70% del material, adquirieran la suficiente rigidez para que pudiera efectuar su función de una forma satisfactoria.

En cambio, para las piezas que necesitaban una mayor precisión para su elaboración como el eje hueco del subsistema de soporte, los dos ejes macizos roscados del subsistema de soporte y los pasadores del mecanismo de barras, se escogió impresión 3D en resina para no presentar problemas de holgura o de juego nulo con las otras piezas que iban a entrar en contacto.

Figura 81. Todas las piezas utilizadas para la construcción del prototipo a escala del sistema basculante. Fuente: Elaboración propia.



Para el caso del bastidor, se tuvo que seccionar en cuatro piezas debido a que, por su gran tamaño, no se podía imprimir completo. Posteriormente, se fijaron las partes con pegamento epoxi para generar la mayor resistencia posible en cada sección y así evitar fracturas.

Para los rodamientos se adquirieron seis, mientras que para los anillos de retención fueron doce y por último en el caso de los tornillos con rosca, se compraron seis.

Se ensamblaron todas las piezas en su debido lugar y al sistema de soporte se le agregaron dos almohadillas de material antideslizante para evitar movimientos del sistema producidos por la poca adherencia con las paredes del banco de canales abiertos.

Figura 82. Prototipo escalado del sistema basculante. Fuente: Elaboración propia.



8.2. Validación del Funcionamiento del Sistema Basculante

Con el sistema basculante construido en su totalidad, se procedió a validar su funcionamiento haciendo uso del banco de pruebas de canales abiertos y de esta manera determinar el torque presente en el eje de salida de la máquina. El banco de pruebas posee un ancho de 15.3 cm y la corriente de agua alcanza una altura de 9.5 cm. Con esto en cuenta se procedió a instalar la máquina la cual venía diseñada de tal manera que la aleta aprovechara al máximo el ancho límite de 15.3 cm y a su vez no tener interferencias con las paredes del canal al realizar el movimiento oscilante.

Para determinar la velocidad con la que operaba la corriente del canal, se tuvieron en cuenta el caudal proporcionado por las bombas y el área de acción que posee la corriente de agua. El caudal operacional se halló haciendo uso del método volumétrico, el cual se basa en medir el tiempo que el caudal del fluido demora en llenar una probeta que tiene un determinado volumen. Con base en lo anterior, se utilizó un cronómetro para medir el tiempo en que se llenaba una probeta de 1 litro. La

prueba se repitió 5 veces para disminuir la incertidumbre de las mediciones y poder obtener un dato fiable de la velocidad promedio.

Figura 83. Probeta de un litro. Fuente: Elaboración propia.

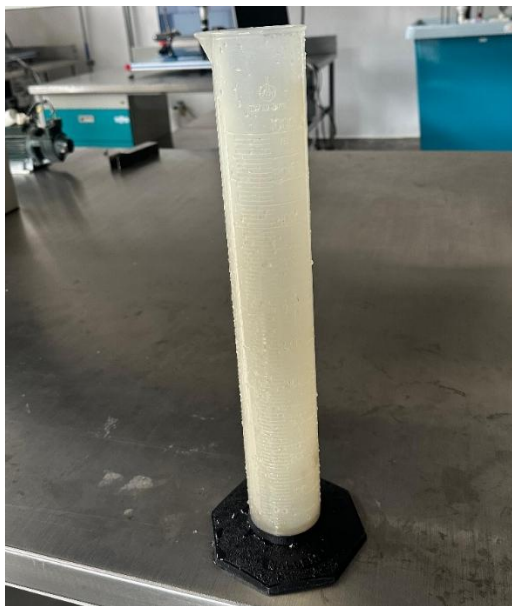


Tabla 19. Pruebas para determinar la velocidad media del canal. Fuente: Elaboración propia.

Volumen [m3]	Prueba	Tiempo [s]	Caudal [m3/s]	Área [m2]	Velocidad	Velocidad media del canal [m/s]
0.001	1	1.21	0.000826446	0.016065	0.051	0.046
	2	1.36	0.000735294		0.046	
	3	1.41	0.00070922		0.044	
	4	1.29	0.000775194		0.048	
	5	1.56	0.000641026		0.040	

Con los datos del caudal y del área operativa del canal, se logró obtener que la velocidad promedio a la que operaba el banco de pruebas fue de 0.046 m/s. Al ser necesario comparar la velocidad de operación utilizada en las simulaciones con la velocidad anteriormente obtenida y mantener una similitud de propiedades se debe escalar la velocidad del flujo mediante el uso del

número adimensional de Froude, el cual caracteriza la relación entre las fuerzas inerciales y gravitacionales de un fluido. La escala del experimento es de 1:5, de modo que la longitud característica es 5 veces menor en el modelo escalado y al hablar de las mismas condiciones mecánicas el número de Froude debe ser el mismo en las dos situaciones, de este modo lo único que cambia entre la igualdad debe ser la velocidad y la longitud característica.

Figura 84. Ecuaciones de número adimensional de Froude, igualdad de velocidades para el modelo escala y el modelo real y velocidad para el modelo escala.

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}} \quad (53)$$

$$\frac{V_{simulación}}{\sqrt{gL_{simulación}}} = \frac{V_{escala}}{\sqrt{gL_{escala}}} \quad (54)$$

$$V_{escala} = V_{simulación} \sqrt{\frac{L_{escala}}{L_{simulación}}} = 2 \frac{m}{s} \times \sqrt{\frac{1}{5}} = 0.894 \frac{m}{s} \quad (55)$$

De esta manera, la velocidad equivalente en el modelo a escala 1:5 debería ser 0.894 m/s, sin embargo, debido a las limitaciones que presenta el banco de pruebas esta velocidad no se puede cumplir. Entre las principales razones de la diferencia de velocidades se encuentra la capacidad de las bombas presentes en el canal de pruebas que ofrecieron un caudal muy limitado que no lograba suplir las condiciones esperadas.

A pesar de ello, las pruebas hechas en estas condiciones permitieron validar el funcionamiento mecánico y la transmisión de fuerza en el mecanismo basculante. Se llevaron a cabo 5 ensayos donde se medía la fuerza generada por el mecanismo con un dinamómetro (Figura 44) el cual estaba

conectado al eslabón de salida. Este elemento es el encargado de transmitir el movimiento rotacional generado por el mecanismo, por lo que el dinamómetro se ubicó de manera perpendicular al eslabón para que al medir la fuerza concidiera con la dirección tangencial del movimiento circular y de este modo garantizar que la fuerza medida fuese la correspondiente al componente que produce momento torsional.

Figura 85. Medición de la fuerza con ayuda de un dinamómetro. Fuente: Elaboración propia.

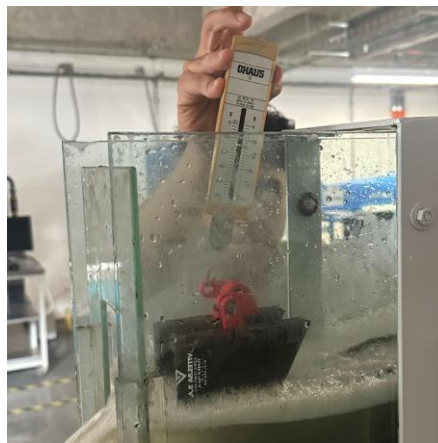


Tabla 20. Pruebas para hallar el torque medio experimental. Fuente: Elaboración propia.

Prueba	Fuerza [N]	Longitud del eslabón [mm]	Torque [N*mm]	Torque medio experimental [N*mm]
1	1.177	16.63	19.570	20.06
2	1.226		20.386	
3	0.981		16.309	
4	1.373		22.832	
5	1.275		21.201	

9. Análisis de Costos Para el Desarrollo y Simulación del Proyecto

Para realizar el análisis de costos del diseño del sistema de hidro ala basculante para el aprovechamiento de la energía hidráulica fluvial y la posterior construcción de su prototipo escalado, se

tuvo en cuenta valores aproximados a los costos reales para cada apartado, debido a que algunos recursos fueron proporcionados por la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, como el software de diseño correspondiente a SolidWorks o el software de simulación para determinar el principio de arrastre-sustentación correspondiente a ANSYS. También, la pieza en impresión 3D correspondiente al bastidor fue otorgada por la misma escuela, aunque se haya incluido en la tabla de costos junto a las demás piezas.

Tabla 21. Tabla de costos para el desarrollo del proyecto. Fuente: Elaboración propia.

Concepto	Costo Unitario	Cantidad	Total (COP)
Materiales para Diseño y Construcción			
Computador Portatil	2.200.000	2	4.400.000
Licencia SolidWorks	15.000.000	1	15.000.000
Licencia Microsoft 365	260.000	2	520.000
Impresión 3D	300.000	1	300.000
Materiales para Ensamblaje	100.000	1	100.000
Gastos Imprevistos (AIU)	1.500.000	1	1.500.000
Total Materiales para Diseño y Construcción			21.820.000
Gastos de Recursos Humanos			
Trabajo de Investigación Estudiantes	3.500.000	2	7.000.000
Asesorías del Director de Trabajo de Grado	3.000.000	1	3.000.000
Total Gastos Recursos Humanos			10.000.000
Gastos de Estudios Técnicos			
Divulgación del proyecto	4.000.000	1	4.000.000
Total Gastos de Estudios Técnicos			4.000.000
Total Gastos del proyecto			35.820.000

La Tabla 21 estableció tres áreas de presupuesto diferentes, las cuáles fueron la de diseño y construcción, la de recursos humanos y la de estudios técnicos. Cada una de estas áreas comprende cada concepto o producto utilizado, su costo unitario, la cantidad de este mismo y el precio total teniendo en cuenta la totalidad de elementos para cada concepto.

Para el caso de los conceptos pertenecientes a los gastos de recursos humanos y gastos de estudios técnicos se destinó un presupuesto en cuanto a consideración del trabajo realizado y tiempo invertido en el

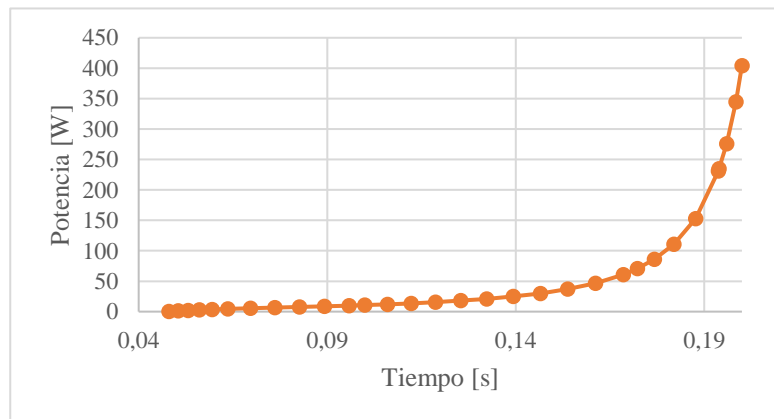
proyecto. Si se requiere de la realización de otras labores u objetivos, este presupuesto podría cambiar en relación a lo establecido para las funciones realizadas en este sistema.

10. Análisis de la Eficiencia Energética del Sistema

10.1. Procesamiento de Datos

Se hizo uso del análisis dinámico realizado en ANSYS Rigid Dynamics para determinar los valores del torque en el eje de salida y la velocidad angular durante el tiempo en la fase ascendente del movimiento. De esta manera, se exportaron los datos obtenidos de ANSYS a Excel (ver Apéndices A-D) y se procedió a obtener la potencia instantánea a través del tiempo, como se puede observar en el siguiente gráfico:

Figura 86. Potencia disponible versus tiempo. Fuente: Elaboración propia.



Se presenta un comportamiento exponencial ascendente, donde la potencia se mantiene en valores bajos al principio del movimiento y después de un tiempo incrementa de manera más brusca. Esto se debe a que la velocidad angular no aumenta de manera significativa cuando el brazo comienza su movimiento. A medida que la aleta avanza en su trayectoria, tanto el torque como la velocidad angular se hacen más presentes, provocando un incremento multiplicativo en la potencia

que alcanza hasta un máximo de aproximadamente 404 W antes de iniciar el cambio de sentido del movimiento del brazo.

Para poder hallar la energía generada en el movimiento antes mencionado se aplicó la integración de los datos de potencia utilizando la regla del trapecio, en donde se aproxima el área debajo de la curva potencia-tiempo y de esta manera obtener la energía presente durante el movimiento descendente del mecanismo.

Figura 87. Ecuación de energía generada.

$$E_{medio} = \int_{t_0}^{t_f} P(t)dt \quad (56)$$

Teniendo en cuenta que el tiempo total para que se realice una fase es de 0.1519 segundos, la integración arroja un valor de energía de ciclo de 7.05 J, la cual nos indica la energía transferida del brazo basculante al eje de salida del mecanismo. Con estos datos, se puede hallar la potencia promedio generada por el sistema con ayuda de la siguiente ecuación:

Figura 88. Ecuación e la potencia promedio.

$$P_{prom} = \frac{E_{ciclo}}{T_{ciclo}} = 46.44 W \quad (57)$$

Tabla 22. Parámetros energéticos del mecanismo. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Valor
Energía de ciclo [J]	7.053
Periodo del ciclo [s]	0.152
Potencia promedio [W]	46.440

10.2. Evaluación de la Eficiencia Energética del Sistema a Escala Real

Al estimar la eficiencia energética global del sistema se deben tener en cuenta la relación entre la potencia mecánica generada y la potencia total disponible proveniente del flujo. Según Fox, McDonald y Pritchard (2015), la potencia cinética transportada por un flujo estacionario a través de un área A puede expresarse como:

Figura 89. Ecuación de la potencia cinética.

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (58)$$

Donde ρ es la densidad del agua (1000 kg/m^3) y v la velocidad media del flujo (2 m/s). Cabe recalcar que el área corresponde a la superficie transversal al flujo por donde la energía es captada por la aleta. Con eso claro, el área proyectada de la aleta, que posee un área total de 0.245 m^2 , tendría un área proyectada de 0.0957 m^2 debido a que la aleta estaría inclinada a 23° medida desde el plano de la aleta hacia el flujo, generando una potencia de 382.8 W .

Al tener ya presentes las potencias de entrada y de salida se puede calcular la eficiencia global del sistema:

Figura 90. Ecuación de eficiencia.

$$\eta = \frac{P_{prom}}{P_{flujo}} \times 100 = \frac{46.44 \text{ W}}{382.8 \text{ W}} \times 100 = 12.1\% \quad (59)$$

11. Conclusiones

- Se diseñó el sistema de hidro ala basculante para el aprovechamiento de energía hidráulica fluvial bajo las dimensiones establecidas para su área de trabajo y por medio del análisis estructural realizado a cada uno de los componentes que forman el subsistema de generación se estableció que la pieza con mayor criticidad es el eslabón R3, sin embargo, no representa mayor problema debido a que tiene un buen factor de seguridad para ser parte de esta clase de sistema que se encuentra en constante movimiento.
- Para el diseño y simulación de situaciones a las que iba a estar expuesto el sistema, fueron necesarios los softwares de SolidWorks y ANSYS en aras de poder plasmar gráficamente la alternativa de diseño escogida para el sistema y utilizar un espacio de simulación que brindara las variables necesarias tanto para el análisis estático como dinámico de este mismo cumpliendo con el principio de arrastre-sustentación sujeto a la situación contemplada.
- En la construcción del prototipo a Escala 1:5 del diseño, se utilizó la impresión 3D en filamento de PLA y resina para las piezas que correspondiera cada material según su finalidad y requerimientos de resistencia, mientras que, para piezas como rodamientos, anillos de retención y tornillos con rosca, se adquirieron según las medidas demandadas y la norma que los regula. Gracias a esto se pudo tener una representación tangible del sistema y se comprobó su funcionamiento por medio de este. Las pruebas realizadas en el banco de canales abiertos, ubicado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, permitieron corroborar la funcionalidad del prototipo bajo condiciones de una corriente de agua, a pesar de que estas se encuentran alejadas a las del medio en las que se pensó para el funcionamiento del sistema en tamaño real, por lo que su movimiento en ambas direcciones estuvo acorde al comportamiento del banco.

- El análisis energético reveló que el mecanismo alcanza una eficiencia mecánica del 12.1% al hacer una conversión de la energía cinética del flujo a energía mecánica en forma de movimiento rotacional de un eje. Dicha eficiencia se encuentra en un rango aceptable y acorde a los reportados en la literatura, en donde abarcan eficiencias que van desde el 5% hasta el 15% (Young, Lai & Platzer, 2014). Sin embargo, se debe tener en cuenta que al ser una simulación este tipo de valores suelen no reflejar del todo la realidad debido a las condiciones reales complejas que no se tienen en cuenta, como variaciones en la velocidad del fluido, turbulencia, pérdidas mecánicas por impacto o fricción. A pesar de ello, este análisis demostró que el mecanismo es apto para captar la energía del flujo y transformarla en movimiento rotacional aprovechable y, por ejemplo, adaptarlo a un sistema de generación de electricidad para recargar baterías, dispositivos o dar iluminación.

Referencias

- Acevedo Pabón, J. S., & Castellanos Parada, C. A. (2025). Diseño de un sistema de secado de semillas de cacao utilizando gases de la combustión del SYNGAS producto de la gasificación de la cacota de cacao [Tesis de pregrado, Universidad Industrial de Santander]. Repositorio de la Universidad Industrial de Santander.
- BUDYNAS, R. G., Shigley, J. E., & Nisbett, J. K. (2012). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9.^a ed.). McGraw-Hill.
- Chica Romero, Y. A. (2018). Generación de Energía Eléctrica a través de la Tecnología de Microturbina en la finca La Pomba, zona rural de Fusagasugá-Cundinamarca [Trabajo de grado]. Universidad Distrital Francisco José de Caldas.
<https://repository.udistrital.edu.co/bitstream/handle/11349/13109/ChicaRomeroYilmarAlexander2018.pdf?sequence=1>
- Crespin, J. (2019). Análisis de viabilidad en el diseño de una minicentral hidroeléctrica para reducir el costo de consumo de energía eléctrica en la empresa Hortifrut-Tal S.A [Tesis de grado]. Universidad César Vallejo. <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/62578>
- Cucaita, L., & Perdomo, C. (2021). Perdomo, L. T. C., & Naranjo, C. A. P. (2021). DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA TURBINA EÓLICA DE BAJO COSTO EN ZONA RURAL DEL DEPARTAMENTO DEL META. Encuentro Internacional de Educación en Ingeniería.
<https://doi.org/10.26507/ponencia.1718>
- Ehu.eus. (s. f.). Movimiento oscilatorio: oscilador armónico simple. Recuperado 29 de abril de 2025, de <https://www.ehu.eus/acustica/bachillerato/mases/mases.html>
- Elementos de máquinas. (s. f.). Síntesis de mecanismos.
<https://scdaac41539ba4550.jimcontent.com/download/version/1558660580/module/9311743170/name/SintesisDeMecanismos.%2024pag.pdf>
- Gobernación de Santander. (2017). Gaceta de Santander (Ordenanza No. 033 de 2017). Recuperado 20 de marzo de 2024, de: <https://www.google.com/url?...>

- Griselda. (2022, agosto 26). Número de Reynolds: qué es y cómo se calcula. Ielogis.
<https://ielogis.com/numero-reynolds-calculo/>
- Gunt Hamburg. (s. f.). Fundamentos de la hidrodinámica. Recuperado el 20 de abril de 2025, de
https://www.gunt.de/images/download/hydrodynamics_spanish.pdf
- Hibbeler, R. (2010). Ingeniería mecánica: dinámica (12.^a ed.). Pearson.
- Hibbeler, R. C. (2017). Mecánica de materiales (9.^a ed.). Pearson Educación.
- International Hydropower Association. (2023). World hydropower outlook 2023. Recuperado 20 de marzo de 2024, de <https://www.hydropower.org/publications/2023-world-hydropower-outlook>
- Ladson, C. L. (1988). Effects of independent variation of Mach and Reynolds numbers on the low-speed aerodynamic characteristics of the NACA 0012 airfoil section (NASA TM-4074). NASA Langley Research Center.
- Le Dang Hai, N., Park, H. C., & Ko, J. H. (2022). Dynamic response estimation for a variable-camber NACA0012 hydrofoil of a flapping-type tidal stream turbine. *Journal of Marine Science and Technology*, 27, 214–225. <https://doi.org/10.1007/s00773-021-00827-9>
- MOYANO, D., & PINZÓN, C. (2018). Diseño de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para pruebas de laboratorio [Tesis de grado]. Repository.uamerica.
<https://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/6654/1/4131612-2018-1-IM.pdf>
- National Aeronautics and Space Administration. (2022). 2D NACA 0012 airfoil validation case. En Turbulence Modeling Resource. https://turbmodels.larc.nasa.gov/naca0012_val.html
- Paz, H. (2021, noviembre 25). Diseño y simulación de pico turbina hidráulica mediante herramientas CAD y CAE, dirigida a zonas no interconectadas [Tesis de pregrado, Universidad de Pamplona].
http://repositoriodspace.unipamplona.edu.co/jspui/bitstream/20.500.12744/4159/1/Paz_2021_TG.pdf
- Prodel, S. A. (s. f.). Resistencia de materiales. Recuperado 6 de mayo de 2025, de
<https://www.prodel.es/subareas/resistencia-de-materiales/>

- Ramos, L. (2023, mayo 6). Flujo laminar o turbulento. CRUMA. <https://cruma.es/flujo-laminar-o-turbulento/>
- Remesal, S. F. P., & Estébanez, C. R. (2012). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Cantabria: Creative Commons.
- Significado. (s. f.). Definición de fluvial. Recuperado 21 de abril de 2025, de <https://significado.com/fluvial/>
- Swansea Bay Tidal Lagoon (SBTL) | Tethys. (2020, 1 enero). <https://tethys.pnnl.gov/project-sites/swansea-bay-tidal-lagoon-sbtl#licensing-information>
- The Engineering Business Ltd. (2005). Stingray tidal stream energy device (URN--05-864). Recuperado 20 de marzo de 2024, de https://tethys.pnnl.gov/sites/default/files/publications/Stingray_Tidal_Stream_Energy_Device.pdf
- The European Marine Energy Centre Ltd. (s. f.). Pelamis wave power. <https://www.emec.org.uk/about-us/wave-clients/pelamis-wave-power/>
- Universidad Politécnica de Cartagena. (s. f.). IV. Dinámica de líquidos. Recuperado el 20 de abril de 2025, de https://georgiusm.com/wp-content/uploads/2017/12/tema_4-_dinamica.pdf
- Valdivielso, A. (2020, septiembre 21). ¿Qué es un caudal? iAgua. <https://www.iagua.es/respuestas/que-es-caudal>
- Valverde, M. (2023, marzo 29). ¿Qué es la viscosidad de un fluido y cómo se mide? ZS España; Zschimmer & Schwarz España. <https://www.zschimmer-schwarz.es/noticias/que-es-la-viscosidad-de-un-fluido-y-como-se-mide/>
- Valladares, R. P., & Villacrés, W. F. (2019, febrero). Diseño y simulación de una turbina hidráulica para una minicentral hidroeléctrica ubicada en el canal de riego occidental de la Laguna de San Marcos [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito]. <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/16926/1/UPS-ST003946.pdf>
- Wikipedia. (s. f.). Sustentación. Recuperado 21 de abril de 2025, de <https://es.wikipedia.org/wiki/Sustentación>

World Energy Council. (2016). World energy resources 2016: Marine energy. Recuperado 20 de marzo de 2024, de <http://large.stanford.edu/courses/2018/ph240/rogers2/docs/wec-2016.pdf>

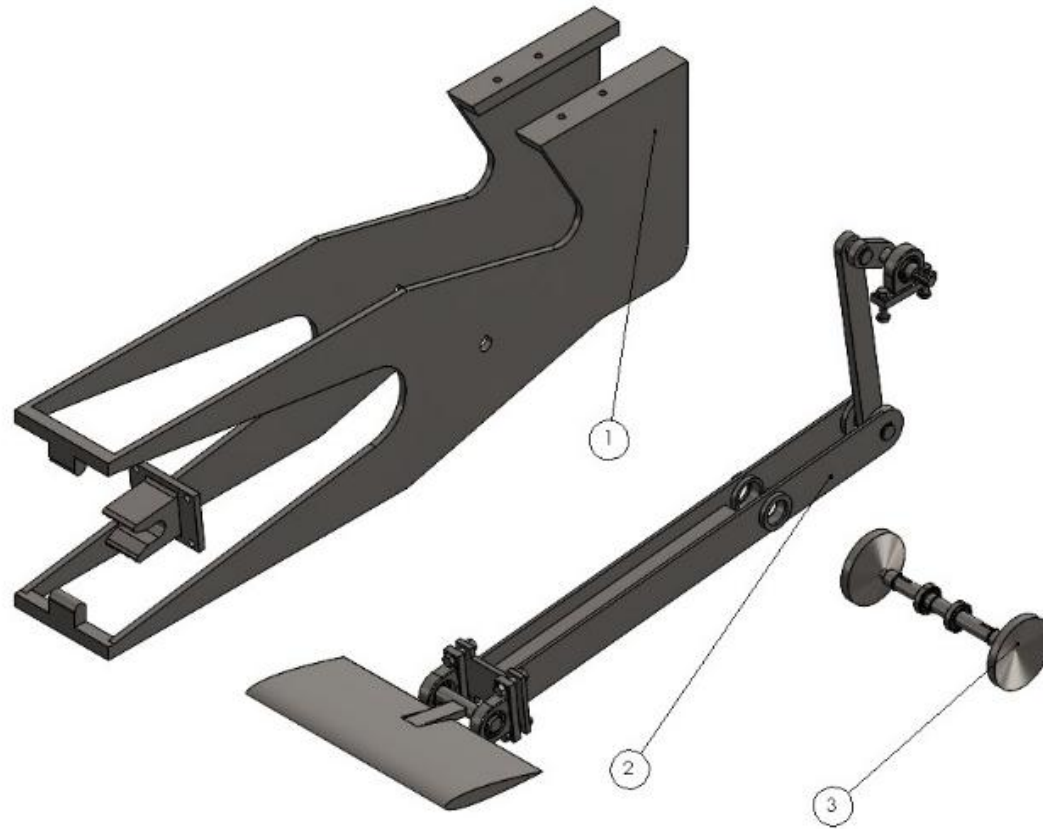
Fox, R. W., McDonald, A. T., & Pritchard, P. J. (2015). *Introduction to fluid mechanics* (9th ed.). John Wiley & Sons, de [Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics, 9th Edition - Philip J. Pritchard, John W. Mitchell - Google Libros](#)

Young, J., Lai, J. C. S., & Platzer, M. F. (2014). A review of progress and challenges in flapping foil power generation. *Progress in Aerospace Sciences*, 67, 2–28

Apéndices

Apéndice A. Planos del sistema de hidro ala basculante. Fuente: Elaboración propia.



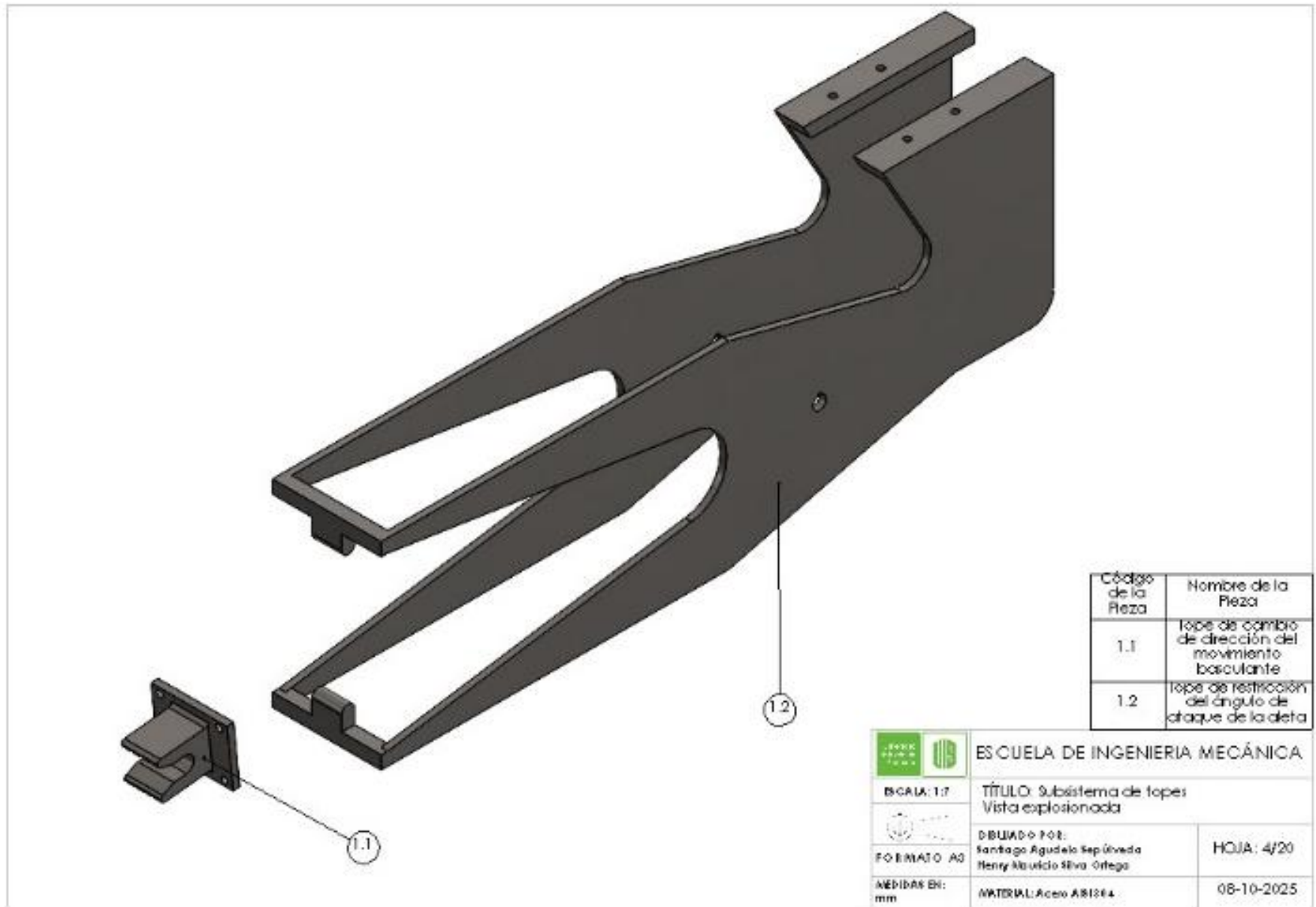


Código Subsistema	Nombre Subsistema
1	Subsistema de Topes
2	Subsistema de Generación
3	Subsistema de Soporte

 ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:10	TÍTULO: Sistema de hidro ala basculante Vista explosionada
FORMATO: A3	DIBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Ortega
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: Acero AISI 304
	HOJA: 2/20 08-10-2025

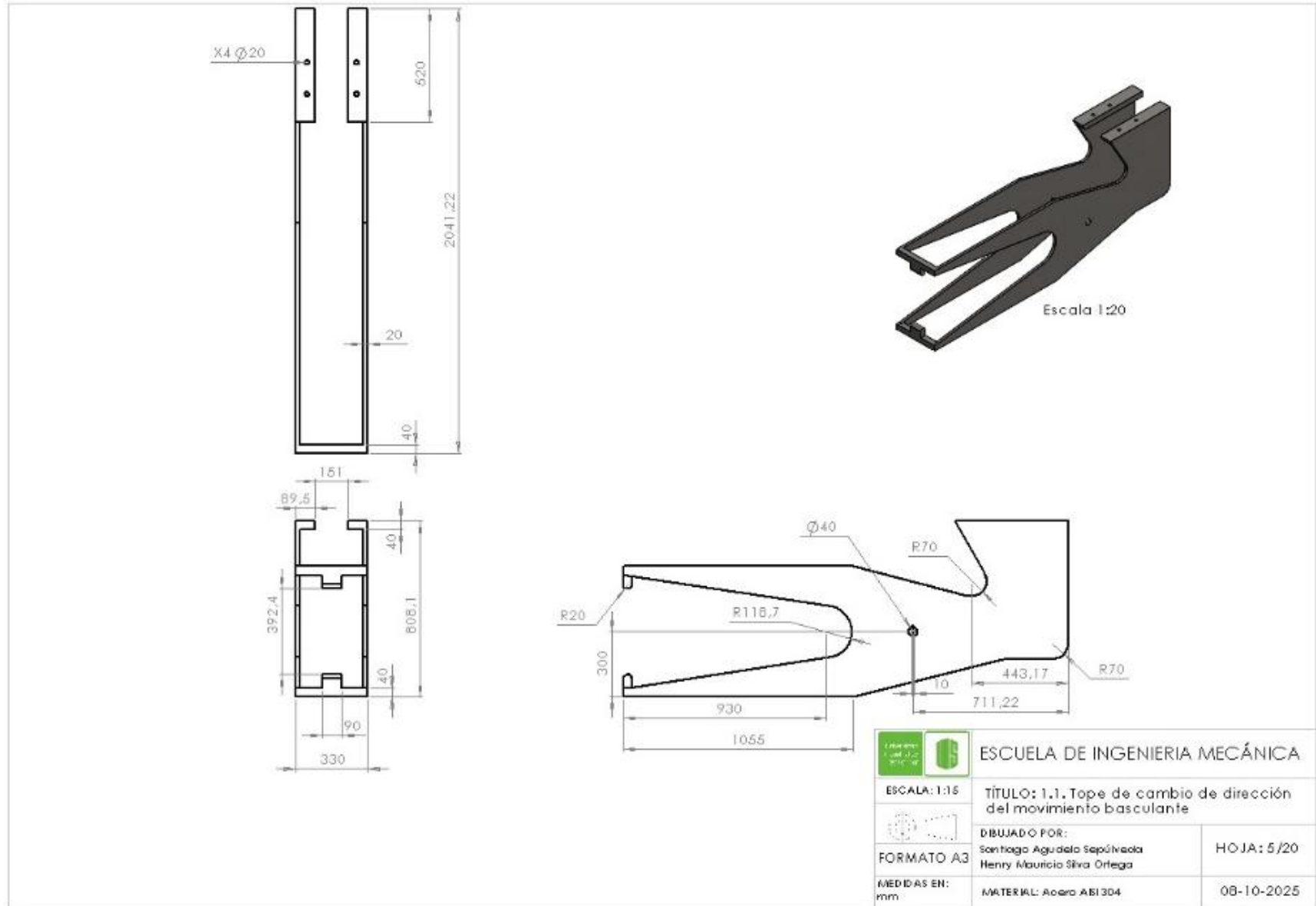


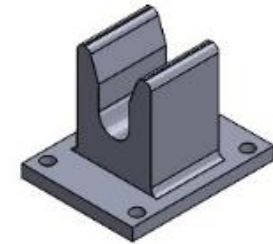
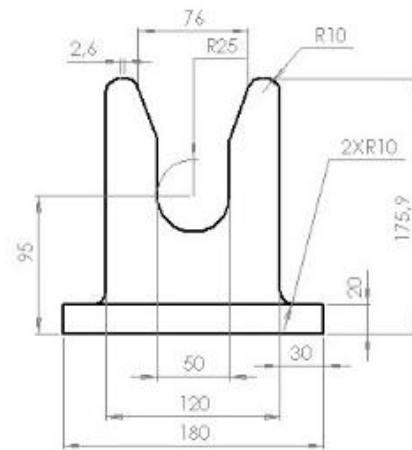
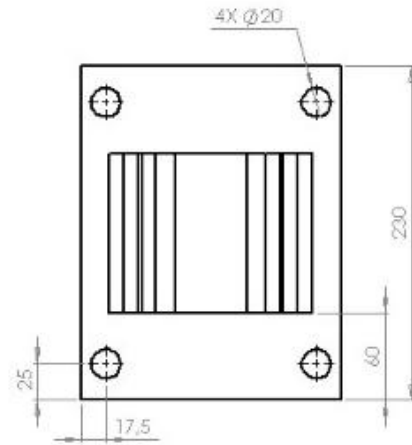
	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:1	TÍTULO: Subsistema de Topes Vista general	
	DBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Ortega	HOJA: 3/20
FORMATO: A0	MATERIAL: Acero A312E4	08-10-2025
MEDIDAS EN: mm		



Código de la Pieza	Nombre de la Pieza
1.1	Topo de cambio de dirección del movimiento basculante
1.2	Topo de restricción del ángulo de ataque de la aleta

 ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA		
ESCALA: 1:1	TÍTULO: Subsistema de topes Vista explosionada	
 FORMATO: A3	DISEÑADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Orrego	HOJA: 4/20
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: Acero A81004	08-10-2025





Escala 1:5

 ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:3	TÍTULO: 1.2. Tope de restricción del ángulo de ataque de la aleta
 FORMATO: A3	DIBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Ortega
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: Acero AISI 304
	HOJA: 6/20 08-10-2025



	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:7	TÍTULO: Subsistema de Generación Vista general	
	DIBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Alvarado Silva Ortega	HOJA: 7/20
FORMATO: A3	MATERIAL: Acero AISI 304	08-10-2025
MEDIDAS EN: mm		

Código de la pieza	Nombre de la pieza	Cantidad	Descripción
2.1	Hidro ala	1	Acero AISI304
2.2	Añillo de retención	8	Acero AISI304
2.3	Rodamiento	3	W 6208-2z
2.4	Cojinete	3	Acero AISI304
2.5	Tornillo pequeño	4	B18.2.3.5M - Hex bolt M20 x 2.5 x 80 -80N
2.6	Tuerca tornillo pequeño	4	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M20 x 2.5 --D-N
2.7	Brazo basculante	1	Acero AISI304
2.8	Eslabón R3	1	Acero AISI304
2.9	Eslabón R2	1	Acero AISI304
2.10	Primer pasador	1	Acero AISI304
2.11	Segundo pasador	1	Acero AISI304
2.12	Tercer pasador	1	Acero AISI304
2.13	Tornillo grande	2	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M20 x 2.5 x 70 --46WS
2.14	Tuerca tornillo grande	2	B18.2.4.5M - Hex jam nut, M20 x 2.5 --D-N

ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA

ESCALA: 1:10

TÍTULO: Subsistema de Generación
Vista explosionada

FORMATO A3

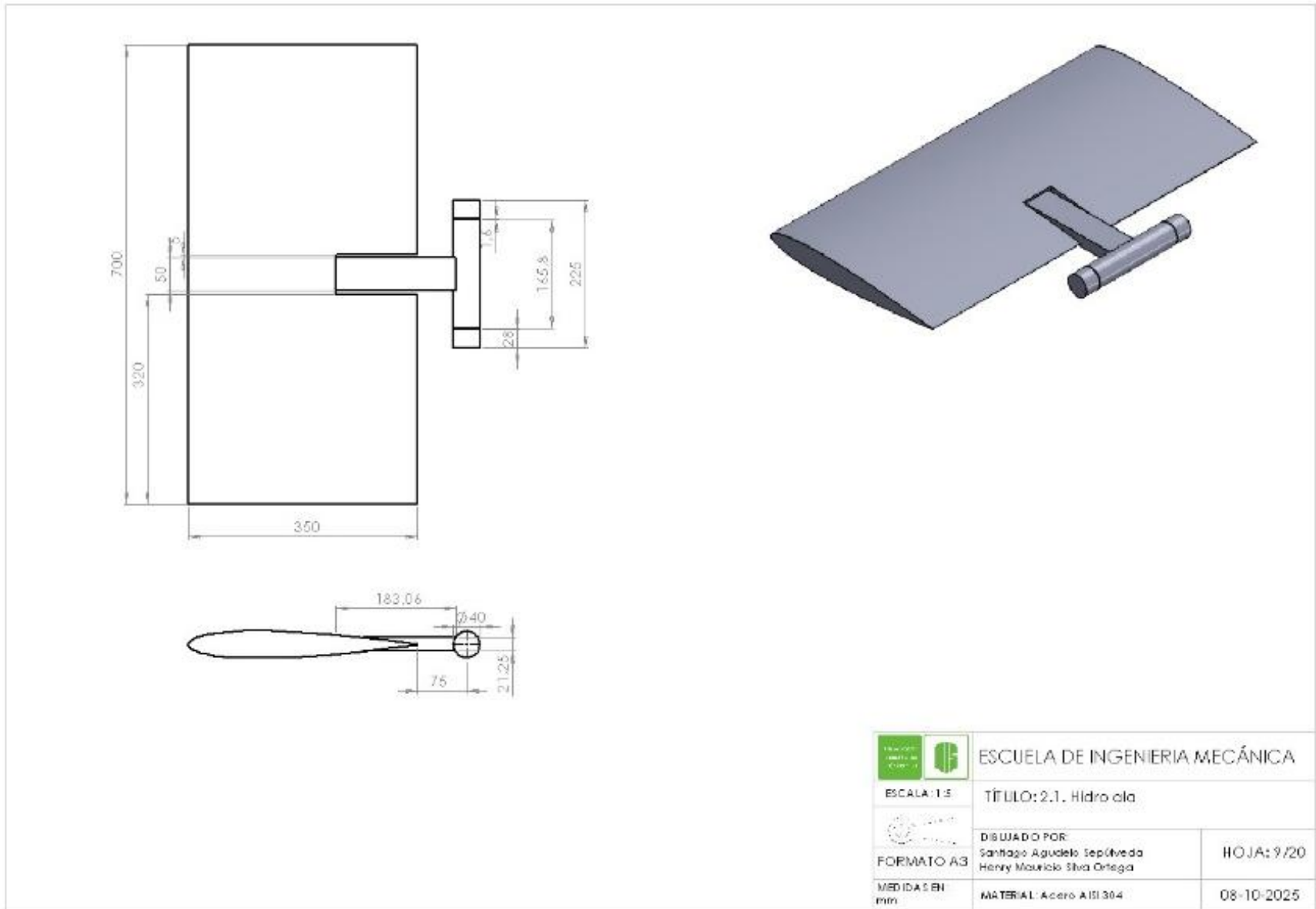
MEDIDAS EN: mm

DIBUJADO POR:
Santiago Agudelo Sepúlveda
Henry Mauricio Silva Ortega

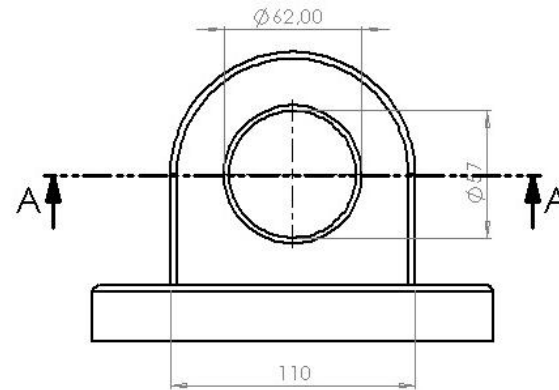
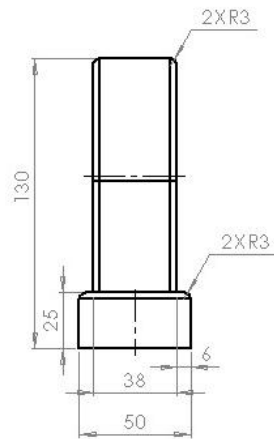
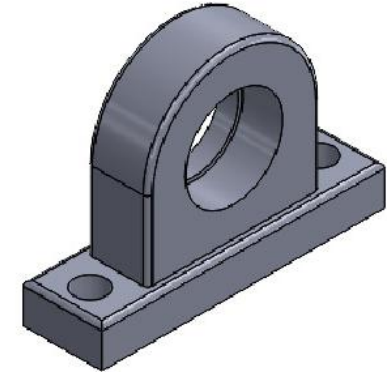
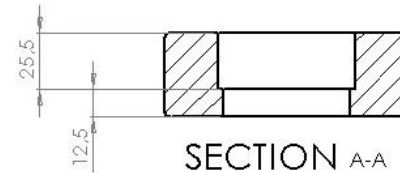
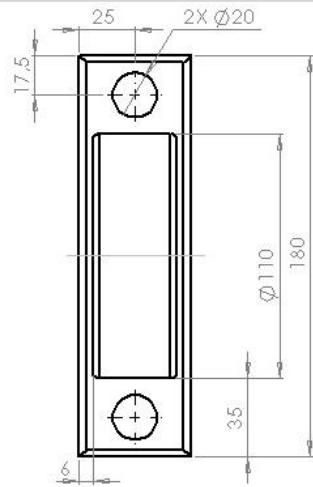
MATERIAL: Acero AISI304



HOJA: 8/20

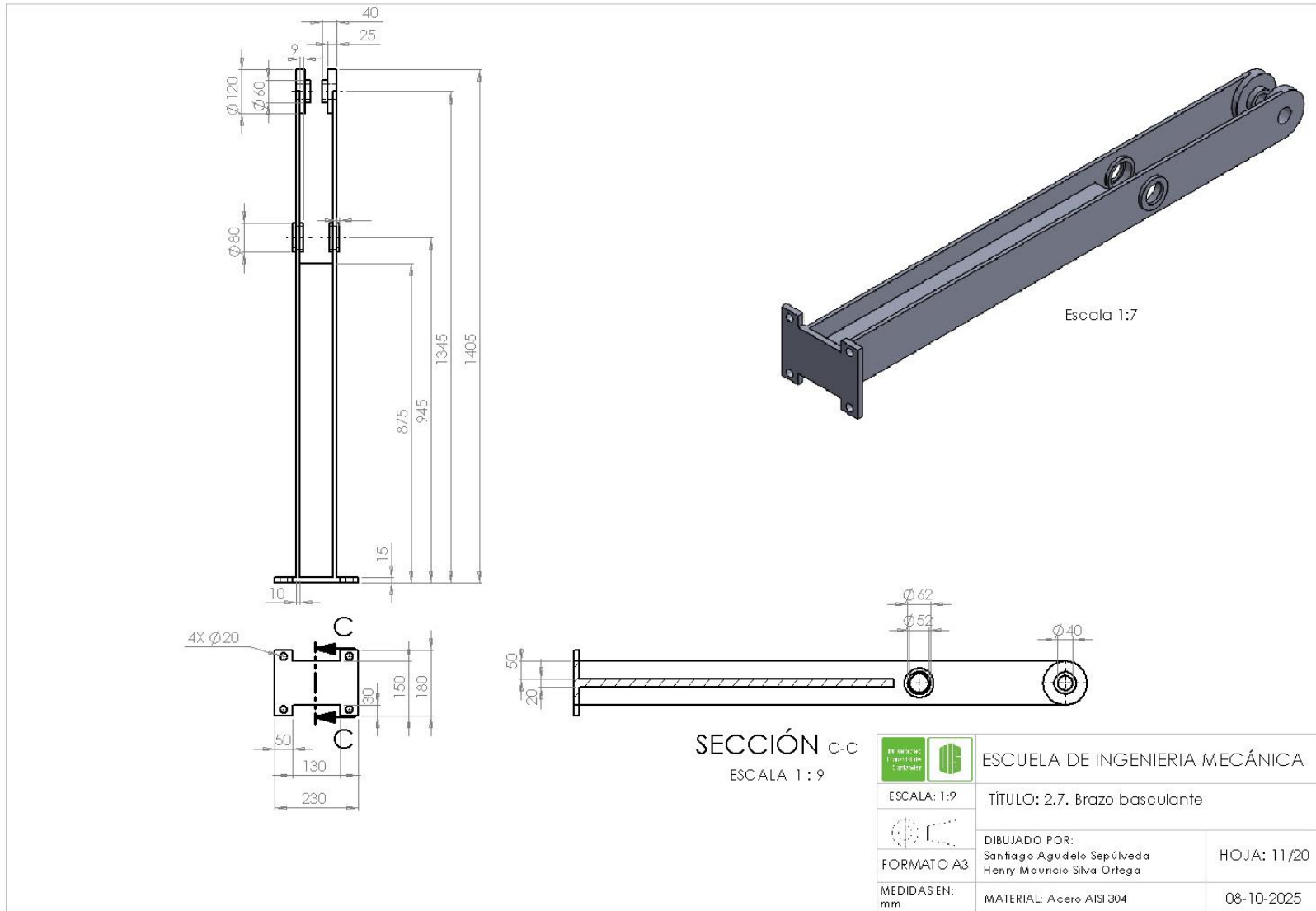
08-10-2025

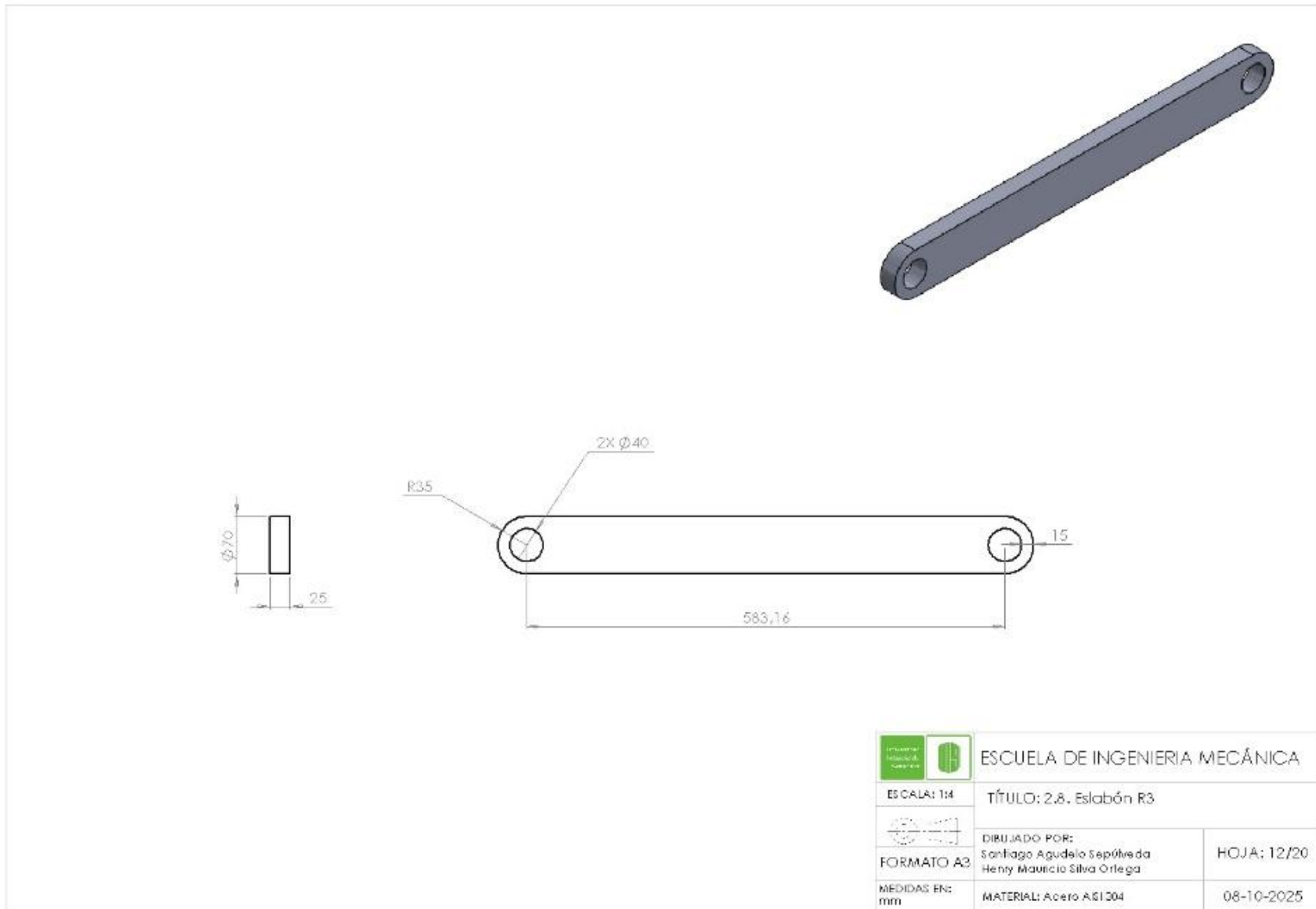


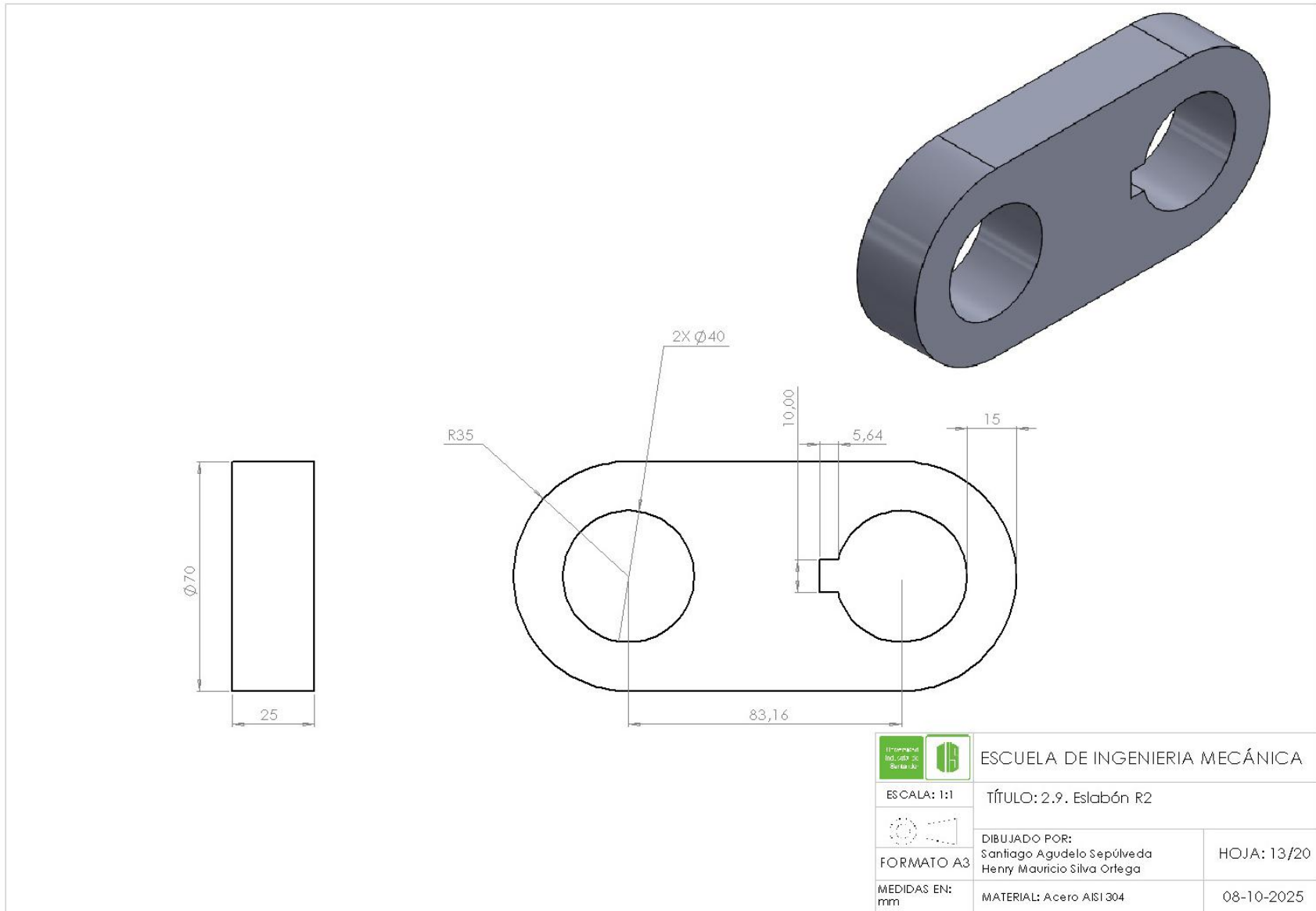
 ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:5	TÍTULO: 2.1. Hidro ala
 FORMATO: A3	DISUADO POR: Santiago Aguilero Sepúlveda Henry Mauricio Silva Ortega
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: Acero AISI 304
HOJA: 9/20	
08-10-2025	

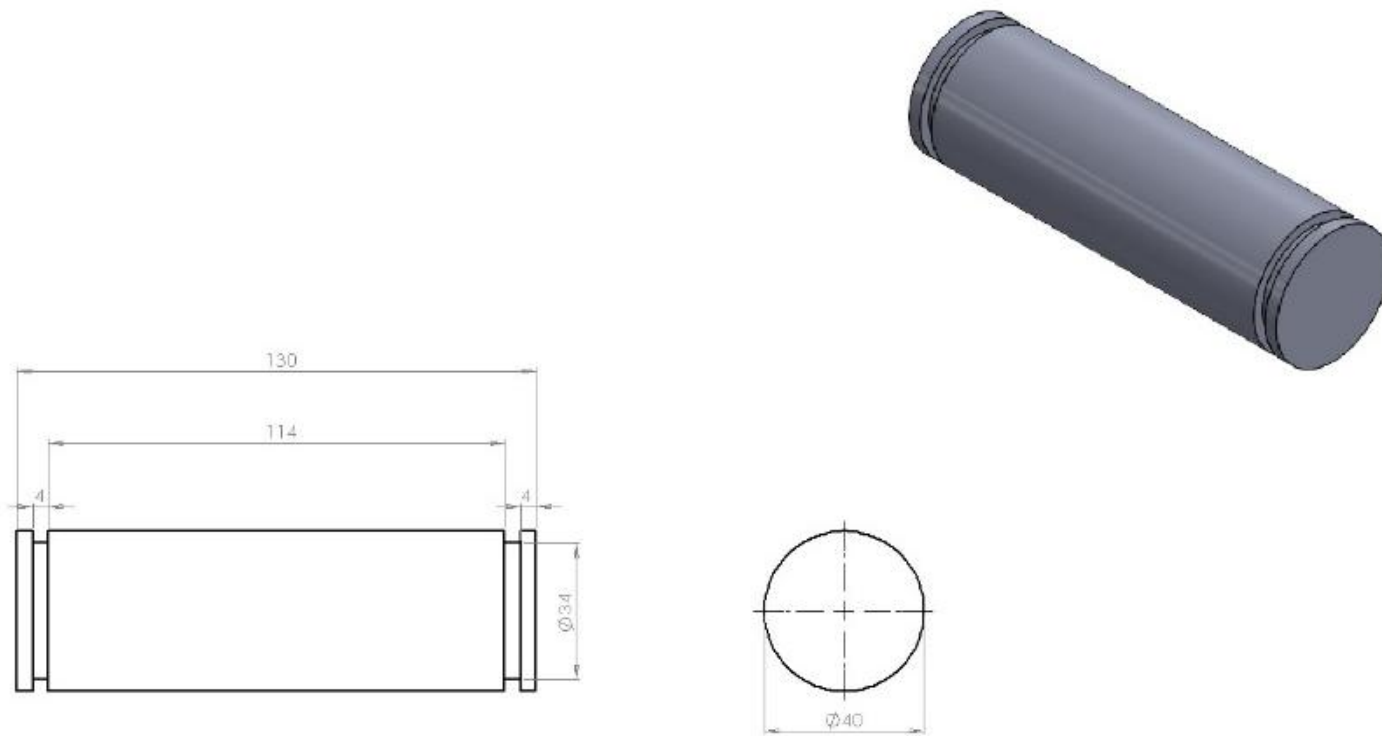


		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:2		TÍTULO: 2.4. Cojinete	
		DIBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Ortega	HOJA: 10/20
MEDIDAS EN: mm		MATERIAL: Acero AISI 304	08-10-2025

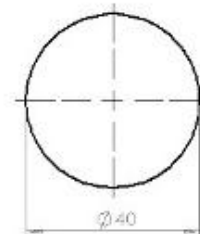
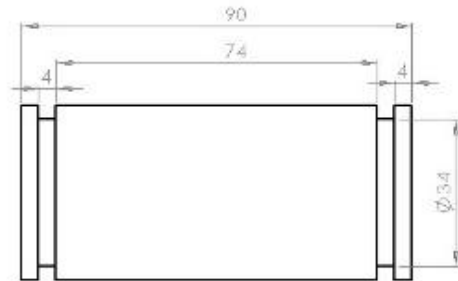
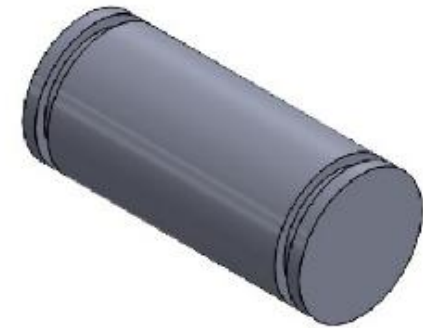





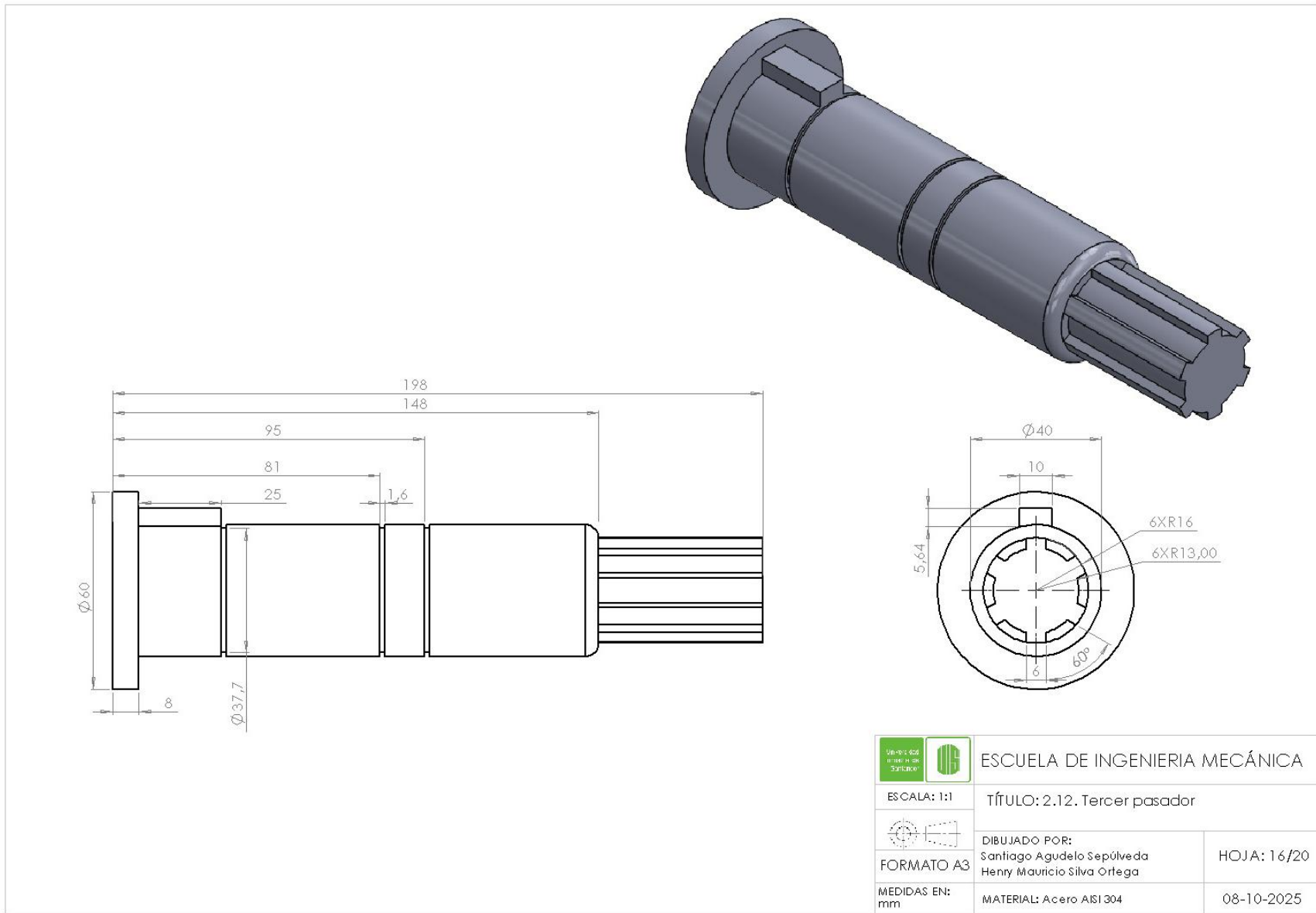




	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:1	TÍTULO: 2.10. Primer pasador	
	DIBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Orlega	HOJA: 14/20
FORMATO A3	MATERIAL: Acero AISI 304	08-10-2025



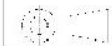
 ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:1	TÍTULO: 2.11. Segundo pasador
 FORMATO A3	DIBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Ortega
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: Acero AISI 304
	HOJA: 15/20 08-10-2025





ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA

ESCALA: 1:2

TÍTULO: Subsistema de soporte
Vista general

FORMATO A3

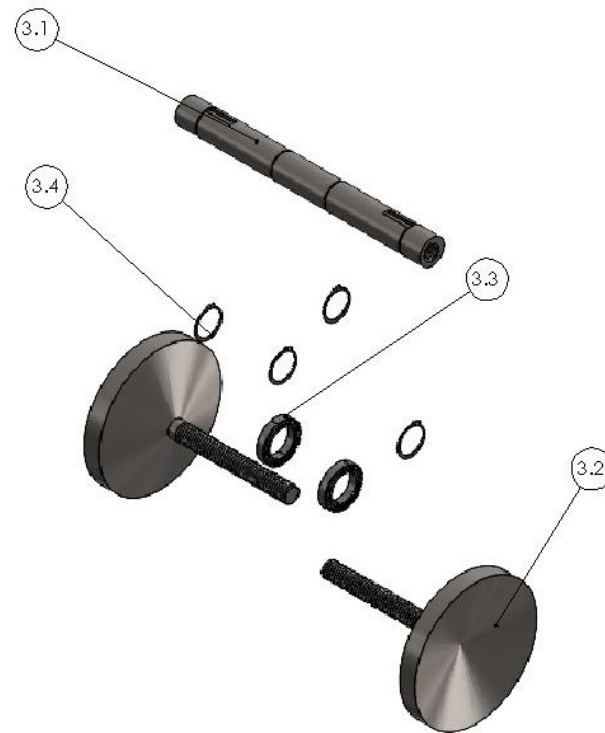
DIBUJADO POR:
Santiago Agudelo Sepúlveda
Henry Mauricio Silva Ortega

HOJA: 17/20



MEDIDAS EN:
mm

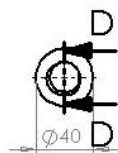
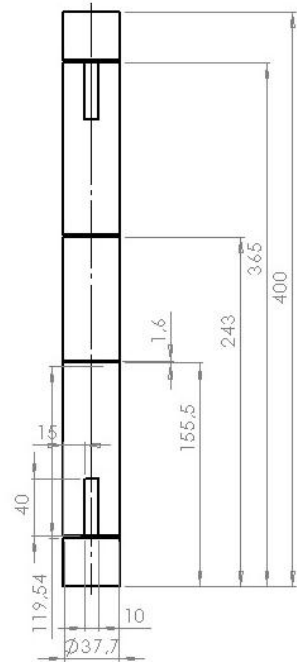
MATERIAL: Acero AISI 304

08-10-2025



Código de la pieza	Nombre de la pieza	Cantidad	Descripción
3.1	Eje hueco	1	Acero AISI 304
3.2	Soporte roscado	2	Acero AISI 304
3.3	Rodamiento	2	W 6208-2z
3.4	Anillo de seguridad	4	B27.7M - 3AM1-40

 ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:5	TÍTULO: Subistema de soporte Vista explosionada
 FORMATO A3	DIBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Ortega
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: Acero AISI 304
HOJA: 18/20	
08-10-2025	





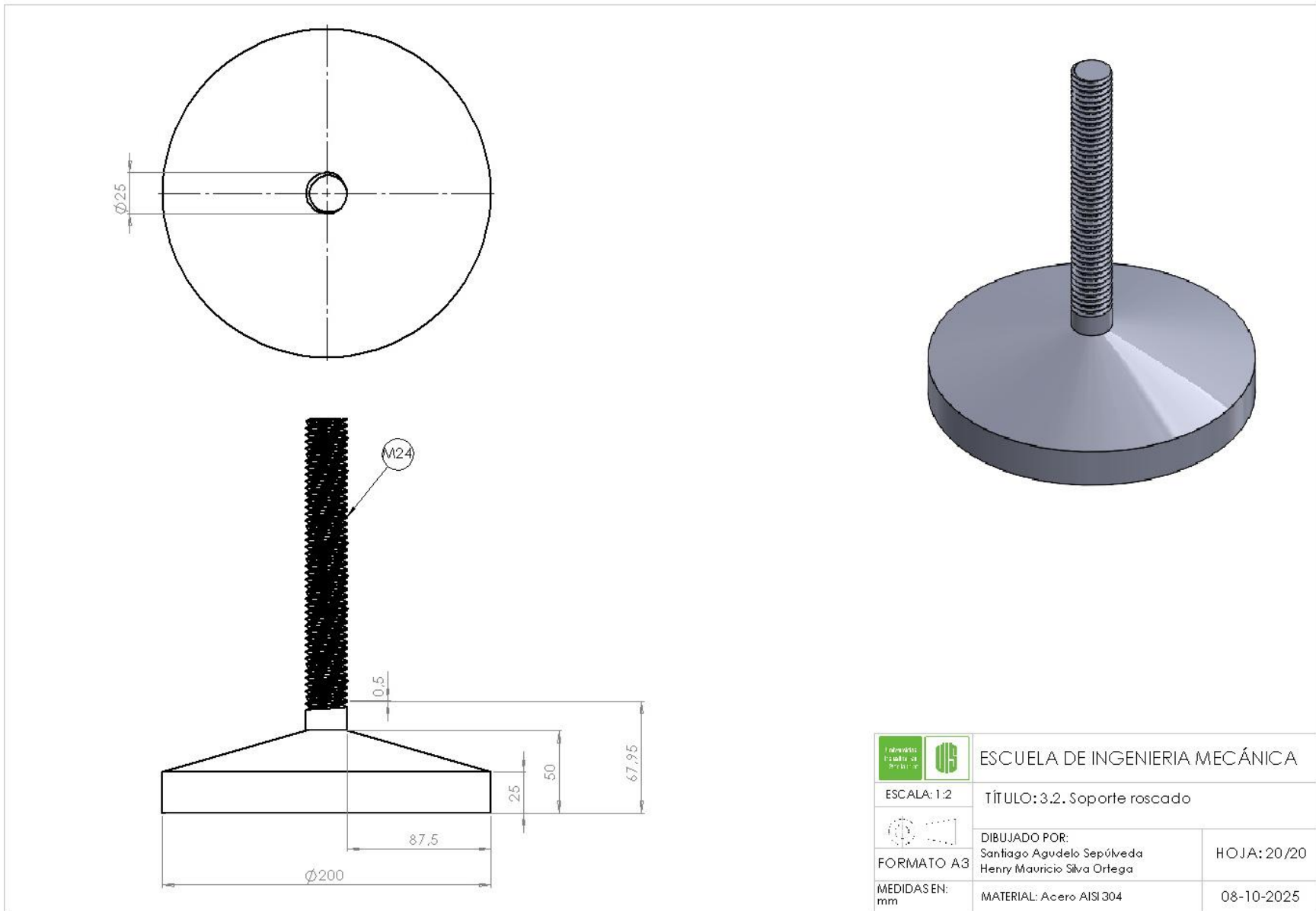
Escala 1:2




SECCIÓN D-D

ESCALA 1:3

		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:3		TÍTULO: 3.1. Eje hueco	
		DIBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Ortega	
FORMATO A3		HOJA: 19/20	
MEDIDAS EN: mm		MATERIAL: Acero AISI 304 08-10-2025	



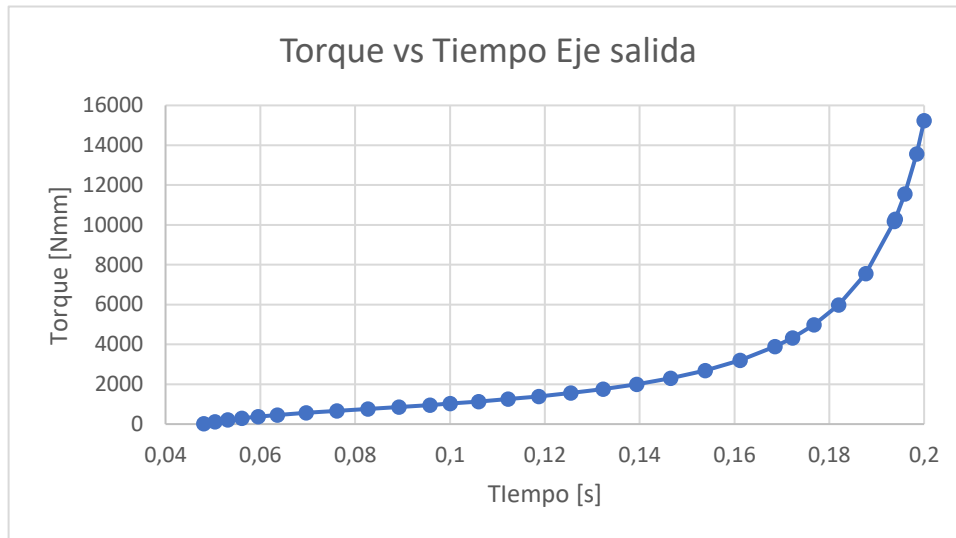
 ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
ESCALA: 1:2	TÍTULO: 3.2. Soporte roscado
FORMATO A3	DIBUJADO POR: Santiago Agudelo Sepúlveda Henry Mauricio Silva Ortega
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: Acero AISI 304
HOJA: 20/20	
08-10-2025	

*Apéndice B.**Tiempos y torques del eje de salida de la simulación ANSYS Rigid Body. Fuente: Elaboración propia.*

Tiempo [s]	Torque [Nmm]
0.048051	27.567
0.050439	124.48
0.05309	213.86
0.056072	297.75
0.059496	378.76
0.063595	461.22
0.069655	565.71
0.076144	665.63
0.082688	761.74
0.089233	858.25
0.0958	959.15
0.1	1027.3
0.106	1131.6
0.11226	1251.2
0.11875	1390.7
0.12544	1555.7
0.13231	1754.4
0.13935	1997.8
0.14652	2301.9
0.1538	2690.1
0.16115	3198.8
0.16855	3886.4
0.17224	4326.1
0.17677	4987.8
0.18197	5987.6
0.18769	7553
0.19372	10171
0.19394	10294
0.19592	11554
0.1984	13570
0.2	15231

Apéndice C.

Gráfico de torque versus tiempo del eje de salida de la simulación ANSYS Rigid Body. Fuente: Elaboración propia.

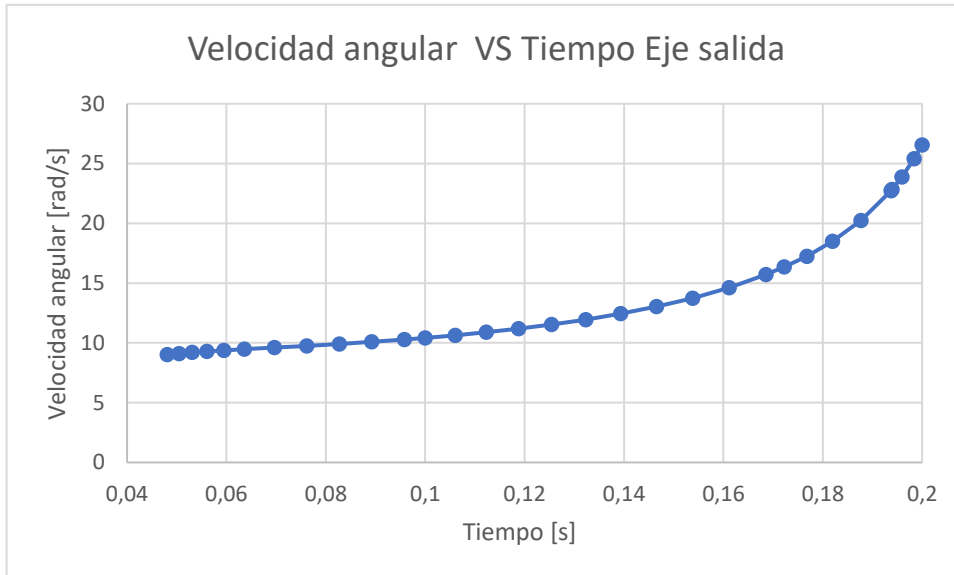


Apéndice D.

Tiempos y velocidades angulares del eje de salida de la simulación ANSYS Rigid Body. Fuente: Elaboración propia.

Tiempo [s]	Velocidad angular [rad/s]
0.048051	9.0165
0.050439	9.1076
0.05309	9.1955
0.056072	9.2824
0.059496	9.3717
0.063595	9.4697
0.069655	9.6069
0.076144	9.7545
0.082688	9.9125
0.089233	10.086
0.0958	10.279
0.1	10.416
0.106	10.631
0.11226	10.883
0.11875	11.18
0.12544	11.53
0.13231	11.945
0.13935	12.438
0.14652	13.029
0.1538	13.743
0.16115	14.615
0.16855	15.698
0.17224	16.341
0.17677	17.246
0.18197	18.498
0.18769	20.238
0.19372	22.715
0.19394	22.821
0.19592	23.863
0.1984	25.388
0.2	26.538

Gráfica de velocidad angular versus tiempo del eje de salida de la simulación ANSYS Rigid Body. Fuente: Elaboración propia.



Tiempos y potencias del eje de salida de la simulación ANSYS Rigid Body. Fuente: Elaboración propia.

Tiempo [s]	Potencia [W]
0.048051	0.24855786
0.050439	1.13371405
0.05309	1.96654963
0.056072	2.7638346
0.059496	3.54962509
0.063595	4.36761503
0.069655	5.4347194
0.076144	6.49288784
0.082688	7.55074775
0.089233	8.6563095
0.0958	9.85910285
0.1	10.7003568
0.106	12.0300396
0.11226	13.6168096
0.11875	15.548026
0.12544	17.937221
0.13231	20.956308
0.13935	24.8486364
0.14652	29.9914551
0.1538	36.9700443
0.16115	46.750462
0.16855	61.0087072
0.17224	70.6928001
0.17677	86.0195988
0.18197	110.758625
0.18769	152.857614
0.19372	231.034265
0.19394	234.919374
0.19592	275.713102
0.1984	344.51516
0.2	404.200278