



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN
ELÉCTRICA UTILIZANDO ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES DE
RIEGO”**

Autores: Acosta Peña Alex Vinicio.

Moya Cepeda Raúl Alfredo.

Tutor: Ing. Arroba Arroba César Hernán, Mg.

AMBATO - ECUADOR

Febrero - 2021

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de tutor del proyecto técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA UTILIZANDO ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES DE RIEGO”**, elaborado por los señores Acosta Peña Alex Vinicio y Moya Cepeda Raúl Alfredo, estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

CERTIFICO:

- El presente proyecto de investigación es original de los autores.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Está concluido en su totalidad.

Ambato, Enero – 2021



.....
Ing. Arroba Arroba César Hernán, Mg.

TUTOR

AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Nosotros, Acosta Peña Alex Vinicio, con C.I: 1803657699 Y Moya Cepeda Raúl Alfredo con C.I: 1804858569, declaramos que con todas las actividades y contenidos expuestos en el presente proyecto técnico con el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA UTILIZANDO ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES DE RIEGO”**, así como también las ideas, contenidos, cálculos realizados, resultados, conclusiones y recomendaciones, son de nuestra responsabilidad como autores del proyecto, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, Febrero – 2021



.....
Acosta Peña Alex Vinicio

CI: 1803657699

AUTOR



.....
Moya Cepeda Raúl Alfredo

CI: 1804858569

AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

Autorizamos a la Universidad Técnica de Ambato para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación según las normas de la Institución.

Cedemos los derechos en línea patrimoniales de nuestro Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además aprobamos la reproducción de este documento, dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no contenga ganancias económicas y se realice respetando nuestros derechos de autor.

Ambato, Febrero – 2021



.....
Acosta Peña Alex Vinicio

CI: 1803657699

AUTOR



.....
Moya Cepeda Raúl Alfredo

CI: 1804858569

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico realizado por los estudiantes Acosta Peña Alex Vinicio y Moya Cepeda Raúl Alfredo de la Carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA UTILIZANDO ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES DE RIEGO”**.

Ambato, Febrero – 2021

.....
Ing. MSc. Núñez Núñez Diego Fernando
Miembro Del Tribunal

.....
Ing. Mg. Escobar Luna Luis Eduardo
Miembro Del Tribunal

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico a mi madre Melva Peña, quien con su ejemplo, amor y sabiduría ha hecho de mi la persona que soy ahora; quien me ha apoyado para seguir adelante y cumplir mi meta anhelada, a mi padre Arcenio Acosta quien, a pesar de la distancia, supo inculcar en mi la fuerza y el deseo de superación personal.

A mis hermanas Daniela y Adriana, a mi tío Wilson por haberme apoyado en el camino de mi vida cuando más lo necesité, gracias por su apoyo incondicional.

A mis amigos y compañeros quienes me brindaron su apoyo, amistad y compartimos momentos inolvidables, Christian, Byron, Marilyn, Johnny.

Acosta Peña Alex Vinicio

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, por la sabiduría, fortaleza e inteligencia que me ha brindado cada día para cumplir una de las metas más anheladas en mi vida.

A mi familia, quienes me apoyaron en cada etapa de mi vida, guiándome y motivándome para seguir adelante y culminar exitosamente este objetivo.

A los Docentes de la Carrera de Ingeniería Mecánica, por compartirme cada uno de sus conocimientos, enseñanzas y experiencias vividas, acotando así para mi formación profesional.

A mi tutor Ing. Mg. César Arroba, por su paciencia y dedicación, por compartir sus conocimientos durante el desarrollo de este proyecto técnico.

Acosta Peña Alex Vinicio

DEDICATORIA

A todos quienes me impulsaron a alcanzar esta meta. A Dios por darme salud y bendecirme en mi caminar. A toda mi familia, por estar junto a mí en cada paso que he dado, por su apoyo incondicional, paciencia y motivación, porque este logro es por ustedes y para ustedes.

Moya Cepeda Raúl Alfredo

AGRADECIMIENTO

Agradezco a todos quienes hicieron no solo posible la realización del presente proyecto, sino a quienes formaron parte de toda mi formación académica y humana.

Agradezco a Dios por prestarme la vida y ponerme en el seno de una familia maravillosa y unida, que me ha inculcado el valor del esfuerzo y la dedicación. A mis padres que son mi pilastra fundamental, de quienes aprendí que todo en la vida es posible si se lo realiza con el corazón. A mis abuelitos quienes me heredaron los dones de la paciencia y la perseverancia que son la base para alcanzar cualquier sueño, a mis tíos por su apoyo incondicional, a mis hermanas por ser mi inspiración y fortaleza.

Agradezco también a la Universidad Técnica de Ambato por haberme abierto las puertas para formarme profesionalmente en sus aulas, en las que encontré grandes maestros, compañeros y amigos, gracias a quienes mi paso por tan prestigiosa institución estuvo lleno de gratos momentos y enseñanzas.

Moya Cepeda Raúl Alfredo

ÍNDICE	
CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN	iii
DERECHOS DE AUTOR	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTO	vii
DEDICATORIA	viii
AGRADECIMIENTO	ix
ÍNDICE	x
RESUMEN EJECUTIVO	xvii
ABSTRACT	xviii
CAPÍTULO I.- MARCO TEÓRICO	1
1.1. Tema	1
1.2. Antecedentes	1
1.3. Justificación	2
1.4. Fundamentación Teórica	2
1.4.1. Investigaciones Previas	2
1.4.2. Historia	4
1.4.3. Tipos de turbinas hidráulicas	7
1.4.4. Turbinas de Reacción	7
1.4.5. Turbinas de Impulso o acción	8
1.4.6. Microhidrogeneración	10
1.4.7. Los componentes de un sistema de microhidrogeneración	10
1.4.8. Plantas de generación hidroeléctricas	11
1.4.9. Turbina	12
1.4.10. Generador	12

1.4.11.	Tipos de Generadores	12
1.5.	Objetivos	13
1.5.1.	Objetivo General.....	13
1.5.2.	Objetivos Específicos	13
CAPÍTULO II.- METODOLOGÍA.....		14
2.	Instrumentos, Materiales y Maquinaria	14
2.6.	Selección de alternativas.....	19
CAPITULO III.- RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....		25
3.1.	Métodos de aforo para ríos y canales	25
3.3.	Diseño de la rueda hidráulica	34
3.3.1.	Diámetro exterior.....	34
3.3.2.	Longitud de alabe	35
3.3.3.	Diámetro interior.....	35
3.3.4.	Velocidad de la rueda	36
3.3.5.	Ancho de rueda.....	36
3.3.6.	Separación entre alabes y número de alabes.....	36
3.3.7.	Diseño del alabe	37
3.3.8.	Fuerza tangencial.....	41
3.3.9.	Torque máximo.....	44
3.3.10.	Diseño del eje	44
3.3.11.	Diseño de la turbina Mitchell-Banki	47
3.3.12.	Generador	55
3.3.13.	Diseño del Multiplicador	55
3.3.15.	Procesos y costos de fabricación	96
3.3.16.	Determinación de potencia de la potencia de la Rueda hidráulica	98
3.3.17.	Prueba del sistema de generación.....	99
4.	CAPITULO IV.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	101

4.1.	Conclusiones.....	101
4.2.	Recomendaciones.....	102
5.	BIBLIOGRAFÍA	103
6.	ANEXOS	107

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Potencia nominal y efectiva por tipo de energía.....	1
Tabla 2.	Selección del tipo de turbina.....	19
Tabla 3.	Selección de alternativa de modificación y mejoramiento de parámetros. ..	20
Tabla 4.	Turbulencia en la geometría de los álabes estáticos Michell-Banki.	22
Tabla 5.	Condiciones de simulación en la geometría de los álabes Michell-Banki estáticos.	22
Tabla 6.	Turbulencia en la geometría de los álabes Michell-Banki en movimiento. .	23
Tabla 7.	Condiciones de simulación en la geometría de los álabes Michell-Banki en movimiento.....	23
Tabla 8.	Datos de velocidades y caudal en el canal.....	30
Tabla 9.	Longitud de alabe en base al flujo volumétrico del canal.	35
Tabla 10.	Datos técnicos para pino y abeto.....	43
Tabla 11.	Análisis de factor de seguridad de los elementos de la rueda hidráulica según la teoría de Von Mises en software ANSYS.	47
Tabla 12.	Análisis de deformaciones de los elementos de la rueda hidráulica software ANSYS.....	52
Tabla 13.	Análisis de esfuerzos de los elementos de la rueda hidráulica software ANSYS.....	54
Tabla 14.	Valores usuales de fl.....	69
Tabla 15.	Factores axiales y radiales de rodamientos de bolas.	70
Tabla 16.	Características del rodamiento.	70
Tabla 17.	Incremento de temperaturas en máquinas comunes.	72
Tabla 18.	Viscosidad cinemática en aceite.....	72
Tabla 19.	Factor fo para rodamientos rígido de bolas.	75
Tabla 20.	Valores usuales de fl.....	78

Tabla 21. Factores axiales y radiales de rodamientos de bolas.	79
Tabla 22. Características del rodamiento.	79
Tabla 23. Incremento de temperaturas en máquinas comunes.	80
Tabla 24. Viscosidad cinemática en aceite.	81
Tabla 25. Factor fo para rodamientos rígido de bolas.	84
Tabla 26. Factor de servicio	87
Tabla 27. Medidas de la correa.	88
Tabla 28. Factor de corrección Cy.	89
Tabla 29. Factor de corrección CL	90
Tabla 30. Prestaciones básicas	90
Tabla 31. Prestaciones adicionales	90
Tabla 32. Factor de servicio.	92
Tabla 33. Medidas de la correa.	93
Tabla 34. Factor de corrección Cy.	94
Tabla 35. Factor de corrección CL	95
Tabla 36. Prestaciones Básicas.	95
Tabla 37. Prestaciones adicionales	95
Tabla 38. Fabricación de los componentes de la turbina hidráulica.	96
Tabla 39. Fabricación de la turbina hidráulica.	97
Tabla 40. Costos de fabricación.	97
Tabla 41. Torque presente en la rueda hidráulica.	99
Tabla 42. Resultados obtenidos del sistema de generación.	99

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. (a) Rueda Hidráulica de entrada de agua inferior o undershot, (b) Rueda Hidráulica de entrada de agua por costado medio o middle breastshot, (d) Rueda Hidráulica de entrada de agua por costado alto o high breastshot, Rueda Hidráulica de entrada de agua por parte superior o overshot.	5
Figura 2. Turbina hidráulica propuesta por Euler.....	6
Figura 3. Turbina Propeller	7
Figura 4. Turbina Francis	8
Figura 5. Turbina Pelton	9
Figura 6. Turbina Turgo.....	9
Figura 7. Turbina Mitchell-Banki o crossflow	10
Figura 8. Componentes de un sistema de microhidrogeneración.....	11
Figura 9. Proceso de transformación de energía.....	11
Figura 10. Diagrama esquemático y vista de corte transversal de un generador síncrono.....	12
Figura 11. Transmisores modbus para humedad DMM4000.....	15
Figura 12. Flexómetro.....	15
Figura 13. Calibrador pie de rey.....	16
Figura 14. Torno.....	16
Figura 15. Soldadora.....	17
Figura 16. Taladro de columna.....	17
Figura 17. (a) Prueba de turbina prototipo de 44 cm de diámetro, (b) Prueba de turbina prototipo de 100 cm de diámetro.	20
Figura 18. (a) Prueba de prototipo a escala de turbina sin reducción de canal, (b) Prueba de prototipo a escala de turbina con reducción de canal.	21
Figura 19. División de franjas en la sección transversal.....	26
Figura 20. División de la sección hidráulica.	27
Figura 21. Distribución de curvas de velocidades en diferentes secciones de canal.	27
Figura 22. (a) Método 1 de recolección de datos de velocidad a 20% y 80% de la altura del espejo de agua, (b) Método 2 de recolección de datos de velocidad a 60% de la altura del espejo de agua.....	28
Figura 23. Canal Ambato-Huachi-Pelileo.....	29

Figura 24. Dimensiones generales del canal, área mojada, y alabe.....	33
Figura 25. Parámetros de diseño de una rueda hidráulica.....	34
Figura 26. Ángulo de entrada y salida de agua del rodete.	37
Figura 27. Radio de curvatura y ángulo de curvatura del alabe.	39
Figura 28. Propiedades de sección del alabe.....	41
Figura 29. Fuerzas presentes en el eje de la turbina.	45
Figura 30. Curva voltaje vs revoluciones del generador.....	55
Figura 31. Fuerzas presentes en el eje de la primera etapa.	58
Figura 32. Diagrama de fuerza cortante del eje de la primera etapa.	58
Figura 33. Diagrama de momentos flectores del eje de la primera etapa.	58
Figura 34. Fuerzas presentes en el eje de la tercera etapa.....	60
Figura 35. Diagrama de fuerza cortante del eje de la tercera etapa.....	60
Figura 36. Diagrama de momentos flectores del eje de la segunda etapa.....	60
Figura 37. Fuerzas presentes en el eje de la tercera etapa.....	62
Figura 38. Diagrama de fuerza cortante del eje de la tercera etapa.	62
Figura 39. Diagrama de momentos flectores del eje de la tercera etapa.....	62
Figura 40. Fuerzas presentes en el eje de la cuarta etapa.	64
Figura 41. Diagrama de fuerza cortante del eje de la cuarta etapa.	64
Figura 42. Diagrama de momentos flectores del eje de la cuarta etapa.	64
Figura 43. Fuerzas presentes en el eje de la quinta etapa.....	66
Figura 44. Diagrama de fuerza cortante del eje de la quinta etapa.....	66
Figura 45. Diagrama de momentos flectores del eje de la quinta etapa.....	66
Figura 46. Grafica viscosidad vs temperatura para aceites minerales.	73
Figura 47. Grafica para determinación a_{23}	74
Figura 48. Grafica viscosidad vs temperatura para aceites minerales.	82
Figura 49. Grafica para determinación a_{23}	83
Figura 50. Selección de correa.	88
Figura 51. Selección de banda.....	93
Figura 52. Simulación de rueda hidráulica en software.....	98
Figura 53. Gráfica potencia vs Voltaje.	100
Figura 54. Motor trifásico de 3 hp.	107
Figura 55. Variador de frecuencia.	107

Figura 56. Generador síncrono.	108
Figura 57. Acoplamiento para álabes.....	108
Figura 58. Perfiles L 40x40x4.	108
Figura 59. Chumacera 3in.	109
Figura 60. Disco soporte de álabes.	109
Figura 61. Ensamble de las ruedas.....	109
Figura 62. Soporte de álabes.	110
Figura 63. Perfiles UPN 80X40X4.....	110
Figura 64. Bandas de transmisión de potencia.	110
Figura 65. Polea de 500 mm.....	111
Figura 66. Polea de 800 mm.....	111
Figura 67. Turbina Mitchell-banki (lateral).	112
Figura 68. Turbina Mitchell-Banki (posterior).....	112
Figura 69. Turbina Mitchell-Banki (frontal).	112
Figura 70. Turbina Mitchell-Banki.	113
Figura 71. Caja de engranes.	113
Figura 72. Sistema de generación.....	113
Figura 73. Prueba del sistema de generación.	114
Figura 74. Amperaje obtenido en prueba del sistema de generación.	114
Figura 75. Voltaje obtenido en el sistema de generación.	114

RESUMEN EJECUTIVO

El objetivo es diseñar y construir un sistema de generación eléctrica utilizando canales de riego, con el fin de evaluar el potencial que tienen los canales de riego en la generación de electricidad, además de encontrar nuevas fuentes de energía renovable y sostenible. El canal de riego que se va a utilizar en esta investigación es el canal Huachi – Pelileo.

La metodología empieza con la recolección de datos sobre la velocidad del agua y el caudal que existe en el canal de riego. Para el diseño de la turbina se utilizó el software ANSYS, en el cual se hizo el análisis de la existencia de cavitación en los alabes de la turbina y la resistencia de los componentes de la misma tomando como base el criterio de falla de Von Mises, luego el sistema de transmisión se diseñó en base a la velocidad de rotación calculada de la turbina y la velocidad que necesita el generador para funcionar. Finalmente, se procedió a la construcción y evaluación del sistema de generación.

El resultado que se obtuvo fue una potencia máxima de 422.1 Watts en las pruebas realizadas en el taller, en el cual se garantizó el correcto funcionamiento del sistema de generación, sin embargo, una simulación realizada en el software SolidWorks determinó una potencia máxima de 1kilo Watts, este valor es debido a que en el taller no se pudo recrear el ambiente del canal de riego.

ABSTRACT

The objective is to design and build an electricity generation system using irrigation channels, in order to evaluate the potential that irrigation channels have generating electricity, as well as to find new renewable and sustainable energy sources. The irrigation channel that will be used in this research is the Huachi – Pelileo channel.

The methodology begins with the collection of data on the speed of water and the flow that exists in the irrigation channel. The ANSYS software was used for the design of the turbine, in which the existence of cavitation in the turbine blades and the resistance of the turbine components were analyzed based on the Von Mises failure criteria. Then, the transmission system was designed based on the calculated rotation speed of the turbine and the speed required by the generator to operate. Finally, the construction and the evaluation of the generation system was carried out.

The result obtained was a maximum power of 422.1 Watts in the test carried out in the workshop, in which the correct operation of the generation system was guaranteed. However, a simulation carried out in the SolidWorks software determined a maximum power of 1 kilo Watts. This value is due to the fact that the environment of the irrigation channel could not be recreated in the workshop.

CAPÍTULO I.- MARCO TEÓRICO

1.1. Tema

Diseño y construcción de un sistema de generación eléctrica utilizando energía hidráulica de canales de riego.

1.2. Antecedentes

1.2.1. Situación actual del sector Eléctrico en el Ecuador

La capacidad instalada en el país ha crecido en la última década, generando energía eléctrica de 4070 MW en el año 2006, 8089 MW en el año 2016. El aumento de generación de eléctrica se lo ha logrado gracias a la implementación de nuevas centrales hidroeléctricas como Coca Codo Sinclair, Sopladora, Manduriacu, Minas San Francisco y Mazar, reduciendo la generación térmica e incrementando la cobertura de electricidad a 97,18%. [1]

1.2.2. Potencia nominal y efectiva a nivel nacional

La potencia nominal es el nivel de generación máxima que una central puede entregar, mientras que la potencia efectiva es cantidad real que puede generar una central como se muestra en la tabla 1. [2]

Tabla 1. Potencia nominal y efectiva por tipo de energía.

Tipo de Energía	Tipo de Central	Potencia Nominal		Potencia Efectiva	
		MW	%	MW	%
Renovable	Eólica	21,15	0,35	21,15	0,38
	Fotovoltaica	25,54	0,43	25,50	0,46
	Hidráulica	2407,61	40,09	2401,52	43,22
	Térmica Turbovapor (*)	144,30	2,40	136,40	2,45
Total Renovable		2598,60	43,27	2584,57	46,51
No Renovable	Térmica MCI	1861,95	31,01	1546,17	27,82
	Térmica Turbogás	1086,19	18,09	978	17,60
	Térmica Turbovapor	458,24	7,63	448,24	8,07
Total No Renovable		3406,38	56,73	2972,41	53,49
Total		6004,98	100	5556,99	100

Fuente: [2]

1.3. Justificación

La matriz energética del Ecuador es principalmente por la energía proveniente de la combustión de combustibles fósiles, apoyada por energías renovables como la hídrica, eólica, entre otras. El principal lugar donde se ubican las hidroeléctricas es en la región sierra, ya que en su topografía ayuda a la ubicación de centrales hidráulicas, a comparación de la región Costa. [3]

Ecuador es rico en recursos de energía renovable, en la que prácticamente se puede instalar varios tipos de energía como la solar o eólica, pero la que es más utilizada en el país es la hidroeléctrica y de la cual se ha tratado de aprovechar al máximo, con varios proyectos que se realizaron en los últimos años. Según el plan de eficiencia energética de la República del Ecuador y en el plan nacional del buen vivir se busca la implementación de energías renovables y sostenibles. [4]

En el Plan Maestro de Electricidad 2016-2025 se define que, “Ecuador dentro de sus políticas de estado, incentiva el uso de energías renovables, por sus características ambientales y principalmente por que se encuentran ligadas al desarrollo sustentable del sector eléctrico, como son: la energía hidroeléctrica, eólica, biomasa y geotérmica”, así es como se podrá utilizar el agua de riego a través de canales, como por ejemplo el canal Ambato – Huachi – Pelileo, como una fuente energética aprovechable.

1.4. Fundamentación Teórica

1.4.1. Investigaciones Previas

Tenorio Zurita Néstor Germán (2005) en la tesis Diseño e Implementación de un Prototipo de una Picocentral Hidráulica para uso Rural específicamente en Sigchos – Cotopaxi, en el mismo que se incorporó una microturbina tipo Pelton, en base a un caudal $0,64 \text{ m}^3 / \text{s}$ y una altura neta $15,64 \text{ m}$, esta microturbina fue fabricada con aleación de Bronce con un diámetro primitivo de 250 mm constituida con 19 cucharetas, un eje de 25 mm de diámetro de Acero Inoxidable, además de un inyector de 22 mm . En esta investigación se determinó una potencia de generación máxima de $540,541 \text{ W}$ con 1700 RPM alcanzado un rendimiento de 79% . [5]

Maldonado Quispe Francisco (2005) en la tesis Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto, en dicho proyecto se incorporó una turbina de 3 alabes de fibra de vidrio con un diámetro de 1,93 m, para una velocidad del fluido de 1 m/seg. En esta investigación se obtuvo una potencia de generación máxima de 300 W con una eficiencia de 19%. [6]

Milla Arellano Jordán Israel (2015) en la tesis Diseño de una turbina michel banki para su implementación en el banco de ensayos de turbinas del laboratorio de energía, en el mismo que se implementó una turbina michel banki de 16 álabes fabricada de acero inoxidable AISI 316L con 100 mm de diámetro y 35 mm de ancho, además de un eje de 15 mm de diámetro fabricado con AISI A570. En esta investigación se determinó una potencia en el eje de 200 W, una velocidad de 1000 RPM y una eficiencia del 70%, esto con un caudal de caudal de 4,7 l/s y un salto neto de 6,5 m. [7]

Ferrada Sepúlveda Lorena Andrea (2012) en la tesis, Diseño de rodete de turbina hidráulica tipo Pelton para micro generación; realizó el cambio de rodete de una turbina Turgo por el rodete de una Pelton, de 36cm, con cucharas de 12cm de ancho por 11cm de largo, el cual llevo a un aumento significativo desde 49% a un 89% de eficiencia teórica. Las características del recurso hídrico son: 40m de salto y 35 l/s de caudal, obteniendo de estos datos una potencia hídrica de 13.72 kW. [8]

Bosque Simón Álvaro (2016) en el artículo científico: diseño de una turbina hidráulica de flujo cruzado para la reducción del coste energético en las conducciones fluidas, obtuvo una potencia útil de 13.76 kW, con un rendimiento total del 72.47%, en base a las siguientes características del recurso hidráulico presión 0.2 MPa y un caudal de 300 m³/s. [9]

Abdul Muis, Priyono Sukito, Aryadi Soewono y Firman Hartono (2014); en el artículo Científico: design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application (optimización de diseño de una turbina axial hidráulica para aplicaciones de salto muy bajos), ponen un pequeño radio en el borde del aspa, lo que ocasiona una mayor velocidad y disminuye la fuerza de elevación, pero aumenta la fricción de arrastre en el perfil de velocidad de las aspas. Las características del canal son: 128 l/s (0.128 m³/s) y un salto de 0.3 m. los diámetros del eje y la punta son 0.36m y 0.6m respectivamente, la turbina operara a una velocidad angular de 90 rpm. El número de

aspas para el estator y el rotor son de 24 y 8 respectivamente. Con estas características esta turbina llega a alcanzar una eficiencia de 91.36%. [10]

1.4.2. Historia

Se desconocía quien o donde se aprovechó por primera vez la fuerza y energía proveniente de una corriente de agua, pero se tiene una noción de cómo se inició, el primer uso que tuvo la rueda hidráulica, o también llamada Saqia (Sakia) o rueda persa, fue el de irrigación utilizada en el antiguo Egipto; a su vez en la antigua Grecia existía una maquina llamada noria que era similar a la saqia; las dos máquinas mencionadas funcionaban mediante la fuerza animal ya sea de un burro, buey o un camello. [11]

La primera vez que se conoció de manera técnica fue en el siglo III a.C por Philo de Bizancio y Vitruvius en cuya época las ruedas hidráulicas se utilizaron extensamente durante como componente de molinos de agua. [12]

En la antigua Roma, el arquitecto Vitruvius fue el que realizó la modificación de la rueda hidráulica, para que este sea el encargado de mover los molinos y así retirar a todos los esclavos que realizaban ese trabajo. En los años 80 a.C se encuentra la primera alusión literaria hacia la rueda hidráulica realizada por Antipater de Tesalónica dice: “Dejad vuestra labor vosotras doncellas que trabajáis en el molino... porque Ceres ha ordenado a las ninfas del agua que hagan vuestra tarea”. [13]

Las ruedas hidráulicas comenzaron a ser investigadas científicamente con fines de ingeniería en el siglo XVIII por Parent y Smeaton. Por lo que, desde esta época en adelante, las ruedas hidráulicas se empezaron a utilizar con mayor frecuencia para generar energía mecánica ya que eran consideradas rentables y poco trabajo de ingeniería. [12]

Las ruedas hidráulicas tomaban el nombre según el lugar el ingreso del agua como se muestra en la figura 1.

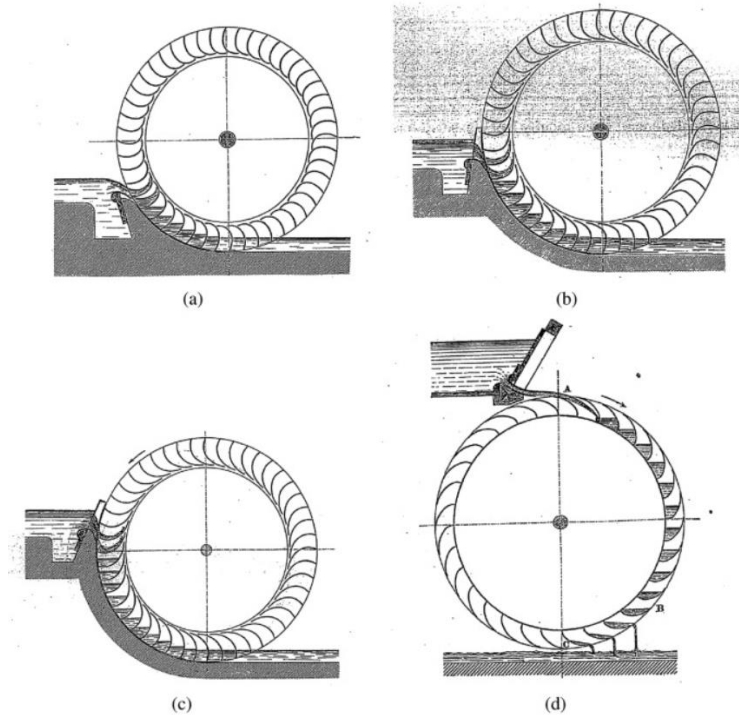


Figura 1. (a) Rueda Hidráulica de entrada de agua inferior o undershot, (b) Rueda Hidráulica de entrada de agua por costado medio o middle breastshot, (c) Rueda Hidráulica de entrada de agua por costado alto o high breastshot, (d) Rueda Hidráulica de entrada de agua por parte superior o overshot.

Fuente: [12]

Con el transcurso de los años se fueron realizando mejoras a las ruedas hidráulicas de las cuales surgieron dos tipos en particular de ruedas hidráulicas inferiores como: la rueda hidráulica Sagebien, que poseída alabes delanteras planas y la rueda hidráulica Zuppinger, con alabes curvas, las cuales remplazaron a las ruedas hidráulicas clásicas debido a que esta era menos eficiente. [12]

Las ruedas hidráulicas con agua por debajo de paletas recta normalmente poseen una eficiencia de 50% lo cual es una desventaja debido a la fuga de agua por los laterales de la rueda sin embargo las ruedas de paletas curvas Poncelet pueden llegar a una eficiencia de 60% a 65%. [14]

El uso de la energía hidráulica no es nuevo y tiene un desarrollo de más de 2000 años, este lento desarrollo es debido a que se necesita un afluente de agua para su funcionamiento, mientras las maquinas a vapor se las podía instalar en cualquier lado. Pero con la evolución de la transmisión eléctrica y el desarrollo de las centrales

hidroeléctricas, se empezó a necesitar turbinas que disminuyan las desventajas que existen en la rueda hidráulica como es el bajo rendimiento y baja velocidad angular. Los estudios de las turbo-máquinas empezaron con Euler en el año 1754, en la cual él desarrollo la primera ecuación fundamental de las turbo-máquinas. Desde ese punto varios investigadores especialmente europeos realizaron mayores avances, en 1827 el ingeniero Foueneyron construyó la primera turbina hidráulica propiamente dicha, como se muestra en la figura 2. [11]

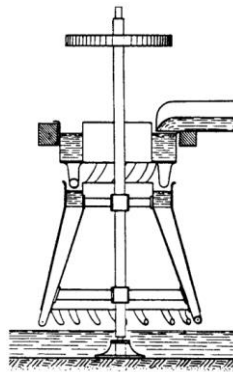


Figura 2. Turbina hidráulica propuesta por Euler

Fuente: [11]

A finales del siglo XIX y a Principios del siglo XX empiezan con la creación de las turbinas que se emplean hasta la actualidad, estas turbinas con más investigación logran encontrar lo que se buscaba en una turbina para la generación de energía eléctrica, como es una mayor velocidad angular y un rendimiento superior al 80%. Las turbinas Pelton y Francis se crearon a finales del siglo XIX; después en el año 1905 se crea la turbina Francis gemela, diez años después es la creación de la turbina Kaplan, tres años después en 1918 es la creación de la turbina Mitchell-Banki, al año siguiente es la creación de la turbina Turgo, después de esta turbina tuvieron que pasar más de treinta años para que en el año 1950 se cree la turbina Deriaz y finalmente en el año 1970 se crea la turbina Bulbo. [11]

Como se puede observar las turbinas son máquinas que vienen desarrollándose a lo largo de los siglos, pero en las últimas décadas han tenido su mayor desarrollo, debido a las necesidades de energía limpia que se busca y siempre se busca que las turbinas sean más rápidas, más compactas y lo más importante más eficientes. [11]

1.4.3. Tipos de turbinas hidráulicas

Las turbinas pueden dividirse en dos grandes grupos:

- De reacción
- De impulso o acción

1.4.4. Turbinas de Reacción

En este tipo de turbinas existe una diferencia de presiones entre la entrada y salida del rodete. A la entrada del rodete de esta turbina parte de la energía específica es energía de presión. La energía específica convertida a energía mecánica por el flujo a través del rodete es parcialmente convertida por la caída de presión. La otra parte de la energía es convertida por el impulso de fuerzas de cambios en la dirección de los vectores de la velocidad relativa. [15] Ejemplos de turbinas de reacción:

1.4.4.1. Propeller

Este tipo de turbina tiene un principio similar al motor de un barco, pero funcionando al sentido contrario, o reversa como se muestra en la figura 3. [16] Una turbina propeller generalmente tiene un rodete con tres a seis paletas, en las cuales el agua está en contacto con todas las paletas. Para que este tipo de turbina funcione de una manera adecuada la presión debe ser constante; si no lo es, el rodete se saldrá de balance. Y el movimiento de las paletas debe ajustarse o arreglarse. [17]



Figura 3. Turbina Propeller

Fuente: [18]

1.4.4.2. Francis

Este tipo de turbina es una forma modificada de la turbina propeller, en cual el agua fluye de forma radial a la entrada del rodete es convertida para emerger de forma axial como se muestra en la figura 4. [16] Esta turbina puede definirse como de reacción de

flujo mixto, centrípeto y de admisión total. Esta turbina es la más común en el presente para plantas hidroeléctricas de mediano o gran escala, siendo usada en locaciones donde el salto va desde 2m o hasta 200m. [18]

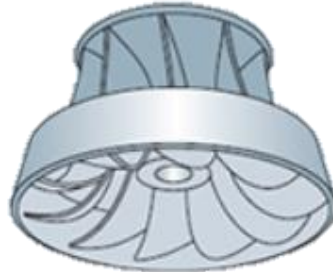


Figura 4. Turbina Francis

Fuente: [18]

1.4.5. Turbinas de Impulso o acción

En este tipo de turbinas no existen diferencias de presiones entre la entrada y salida del rodete. La energía específica es completamente convertida de energía cinética en la entrada del rodete de este tipo de turbinas. Porque esta energía específica convertida a energía mecánica viene solo de la fuerza de impulso creada por la dirección de los vectores de velocidad. [15] Ejemplos de turbinas de impulso.

1.4.5.1. Pelton

Es la turbina de impulso más común en el presente. Esta turbina consiste en una rueda con una serie de cucharas ubicadas alrededor de su borde; el agua golpea a una alta velocidad de una forma tangencial a la rueda como se muestra en la figura 5. El chorro golpea en cada cuchara y es dividido a la mitad, entonces cada mitad es convertida y desviada alrededor de 180° . Casi toda la energía del agua va dentro del inyector de la cuchara y el agua desviada cae en el canal de descarga. [16] El proceso del flujo que se presenta en este tipo de turbinas son realizadas a una presión atmosférica, lo que quiere decir que no existe diferencias de presión entre la entrada y salida del rotor. [19]



Figura 5. Turbina Pelton

Fuente: [18]

1.4.5.2. Turgo

Es una variante de la turbina Pelton, en donde el doble de cucharas es remplazado por una simple y menos profunda, con el agua entrando por un lado del rotor y dejando por el otro como se muestra en la figura 6. Este tipo de turbina puede manejar una mayor cantidad de volumen de agua que una turbina Pelton del mismo diámetro. Esto da una ventaja en la generación de poder a saltos medianos. Esta turbina puede ser definida como una turbina de flujo axial y de admisión parcial. [18]



Figura 6. Turbina Turgo

Fuente: [18]

1.4.5.3. Crossflow (flujo cruzado o Mitchell-Banki)

Es una turbina de impulso o acción, de flujo radial centrípeto-centrífugo, de flujo cruzado o transversal, de doble paso y de una admisión parcial como se muestra en la figura 7. En los últimos ensayos realizados sobre esta turbina, existe una pequeña reacción en el primer paso, a razón de una presión ligeramente superior a la atmosférica, por la cercanía del inyector al rodete [19]

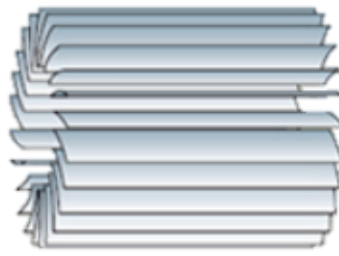


Figura 7. Turbina Mitchell-Banki o crossflow

Fuente: [18]

Existe también otra división de las turbinas la cual se denomina de gravedad (gravity en inglés) y cinética. Este tipo de turbinas también llamadas de turbinas de flujo libre, generan energía eléctrica a partir de la energía cinética que está presente en la corriente de agua, en lugar de la energía potencial de la caída de agua. Los sistemas cinéticos utilizan el camino natural de la corriente y no requiere realizar una obra civil. [17]

Ejemplos claros de este tipo de turbinas son el tornillo de Arquímedes y la rueda hidráulica. El tornillo de Arquímedes por siglos fue usado como bomba, pero en la actualidad se encontró una gran utilidad como turbina. La rueda hidráulica fue la primera turbina creada en la historia y se la utilizaba para trabajo mecánico. El tornillo de Arquímedes es más eficiente que la rueda hidráulica debido al inteligente diseño que tiene el álabe, esto ocasiona que tenga una mayor velocidad, pero sigue siendo considerada como una turbina de baja velocidad. [16]

1.4.6. Microhidrogeneración

Los sistemas de minigeneración o generadores en pequeña escala son sistemas que normalmente contribuyen 300 KW a 10 MW al suministro de red eléctrica. Por otro lado, los sistemas de microgeneración son mucho más pequeñas por lo cual no son utilizados para el suministro de energía eléctrica a redes nacionales, este tipo de sistemas normalmente se usa en lugares apartados a donde no puede llegar la red eléctrica. El rango de potencia de estos sistemas varía desde 200W hasta 300KW. [19]

1.4.7. Los componentes de un sistema de microhidrogeneración

El azud o toma es el encargado de desviar el caudal del agua por medio de una abertura al lado del río hacia un canal abierto. El agua pasa por el desarenador que se encarga separar las partículas de arena del agua. Después el agua ingresa a la cámara de carga

y luego pasa por una tubería cerrada llamada tubería forzada que está conectada a una turbina hidráulica cuya rotación del eje del rodete puede ser utilizado como energía mecánica para mover elementos mecánicos molinos de granos o para el accionamiento de un generador eléctrico, todos estos componentes se pueden observar en la figura 8. [19]

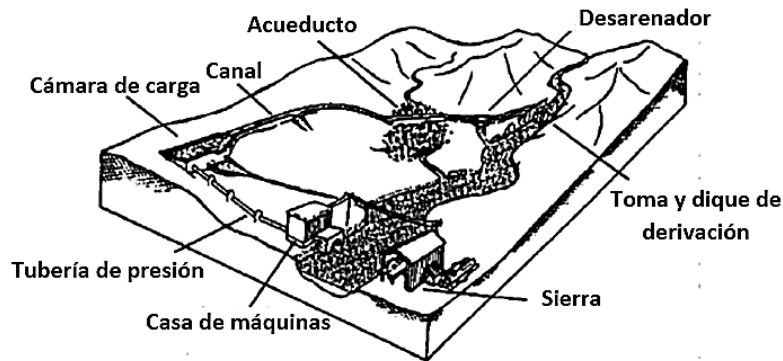


Figura 8. Componentes de un sistema de microhidrogeneración.

Fuente: [19]

1.4.8. Plantas de generación hidroeléctricas

Una planta de generación hidroeléctrica se encarga de convertir la energía del agua en movimiento en energía eléctrica por medio de una turbina y un generador síncrono como se muestra en la figura 9. [20]

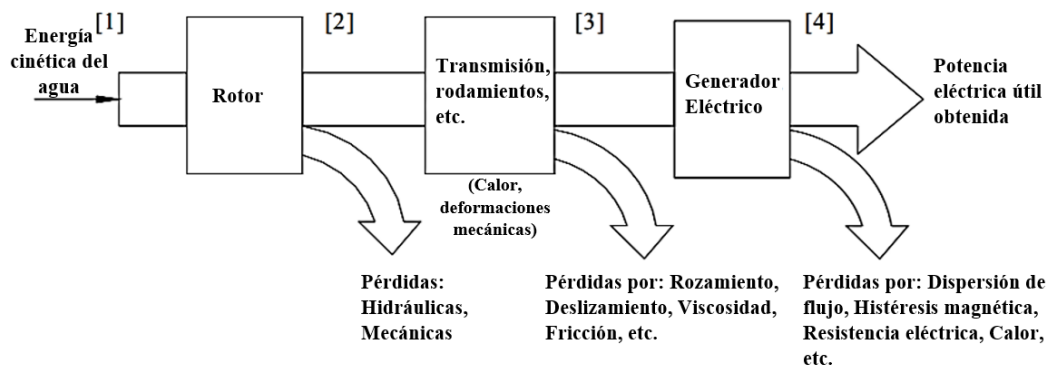


Figura 9. Proceso de transformación de energía.

Fuente: [6]

1.4.9. Turbina

Una turbina hidráulica es una turbomáquina motora que trabaja como una bomba rotodinámica, pero de una manera inversa. Es decir, una bomba absorbe la energía mecánica y la proporciona al fluido, por otro lado, una turbina absorbe energía del fluido y la transforma en energía mecánica. [21]

1.4.10. Generador

Se encarga de convertir la energía mecánica en energía eléctrica por medio de interacción de una parte móvil llamada rotor y una parte fija llamada estator. [20]

1.4.11. Tipos de Generadores

1.4.11.1. Generador síncrono de campo estacionario

En este tipo de generadores los polos salientes originan un campo de CD, el mismo que es cortado por la armadura giratoria la cual tiene un devanado trifásico con las terminales conectadas a tres anillos colectores colocados en un eje. El juego entre las escobillas y los anillos colectores permiten instalar la armadura a una carga trifásica externa. [20]

1.4.11.2. Generador síncrono de campo rotatorio

Está constituida por una armadura fija llamada estator que contiene un devanado trifásico conectado directamente a la carga sin pasar por anillos colectores y escobillas este tipo de generador es llamado comúnmente alternador como se muestra en la figura 10. [20]

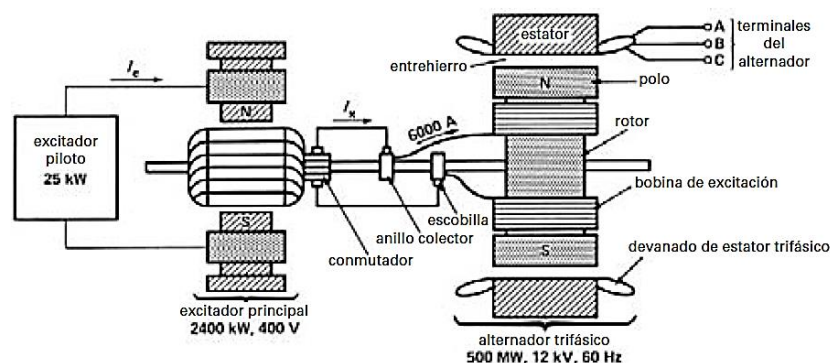


Figura 10. Diagrama esquemático y vista de corte transversal de un generador síncrono.

Fuente: [20]

1.4.11.3. Generador Eléctrico de Imanes Permanentes

Un generador de imanes es un generador síncrono en donde se ha remplazado el bobinado de excitación contenido en el rotor por un sistema de imanes permanentes que proporcionan un campo de excitación constante. [22]

1.4.11.4. Generadores de Inducción o asincrónico

Un motor de inducción se transforma en un generador asincrónico cuando el movimiento de rotación es negativo y su giro exceda la velocidad síncrona, transformando la energía mecánica en energía eléctrica. [20]

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo General

Diseñar y construir un sistema de generación eléctrica utilizando energía hidráulica de canales de riego.

1.5.2. Objetivos Específicos

- Determinar la potencia hidráulica útil para la generación de energía eléctrica en un tramo del canal de riego Huachi - Pelileo.
- Diseñar la turbina hidráulica, sin realizar modificaciones en la trayectoria del canal de riego.
- Diseñar el sistema de transmisión de potencia entre la turbina y el generador aplicando criterios de falla y normativas.
- Construir la turbina y el sistema de transmisión aplicando las especificaciones desarrolladas en la etapa de diseño.
- Evaluar el sistema de generación eléctrica que cumpla con las especificaciones requeridas.

CAPÍTULO II.- METODOLOGÍA

2. Instrumentos, Materiales y Maquinaria

En esta sección se describen los recursos que se ocuparon para la construcción los cuales están divididos en materiales, instrumentos y maquinaria.

2.1. Materiales

Los materiales que se usaron para la construcción de la turbina son los siguientes:

- UPN de 100 en 6
- Plancha negra de 5/16
- Ángulos de 1/8
- Eje de 3in x 220cm
- Chumaceras de 3 in de diámetro
- Plancha de tol de 1 * ¼
- Madera triplex de 4 mm
- Plancha de tol galvanizado de 0.7
- Pernos de 1 * 1/4
- Pernos de 1 * 2

2.2. Instrumentos

Molinete

El molinete consiste esencialmente de dos partes que son: una hélice de aspas o copas, que el agua en movimiento hace girar y un mecanismo que permite contar el número de vueltas que da la hélice a intervalos de tiempos definidos. [23]

La serie DMM 4000 son transistores de campo de dos lazos configurables como se muestra en la figura 11, este es utilizado para mediciones de pH, conductividad, Voltaje, Amperaje, Entalpia, Punto de Rocío, presión, Nivel, Caudal, Contador, Vibración, Peso, etc. [24]



Figura 11. Transmisores modbus para humedad DMM4000.

Fuente: [24]

Flexómetro

Un flexómetro es un instrumento de medición que se utiliza para calcular la distancia. Un flexómetro consiste en incorporar una cinta métrica metálica flexible que se desenrolla y al enrollarse se mantiene en un estuche o carcasa. También incorpora un dispositivo que actúa como freno o seguro que sirve para mantener fija la cinta cuando se está utilizando como se muestra en la figura 12. [25]



Figura 12. Flexómetro.

Fuente: [25]

Calibrador pie de rey

Es un instrumento de medición dotado de una escala y un cursor que desliza en él y fue concebido para tomar dimensiones lineales por contacto como se muestra en la figura 13. [26]

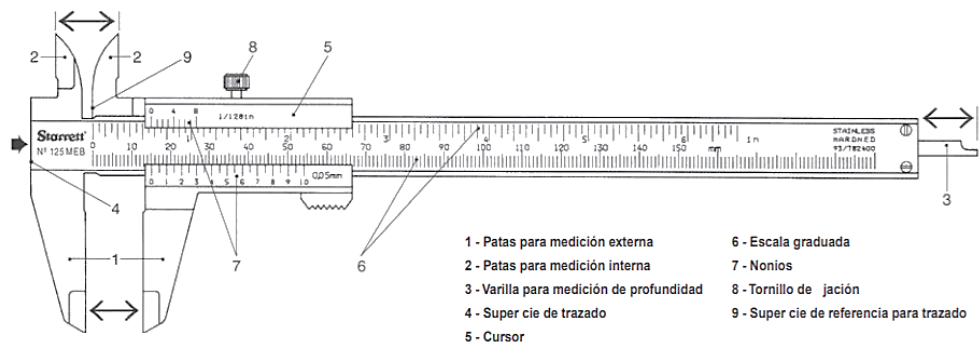


Figura 13. Calibrador pie de rey

Fuente: [27]

2.3. Maquinaria

Torno

Un torno es un dispositivo en el cual se hace girar la pieza de trabajo contra una herramienta cortante. A medida que la herramienta cortante se mueve longitudinal y transversalmente respecto al eje de la pieza de trabajo, se genera la forma de la pieza de trabajo como se muestra en la figura 14. [28]



Figura 14. Torno

Fuente: Autores

Soldadora MIG

La máquina de soldar o equipo de soldadura, vea la figura 15, es una herramienta el cual consiste en provocar la fusión de dos o más materiales principalmente metálicos,

mediante la aplicación conveniente de calor o presión, y la adición de un material de aporte, con el cual se obtiene una unión en las piezas más fuerte y resistente. [29]



Figura 15. Soldadora

Fuente: Autores

Taladro de columna

El taladro de columna es un taladro fijo en posición vertical, que está sujeto mediante una columna y cuenta con una base donde se apoya la pieza que vayamos a taladrar como se muestra en la figura 16. Gracias a su sistema, permite sujetar la pieza y así realizar trabajos de gran precisión, ejerciendo una presión uniforme durante todo el proceso. Su principal función consiste en hacer agujeros y cortes en cualquier tipo de material, ya que este tipo de taladro es uno de los taladros perforadores más potentes del mercado. [30]



Figura 16. Taladro de columna

Fuente: [30]

2.4.Métodos

En el desarrollo de este proyecto técnico, en primer lugar, se recolectó los datos del canal tales como son: las medidas, velocidad del fluido y el caudal. Para determinar el caudal y velocidad del fluido del canal se ocupó el método de aforo con molinete, el cual se divide la sección del canal y se toman las velocidades en los diferentes puntos de la sección, luego se hace una sumatoria de los caudales parciales y se consigue el caudal total.

Con la información recolectada sobre el canal, se determinó el tipo de turbina con el que se aprovechará de mejor manera la energía cinética del fluido que corre por el caudal, debido a esto se realizó una recopilación de información sobre turbinas hidráulicas en lugares donde no se tenga o no exista un gran salto de agua. Además de determinar el sector de instalación de la turbina, donde se puede aprovechar la mayor cantidad de recurso hídrico y un acceso favorable.

Se realizaron ensayos con prototipos de ruedas a escala, las cuales nos ayudaron a ver el comportamiento de la turbina y el canal durante el experimento final. Además, de ayudarnos a determinar el tipo de turbina y lo que fue una de las partes más importantes el tamaño final de la turbina.

Posteriormente, se realizó la selección de la geometría de los álabes y tipo de turbina que se va a realizar mediante simulaciones en el software ANSYS Fluent, en las cuales se analizó la turbulencia existente en los álabes de las turbinas. Ya seleccionado la geometría de los álabes y tipo de turbina continuamos con la determinación de las cargas que van a estar presentes en la turbina al momento de su funcionamiento y ahora, recurrimos una vez más a ANSYS, pero en esta ocasión será ANSYS Mechanical, con el cual se analizó cada elemento de la turbina para poder realizar una selección de materiales.

Concluidas las etapas anteriores se procedió a la realización de la prueba de funcionamientos del sistema de generación. Se analizó los datos que se obtuvieron y finalmente se sacaron las conclusiones del sistema de generación.

2.5.Modalidad de la investigación

2.5.1. Investigación de campo

Se realizó una investigación de campo, se deberá ir al lugar donde se pondrá el proyecto final para poder recolectar los datos necesarios para poder realizar el proyecto. Además, de realizar las pruebas finales, para analizar los datos que se obtendrán del sistema de generación de energía.

2.5.2. Investigación documental-bibliográfica

En este proyecto se realizó una investigación documental-bibliográfica, debido a que se realizaron investigaciones en libros, artículos científicos y otras fuentes bibliográficas, con el objetivo de encontrar información relevante para el proyecto.

2.5.3. Investigación experimental

En este proyecto también se realizó una investigación experimental, dado que, se busca conocer la cantidad de energía eléctrica que se puede obtener del canal en el cual se van a realizar las pruebas pertinentes.

2.6. Selección de alternativas

Tabla 2. Selección del tipo de turbina

Alternativas	Alternativa 1 (Turbina Mitchell-Banki).	Alternativa 2 (Turbina de flujo axial.)	Alternativa 3 (Turbina tornillo sin fin.)
Parámetros analizados			
Torque [N.m]	2	1,4	3,9
Velocidad [RPM]	110	100	120
Factibilidad de construcción.	Si	No	No
Modificación de la geometría del canal.	No	Si	Si

Fuente: Autores

La alternativa más factible es la turbina Mitchell-Banki que tiene un buen torque y buena velocidad de rotación, además su construcción es sencilla, y no es necesario modificar la geometría del canal mediante obra civil, para mejorar su eficiencia.

Tabla 3. Selección de alternativa de modificación y mejoramiento de parámetros.

Alternativas	Alternativa 1 (Incremento del tamaño de la turbina.)	Alternativa 2 (Reducción de canal sin obra civil.)
Parámetros analizados		
Incremento de Fuerza tangencial	Si	No
Incremento de Velocidad	No	No

Fuente: Autores

Se experimentó con dos tipos de turbinas de diámetros diferentes con el objetivo de determinar en cuál de las dos turbinas se incrementa la fuerza tangencial y velocidad de rotación, estas pruebas de campo se realizaron con una turbina prototipo de 12 paletas determinando una fuerza tangencial de 5,5 Kg con 30 rpm con un diámetro de turbina de 44 cm como se muestra en la figura 17 (a), mientras que con un diámetro de turbina de 100 cm se terminó una fuerza tangencial de 7 Kg y 20 rpm como se muestra en la figura 17 (b), concluyendo que existe un incremento significativo en la fuerza tangencial en este experimento sin embargo la velocidad de rotación disminuyo en un 10%.



(a)

(b)

Figura 17. (a) Prueba de turbina prototipo de 44 cm de diámetro, (b) Prueba de turbina prototipo de 100 cm de diámetro.

Fuente: Autores

El objetivo del experimento fue determinar si la fuerza tangencial y la velocidad de rotación se incrementa mediante la reducción de tamaño del canal, estas se realizaron en laboratorio en un banco de pruebas del canal de riego utilizando los datos de la velocidad de flujo del agua obtenida en campo y con un prototipo de turbina a escala de la turbina probada en campo determinado una velocidad de 95 rpm y una fuerza tangencial de 2.5 Kg sin reducción del canal como se muestra en la figura 18 (a), mientras que realizando la reducción del canal se determinó una velocidad de 95 rpm y una fuerza tangencial 2.7 Kg como se muestra en la figura 18 (b) por lo que no existe incremento de velocidad ni fuerza tangencial significativa.



(a)



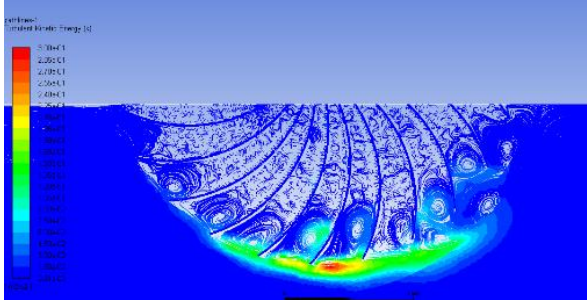
(b)

Figura 18. (a) Prueba de prototipo a escala de turbina sin reducción de canal, (b) Prueba de prototipo a escala de turbina con reducción de canal.

Fuente: Autores

Concluyendo finalmente que la alternativa más factible es incrementar el tamaño de la turbina Michel-Banki y obtener mayor fuerza tangencial.

Tabla 4. Turbulencia en la geometría de los álabes estáticos Mitchell-Banki.

Imagen	Resultado obtenido
	<p>La turbulencia que existe en la turbina tipo Mitchell-Banki cuando se encuentra estática es de $0.27 \text{ m}^2/\text{s}^2$.</p>

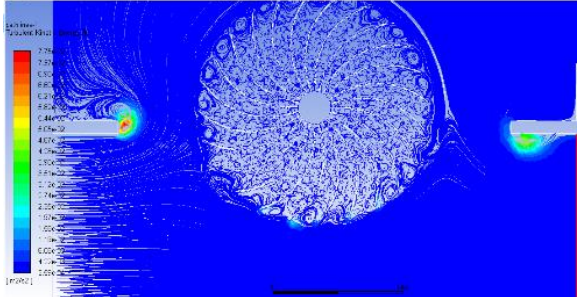
Fuente: autores

Tabla 5. Condiciones de simulación en la geometría de los álabes Mitchell-Banki estáticos.

<p>Condiciones generales.</p> <p>Tipo: Basado en presión.</p> <p>Formulación de velocidad: Absoluta.</p> <p>Tiempo: Trasendente.</p> <p>Espacio 2D: Planar.</p>	<p>Condiciones específicas.</p> <p>Viscosidad K-epsilon, Standart wall Fn.</p> <p>Velocidad de entarda 1.2 m/s constantes.</p> <p>Intencidad de Turbulencia: 5%.</p> <p>Índice de Turbulencia de la viscosidad: 10.</p> <p>Presion de salida cosntante igual a cero.</p> <p>Pared estacionaria en la parte superior e inerior.</p> <p>Pared estacionaria en los álabes de la turbina.</p>
<p>Método de solución estandar.</p> <p>Esquema: simple.</p> <p>Gradiente: mínimos cuadrados basado en celdas.</p> <p>Presión: Segundo orden.</p> <p>Momento: Segundo orden contra el viento.</p> <p>Energía cinética turbulenta: Primer orden contra viento.</p> <p>Índice de disipación turbulenta: Primer orden contra viento.</p>	<p>Cálculo.</p> <p>Método de paso de tiempo: fijo.</p> <p>Tiempo de malla actual: 0,2 seg.</p> <p>Tamaño del paso de tiempo: 0,001 seg.</p> <p>No de pasos de tiempo: 200.</p>

Fuente: autores

Tabla 6. Turbulencia en la geometría de los álabes Mitchell-Banki en movimiento.

Imagen	Resultado obtenido
	<p>La turbulencia que existe en la turbina tipo Mitchell-Banki cuando se encuentra en movimiento es de $1.97e-2 \text{ m}^2/\text{s}^2$.</p>

Fuente: autores

Tabla 7. Condiciones de simulación en la geometría de los álabes Mitchell-Banki en movimiento.

<p>Condiciones generales.</p> <p>Tipo: Basado en presión.</p> <p>Formulación de velocidad: Absoluta.</p> <p>Tiempo: Trasendente.</p> <p>Espacio 2D: Planar.</p>	<p>Condiciones específicas.</p> <p>Viscosidad K-epsilon, Standart wall Fn.</p> <p>Dominio interior con movimiento de malla rotacional constante de 0.6 rad/seg.</p> <p>Velocidad de entrada 1.2 m/s constantes.</p> <p>Intencidad de Turbulencia: 5%.</p> <p>Índice de Turbulencia de la viscosidad: 10.</p> <p>Presion de salida cosntante igual a cero.</p> <p>Pared estacionaria en la parte superior e inferior.</p> <p>Pared estacionaria en los álabes de la turbina.</p>
<p>Método de solución estandar.</p> <p>Esquema: simple.</p> <p>Gradiente: mínimos cuadrados basado en celdas.</p> <p>Presión: Segundo orden.</p> <p>Momento: Segundo orden contra el viento.</p> <p>Energía cinética turbulenta: Primer orden contra viento.</p> <p>Índice de disipación turbulenta: Primer orden contra viento.</p>	<p>Cálculo.</p> <p>Método de paso de tiempo: fijo.</p> <p>Tiempo de malla actual: 0,2 seg.</p> <p>Tamaño del paso de tiempo: 0,001 seg.</p> <p>No de pasos de tiempo: 200.</p>

Fuente: autores

En el software Ansys fluent (CFD) se utilizó para poder determinar la turbulencia que va a existir en la turbina bajo las condiciones mencionadas en la tabla 6 y 7, ya que con una turbulencia muy grande puede generarse burbujas entre las paletas lo cual puede provocar la cavitación siendo la más grave, también puede causar reducción de rendimiento y vibración. Como se puede observar en la tabla 4 y 5 la turbulencia que existiría en la turbina es baja, por lo que es poco probable que exista el fenómeno de la cavitación.

CAPITULO III.- RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

3. Análisis y discusión de resultados

En este capítulo se determinó las dimensiones, parámetros y resultados de diseño del sistema de generación. Los datos para el análisis de resultados se obtendrán mediante pruebas de funcionamiento en campo.

3.1. Métodos de aforo para ríos y canales

Existen corrientes naturales como ríos que aportan agua a las presas de donde se derivan canales o tramos de río, que sirven para conducir el agua de la presa a presas derivadas y luego ser distribuida a distritos de riego por lo que es necesario realizar mediciones de caudal el mismo que se obtiene mediante métodos de aforo. Para realizar el aforo de estos canales se necesita de un puente o en sistema de cable con canastilla debido a los grandes gastos y anchura que tienen estos canales. [23]

Los métodos aforo más comunes son: método del molinete, secciones calibradas y estructuras las mismas que pueden ser compuertas radiales y rectangulares. [23]

3.1.1. Aforo con molinete

Este método es utilizado en distritos y unidades de riego debido a que se puede aplicar a todo tipo de corrientes, además de ser un método patrón para calibrar otros métodos de aforo. [23]

El molinete está constituido por dos partes que son: una hélice de aspas que giran con el movimiento del agua y el contador de vueltas el cual es un mecanismo que cuenta el número de vueltas de la hélice en un intervalo de tiempo. [23]

Para la determinación del caudal que atraviesa la sección transversal se debe dividir la sección transversal en franjas verticales como se muestra en la figura 19 ya que la velocidad media de la corriente varía. El producto del área (A_1) y la velocidad (v_1) en la franja da como resultado un caudal parcial (q_1). Una vez determinados los caudales parciales en cada franja se suman y se obtiene el caudal total de la sección transversal mediante la ecuación 1. [23]

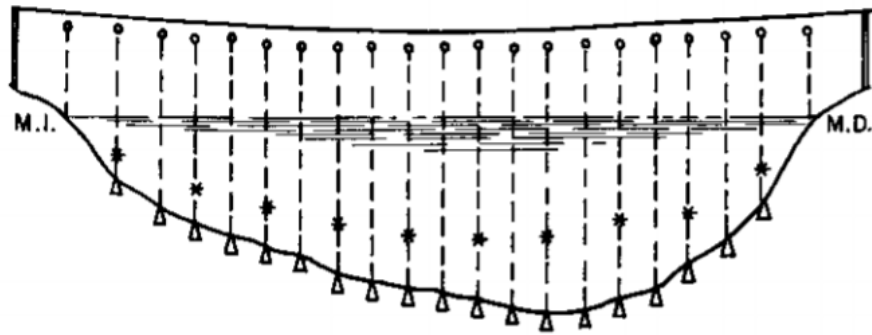


Figura 19. División de franjas en la sección transversal.

Fuente: [23]

$$Q = \sum_{i=1}^n af1 * vf1 = \sum_{i=1}^n qi \quad (Ec. 1)$$

Donde:

$$Q = \text{Caudal.} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$af1 = \text{Area de la franja } i. [m^2]$$

$$vf1 = \text{velocidad media en la franja } i. \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$qi = \text{Caudal en la franja } i.$$

$$i = 1, 2, 3, \dots n \text{ franjas.}$$

La manera más simple de determinar la velocidad media es tomar lecturas a 60% de la profundidad medida desde la superficie de agua en cada una de las franjas ya que esta velocidad se asemeja a la velocidad media. [23]

Existe otra manera de obtener la velocidad media con mayor precisión la cual es tomar lecturas a 20% y 80% a partir de la superficie de agua y luego promediar los valores obtenidos en estas profundidades tal como se muestra en la figura 20.

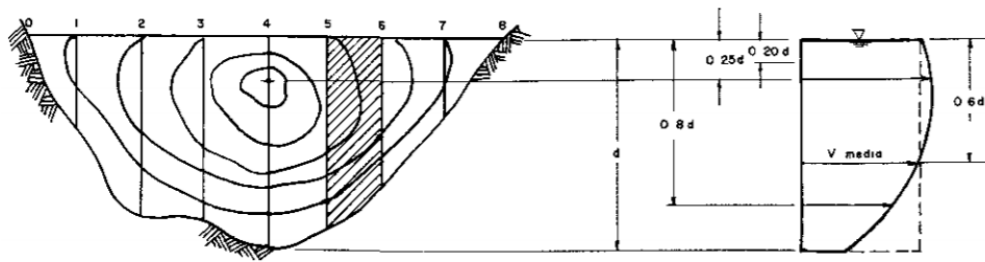


Figura 20. División de la sección hidráulica.

Fuente: [23]

3.1.2. Distribución de velocidades en el canal

Las velocidades en la sección del canal son variables ya que existe una superficie libre y fricción en las paredes del canal. En canales normales la velocidad media máxima se encuentra en el rango de 0.05 a 0.25 de profundidad debajo de la superficie libre. [31]

Existen otros factores que afectan a la distribución de las velocidades se una sección como es la forma inusual de la sección, la rugosidad de canal y la existencia de curvas en la sección. Las secciones más comunes se muestran en figura 23 con sus distribuciones generales de curvas de velocidad. [31]

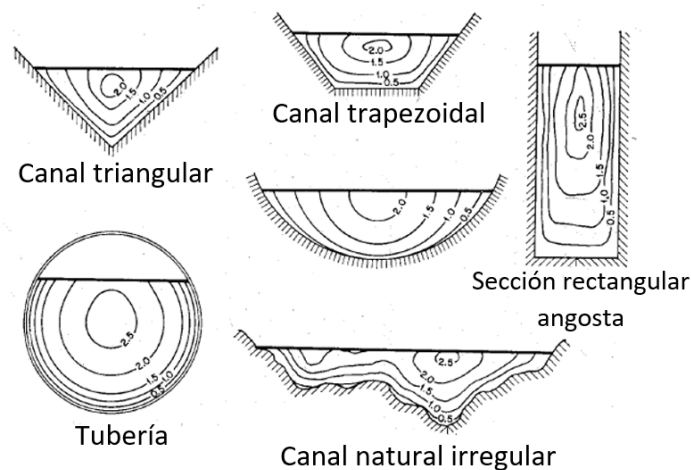


Figura 21. Distribución de curvas de velocidades en diferentes secciones de canal.

Fuente: [31]

3.1.3. Recolección de datos de velocidades

Los valores de velocidad de fluido en el canal se recolectaron mediante un molinete modelo DMM-4000/PET que muestra los datos de velocidad en una pantalla digital los mismos que serán tabulados manualmente.

Antes de iniciar con la recolección de datos se divide el ancho del canal en franjas distribuidas de manera equitativa como se muestra en la figuras 19 y 20, luego de manera simultánea realizar la graduación vertical de la altura la cual es medida desde el fondo del canal hasta el espejo de agua y posteriormente determinar la altura donde va estar ubicado el equipo. [32]

En esta investigación se realizaron la recolección de datos en canal Ambato-Huachi-Pelileo (figura 23) mediante dos métodos de recolección, en el primer método se realizó la recolección de datos de velocidad a 20% y 80% de la altura del espejo de agua en cada una de la franjas mencionadas anteriormente como se muestra en la figura 22 (a), mientras que en el segundo método se realizaron la recolección de datos a 60% de la altura del espejo de agua en cada una de las franjas como se muestra en las figura 22 (b). [32]

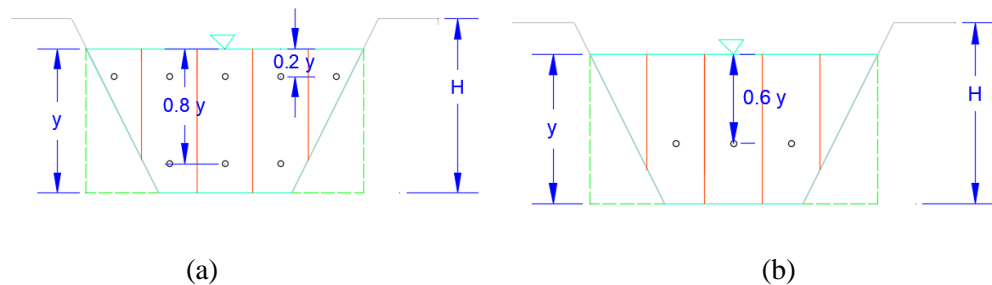


Figura 22. (a) Método 1 de recolección de datos de velocidad a 20% y 80% de la altura del espejo de agua, (b) Método 2 de recolección de datos de velocidad a 60% de la altura del espejo de agua.

Fuente: Autores

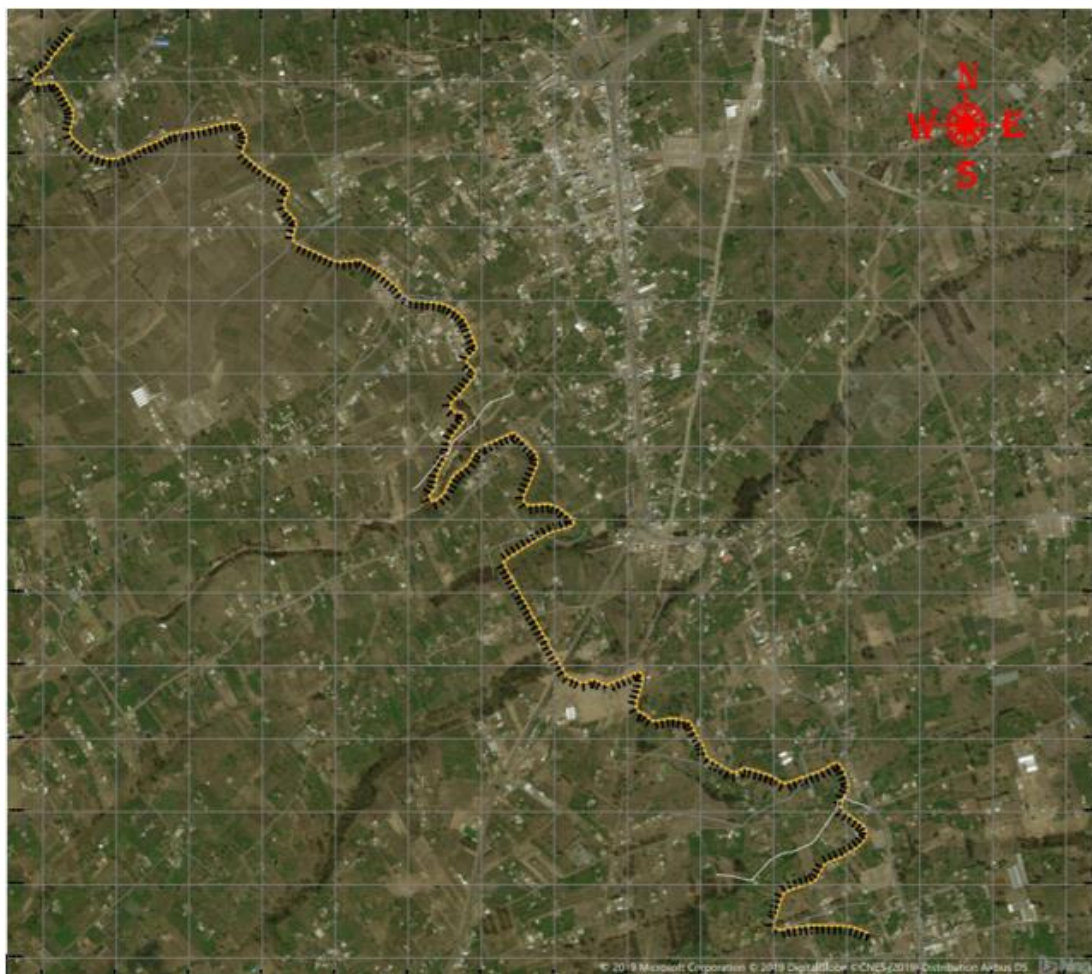


Figura 23. Canal Ambato-Huachi-Pelileo.

Coordenadas de referencia: N= 760.9 K m, E: 9856 Km.

Longitud: 4.21Km.

Fuente: [32]

Tabla 8. Datos de velocidades y caudal en el canal.

SECCIÓN	ABSCISA	VELOCIDADES Y CAUDALES			
		MÉTODO 1		MÉTODO 2	
		Vm (m/s)	Q (m ³ /s)	Vm (m/s)	Q (m ³ /s)
1	0+000	1.066	2.162	1.260	2.122
2	0+250	1.160	2.114	1.410	2.079
3	0+500	1.310	2.062	1.423	2.028
4	0+750	1.284	2.059	1.033	2.015
5	0+750	1.237	2.020	1.350	2.014
6	1+250	1.073	2.323	1.373	2.326
7	1+500	1.334	2.230	1.390	2.261
8	1+750	1.633	2.198	1.930	2.160
9	2+000	1.341	2.196	1.667	2.156
10	2+250	1.181	2.162	1.177	2.124
11	2+500	1.001	2.233	1.093	2.267
12	2+750	1.338	2.209	1.200	2.192
13	3+000	1.018	2.207	1.407	2.177
14	3+250	1.131	2.176	1.477	2.149
15	3+500	1.221	2.095	1.477	2.057
16	3+750	1.001	1.814	1.400	1.733
17	4+000	0.982	1.602	1.363	1.561
18	4+750	0.973	1.540	1.170	1.555
19	5+000	1.082	1.009	1.180	0.982
20	5+250	0.954	0.991	1.060	0.974
21	5+500	0.972	0.883	1.427	0.896
22	5+750	1.031	0.874	1.207	0.876
23	6+000	0.975	0.866	1.020	0.846
24	6+250	1.004	0.865	0.980	0.840
25	6+500	0.960	0.857	1.173	0.828
26	6+750	0.950	0.851	1.033	0.810

Fuente: [32]

Para este proyecto técnico se tomaron como referencia los valores de la primera sección por la accesibilidad del lugar y la facilidad de instalación de los equipos que se van a incorporar para el sistema de generación.

Los valores que se tomaron fueron 1.066 m/s para la velocidad y 2.162 m³/s para el caudal ya que el método 1 tiene una mayor precisión. Ver tabla 8.

3.2. Determinación de la potencia hidráulica del canal

Para determinar la potencia hidráulica del canal de riego se tomaron en cuenta los siguientes parámetros considerando un salto de agua igual a cero.

Flujo másico.

$$\dot{m} = \rho * Q \quad (Ec. 2)$$

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad (Ec. 3)$$

(Ec. 3) en (Ec. 2)

$$m = \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] * Q \left[\frac{m^3}{s} \right] * t [s] \quad (Ec. 4)$$

Ecuación General de Energía.

$$E = \frac{1}{2} * m * Vel^2 + m * \overset{0}{\cancel{g}} * h$$

$$E = \frac{1}{2} * m * Vel^2 \quad (Ec. 5)$$

(Ec. 4) en (Ec. 5)

$$E = \frac{1}{2} * \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] * Q \frac{m^3}{s} * t [seg] * Vel^2 \left[\frac{m^2}{s^2} \right]$$

$$\frac{E}{t} = \frac{1}{2} * \rho * Q * Vel^2$$

Potencia

$$Pot = \frac{1}{2} * \rho * Q * Vel^2 \quad (Ec.6)$$

$$Pot = \frac{1}{2} * 1000 * 2,162 * 1,066^2$$

$$Pot = 1228,4 W = 1,65 HP$$

Donde:

$E = \text{Energía} \quad [J]$

$Pot = \text{Potencia} \quad [Watt]$

$\dot{m} = \text{Flujo masico} \quad \frac{Kg}{s}$

$m = \text{masa}$

$h = \text{salto de agua} \quad [m]$

$Q = \text{Caudal} \quad \left[\frac{m^3}{s} \right]$

$A = \text{Area} \quad [m^2]$

$Vel = \text{velocidad} \quad \frac{m^3}{s}$

$\rho = \text{densidad} \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right]$

$t = \text{tiempo} \quad [s]$

$g = \text{gravedad} \quad \left[\frac{m}{s^2} \right]$

Potencia aprovechada

Es la cantidad de potencia que aprovecha la turbina de la capacidad del canal tomando en cuenta las dimensiones del canal y de los álabes de la turbina como se muestra en la figura 24.

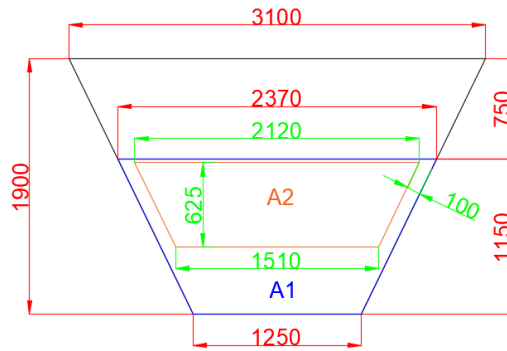


Figura 24. Dimensiones generales del canal, área mojada, y alabe.

Fuente: Autores.

$$A1 = 2,08m^2$$

$$A2 = 1,14m^2$$

$$ap = \frac{A2 * 100}{A1} \quad (Ec. 7)$$

$$ap = \frac{1,14 * 100}{2,08}$$

$$ap = 54,8 \%$$

$$PT = 1,2284 \text{ KW} * 0,548 = 0,673 \text{ KW} = 0,904 \text{ HP}$$

El porcentaje aprovechado sería correcto ya que en varios análisis y diseños de este tipo de ruedas se considera una eficiencia de 50% para la determinación de la potencia debido a las fugas de agua por los laterales de la rueda. [14]

Donde:

$A1 = \text{área mojada} [m^2]$

$A2 = \text{área de alabe} [m^2]$

$ap = \text{porcentaje de de aprovechamiento.} [\%]$

$PT = \text{Potencia aprobechada.} [KW]$

3.3. Diseño de la rueda hidráulica

3.3.1. Diámetro exterior

El diámetro de las ruedas hidráulicas comúnmente varía entre 3 m y 5 m. [14] Este diámetro se determina mediante la ecuación 8. Ver figura 25. [33]

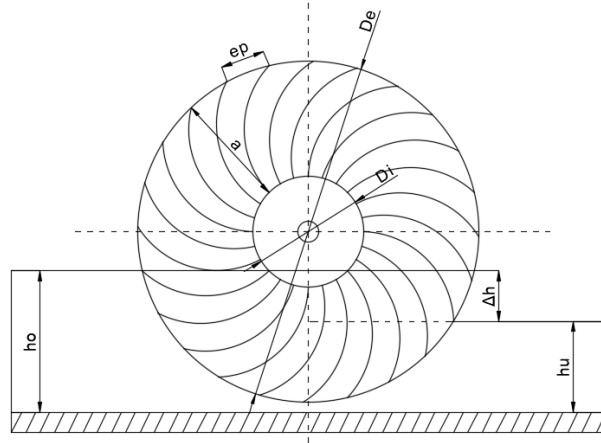


Figura 25. Parámetros de diseño de una rueda hidráulica.

Fuente: Autores.

$$D_e = 2 * (\Delta h + h_o) \quad (Ec. 8)$$

$$\Delta h = h_o - h_u \quad (Ec. 9)$$

Donde:

D_e = Diámetro exterior. [m]

h_o = altura inicial del agua. [m]

h_u = altura final del agua. [m]

Δh = diferencia de alturas de agua. [m]

$$\Delta h = 1.15 - 1.05$$

$$\Delta h = 0.1$$

$$D_e = 2 * (0.1 + 1.15)$$

$$D_e = 2,5 \text{ m}$$

3.3.2. Longitud de alabe

La longitud del alabe se calcula en base al diámetro externo de la rueda y a la cantidad de flujo volumétrico de agua como se muestra en la tabla 9.

Tabla 9. Longitud de alabe en base al flujo volumétrico del canal.

$Q \leq 0,5 \text{ m}^3/\text{s}$	$0,5 < Q \leq 1 \text{ m}^3/\text{s}$	$Q > 1 \text{ m}^3/\text{s}$
$a = \frac{De}{6} \text{ o } \frac{De}{5}$	$a = \frac{De}{5} \text{ o } \frac{De}{4}$	$a = \frac{De}{4}$

Fuente: [33]

$$a = \frac{De}{4} \quad (\text{Ec. 10})$$

Donde:

D_e = Diámetro exterior. [m]

a = Longitud del alabe. [m]

$$a = \frac{2,5}{4}$$

$$a = 0,625 \text{ m}$$

3.3.3. Diámetro interior.

El diámetro interior se calcula en función del diámetro exterior de la rueda y a la longitud del alabe como se muestra en la ecuación 11.

$$D_i = D_e - (2 * a) \quad (\text{Ec. 11})$$

Donde:

D_i = Diámetro interior. [m]

a = Longitud del alabe. [m]

$$D_i = 2,5 - (2 * 0,625)$$

$$D_i = 1,25 \text{ m}$$

3.3.4. Velocidad de la rueda

La velocidad de la rueda hidráulica se calcula a partir del diámetro exterior y la velocidad periférica como se muestra en la ecuación 12.

La velocidad periférica en la parte exterior de la circunferencia es muy importante ya que las altas velocidades que se producen en esta disminuyen la eficiencia. [33]

$$N = \frac{u_a * 60}{\pi * D_e} \quad (Ec. 12)$$

Donde:

u_a = Velocidad periférica. [m/s]

D_e = Diámetro exterior. [m]

N = *velocidad de la rueda* [RPM]

$$N = \frac{1,066 * 60}{\pi * 2,5}$$

$$N = 8,14 \approx 8 \text{ rpm}$$

3.3.5. Ancho de rueda

El ancho de rueda depende de la cantidad de agua que se vaya utilizar. [14] Por lo que se determinó un ancho de 2,12 m ya que se pretende dejar una holgura de 10 cm entre la pared del canal y el alabe por presencia de algas y otros desechos en el interior del canal tal como se muestra en figura 27.

3.3.6. Separación entre alabes y número de alabes

La separación o paso entre alabes en la circunferencia de la rueda debe tener un valor semejante a $e \approx 0.45$. [33]

El número de alabes se calcula en base al diámetro exterior de la rueda y a la separación entre alabes como se muestra en la ecuación 13.

$$Z = \frac{D_e * \pi}{e_p} \quad (Ec. 13)$$

Donde:

D_e = Diámetro exterior. [m]

e = separación entre alabes. [m]

$$Z = \frac{2,5 * \pi}{0.45}$$

$$Z = 17,45 \approx 18$$

Recalculando la separación entre alabes.

$$e_p = \frac{D_e * \pi}{Z} \text{ (Ec. 14)}$$

$$e_p = \frac{2,5 * \pi}{18}$$

$$e_p = 0.436$$

3.3.7. Diseño del alabe

3.3.7.1. Ángulo de entrada de agua al rodete

Es el ángulo promedio que posee valores cercanos a los 16° a este ángulo se lo designa como α_2 como se muestra en la figura 26. [34]

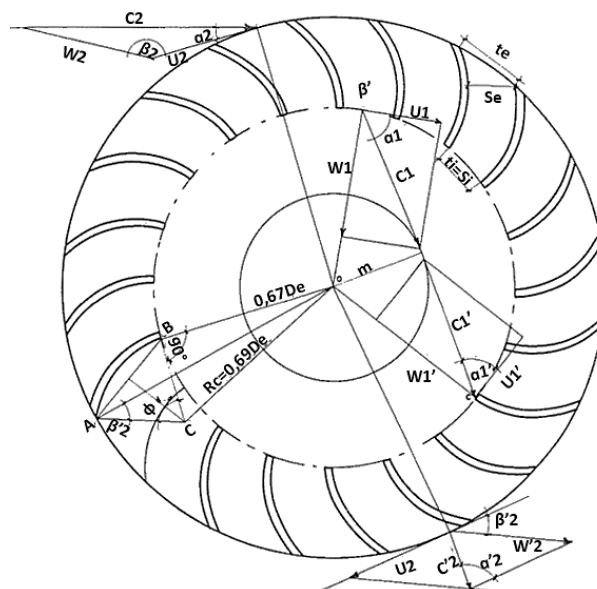


Figura 26. Ángulo de entrada y salida de agua del rodete.

Fuente: [34]

3.3.7.2. Ángulo de salida de agua del rodete

Este ángulo se calcula mediante la ecuación 15 en base al ángulo de entrada de agua al rodete y al coeficiente de velocidad tangencial Ku el cual posee un valor de 0,5 en turbinas de acción. [34]

$$\beta'_2 = \text{arc Sen} \left[\frac{\text{Sen } \alpha_2}{(1 - Ku * (2 - Ku) * \text{Cos}^2 \alpha_2)^{1/2}} \right] \quad (\text{Ec. 15})$$

Donde:

β'_2 = Ángulo de salida de agua del rodete. [°]

α_2 = Ángulo de entrada de agua al rodete. [°]

Ku = Coeficiente de velocidad tangencial.

$$\beta'_2 = \text{arc Sen} \left[\frac{\text{Sen } 16^\circ}{(1 - 0,5 * (2 - 0,5) * \text{Cos}^2 16^\circ)^{1/2}} \right]$$

$$\beta'_2 = 29,83^\circ$$

3.3.7.3. Radio de curvatura y ángulo de curvatura del alabe

El radio de curvatura y el ángulo de curvatura del alabe que se muestra en la figura 27 se determinan en función del diámetro externo e interno del rodete y el ángulo de salida de agua del rodete como se indica en la ecuación 16. [34]

$$r = \frac{D_e}{4 * \text{Cos } \beta'_2} * \left| 1 - \left[\frac{D_i}{D_e} \right]^2 \right| \quad (\text{Ec. 16})$$

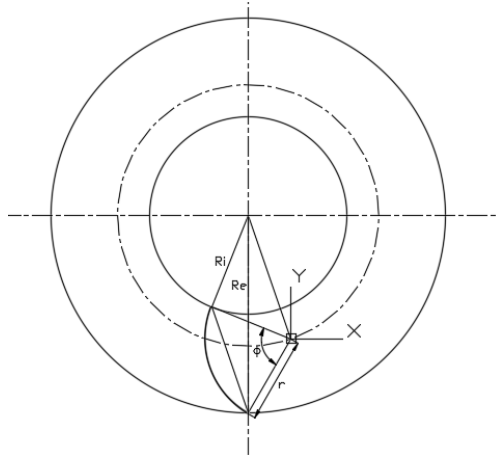


Figura 27. Radio de curvatura y ángulo de curvatura del alabe.

Fuente: Autores

El ángulo de curvatura del alabe se determina con la ecuación 17.

$$\phi = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} * \left| \frac{\operatorname{Cos} \beta'_2}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| + \operatorname{Sen} \beta'_2} \right| \quad (\text{Ec. 17})$$

Donde:

D_e = Diámetro exterior. [m]

D_i = Diámetro interior. [m]

r = Radio de curvatura. [m]

ϕ = Ángulo de curvatura. [°]

$$r = \frac{2,5}{4 * \operatorname{Cos} 29,83^\circ} * \left| 1 - \left[\frac{1,25}{2,5} \right]^2 \right|$$

$$r = 0,540 \text{ m}$$

$$\phi = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} * \left| \frac{\operatorname{Cos} 29,83^\circ}{\left| \frac{1,25}{2,5} \right| + \operatorname{Sen} 29,83^\circ} \right|$$

$$\phi = 82,02^\circ$$

3.3.7.4. Esfuerzo máximo del alabe

Es el esfuerzo máximo al que estará sujeto el álabe del rodete debido a la fuerza del agua que actúa por toda la longitud del mismo el cual se determina con la ecuación 18.

$$\sigma_{max} = \frac{F * Br * c}{12 * I_{gx}} \quad (Ec. 18)$$

$$c = (r + e_s) - Cg$$

Donde:

σ_{max} = Esfuerzo máximo del alabe. [Pa]

F = Fuerza del agua que actúa sobre cada alabe. [N]

Br = el ancho de rodete. [m]

c = radio de giro. [m]

r = Radio de curvatura. [m]

e_s = espesor del alabe [m]

Cg = Centro de gravedad del alabe. [m]

I_{gx} = momento de inercia del alabe. [m⁴]

El centro de gravedad y el momento de inercia del alabe se determinaron mediante software para mayor exactitud y optimización de cálculos. Estos valores son $-471,64 \text{ mm}$ para el centro de gravedad y $10043987,90 \text{ mm}^4$ para el momento de inercia como se muestran en la figura 28.

Propiedades de sección de Croquis1 de Alabe michell Banki

Área = 6235.67 milímetros²

Centro de gravedad relativo al origen de croquis: (milímetros)

X = -471.64

Y = -163.97

Centro de gravedad relativo al origen de pieza: (milímetros)

X = -471.64

Y = 0.00

Z = 163.97

Momentos de inercia, del área, en el centro de gravedad: (milímetros ⁴)

Lxx = 255283389.82 Lxy = 0.00 Lxz = -85260063.57

Lyx = 0.00 Lyy = 294968937.70 Lyz = 0.00

Lzx = -85260063.57 Lzy = 0.00 Lzz = 39685547.87

Momento polar de inercia, del área, en el centro de gravedad = 294968937.70 milímetros

Ángulo entre ejes principales y ejes de croquis = -70.83 °.

Momentos principales de inercia, del área, en el centro de gravedad: (milímetros ⁴)

Mx = 10043987.90

My = 284924949.80

Figura 28. Propiedades de sección del alabe.

Fuente: Autores

$$c = (0,540 + 0,008) - (-0,47164)$$

$$c = 1,020m$$

3.3.8. Fuerza tangencial

Es la fuerza tangencial del rodete el mismo que se determina en función de la potencia aprovechada, el número de revoluciones y el diámetro exterior de rodete mediante la ecuación 19.

$$Ft = \frac{1948 * PT}{N * D_e} \quad (Ec. 19)$$

El factor de seguridad de la paleta se determina mediante la ecuación 20.

$$fs = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (Ec. 20)$$

Donde:

Ft = Fuerza tangencial. [kg]

PT = Potencia aprovechada. [KW]

N = velocidad de la rueda. [RPM]

$D_e = D$ íámetro exterior. [m]

$f_s =$ factor de seguridad.

$S_y =$ esfuerzo de fluencia del material. [MPa]

$$Fr = \frac{1948 * 0,673}{8 * 2,5}$$

$$Fr = 65,54 \text{ Kg} = 642,94 \text{ N}$$

$$\sigma_{max} = \frac{642,94 * 1,5 * 2,12 * 1,020}{12 * 1,004398790 \times 10^{-5}}$$

$$\sigma_{max} = 17302557,88 \text{ Pa} = 17,30 \text{ MPa}$$

Estableciendo que el material que se va a fabricar el alabe es de madera de pino ya que tiene una mayor resistencia a la flexión promedio cuyo valor es de 87MPa en comparación a la madera de abeto que tiene menor resistencia a la flexión tal como se muestra en la tabla 10.

Los valores de resistencia y módulo de elasticidad son valores promedios realizados en pruebas a temperatura de 20 °C. El símbolo (II) indica las propiedades del material paralelas a las fibras mientras que el símbolo (I) indica las propiedades del material perpendiculares a las fibras. [35]

Tabla 10. Datos técnicos para pino y abeto.

Propiedad		Pino	Abeto
Contenido de humedad (%)	II	12	12
Densidad básica (kg/m ³)	II	420	380
Densidad (kg/m ³)	II	470	440
Resistencia a la tracción (MPa)	II	104	90
	I	(3)	(2,5)
Resistencia a la flexión (MPa)	II	87	75
Resistencia al corte (MPa)	II	10	9
Resistencia al impacto (KJ/m ²)	II	70	50
Dureza (Brinell)	II	4	3,2
	I	(1,9)	(1,2)
Módulo de elasticidad (MPa)	II	12 000	11 000
	I	(460)	(550)
Conductividad térmica (W/m°C)	II	0,26	0,24
	I	(0,12)	(0,11)
Capacidad calorífica (J/kg°C)	II	1 650	1 650
Valor calorífico (MJ/kg)	II	16,9	16,9

Fuente: [35]

$$fs = \frac{87}{17,30}$$

$$fs = 5$$

Para la comprobación que el material del alabe este correctamente seleccionado el esfuerzo máximo del alabe debe ser menor que el 66% del esfuerzo de fluencia del material. [34]

$$87 * 0,66 = 57,42 \text{ Mpa}$$

$$17,30 \text{ MPa} < 57,42 \text{ MPa} \Rightarrow \text{OK}$$

3.3.9. Torque máximo

El torque máximo se determina en función de la potencia al freno o potencia útil de la turbina y el número de revoluciones por minuto de la misma tal como se muestra en la ecuación 21.

$$T = \frac{974 * PT}{N} \quad (Ec. 21)$$

Donde:

$T =$ Torque máximo [Kg. m]

$PT =$ Potencia aprovechada. [KW]

$$T = \frac{974 * 0,673}{8}$$

$$T = 81,93 \text{ Kg. m} = 803,73 \text{ N. m}$$

3.3.10. Diseño del eje

En el diseño del eje de la turbina se lo realiza considerando que potencia va a transmitir al generador mediante un sistema de acoplamiento, ya sea de bandas o engranajes y las fuerzas que se encuentran presentes como se muestra en la figura 32. El diámetro del eje se determina mediante la ecuación 23.

$$d_j^3 = \frac{16}{\pi * S_d} \sqrt{(K_m * M_{max})^2 + (K_t * T_{max})^2} \quad (Ec. 23)$$

Donde:

$d_j =$ Diámetro del eje. [m]

$M_{max} =$ Momento flexor maximo [kg * m]

$T_{max} =$ Momento Torsor maximo [kg * m]

$K_m =$ Factor de momento flector para carga estable (1.5)

$K_t =$ factor de momento torsor oara carga estable (1.0)

$Sd = \text{esfuerzo de diseño del material utilizado para el eje. } \left[\frac{kg}{m^2} \right]$

$Ft = \text{Fueza tangencial del rodete } [kg]$

$Pr = \text{Peso del rodete } [kg]$

$a = \text{Localización de chumaceras y soportes de alabes } [m]$

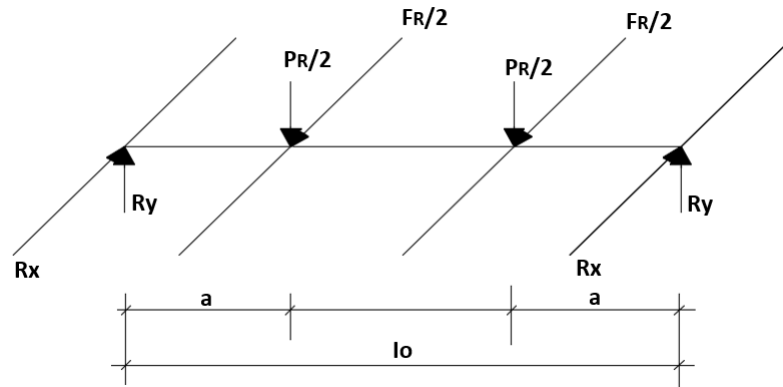


Figura 29. Fuerzas presentes en el eje de la turbina.

Fuente: [34]

$$M_{max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (\text{Ec. 24})$$

$$M_x = \frac{Ft * a}{2} \quad (\text{Ec. 24.1})$$

$$M_y = \frac{Pr * a}{2} \quad (\text{Ec. 24.2})$$

$$M_x = \frac{65.55 * 0.41}{2}$$

$$M_y = \frac{500 * 0.41}{2}$$

$$M_x = 13.44 \text{ kg.m}$$

$$M_y = 102.5 \text{ kg.m}$$

$$M_{max} = \sqrt{(13.44)^2 + (102.5)^2}$$

$$M_{max} = 103.37 \text{ kg.m}$$

$$T_{max} = \frac{974 * PT}{N} \quad (\text{Ec. 25})$$

$$T_{max} = \frac{974 * 0.673}{8}$$

$$T_{max} = 81.94 \text{ kg.m}$$

$$d_j^3 = \frac{16}{\pi * 4791029.562} \sqrt{(1.5 * 103.37)^2 + (1 * 81.94)^2}$$

$$d_j^3 = 1.8642 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$d_j = 0.0571 \text{ m}$$

$$d_j = 57.12 \text{ mm}$$

Para poder definir los escalonamientos y poder realizar la selección de rodamientos de acuerdo con los existentes en el mercado, se debe calcular el diámetro máximo permitido el mismo que se calcula mediante la ecuación 26.

$$d_{jm} = 0.328 * De \quad (Ec. 26)$$

$$d_{jm} = 0.328 * 2.5$$

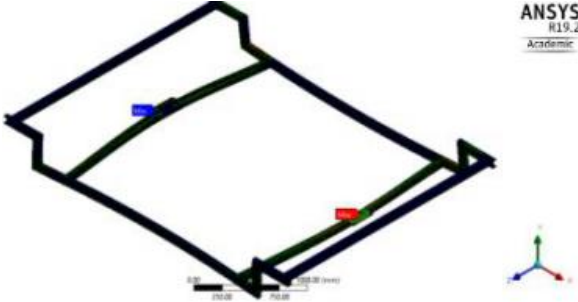
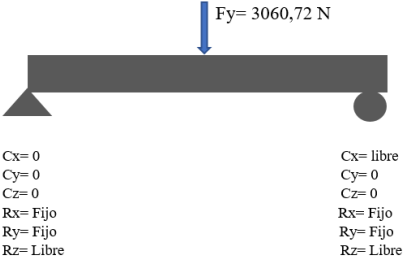
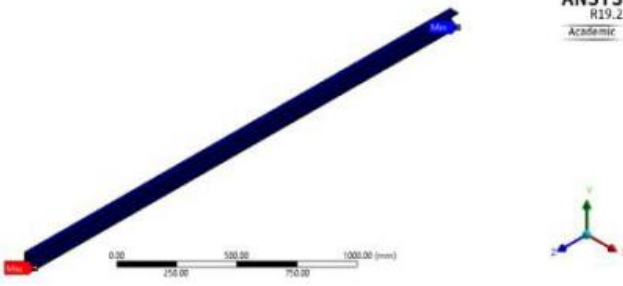
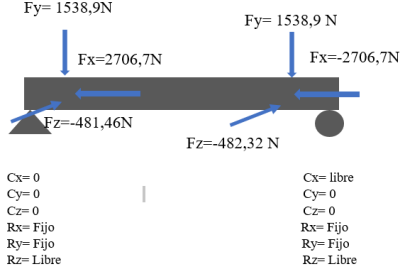
$$d_{jm} = 0.82 \text{ m}$$

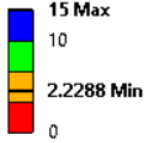
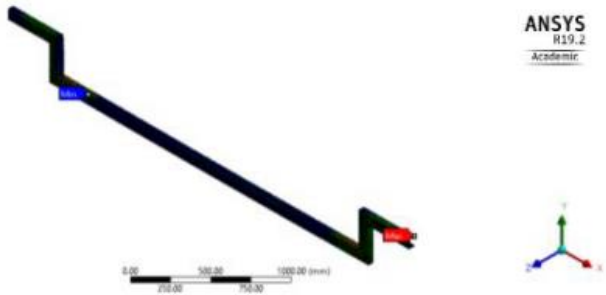

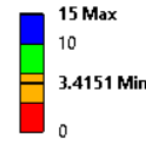
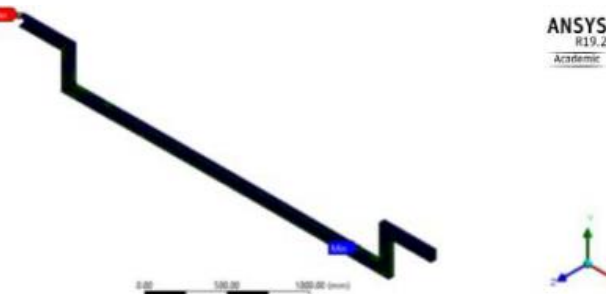

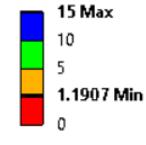
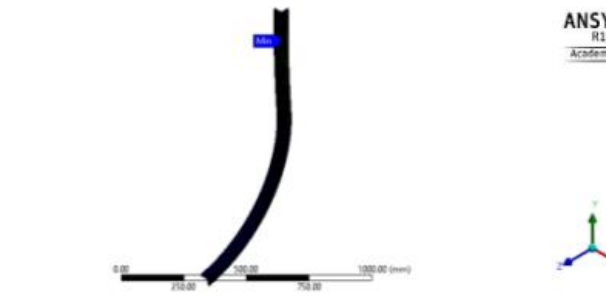
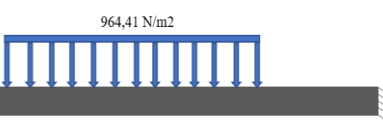
$$d_{jm} = 820 \text{ mm}$$

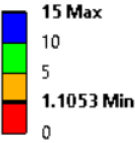
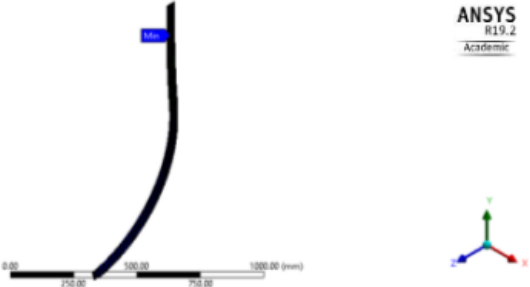
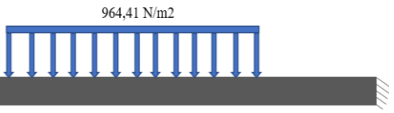
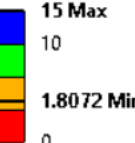
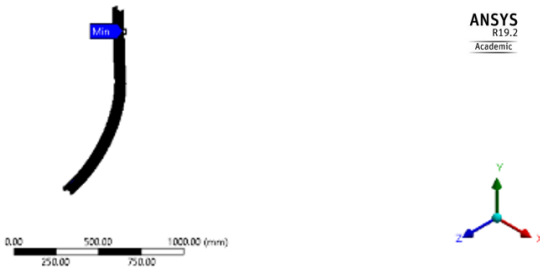

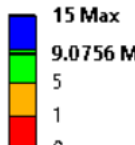
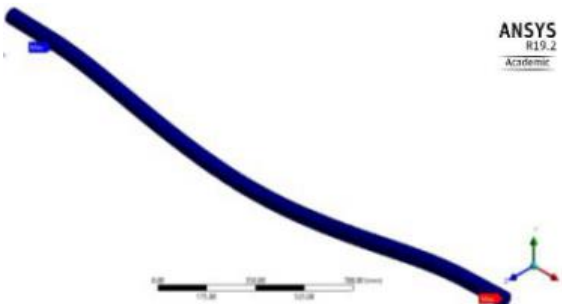
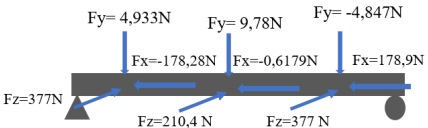
3.3.11. Diseño de la turbina Mitchell-Banki

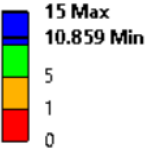
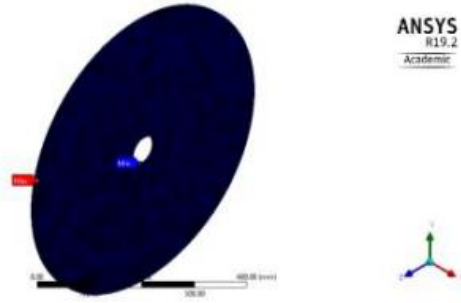
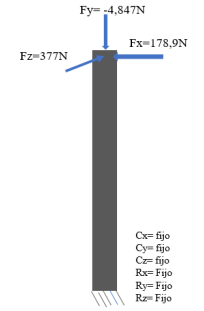
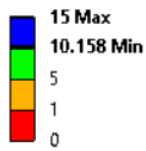
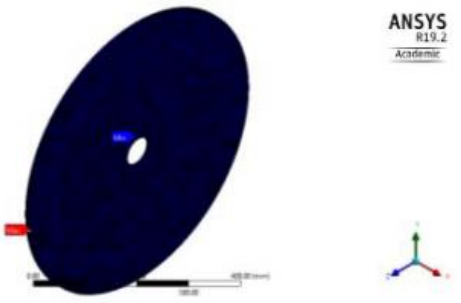
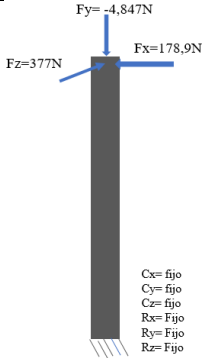
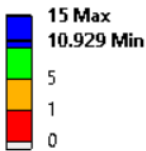
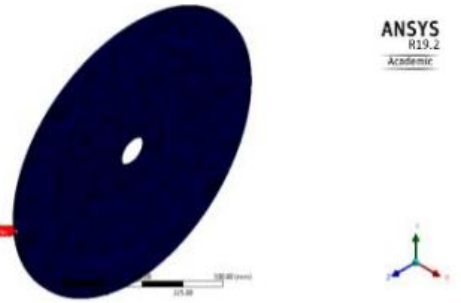
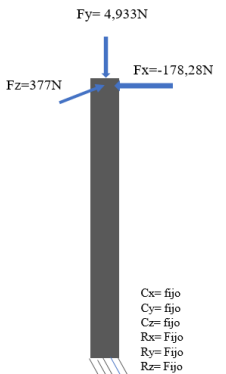
En las tablas 11, 12 y 13 se realizaron los análisis de factor de seguridad, desplazamiento y esfuerzos respectivamente, con los cuales se realizó el diseño de la turbina, en los análisis se realizó en todos los elementos utilizando los datos de fuerza que se produciría en la paleta por la presión del agua.

Tabla 11. Análisis de factor de seguridad de los elementos de la rueda hidráulica según la teoría de Von Mises en software ANSYS.

<p>C: estructura UPN Safety Factor 7 Type: Safety Factor Time: 1 07/11/2019 06:00 p. m.</p> <p>15 Max 10 5 0.84941 Min 0</p>		<p>El factor de seguridad mínimo que se obtuvo en la estructura de la turbina por medio del software ANSYS es de 0.84 según la teoría de Von Mises.</p>	
<p>C: estructura UPN Safety Factor Type: Safety Factor Time: 1 04/11/2019 12:49 p. m.</p> <p>15 Max 10 5 1.3609 Min 0</p>		<p>El factor de seguridad que se obtuvo en un elemento de la estructura de la turbina mediante el software ANSYS es de 1.36. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	

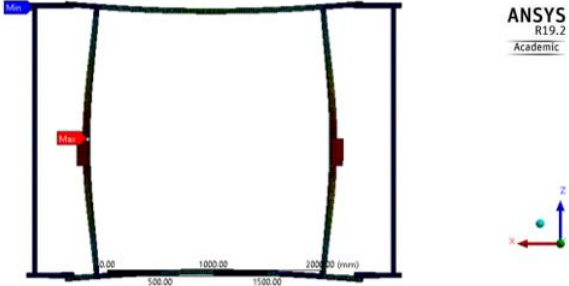
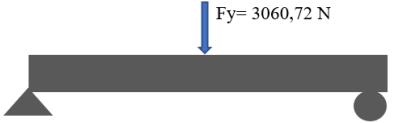
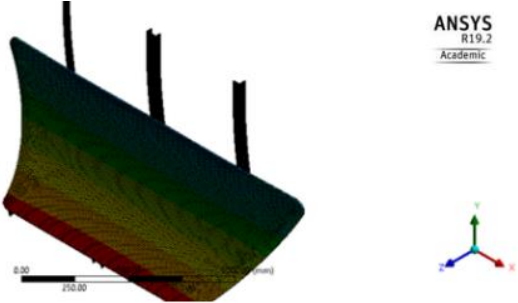
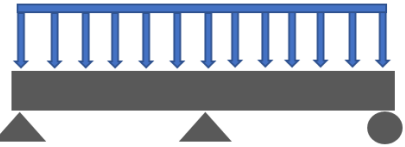
<p>C: estructura UPN Safety Factor 5 Type: Safety Factor Time: 1 04/11/2019 12:51 p. m.</p> 		<p>El facto de seguridad que se obtuvo en un elemento de la estructura de la turbina mediante el software ANSYS es de 2.22. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	 <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= libre Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p>
<p>C: estructura UPN Safety Factor 6 Type: Safety Factor Time: 1 04/11/2019 12:51 p. m.</p> 		<p>El facto de seguridad que se obtuvo en un elemento de la estructura de la turbina mediante el software ANSYS es de 3.41. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	 <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= libre Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p>
<p>A: Paleta y soporte Safety Factor Type: Safety Factor Time: 1 04/11/2019 12:54 p. m.</p> 		<p>El factor de seguridad que se obtuvo en un elemento del soporte de la paleta mediante el software ANSYS es de 1.19. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	 <p>Cx= fijo Cy= fijo Cz= fijo Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Fijo</p>

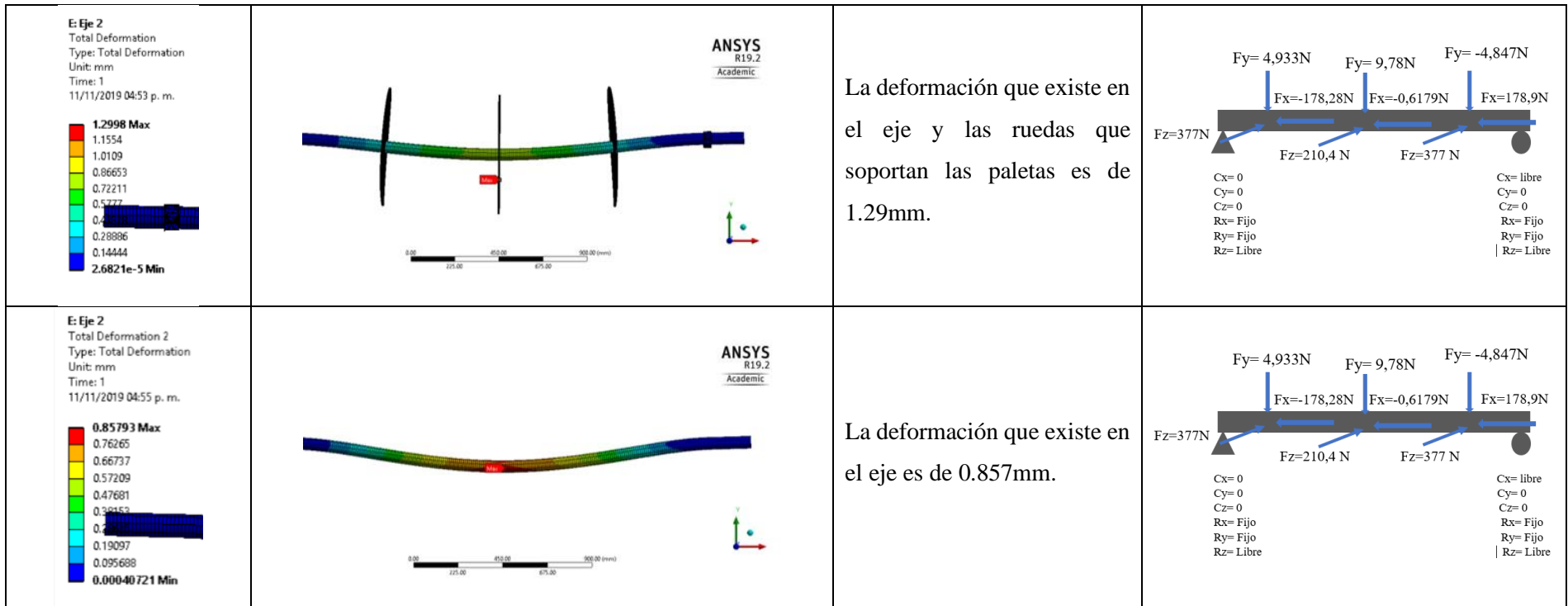
<p>A: Paleta y soporte Safety Factor 3 Type: Safety Factor Time: 1 04/11/2019 12:55 p. m.</p> 		<p>El factor de seguridad que se obtuvo en un elemento del soporte de la paleta mediante el software ANSYS es de 1.1. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	 <p>Cx= fijo Cy= fijo Cz= fijo Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Fijo</p>
<p>A: Paleta y soporte Safety Factor 2 Type: Safety Factor Time: 1 04/11/2019 01:23 p. m.</p> 		<p>El factor de seguridad que se obtuvo en un elemento del soporte de la paleta mediante el software ANSYS es de 1.18. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	 <p>Cx= fijo Cy= fijo Cz= fijo Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Fijo</p>
<p>E: Eje 2 Safety Factor 4 Type: Safety Factor Time: 1 11/11/2019 04:57 p. m.</p> 		<p>El factor de seguridad del eje que se obtuvo mediante el software ANSYS es de 9.07. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	 <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= libre Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p>

<p>E: Eje 2 Safety Factor 3 Type: Safety Factor Time: 1 11/11/2019 04:56 p. m.</p> 		<p>El factor de seguridad de la rueda soporte de las paletas es de 10.85 según el software ANSYS. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	
<p>E: Eje 2 Safety Factor 2 Type: Safety Factor Time: 1 11/11/2019 04:56 p. m.</p> 		<p>El factor de seguridad de la rueda soporte de las paletas es de 10.15 según el software ANSYS. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	
<p>E: Eje 2 Safety Factor Type: Safety Factor Time: 1 11/11/2019 04:56 p. m.</p> 		<p>El factor de seguridad de la rueda soporte de las paletas es de 10.92 según el software ANSYS. Que según la teoría de Von Mises es buena.</p>	

Fuente: Autores

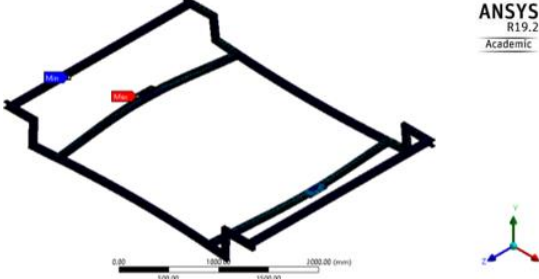
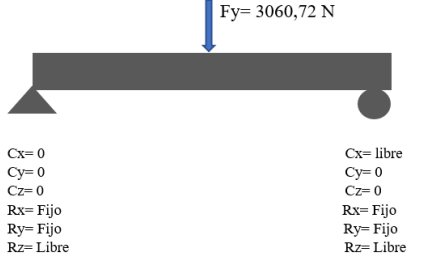
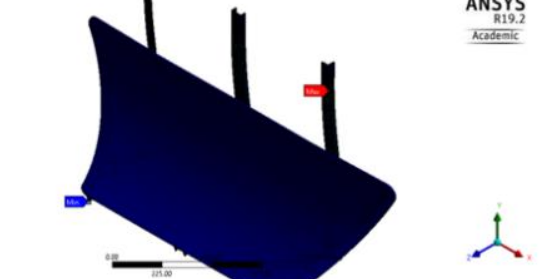
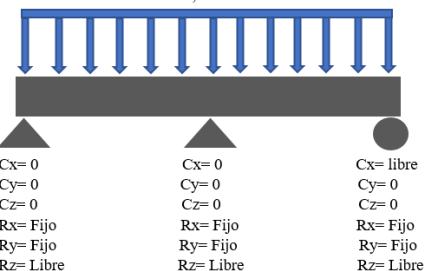
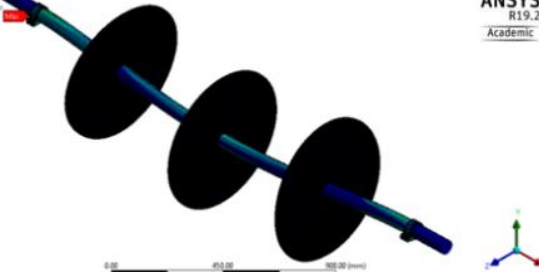
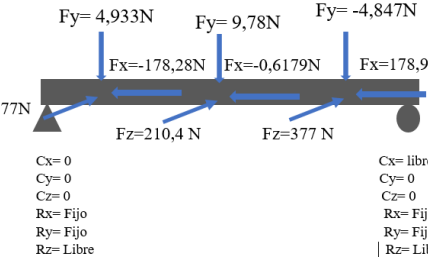
Tabla 12. Análisis de deformaciones de los elementos de la rueda hidráulica software ANSYS.

<p>C: estructura UPN Total Deformation Type: Total Deformation Unit: mm Time: 1 07/11/2019 10:38 a. m.</p> <p>11.599 Max 10.311 9.0218 7.7329 6.4441 5.1553 3.8665 2.5776 1.2888 0 Min</p>	 <p>ANSYS R19.2 Academic</p>	<p>La deformación que existiría en la estructura de la turbina es de 11.599mm.</p>	 <p>$F_y = 3060,72 \text{ N}$</p> <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= libre Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p>
<p>A: Paleta y soporte Total Deformation Type: Total Deformation Unit: mm Time: 1 07/11/2019 10:51 a. m.</p> <p>8.4595 Max 7.5195 6.5796 5.6396 4.6997 3.7598 2.8198 1.8799 0.93994 0 Min</p>	 <p>ANSYS R19.2 Academic</p>	<p>La deformación que existiría en la paleta de la turbina es de 8.45mm</p>	 <p>964,41 N/m</p> <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= libre Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p>



Fuente: Autores

Tabla 13. Análisis de esfuerzos de los elementos de la rueda hidráulica software ANSYS.

<p>C: estructura UPN Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 07/11/2019 12:24 p. m.</p> <p>294.32 Max 261.62 228.92 196.21 163.51 130.81 98.107 65.405 32.702 2.8266e-6 Min</p>		<p>El esfuerzo existente en la estructura de la turbina es de 294.32 MPa.</p>	 <p>$F_y = 3060,72 \text{ N}$</p> <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= libre Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p>
<p>A: Paleta y soporte Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 07/11/2019 12:26 p. m.</p> <p>227.52 Max 202.24 176.96 151.68 126.4 101.12 75.842 50.561 25.281 0.00068749 Min</p>		<p>El esfuerzo máximo que existe en la paleta de la turbina es de 227.52 MPa.</p>	 <p>964,41 N/m</p> <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= libre Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p>
<p>E: Eje 2 Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 11/11/2019 04:55 p. m.</p> <p>59.367 Max 52.771 46.174 39.578 32.982 26.385 19.789 13.193 6.5964 1.4639e-5 Min</p>		<p>El esfuerzo máximo que existe en el eje y ruedas que soportan las paletas es de 59.367 MPa.</p>	 <p>$F_y = 4,933 \text{ N}$ $F_y = 9,78 \text{ N}$ $F_y = -4,847 \text{ N}$</p> <p>$F_x = -178,28 \text{ N}$ $F_x = -0,6179 \text{ N}$ $F_x = 178,9 \text{ N}$</p> <p>$F_z = 377 \text{ N}$ $F_z = 210,4 \text{ N}$ $F_z = 377 \text{ N}$</p> <p>Cx= 0 Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p> <p>Cx= libre Cy= 0 Cz= 0 Rx= Fijo Ry= Fijo Rz= Libre</p>

Fuente: Autores

3.3.12. Generador

Se realizaron pruebas del generador para poder conseguir la línea característica o de funcionamiento, ya que no poseía la información del mismo. Las pruebas se hicieron a un generador síncrono de campo rotatorio de 110 V y 22 A, que con la ayuda de un motor trifásico y un variador de frecuencia, se reguló la velocidad de giro en un rango de revoluciones de 580 rpm a 2500 rpm, con los cuales se obtuvo voltajes de 0 V hasta obtener su máximo de 110 V como se muestra en la figura 30, para poder verificar si estaba en funcionamiento del generador se conectó una serie de focos incandescentes y para medir el voltaje del generador se utilizó un multímetro.



Figura 30. Curva voltaje vs revoluciones del generador.

Fuente: Autores

3.3.13. Diseño del Multiplicador

Para la selección del multiplicador se tomó en cuenta las revoluciones del generador y el torque de salida de la turbina cuyo valor es 803,73 N.m

Determinando un multiplicador de velocidades de dos etapas y sumiendo un diámetro de una polea de 800 mm y una de 50mm para la primera etapa y una polea de un diámetro de 500 mm con una polea de 50mm para la segunda etapa.

Primera etapa

$$\frac{n_n}{n_n} = \frac{D_n}{D_n} \quad (\text{Ec. 27})$$

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{800}{127} = 6,3$$

$$n_2 = \frac{D_2 * n_1}{D_1}$$

$$n_2 = \frac{800 \text{ mm} * 8 \text{ rpm}}{127 \text{ mm}}$$

$$n_2 = 50,4 \text{ rpm}$$

Segunda etapa

$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{D_3}{D_4}$$

$$\frac{D_3}{D_4} = \frac{500}{101} = 4,95$$

$$n_4 = \frac{D_3 * n_3}{D_4}$$

$$n_4 = \frac{500 \text{ mm} * 50,4 \text{ rpm}}{101 \text{ mm}}$$

$$n_4 = 249,5 \text{ rpm}$$

Las siguientes etapas se realizaron mediante engranes

Tercera etapa.

$$\frac{n_5}{n_4} = \frac{Z_4}{Z_5}$$

$$\frac{Z_4}{Z_5} = \frac{36}{11} = 3,27$$

$$n_5 = \frac{Z_4 * n_4}{Z_5}$$

$$n_5 = \frac{36 * 249,5}{11}$$

$$n_5 = 816,5 \text{ rpm}$$

Cuarta Etapa

$$\frac{n6}{n5} = \frac{Z5}{Z6}$$

$$n6 = \frac{Z5 * n5}{Z6}$$

$$n6 = \frac{32 * 816,5}{15}$$

$$n6 = 1741,9 \text{ rpm}$$

Quinta Etapa

$$\frac{n7}{n6} = \frac{Z6}{Z7}$$

$$n7 = \frac{Z6 * n7}{Z7}$$

$$n6 = \frac{28 * 1741,9}{18}$$

$$n6 = 2709,6 \text{ rpm}$$

Donde:

D_n = Diámetro de la polea [mm]

n_n = numero de revoluciones en cada etapa. [RPM]

Z_n = Número de dientes de los engranes.

Diseño de ejes de las etapas

Diseño del eje de la primera etapa

$$Mn = \frac{974 * PT}{n_n} \quad (\text{Ec. 28})$$

$$M1 = \frac{974 * PT}{n4}$$

$$M1 = \frac{974 * 0.673}{249,5}$$

$$M1 = 2,6 \text{ kg.m} = 25,5 \text{ N.m}$$

$$Mn = \frac{974 * PT}{n_n}$$

$$M2 = \frac{974 * PT}{n2}$$

$$M2 = \frac{974 * 0.673}{50,4}$$

$$M2 = 13 \text{ kg.m} = 127,6 \text{ N.m}$$



Figura 31. Fuerzas presentes en el eje de la primera etapa.

Fuente: Autores

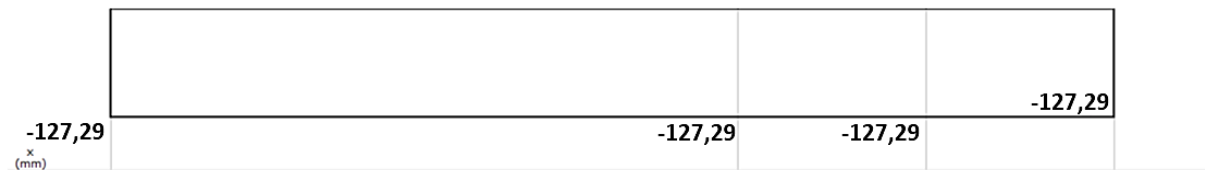


Figura 32. Diagrama de fuerza cortante del eje de la primera etapa.

Fuente: Autores

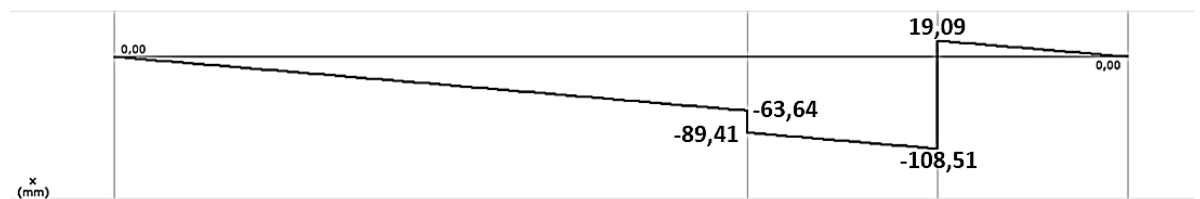


Figura 33. Diagrama de momentos flectores del eje de la primera etapa.

Fuente: Autores

$$d_n^3 = \frac{16}{\pi * Sd} \sqrt{(Km * Mmax_n)^2 + (Kt * Tmax_n)^2} \quad (Ec. 29)$$

$$M_{max_1} = \frac{108N.m}{9,81 N} * 1 kg = 11 kg.m$$

$$d_1^3 = \frac{16}{\pi * 4791029.562} \sqrt{(1,5 * 11)^2 + (1 * 13)^2}$$

$$d_j^3 = 2.2329 * 10^{-5} m^3$$

$$d_1 = 0.028 m = 28 mm$$

$$\sigma_{max n} = \frac{M_{max_n} * C_n}{I_n} \quad (Ec. 30)$$

$$\sigma_{max 1} = \frac{M_{max_1} * C_1}{I_1}$$

$$\sigma_{max 1} = \frac{108,5 * 0,014}{\frac{\pi}{64} * (0,028)^4}$$

$$\sigma_{max 1} = 50,11 MPa$$

$$f_{s_n} = \frac{S_y}{\sigma_{max n}} \quad (Ec. 31)$$

$$f_{s_1} = \frac{S_y}{\sigma_{max 1}}$$

$$f_{s_1} = \frac{370}{50,11}$$

$$f_{s_1} = 7,38$$

Diseño del eje de la segunda etapa

$$M_n = \frac{974 * PT}{n_n}$$

$$M_3 = \frac{974 * PT}{n_5}$$

$$M_3 = \frac{974 * 0.673}{816,5}$$

$$M3 = 0,80 \text{ kg.m} = 7,87 \text{ N.m}$$

$$Mn = \frac{974 * PT}{n_n}$$

$$M4 = \frac{974 * PT}{n4}$$

$$M4 = \frac{974 * 0.673}{249,5}$$

$$M4 = 2,6 \text{ kg.m} = 25,5 \text{ N.m}$$

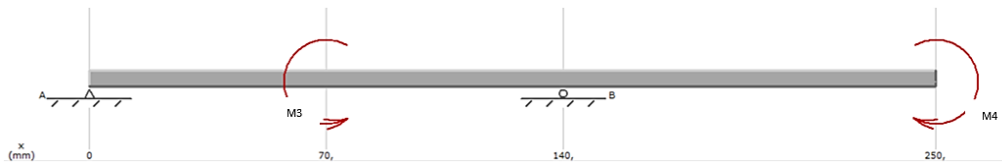


Figura 34. Fuerzas presentes en el eje de la tercera etapa.

Fuente: Autores

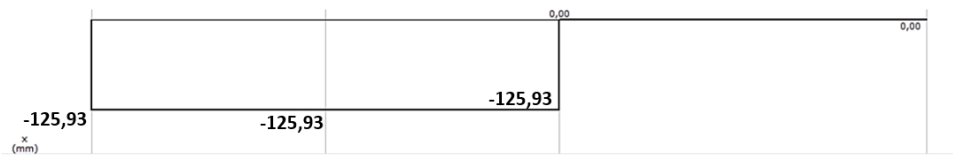


Figura 35. Diagrama de fuerza cortante del eje de la tercera etapa.

Fuente: Autores



Figura 36. Diagrama de momentos flectores del eje de la segunda etapa.

Fuente: Autores

$$d_n^3 = \frac{16}{\pi * Sd} \sqrt{(Km * Mmax_n)^2 + (Kt * Tmax_n)^2}$$

$$Mmax_2 = \frac{25,5 \text{ N.m}}{9,81 \text{ N}} * 1 \text{ kg} = 2,6 \text{ kg.m}$$

$$d_2^3 = \frac{16}{\pi * 4791029.562} \sqrt{(1,5 * 2,6)^2 + (1 * 2,6)^2}$$

$$d_j^3 = 4.9826 * 10^{-6} m^3$$

$$d_2 = 0.017 m = 17 mm$$

$$\sigma_{\max n} = \frac{M_{\max n} * C_n}{I_n}$$

$$\sigma_{\max 2} = \frac{M_{\max 2} * C_2}{I_2}$$

$$\sigma_{\max 2} = \frac{25,5 * 0,0085}{\frac{\pi}{64} * (0,017)^4}$$

$$\sigma_{\max 2} = 52,86 MPa$$

$$f_{S_n} = \frac{S_y}{\sigma_{\max n}}$$

$$f_{S_2} = \frac{S_y}{\sigma_{\max 2}}$$

$$f_{S_2} = \frac{370}{52,86}$$

$$f_{S_2} = 6,9 \approx 7$$

Diseño del eje de la tercera etapa

$$M_n = \frac{974 * PT}{n_n}$$

$$M_5 = \frac{974 * PT}{n_5}$$

$$M_5 = \frac{974 * 0.673}{816,5}$$

$$M_5 = 0,80 kg.m = 7,87 N.m$$

$$M_n = \frac{974 * PT}{n_n}$$

$$M6 = \frac{974 * PT}{n6}$$

$$M6 = \frac{974 * 0.673}{1741,9}$$

$$M6 = 0,37 \text{ kg.m} = 3,69 \text{ N.m}$$

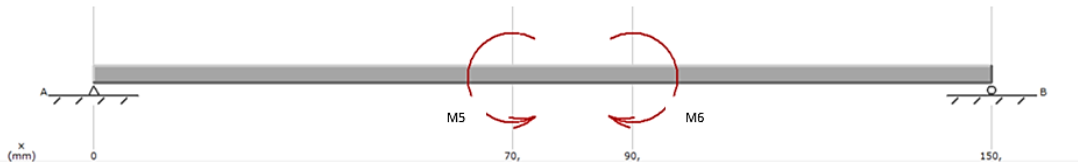


Figura 37. Fuerzas presentes en el eje de la tercera etapa.

Fuente: Autores

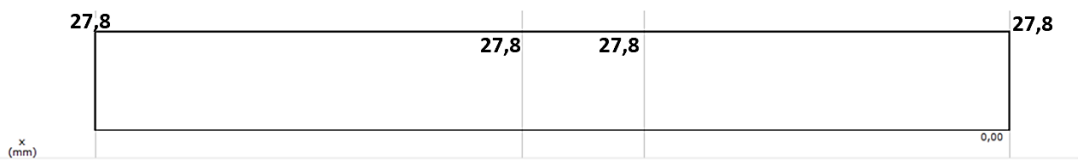


Figura 38. Diagrama de fuerza cortante del eje de la tercera etapa.

Fuente: Autores

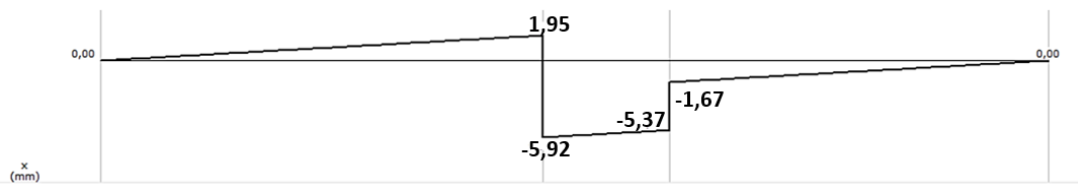


Figura 39. Diagrama de momentos flectores del eje de la tercera etapa.

Fuente: Autores

$$d_n^3 = \frac{16}{\pi * Sd} \sqrt{(Km * Mmax_n)^2 + (Kt * Tmax_n)^2}$$

$$Mmax_3 = \frac{5,92 \text{ N.m}}{9,81 \text{ N}} * 1 \text{ kg} = 0,603 \text{ kg.m}$$

$$d_3^3 = \frac{16}{\pi * 4791029.562} \sqrt{(1,5 * 0,603)^2 + (1 * 0,8)^2}$$

$$d_3^3 = 1.2836 * 10^{-6} m^3$$

$$d_3 = 0.0108 m = 10,8 mm \approx 10 mm$$

$$\sigma_{\max n} = \frac{M_{\max n} * C_n}{I_n}$$

$$\sigma_{\max 3} = \frac{M_{\max 3} * C_3}{I_3}$$

$$\sigma_{\max 3} = \frac{5,92 * 0,005}{\frac{\pi}{64} * (0,010)^4}$$

$$\sigma_{\max 3} = 60,30 MPa$$

$$f_{S_n} = \frac{S_y}{\sigma_{\max n}}$$

$$f_{S_3} = \frac{S_y}{\sigma_{\max 3}}$$

$$f_{S_3} = \frac{370}{60,30}$$

$$f_{S_3} = 6$$

Diseño del eje de la cuarta etapa

$$M_n = \frac{974 * PT}{n_n}$$

$$M_7 = \frac{974 * PT}{n_7}$$

$$M_7 = \frac{974 * 0.673}{2709,6}$$

$$M7 = 0,24 \text{ kg.m} = 2,37 \text{ N.m}$$

$$Mn = \frac{974 * PT}{n_n}$$

$$M8 = \frac{974 * PT}{n6} \text{ (Ec. 25)}$$

$$M8 = \frac{974 * 0.673}{1741,9}$$

$$M8 = 0,37 \text{ kg.m} = 3,69 \text{ N.m}$$

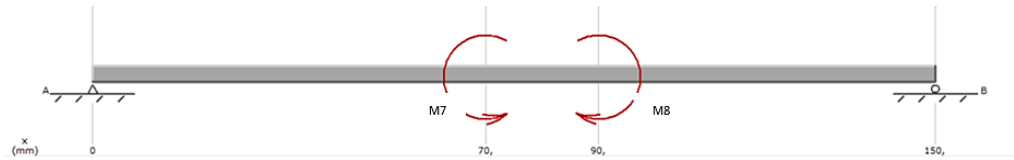


Figura 40. Fuerzas presentes en el eje de la cuarta etapa.

Fuente: Autores

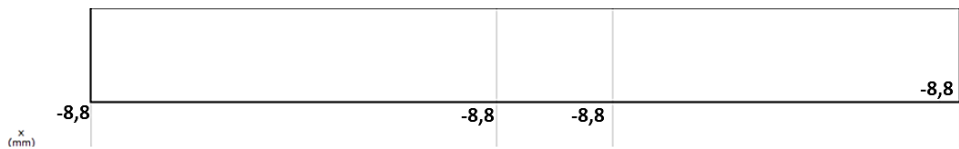


Figura 41. Diagrama de fuerza cortante del eje de la cuarta etapa.

Fuente: Autores



Figura 42. Diagrama de momentos flectores del eje de la cuarta etapa.

Fuente: Autores

$$d_n^3 = \frac{16}{\pi * Sd} \sqrt{(Km * Mmax_n)^2 + (Kt * Tmax_n)^2}$$

$$Mmax_4 = \frac{3,16 \text{ N.m}}{9,81 \text{ N}} * 1 \text{ kg} = 0,322 \text{ kg.m}$$

$$d_4^3 = \frac{16}{\pi * 4791029.562} \sqrt{(1,5 * 0,322)^2 + (1 * 0,37)^2}$$

$$d_4^3 = 6.4677 * 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$d_4 = 0.00864 \text{ m} = 8,64 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\max n} = \frac{Mmax_n * C_n}{I_n}$$

$$\sigma_{\max 4} = \frac{Mmax_4 * C_4}{I_4}$$

$$\sigma_{\max 4} = \frac{3,16 * 0,005}{\frac{\pi}{64} * (0,010)^4}$$

$$\sigma_{\max 4} = 32,18 \text{ MPa}$$

$$f_{S_n} = \frac{S_y}{\sigma_{\max n}}$$

$$f_{S_4} = \frac{S_y}{\sigma_{\max 4}}$$

$$f_{S_4} = \frac{370}{32,18}$$

$$f_{S_4} = 11$$

Diseño del eje de la quinta etapa

$$Mn = \frac{974 * PT}{n_n}$$

$$M9 = \frac{974 * PT}{n_7}$$

$$M9 = \frac{974 * 0.673}{2709,6}$$

$$M9 = 0,24 \text{ kg.m} = 2,37 \text{ N.m}$$

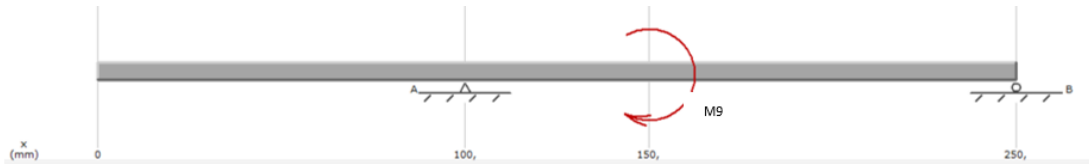


Figura 43. Fuerzas presentes en el eje de la quinta etapa.

Fuente: Autores

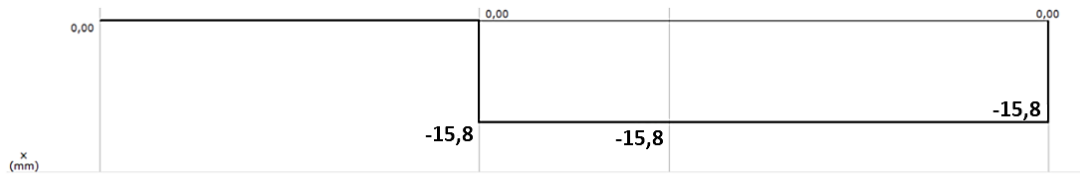


Figura 44. Diagrama de fuerza cortante del eje de la quinta etapa.

Fuente: Autores

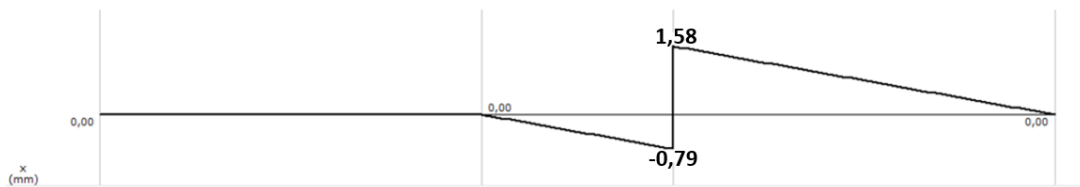


Figura 45. Diagrama de momentos flectores del eje de la quinta etapa.

Fuente: Autores

$$d_n^3 = \frac{16}{\pi * Sd} \sqrt{(Km * Mmax_n)^2 + (Kt * Tmax_n)^2}$$

$$Mmax_n = \frac{2,37 \text{ N.m}}{9,81 \text{ N}} * 1 \text{ kg} = 0,24 \text{ kg.m}$$

$$d_5^3 = \frac{16}{\pi * 4791029.562} \sqrt{(1,5 * 0,24)^2 + (1 * 0,24)^2}$$

$$d_j^3 = 4,60 * 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$d_5 = 0.00771 \text{ m} = 7,71 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\max n} = \frac{Mmax_n * C_n}{I_n}$$

$$\sigma_{\max 5} = \frac{Mmax_5 * C_5}{I_5}$$

$$\sigma_{\max 5} = \frac{2,37 * 0,005}{\frac{\pi}{64} * (0,010)^4}$$

$$\sigma_{\max 5} = 24,14 \text{ MPa}$$

$$f_{S_n} = \frac{S_y}{\sigma_{\max n}}$$

$$f_{S_5} = \frac{S_y}{\sigma_{\max 5}}$$

$$f_{S_5} = \frac{370}{24,14}$$

$$f_{S_5} = 15$$

Donde:

d_n = Diámetro del eje en cada etapa. [m]

Mn = Momento flexor en un punto del eje. [kg.m]

$Mmax_n$ = Momento flexor maximo en cada etapa. [kg.m]

T_{max_n} = Momento Torsor maximo en cada etapa. [kg. m]

S_d = esfuerzo de diseño del material utilizado para el eje. $\left[\frac{kg}{m^2}\right]$

K_m = Factor de momento flector para carga estable (1.5) según el código ASME

K_t = factor de momento torsor oara carga estable (1.0) según el código ASME

C_n = Radio del eje de cada etapa. [m]

I_n = Inercia del eje de cada etapa. [m⁴]

PT = Potencia aprovechada. [KW]

σ_{max_n} = Esfuerzo máximo del eje en cada etapa. [MPa]

f_{s_n} = Factor de seguridad del eje de cada etapa.

S_y = Esfuerzo de fluencia del material. [MPa]

n_n = numero de revoluciones en cada etapa. [RPM]

Selección de rodamientos para el eje de 17mm

La fuerza radial es igual a la reacción en los apoyos del eje de la tercera etapa que se muestra en la figura 34 del diagrama cortante del eje.

nm: 249,5 RPM

Fr: 125,93 N=0,125 KN

Fa: 0 KN

$$\alpha = \arctg = \left(\frac{Fa}{Fd}\right) \quad (Ec. 32)$$

$$\alpha = \arctg = \left(\frac{0}{0,125}\right)$$

$$\alpha = 0^\circ$$

$\alpha \leq 25^\circ \rightarrow$ rodamiento rigido de bolas de surco profundo.

$$Lhr = a1 * a2 * a3 * \left(\frac{c}{p}\right)^p * \frac{10^6}{nm * 60} \quad (Ec. 33)$$

$$fl = \sqrt[p]{\frac{Lhr}{500}} \quad (Ec. 34)$$

Tabla 14. Valores usuales de fl.

Bombas, ventiladores, compresores		
Ventiladores, soplantes	3,5 ... 4,5	Empuje radial o axial, peso del rotor, masa desequilibrada
Grandes soplantes	4 ... 5	Masa desequilibrada = peso del rotor · fz; velocidad nominal fz = 0,5 para soplantes de aire fresco fz = 0,8 a 1 para extractores de humos
Bombas de émbolo	3,5 ... 4,5	Empuje nominal; velocidad nominal
Bombas centrifugas	3 ... 4,5	Empuje axial, peso del rotor; velocidad nominal
Bombas hidráulicas de émbolo, axiales y radiales	1 ... 2,5	Presión nominal; velocidad nominal
Transmisiones de bombas	1 ... 2,5	Presión en servicio; velocidad nominal
Compresores	2 ... 3,5	Presión en servicio; fuerzas máscas; velocidad nominal

Fuente: [36]

$$fl = 3 - 4,5 \rightarrow \text{se asume } 4$$

$$p = 3 \rightarrow \text{rodamiento de bolas}$$

$$Lhr = fl^p (500) \quad (Ec. 35)$$

$$Lhr = 4^3 (500)$$

$$Lhr = 32000 h$$

$$a1 = 1$$

$$a2 * a3 = a23$$

$$a23 = 1,5 \rightarrow \text{limpieza normal}$$

$$e = 0,28$$

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{0}{0,125 KN} = 0$$

$$\frac{Fa}{Fr} \leq e \quad (Ec. 36)$$

$$0 \leq 0,28$$

Tabla 15. Factores axiales y radiales de rodamientos de bolas.

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y		
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Fuente: [36]

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = XFr + YFa \quad (\text{Ec. 37})$$

$$P = 1 * (0,125) + 0$$

$$P = 0,125 \text{ KN}$$

$$C = P * \left(\frac{Lhr * nm * 60}{a1 * a23 * x10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (\text{Ec. 38})$$

$$C = 0,125 * \left(\frac{32000 * 249,5 * 60}{1 * 1,5 * x10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 0,85 \text{ KN}$$

Tabla 16. Características del rodamiento.

Eje	Dimensiones							Peso ~ kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG
	d	D	B	r _s min	H _o ~	H ₁ ~	J ~		dyn. C	stat. C ₀			
	mm								KN				
17	17	35	8	0,3	29,5	30,9	22,6	0,03	6	3,25	28000	20000	16003
	17	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,038	6	3,25	28000	22000	6003
	17	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,038	6	3,25	28000	22000	S6003.W203B
	17	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,04	6	3,25	22000	22000	6003.2ZR
	17	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,04	6	3,25	14000		6003.2RSR

Fuente: [36]

$$v1 = K * \frac{4500}{\sqrt{nm * dm}} \quad (Ec. 39)$$

$$FV = nm * dm$$

$$dm = \frac{d + D}{2} \quad (Ec. 40)$$

$$dm = \frac{17 + 35}{2}$$

$$dm = 26 \text{ mm}$$

$$FV = 249,5 * 26$$

$$FV = 6487$$

$$nm < 1000 \text{ rpm} \rightarrow K = \left(\frac{1000}{nm}\right)^{1/3} \quad (Ec. 41)$$

$$K = \left(\frac{1000}{249,5}\right)^{1/3}$$

$$K = 1,6$$

$$v1 = 1,6 * \frac{4500}{\sqrt{249,5 * 26}}$$

viscosidad requerida v1 = 89,4 mm²/seg

Tabla 17. Incremento de temperaturas en máquinas comunes.

TIPO DE MAQUINA	INCREMENTO DE TEMP. (°C)
fresadora de mesa	40
sierra circular	40
taladro de mesa	40
tren de laminacion en frio	45
cilindros de calandrinan	55
tren de laminacion en caliente	55
rectificadora plana	55
molino de mandibulas	60
molino de martillos	60
husillo de torno	60
tren de laminacion de alambre	65
motor vibrante	70
ruedas delanteras de un automovil	70
cribadora vibratoria	80
hélice de un barco	80
zaranda	100
variadores de velocidad	70-110
bomba de agua en automoviles	120

Fuente: [37]

$$T_t = T_{amb} + \Delta t \quad (Ec. 42)$$

$$T_t = 18^{\circ}C + 60^{\circ}C$$

$$T_t = 78^{\circ}C$$

Tabla 18. Viscosidad cinemática en aceite.

ESCALA DE TEMP DE TRABAJO (°C)	FV	VISCOSIDAD CINEMÁTICA cSt a 37.8°C		TIPOS DE RODAMIENTO A LOS QUE SE PUEDE APLICAR
		Carga Normal	Carga Pesada o de impacto	
		de -30 a 0	Hasta valor especificado	
0-60	Hasta 15000	40-70	85-120	Todos excepto oscilantes de rodillos
	15000-80000	30-55	55-80	Todos excepto oscilantes de rodillos
	80000-150000	18-35	30-45	Todos excepto axiales de bolas y rodillos
	150000-500000	9,5-12	18-35	Rigidos de bolas y de rodillos cilindricos
0-100	Hasta 15000	110-165	180-280	Todos excepto oscilantes de rodillos
	15000-80000	85-120	110-180	Todos excepto oscilantes de rodillos
60-100	80000-150000	50-70	80-160	Todos excepto axiales de bolas y rodillos
	150000-500000	30-40	50-70	Rigidos de bolas y de rodillos cilindricos
	Hasta valor especificado	240-430		Todos excepto oscilantes de rodillos
0-60	Hasta valor especificado	35-70		Rodamientos oscilantes de rodillos
60-100		105-165		

Fuente: [37]

$$\gamma T_{60^{\circ}\text{C}} = (110 - 165) \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\gamma T_{60^{\circ}\text{C}} = 680 \text{ mm}^2/\text{s} \rightarrow \text{ISOVG 680}$$

Corrigiendo con $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

$$\gamma T_{78^{\circ}\text{C}} = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$$

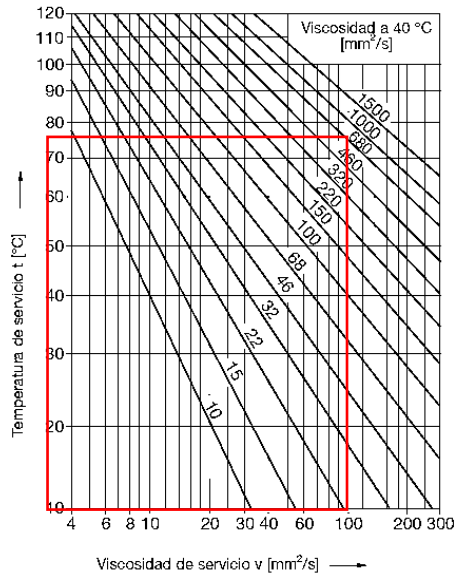


Figura 46. Grafica viscosidad vs temperatura para aceites minerales.

Fuente: [36]

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (\text{Ec. 43})$$

$$k = \frac{100}{89,4}$$

$$k = 1,11$$

$$K = k_1 + k_2$$

$k_2 = 0 \rightarrow$ para lubricantes con aditivos de probada efectividad

$k_1 = 0 \rightarrow$ para rodamientos de bolas

$$K = 0$$

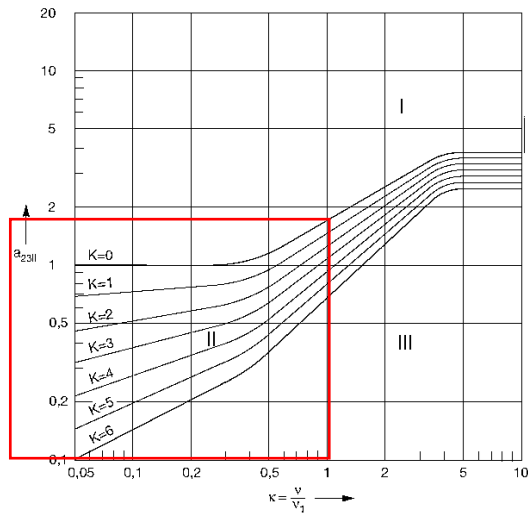


Figura 47. Grafica para determinación a_{23} .

Fuente: [36]

Corrección de a_{23}

$$a_{23II} = 1,8$$

$$a_{23} = a_{23II} * s \quad (Ec. 44)$$

$s = 1 \rightarrow$ limpieza normal.

$$a_{23} = 1,8$$

$$fs^* = \frac{Co}{Po} \quad (Ec. 45)$$

$$Po = Fr \rightarrow \frac{Fr}{Fa} \leq 0,8 \quad (Ec. 46)$$

$$fs^* = \frac{6}{0,125}$$

$$fs^* = 48$$

Tabla 19. Factor f_0 para rodamientos rígido de bolas.

▼ Factor f_0 para rodamientos rígidos de bolas

Número característico del agujero	Factor f_0								
	Serie de rodamientos 618	160	161	60	62	622	63	623	64
3					12,9				
4					12,2				
5					13,2		13,2		
6					13		13		
7				13	12,4				
8				12,4	13				
9				13	12,4				
00			12,4	12,4	12,1	12,1	11,3		
01			13	12,3	12,2	12,2	11,1		
02		13,9		13,9	13,1	13,1	12,1	12,1	
03		14,3		14,3	13,1	13,1	12,3	12,2	12,4
04		14,9		13,9	13,1	13,1	12,4	12,1	11
05		15,4		14,5	13,8	13,8	12,4	12,4	12,1
06		15,2		14,8	13,8	13,8	13	13	12,2
07		15,6		14,8	13,8	13,8	13,1	13,1	12,1
08		16		15,3	14	14	13	13	12,2
09		15,9		15,4	14,3	14,1	13	13	12,1
10		16,1		15,6	14,3	14,3	13	13	13,1
11		16,1		15,4	14,3		12,9		13,2
12		16,3		15,5	14,3		13,1		13,2
13		16,4		15,7	14,3		13,2		12,3
14		16,2		15,5	14,4		13,2		12,1
15		16,4		15,7	14,7		13,2		12,2
16		16,4		15,6	14,6		13,2		12,3
17		16,4		15,7	14,7		13,1		12,3
18		16,3		15,6	14,5		13,9		12,2
19		16,5		15,7	14,4		13,9		
20		16,5		15,9	14,4		13,8		
21		16,3		15,8	14,3		13,8		
22		16,3		15,6	14,3		13,8		

Fuente: [36]

$f_0 = 16,4$ para la demoninación del rodamiento 16003.

$$\frac{f_0 * Fa}{C0} = 0 \approx 0,3 \quad (\text{Ec. 47})$$

Corrección del factor e

$$\frac{f_0 * Fa}{C0} = 0,3 \Rightarrow e = 0,22$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = 1 * (0,125) + 0$$

$$P = 0,125 \text{ KN}$$

$$Lhr = 1 * 1,8 * \left(\frac{0,85}{0,125}\right)^3 * \frac{10^6}{249,5 * 60}$$

$$Lhr = 37807 h$$

$$fl = \sqrt[3]{\frac{37807}{500}}$$

$$fl = 4$$

El rodamiento FAG 16003 cumple con las especificaciones de servicio con un lubricante ISOVG 680.

Donde:

C_0 = capacidad estática. [KN]

f_s = factor de esfuerzos estáticos o factor de seguridad estático

P_0 = Carga estática equivalente [KN]

F_r = Fuerza radial [KN]

F_a = Fuerza axial [KN]

X_0 = Factor estático de carga radial.

Y_0 = Factor estático de carga axial.

C = Capacidad de carga dinámica. [KN]

P = Carga dinámica equivalente. [KN]

X = Factor de fuerza radial. [KN]

Y = Factor de fuerza axial. [KN]

p = potencia de vida.

Lhr = vida del rodamiento en horas.

nr = número de revoluciones por minuto [rpm]

fl = Factor de esfuerzos dinámicos

FV = Factor de velocidad

$v_1 = \text{viscosidad requerida [mm}^2/\text{s]}$

$v = \text{viscosidad de funcionamiento [mm}^2/\text{s]}$

$a_1 = \text{Probabilidad de fallo.}$

$a_2 = \text{Factor de tipo de material.}$

$a_3 = \text{Condicion de funcionamiento.}$

$d_m = \text{diametro medio del rodamiento [mm]}$

$T_{amb} = \text{Temperatura ambiente. [}^\circ\text{C]}$

$\Delta t = \text{Incremento de temperatura. [}^\circ\text{C]}$

$YT = \text{viscosidad cinemática [mm}^2/\text{s]}$

$f_s^* = \text{factor de esfuerzos estáticos.}$

$k = \text{Ratio de viscosidad.}$

Selección de rodamientos para el eje de 10 mm

La fuerza radial es igual a la reacción en los apoyos del eje de la tercera etapa que se muestra en la figura 34 del diagrama cortante del eje.

nm: 816,5 RPM

Fr: 27,8 N=0,0278KN

Fa: 0 KN

$$\alpha = \arctg = \left(\frac{Fa}{Fd} \right) \quad (\text{Ec. 48})$$

$$\alpha = \arctg = \left(\frac{0}{0,0278} \right)$$

$$\alpha = 0^\circ$$

$\alpha \leq 25^\circ \rightarrow \text{rodamiento rigido de bolas de surco profundo.}$

$$Lhr = a1 * a2 * a3 * \left(\frac{c}{p}\right)^p * \frac{10^6}{nm * 60} \quad (Ec. 49)$$

$$fl = \sqrt[p]{\frac{Lhr}{500}} \quad (Ec. 50)$$

Tabla 20. Valores usuales de fl.

Bombas, ventiladores, compresores		
Ventiladores, soplantes	3,5 ... 4,5	Empuje radial o axial, peso del rotor, masa desequilibrada
Grandes soplantes	4 ... 5	Masa desequilibrada = peso del rotor · fz; velocidad nominal fz = 0,5 para soplantes de aire fresco fz = 0,8 a 1 para extractores de humos
Bombas de émbolo	3,5 ... 4,5	Empuje nominal; velocidad nominal
Bombas centrífugas	3 ... 4,5	Empuje axial, peso del rotor; velocidad nominal
Bombas hidráulicas de émbolo, axiales y radiales	1 ... 2,5	Presión nominal; velocidad nominal
Transmisiones de bombas	1 ... 2,5	Presión en servicio; velocidad nominal
Compresores	2 ... 3,5	Presión en servicio; fuerzas máxicas; velocidad nominal

Fuente: [36]

$$fl = 3 - 4,5 \rightarrow \text{se asume } 4$$

$$p = 3 \rightarrow \text{rodamiento de bolas}$$

$$Lhr = fl^p (500) \quad (Ec. 51)$$

$$Lhr = 4^3 (500)$$

$$Lhr = 32000 h$$

$$a1 = 1$$

$$a2 * a3 = a23$$

$$a23 = 1,5 \rightarrow \text{limpieza normal}$$

$$e = 0,28$$

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{0}{0,0278 KN} = 0$$

$$\frac{Fa}{Fr} \leq e \quad (Ec. 52)$$

$$0 \leq 0,28$$

Tabla 21. Factores axiales y radiales de rodamientos de bolas.

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y		
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Fuente: [36]

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = XFr + YFa \quad (Ec. 53)$$

$$P = 1 * (0,0278) + 0$$

$$P = 0,0278 \text{ KN}$$

$$C = P * \left(\frac{Lhr * nm * 60}{a1 * a23 * x10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (Ec. 54)$$

$$C = 0,0278 * \left(\frac{32000 * 816,5 * 60}{1 * 1,5 * x10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 0,28 \text{ KN}$$

Tabla 22. Características del rodamiento.

Eje	Dimensiones							Peso μ kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAQ
	d	D	B	r _s mm	H μ	H _t μ	J μ		dyn. C	stat. C ₀			
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		kN	kN			
10	10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,019	4,55	1,96	34000	32000	6000
	10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,019	4,55	1,96	34000	32000	6000.WZ00B
	10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,02	4,55	1,96	28000	32000	6000.2ZR
	10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,02	4,55	1,96	19000		6000.2RSR

Fuente: [36]

$$v1 = K * \frac{4500}{\sqrt{nm * dm}} \quad (Ec. 55)$$

$$FV = nm * dm$$

$$dm = \frac{d + D}{2} \quad (Ec. 56)$$

$$dm = \frac{10 + 26}{2}$$

$$dm = 18 \text{ mm}$$

$$FV = 816,5 * 18$$

$$FV = 14697$$

$$nm < 1000 \text{ rpm} \rightarrow K = \left(\frac{1000}{nm}\right)^{1/3} \quad (Ec. 57)$$

$$K = \left(\frac{1000}{816,5}\right)^{1/3}$$

$$K = 1$$

$$v1 = 1 * \frac{4500}{\sqrt{816,5 * 18}}$$

viscocidad requerida $v1 = 37,12 \text{ mm}^2/\text{seg}$

Tabla 23. Incremento de temperaturas en máquinas comunes.

TIPO DE MAQUINA	INCREMENTO DE TEMP. (°C)
fresadora de mesa	40
sierra circular	40
taladro de mesa	40
tren de laminacion en frio	45
cilindros de calandrinan	55
tren de laminacion en caliente	55
rectificadora plana	55
molino de mandibulas	60
molino de martillos	60
husillo de tomo	60
tren de laminacion de alambre	65
motor vibrante	70
ruedas delanteras de un automovil	70
cribadora vibratoria	80
hélice de un barco	80
Zaranda	100
variadores de velocidad	70-110
bomba de agua en automoviles	120

Fuente: [37]

$$T_t = T_{amb} + \Delta t \quad (Ec.58)$$

$$T_t = 18^\circ C + 60^\circ C$$

$$T_t = 78^\circ C$$

Tabla 24. Viscosidad cinemática en aceite.

ESCALA DE TEMP DE TRABAJO (°C)	FV	VISCOSIDAD CINEMÁTICA cSt a 37.8°C		TIPOS DE RODAMIENTO A LOS QUE SE PUEDE APLICAR
		Carga Normal	Carga Pesada o de impacto	
		de -30 a 0	Hasta valor especificado	
0-60	Hasta 15000	40-70	85-120	Todos excepto oscilantes de rodillos
	15000-80000	30-55	55-80	Todos excepto oscilantes de rodillos
	80000-150000	18-35	30-45	Todos excepto axiales de bolas y rodillos
	150000-500000	9.5-12	18-35	Rígidos de bolas y de rodillos cilíndricos
0-100	Hasta 15000	110-165	180-260	Todos excepto oscilantes de rodillos
	15000-80000	85-120	110-160	Todos excepto oscilantes de rodillos
60-100	80000-150000	50-70	80-160	Todos excepto axiales de bolas y rodillos
	150000-500000	30-40	50-70	Rígidos de bolas y de rodillos cilíndricos
100-150	Hasta valor especificado	240-430		Todos excepto oscilantes de rodillos
0-60	Hasta valor especificado	35-70		Rodamientos oscilantes de rodillos
60-100		105-165		

Fuente: [37]

$$YT_{60^\circ C} = (110 - 165) \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$YT_{60^\circ C} = 680 \text{ mm}^2/\text{s} \rightarrow \text{ISOVG 680}$$

Corrigiendo con $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

$$YT_{78^\circ C} = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$$

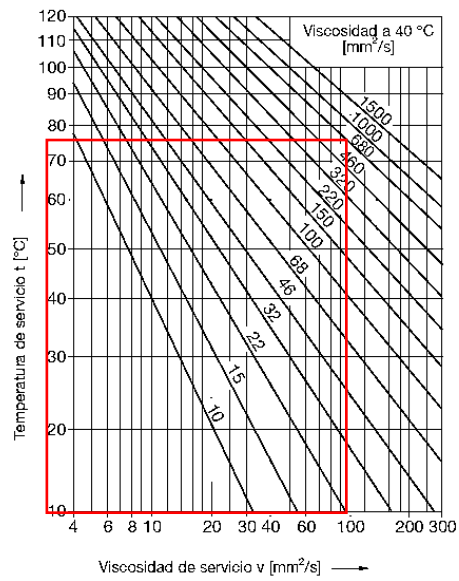


Figura 48. Gráfica viscosidad vs temperatura para aceites minerales.

Fuente: [36]

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (\text{Ec. 59})$$

$$k = \frac{100}{37,12}$$

$$k = 2,6$$

$$K = k_1 + k_2$$

$k_2 = 0 \rightarrow$ para lubricantes con aditivos de probada efectividad

$k_1 = 0 \rightarrow$ para rodamientos de bolas

$$K = 0$$

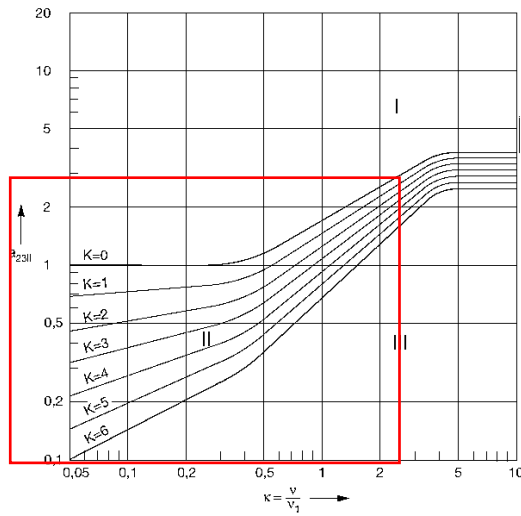


Figura 49. Grafica para determinación a_{23} .

Fuente: [36]

Corrección de a_{23}

$$a_{23II} = 2,8$$

$$a_{23} = a_{23II} * s \quad (Ec. 60)$$

$s = 1 \rightarrow$ limpieza normal.

$$a_{23} = 2,8$$

$$fs^* = \frac{Co}{Po} \quad (Ec. 61)$$

$$Po = Fr \rightarrow \frac{Fr}{Fa} \leq 0,8 \quad (Ec. 62)$$

$$fs^* = \frac{4,55}{0,0278}$$

$$fs^* = 163,6$$

Tabla 25. Factor f_0 para rodamientos rígido de bolas.

▼ Factor f_0 para rodamientos rígidos de bolas

Número característico del agujero	Factor f_0								
	Serie de rodamientos		161	60	62	622	63	623	64
	618	160							
3					12,9				
4					12,2				
5					13,2		13,2		
6					13		13		
7				13	12,4				
8				12,4	13				
9				13	12,4				
00			12,4	12,4	12,1	12,1	11,3		
01			13	13	12,3	12,2	11,1		
02		13,9		13,9	13,1	13,1	12,1	12,1	
03		14,3		14,3	13,1	13,1	12,3	12,2	12,4
04		14,9		13,9	13,1	13,1	12,4	12,1	11
05		15,4		14,5	13,8	13,8	12,4	12,4	12,1
06		15,2		14,8	13,8	13,8	13	13	12,2
07		15,6		14,8	13,8	13,8	13,1	13,1	12,1
08		16		15,3	14	14	13	13	12,2
09		15,9		15,4	14,3	14,1	13	13	12,1
10		16,1		15,6	14,3	14,3	13	13	13,1
11		16,1		15,4	14,3		12,9		13,2
12		16,3		15,5	14,3		13,1		13,2
13		16,4		15,7	14,3		13,2		12,3
14		16,2		15,5	14,4		13,2		12,1
15		16,4		15,7	14,7		13,2		12,2
16		16,4		15,6	14,6		13,2		12,3
17		16,4		15,7	14,7		13,1		12,3
18		16,3		15,6	14,5		13,9		12,2
19		16,5		15,7	14,4		13,9		
20		16,5		15,9	14,4		13,8		
21		16,3		15,8	14,3		13,8		
22		16,3		15,6	14,3		13,8		

Fuente: [36]

$f_0 = 15,6$ para la demoninación del rodamiento 6000.

$$\frac{f_0 * Fa}{C0} = 0 \approx 0,3 \quad (Ec. 63)$$

Corrección del factor e

$$\frac{f_0 * Fa}{C0} = 0,3 \Rightarrow e = 0,22$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = 1 * (0,0278) + 0$$

$$P = 0,0278 \text{ KN}$$

$$Lhr = 1 * 2,8 * \left(\frac{0,28}{0,0278}\right)^3 * \frac{10^6}{816,5 * 60}$$

$$Lhr = 58396 \text{ h}$$

$$fl = \sqrt[3]{\frac{58396}{500}}$$

$$fl = 4,5$$

El rodamiento FAG 6000 cumple con las especificaciones de servicio con un lubricante ISOVG 680.

Donde:

C_0 = capacidad estática. [KN]

f_s = factor de esfuerzos estáticos o factor de seguridad estático

P_0 = Carga estática equivalente [KN]

F_r = Fuerza radial [KN]

F_a = Fuerza axial [KN]

X_0 = Factor estático de carga radial.

Y_0 = Factor estático de carga axial.

C = Capacidad de carga dinámica. [KN]

P = Carga dinámica equivalente. [KN]

X = Factor de fuerza radial. [KN]

Y = Factor de fuerza axial. [KN]

p = potencia de vida.

L_{hr} = vida del rodamiento en horas.

n_r = número de revoluciones por minuto [rpm]

f_l = Factor de esfuerzos dinámicos

F_V = Factor de velocidad

$v_1 = \text{viscosidad requerida [mm}^2/\text{s]}$

$v = \text{viscosidad de funcionamiento [mm}^2/\text{s]}$

$a_1 = \text{Probabilidad de fallo.}$

$a_2 = \text{Factor de tipo de material.}$

$a_3 = \text{Condicion de funcionamiento.}$

$d_m = \text{diametro medio del rodamiento [mm]}$

$T_{amb} = \text{Temperatura ambiente. [}^\circ\text{C]}$

$\Delta t = \text{Incremento de temperatura. [}^\circ\text{C]}$

$\gamma_T = \text{viscosidad cinemática [mm}^2/\text{s]}$

$f_s^* = \text{factor de esfuerzos estáticos.}$

$k = \text{Ratio de viscosidad.}$

3.3.14. Selección de bandas

Primera etapa de poleas 800mm a 127mm

Coefficiente de servicio

Se selecciona del catálogo de acuerdo con el trabajo que se va a realizar

$C_c=1.2$

Tabla 26. Factor de servicio

TABLA 1
FACTORES DE SERVICIO
VALORES DE CC (COEFICIENTE
DE CORRECCION) SEGUN LAS
CONDICIONES DE TRABAJO Y
EL TIPO DE CARGA.

Aplicaciones	Tipo de motor					
	Motores eléctricos de corriente alterna: de par normal, de jaula de ardilla, sincros.			Motores eléctricos de corriente alterna: de par elevado, de deslizamiento elevado, monofásicos; rotor bobinado, por colector.		
	Motores eléctricos de corriente continua: excitación en paralelo; motores térmicos de varios cilindros; turbinas de gas o de vapor.			Motores eléctricos de corriente continua: excitación en serie y compuesta; motores térmicos de un cilindro con acoplamiento directo o con contra-árbol; máquinas de vapor.		
	Horas diarias de funcionamiento					
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24
Trabajos ligeros Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3

Fuente: [38]

$$Potc = Pot * Cc \quad (Ec. 64)$$

$$Potc = 0.673Kw * 1.2$$

$$Potc = 0.8076 Kw$$

Relación de transmisión

$$K = \frac{n2}{n1} = \frac{D1}{D2} \quad (Ec. 65)$$

$$K = \frac{800mm}{127mm}$$

$$K = 16$$

Selección del tipo de banda

Sera de tipo A de acuerdo con el grafico del catalogo

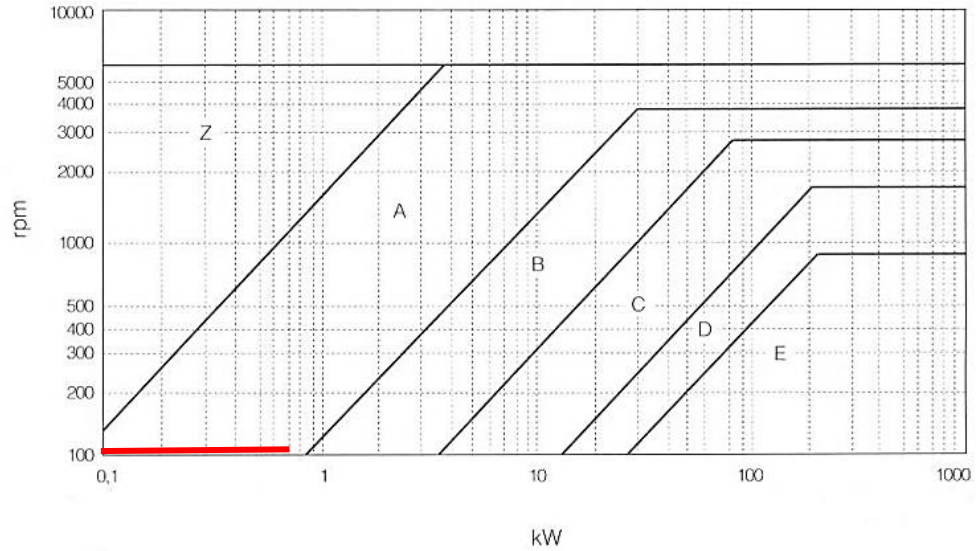


Figura 50. Selección de correa.

Fuente: [38]

Longitud primitiva

$$K > 3 \quad I \geq D$$

Entonces I es igual:

$$I \geq 800mm$$

$$Lp = \frac{\pi(D1 + D2)}{2} + \frac{(D2 - D1)^2}{4I} + 2I \quad (Ec. 66)$$

$$Lp = \frac{\pi(800 + 127)}{2} + \frac{(127 - 800)^2}{4 * 800} + 2 * 800$$

$$Lp = 3197.67$$

Tabla 27. Medidas de la correa

A 118	3000	3033
A 120	3048	3081
A 124	3150	3183
A 128	3250	3283
A 130	3302	3335

Fuente: [38]

Recalcular

$$Lp = \frac{\pi(D1 + D2)}{2} + \frac{(D2 - D1)^2}{4I} + 2I$$

$$3283 = \frac{\pi(800 + 127)}{2} + \frac{(127 - 800)^2}{4 * C1} + 2I$$

$$3283 = 1456.13 + \frac{452929}{4 * C1} + 2I$$

$$8I^2 - 7307.48I + 452929 = 0$$

$$I = C1 = 846.56$$

$$\gamma = 2\phi = 2 * \text{sen}^{-1} \left(\frac{D2 - D1}{2C1} \right) \quad (\text{Ec. 67})$$

$$\gamma = 2 * \text{sen}^{-1} \left(\frac{127 - 800}{2 * 846.56} \right)$$

$$\gamma = 46.84^\circ$$

$$\alpha = 180 - \gamma \quad (\text{Ec. 68})$$

$$\alpha = 180 - 46.84$$

$$\alpha = 133.16^\circ$$

$$Lp = 3283 \text{ mm}/25.4$$

$$Lp = 129.25 \text{ in}$$

Tabla 28. Factor de corrección Cy

	γ	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
C γ	T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
	T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

Fuente: [38]

$$C\gamma = 0.866$$

Tabla 29. Factor de corrección CL

PULGADAS	
	9½ 16 22 24 28 32 35 42 48 53 66 75 81 90 105 128 144 162 180 210 240 285 330 420 540 720 780
Z	0.69 0.77 0.82 0.84 0.87 0.89 0.91 0.95 0.98 1.00
A	0.73 0.79 0.80 0.83 0.85 0.87 0.91 0.93 0.95 1.00 1.03 1.05 1.07 1.1 1.16 1.19 1.22 1.25 1.29
B	0.73 0.75 0.77 0.80 0.81 0.85 0.87 0.89 0.93 0.96 0.98 1.00 1.03 1.08 1.11 1.14 1.16 1.20 1.24 1.29 1.33 1.40
C	0.72 0.73 0.76 0.79 0.80 0.85 0.87 0.88 0.90 0.93 0.97 1.00 1.03 1.05 1.09 1.12 1.16 1.20 1.27
D	0.81 0.83 0.87 0.89 0.92 0.94 0.97 1.00 1.04 1.07 1.13 1.20 1.27
E	0.90 0.94 0.96 1.00 1.03 1.09 1.15 1.23 1.25

Fuente: [38]

CL = 1.162

Extrapolando

Tabla 30. Prestaciones básicas

D=80cm	Prb
8	1.77
100	3.12
3100	46.85

Fuente: [38]

Prb = 1.77

Tabla 31. Prestaciones adicionales

D=80cm	Prd
8	0.00375
100	0.02
3100	0.55

Fuente: [38]

Prd = 0.0036

$$Pra = (Prb + Prd) * C\gamma * CL \quad (Ec. 69)$$

$$Pra = (1.77375)(0.866)(1.162)$$

$$Pra = 1.7849 \text{ Kw}$$

$$\#b = \frac{Potc}{Pra} \quad (Ec. 70)$$

$$\#b = \frac{0.8076}{1.7849}$$

$$\#b = 0.452 \cong 1$$

Donde:

Pot = Potencia

Potc = Potencia Corregida

Cc = Factor de servicio

K = Relacion de transmicion

D1 = Diametro mayor

D2 = Diametro menor

I = Distancia entre ejes

Lp = Longitud primitiva de la correa

C1 = Distancia entre ejes corregida

γ = *Ángulo entre ramales*

α = *Ángulo de abrazo*

Cy = Factor de correccion

CL = Factor de correccion en funcion del tipo de banda

Prb = Prestaciones basicas

Prd = Prestaciones adicionales

Pra = Prestaciones actuales

#b = Número de bandas

Segunda etapa de poleas 500mm a 101mm

Coefficiente de servicio

Se selecciona del catálogo de acuerdo con el trabajo que se va a realizar

$$C1=1.2$$

Tabla 32. Factor de servicio.

TABLA 1
FACTORES DE SERVICIO
VALORES DE CC (COEFICIENTE DE CORRECCION) SEGUN LAS CONDICIONES DE TRABAJO Y EL TIPO DE CARGA.

Aplicaciones	Tipo de motor					
	Horas diarias de funcionamiento			Horas diarias de funcionamiento		
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24
Trabajos ligeros Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3

Fuente: [38]

$$Potc = Pot * C1$$

$$Potc = 0.673Kw * 1.2$$

$$Potc = 0.8076 Kw$$

Relación de transmisión

$$K = \frac{n2}{n1} = \frac{D1}{D2}$$

$$K = \frac{500mm}{101mm}$$

$$K = 4.95$$

Selección del tipo de banda

Sera de tipo A de acuerdo con el grafico del catalogo

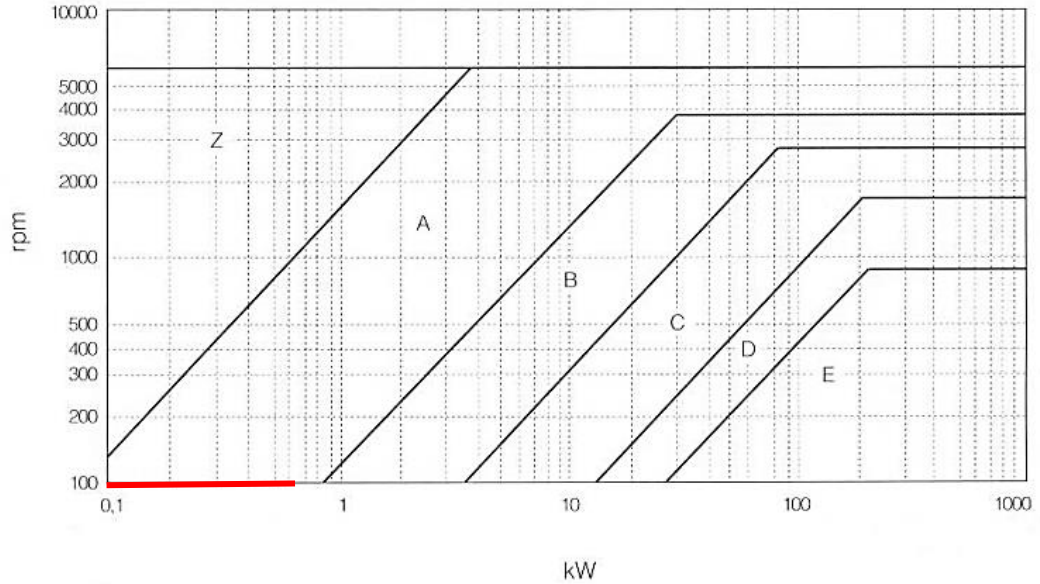


Figura 51. Selección de banda.

Fuente: [38]

Longitud primitiva

$$K > 3 \quad I \geq D$$

Entonces I es igual:

$$I \geq 500\text{mm}$$

$$Lp = \frac{\pi(D1 + D2)}{2} + \frac{(D2 - D1)^2}{4I} + 2I$$

$$Lp = \frac{\pi(500 + 101)}{2} + \frac{(101 - 500)^2}{4 * 500} + 2 * 500$$

$$Lp = 1706.34$$

Tabla 33. Medidas de la correa.

A 65	1650	1683
A 66	1676	1709
A 67	1700	1733
A 68	1725	1758

Fuente: [38]

Recalcular

$$Lp = \frac{\pi(D1 + D2)}{2} + \frac{(D2 - D1)^2}{4I} + 2I$$

$$1709 = \frac{\pi(500 + 101)}{2} + \frac{(101 - 500)^2}{4 * I} + 2I$$

$$1709 = 944.05 + \frac{159201}{4 * I} + 2I$$

$$8I^2 - 3059.8I + 159201 = 0$$

$$I = C1 = 320.36$$

$$\gamma = 2\phi = 2 * \text{sen}^{-1} \left(\frac{D2 - D1}{2C1} \right)$$

$$\gamma = 2 * \text{sen}^{-1} \left(\frac{101 - 500}{2 * 320.36} \right)$$

$$\gamma = 77.03^\circ$$

$$\alpha = 180 - \gamma$$

$$\alpha = 180 - 77.03$$

$$\alpha = 102.97^\circ$$

$$Lp = 1709 \text{ mm}/25.4$$

$$Lp = 67.28$$

Tabla 34. Factor de corrección Cy

	γ	180°	175	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
Cγ	T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
	T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

Fuente: [38]

Cy = 0.752

Tabla 35. Factor de corrección CL

		PULGADAS																											
		9½	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	162	180	210	240	285	330	420	540	720	780	
Z		0.69	0.77	0.82	0.84	0.87	0.89	0.91	0.95	0.98	1.00																		
A		0.73	0.79	0.80	0.83	0.85	0.87	0.91	0.93	0.95	1.00	1.03																	
B			0.73	0.75	0.77	0.80	0.81	0.85	0.87	0.89	0.93	0.96	0.98	1.00	1.03	1.08	1.11	1.14	1.16	1.20	1.24	1.29	1.33	1.40					
C				0.72	0.73	0.76	0.79	0.80	0.85	0.87	0.88	0.90	0.93	0.97	1.00	1.03	1.05	1.09	1.12	1.16	1.20	1.27							
D														0.81	0.83	0.87	0.89	0.92	0.94	0.97	1.00	1.04	1.07	1.13	1.20	1.27			
E																					0.90	0.94	0.96	1.00	1.03	1.09	1.15	1.23	1.25

Fuente: [38]

$$CL = 1.004$$

Extrapolando

Tabla 36. Prestaciones Básicas

D=50cm	Prb
50.4	1.45
100	1.89
3100	28

Fuente: [38]

$$Prb = 1.45$$

Tabla 37. Prestaciones adicionales

D=50cm	Prd
50.4	0.0112
100	0.02
3100	0.55

Fuente: [38]

$$Prd = 0.0112$$

$$Pra = (Prb + Prd) * C\gamma * CL$$

$$Pra = (1.4512)(0.752)(1.004)$$

$$Pra = 1.1032 \text{ Kw}$$

$$\#b = \frac{Potc}{Pra}$$

$$\#b = \frac{0.8076}{1.1032}$$

$$\#b = 0.732 \cong 1$$

3.3.15. Procesos y costos de fabricación

En las tablas 38 y 39 se presenta el proceso de fabricación de la turbina hidráulica y en la tabla 40 se presenta los costos de fabricación.

Tabla 38. Fabricación de los componentes de la turbina hidráulica.

ALCANCE	MATERIALES	PROCEDIMIENTO
Fabricación de la estructura	Perfil UPN 80*40*4 Sierra Eléctrica de mesa Soldadora Mig	<ul style="list-style-type: none"> • Cortar los perfiles UPN a la medida indica en el plano. • Unir los perfiles mediante el proceso de soldadura. • Colocar la pintura anticorrosiva en la estructura (espesor de 50 micras recomendada por el fabricante).
Fabricación Alabes	Perfil estructural L 40*40*4 Plancha Triplex 3mm Perno ¼*1 in Sierra eléctrica de mesa Taladro	<ul style="list-style-type: none"> • Cortar el perfil L en las medidas indicadas en los planos. • Doblar los perfiles con el radio establecido. • Realizar los agujeros en los perfiles. • Colocar la pintura anticorrosiva en los perfiles (espesor de 50 micras recomendada por el fabricante). • Cortar las planchas de triplex con la forma y medidas indicadas. • Colocar la pintura anticorrosiva en las planchas triplex (espesor de 50 micras recomendada por el fabricante). • Ubicar las planchas de triplex en los perfiles para formar los alabes.

Fuente: Autores

Tabla 39. Fabricación de la turbina hidráulica.

ALCANCE	MATERIALES	PROCEDIMIENTO
Fabricación de la turbina hidráulica	Estructura Alabes Eje Poleas Chumaceras Plancha A36	<ul style="list-style-type: none"> Realizar la rueda, la cual va a sostener los alabes, con la plancha de A36. Colocar las chumaceras en la estructura. Ubicar las ruedas en el eje y posteriormente colocar el eje en las chumaceras. Colocar los alabes en las ruedas. Colocar las poleas que será la primera etapa del sistema de transmisión. Ubicar la caja de engranes, la cual será la segunda etapa del sistema de transmisión y finalmente colocar el generador eléctrico unido a la caja de engranajes mediante un matrimonio.

Fuente: Autores

Tabla 40. Costos de fabricación.

Detalle	Cantidad	Costo Unitario	Costo total
Perfil estructural UPN 80X40X4	5	90	450
Perfil estructural L 40X40X4	27	30	810
Eje AISI 1018 3 in	1	150	150
Plancha A36 de 8mm	1	25	25
Plancha triplex de 3mm	36	14	504
Pernos 1/4 x 1 in	324	0.2	64.8
Pernos 1 x 2 in	4	0.35	1.4
Chumaceras 3 in	2	100	200
Chumaceras 28 mm	2	15	30
Eje AISI 1018 25mm	1	25	25
Polea 80 cm	1	95	95
Polea de 50 cm	1	65	65
Polea de 5 in	1	6.55	6.55
Polea 4 in	1	6.22	6.22
Bandas de transmisión tipo B	2	15	30
Caja de engranes	1	150	150
Acople lovejoy L100	1	80	80
Pintura anticorrosiva Unidas Durashield 7K Mate.	1	25	25
Generador	1	180	180
Mano de obra	1	1500	1500
Total			3947.97

Fuente: Autores

3.3.16. Determinación de potencia de la potencia de la Rueda hidráulica

Para la determinación de la potencia de la rueda hidráulica se simuló la rueda hidráulica en Solid Works mediante los parámetros de velocidad de giro de la ruda hidráulica y velocidad del agua obtenidos en cálculos anteriores determinando los siguientes resultados. Ver figura 52 y tabla 41.

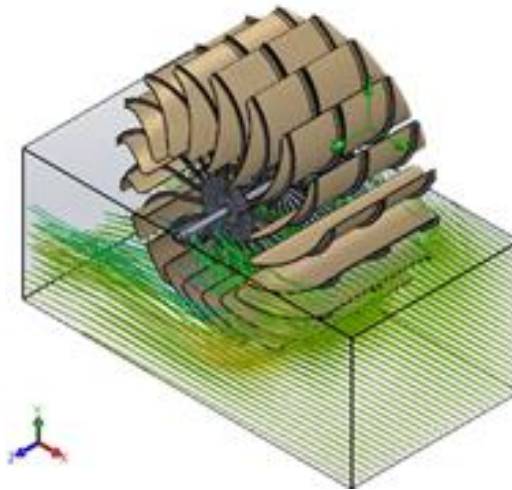


Figura 52. Simulación de rueda hidráulica en software.

Fuente: Autores

Condiciones generales utilizadas en flow simulation

Tipo de análisis: Externo.

Gravedad: -9.81 m/seg^2 respecto al eje y.

Tipo de rotación: Región local.

Eje de referencia: eje x.

Tipo de fluido: agua a 101325 Pa y 293.2 K.

Velocidad del agua: 1.2 m/seg respecto al eje x.

Región rotatoria: 0.6 rad/seg

Objetivos: torque respecto a los ejes x y z

Iteraciones: 465

Tiempo de CPU por iteración: 0.02

Iteraciones por 1 recorrido: 205

Método de interpolación: Splime Akima

Tabla 41. Torque presente en la rueda hidráulica.

Nombre del objetivo	Unidades	Valor	Valor Promedio	Valor Mínimo	Valor Máximo
GG Torque (X) 1	[N*m]	-596,90	-598,24	-602,64	-592,43
GG Torque (Y) 1	[N*m]	-972,74	-968,58	-987,04	-958,00
GG Torque (Z) 1	[N*m]	-1086,47	-1082,55	-1097,70	-1073,20

Fuente: Autores

$$Pf = Tp * Nr$$

$$Pf = 1082 * 8 * \frac{2\pi}{60}$$

$$Pf = 907 W = 0,907 Kw$$

$Pf = potencia\ final\ [W]$

$Tp = torque\ promedio\ [N.m]$

$Nr = revoluciones\ de\ la\ rueda\ [rad/seg]$

3.3.17. Prueba del sistema de generación

Las pruebas del sistema de generación se realizaron de manera manual en un taller obteniendo los resultados de voltaje e intensidad del generador utilizando un Amperímetro y un multímetro, los datos se muestran en la tabla 42 y figura 53.

Tabla 42. Resultados obtenidos del sistema de generación.

Voltaje (V)	Intensidad (A)	Potencia (W)
43	1	43
45,6	1,5	68,4
55,6	4	222,4
56,9	5	284,5
57,5	5,5	316,25
57,8	6	346,8
58,2	6,5	378,3
58,8	6,5	382,2
59,4	7	415,8
60,3	7	422,1

Fuente: Autores

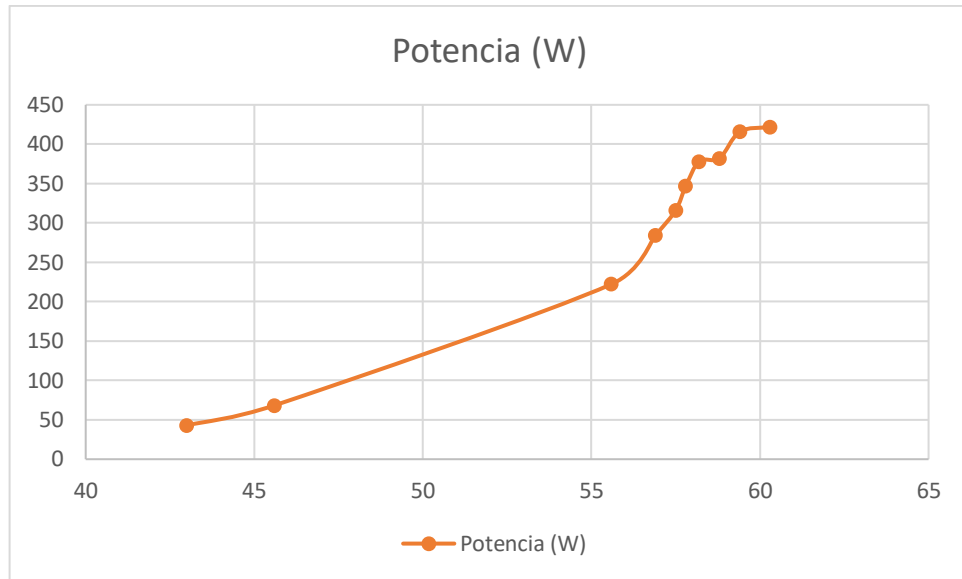


Figura 53. Gráfica potencia vs Voltaje.

Fuente: Autores

4. CAPITULO IV.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- La potencia hidráulica que posee el canal Huachi – Pelileo en el sector en el cual se va a colocar es de 1.65 Hp, con una velocidad de 1.066 m/s y un caudal de 2.16 m³/s.
- El diseño de la turbina se tomó de acuerdo con las fórmulas de la OLADE para una turbina Mitchell - Banki, pero tomando unos ligeros cambios para poder abarcar la mayor cantidad de área del canal, ya que no posee inyector.
- El sistema de transmisión de potencia fue diseñado aplicando los criterios de falla y normativas del código ASME y en base a las revoluciones del generador, el mismo que empieza a generar 110V a 2500 rpm, por lo que diseño un sistema de transmisión de 2709 rpm.
- Se construyó la turbina y el sistema de transmisión de potencia según las especificaciones determinadas en los cálculos del diseño que se realizaron en la presente investigación.
- Se realizó una simulación en el software Solid Works basados en los parámetros determinados de velocidad del fluido y de la rueda hidráulica obteniendo un torque promedio de 1082,55 N.m y una potencia de 0,906 Kw que es mayor a la calculada por lo que se garantiza funcionalidad de la rueda hidráulica y del sistema de generación.
- Las pruebas del sistema de generación se realizaron en taller de manera manual, debido a la emergencia sanitaria que existe en el Ecuador por el virus covid-19, obteniendo un valor máximo de 60,3 voltios y una intensidad de 7 Amperios determinando una potencia máxima de 422,1 Watts, sin embargo, este valor podría aumentar y llegar al valor de potencia que se determinó en la investigación si se realizaran las pruebas respectivas en el canal de riego, ya que el agua ejercería una mayor fuerza sobre los alabes de la turbina aumentando el torque y la potencia.

4.2. Recomendaciones

- Se debe realizar una turbina la cual no necesite un salto de agua para su funcionamiento, debido a que en este canal no existe un salto.
- Colocarse implementos de seguridad personal al momento de realizar las pruebas y evitar posibles accidentes.
- Verificar que todos los elementos de la turbina este bien ajustados antes su funcionamiento.
- Verificar que las bandas estén alineadas y ajustadas.
- Mantener siempre lubricado la caja de engranes para una correcta funcionalidad.
- Incorporar pintura anticorrosiva en los implementos de la turbina para un mayor tiempo de vida de los mismos.
- Verificar que el eje de la caja de engranes y del generador estén correctamente alineados para una correcta funcionalidad de los mismos.
- Verificar los cables de salida de energía del generador este en buen estado y evitar posibles inconvenientes.
- Se recomienda pintar toda la turbina y sus componentes con una pintura anticorrosiva para prolongar el tiempo de vida de los mismos debido al ambiente húmedo de funcionamiento, en nuestro caso utilizamos la pintura Anticorrosivo Unidas Durashield 7K Mate que es directamente de uso industrial y de exteriores.

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] MEER, *Plan Nacional de Eficiencia Energética del Ecuador*, 2016. [En línea]. Available: <https://www.celec.gob.ec/hidronacion/images/stories/pdf/PLANEE%20version%20espa%C3%B1ol.pdf>. [Último acceso: 13 Marzo 2019].
- [2] Arconel, *Estadística anual y multianual del sector eléctrico ecuatoriano 2015*, Quito: Publiasesores, 2016. [En línea]. Available: <http://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/cg00343.pdf>. [Último acceso: 13 Marzo 2019].
- [3] M. Castro, *Hacia una matriz energetica diversificada en Ecuador*, Quito: CEDA, 2011.
- [4] M. Mena, «Corporacion para la investigacion energetica,» CIE, 23 enero 2014. [En línea]. Available: <http://energia.org.ec/cie/el-desarrollo-de-la-energia-renovable-en-el-ecuador/>. [Último acceso: 10 febrero 2019].
- [5] N. Tenorio, "Diseño e Implementación de un Prototipo de una Pico central Hidráulica para uso Rural," Tesis de grado, ESPE, Latacunga, Ecuador, 2005. [En línea]. Available: <https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/3991/1/T-ESPEL-0099.pdf>. [Último acceso: 13 Marzo 2019].
- [6] F. Maldonado , "Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto," Tesis de grado, UNMSM, Lima, Peru 2005. [En línea]. Available: http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/monografias/basic/maldonado_qf/maldonado_qf.pdf. [Último acceso: 13 Marzo 2019].
- [7] J. Milla, "Diseño de una turbina michel banki para su implementación en el banco de ensayos de turbinas del laboratorio de energía," Tesis de Grado, PUCP, San Miguel, Peru, 2015. [En línea]. Available: <http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/6134>. [Último acceso: 24 5 2019].
- [8] L. Ferrada, *Diseño de rodete de turbina hidraulica tipo pelton para microgeneracion*, Santiago de Chile, 2012.
- [9] S. Bosque, "Diseño de una turbina hidraulica de flujo cruzado para la reducción del coste energético en las conducciones fluidas," de *III encuentro de ingeniería de la energía del campus Mare Nostrum*, Mursia, 2016.

- [10] A. Muis, P. Sutikno, A. Soewono y F. Hartono, "Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application," *Energy Procedia*, n° 68, pp. 263-273, 2015.
- [11] R. Córdova, "Breve historia de las turbinas Hídricas," *Desde la Ciencia*, vol. 2, n° 1, pp. 14-19, 1999.
- [12] E. Quaranta y R. Revellia, "Gravity water wheels as a micro hydropower energy source: a review based on historic data, desing methods, efficiencies and modern optimizations," *RENEW SUST ENERG REV*, vol. 97, pp. 414-427, diciembre 2018. [En línea]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.08.033>. [Último acceso: julio 2019].
- [13] G. Ibarra, M. Rodriguez y A. C. J. Elías, "Las Máquinas hidráulicas y de fluidos a lo largo de la historia," *DYNA*, n° 4, pp. 9-14, 1997.
- [14] A. Alvarez Cardona, "La Rueda Hidráulica," *Rev Fac Nac Agron Medellín*, vol. 38, n° 2, p. 38, 1985.
- [15] H. Brekke, *Hydraulic turbines. Desing, erection and operation*, 2001.
- [16] GreenBug Energy Inc., «GreenBug Energy Inc.» 2016. [En línea]. Available: <http://greenbugenergy.com/get-educated-knowledge/types-of-turbines>. [Último acceso: 23 julio 2019].
- [17] EERE, «Enegy» ENERGY EFFICIENCY & RENEWABLE ENERGY, [En línea]. Available: <https://www.energy.gov/eere/water/types-hydropower-turbines>. [Último acceso: 23 julio 2019].
- [18] The Open University, «OpenLearn» The Open University, [En línea]. Available: <https://www.open.edu/openlearn/ocw/mod/oucontent/view.php?id=73762§ion=8#>. [Último acceso: 23 julio 2019].
- [19] F. Coz et al., *Manual de mini y microcentrales hidraulicas*, Lima: ITDG, 1995.
- [20] T. Wildi, *Máquinas eléctricas y sistemas de potencia*, México: Pearson Educación, 2007.
- [21] C. Mataix, *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*, Madrid: Ediciones del castillo, 1993.
- [22] C. Aguilar, "Fabricación de un prototipo de generador eléctrico de imanes permanentes," tesis de grado, UG, Guayaquil, Ecuador, 2015. [En línea]. Available: <http://repositorio.ug.edu.ec/bitstream/redug/16901/1/TESIS%20AGUILAR%20RIZZO%20CARLOS.pdf>. [Último acceso: 13 Marzo 2019].

- [23] A. Pérez y F. Díaz, *Manual de Aforos*, México DF: IMTA, 1991.
- [24] Desin Instruments, «Transmisores modbus y 4-20 ma para humedad DMM-4000,» s.f. [En línea]. Available: <http://desin.es/ficha.asp?Fam=TRANSMISORES+MODBUS+Y+4-20+mA+PARA+HUMEDAD+%3CBR%3EDMM-4000%2F..&Idi=Esp>. [Último acceso: 21 septiembre 2019].
- [25] Definicion MX, «Definicion,» 17 Abril 2015. [En línea]. Available: <https://definicion.mx/flexometro/>. [Último acceso: 9 enero 2020].
- [26] E. Stefanelli, «stefanelli,» 2017. [En línea]. Available: <https://www.stefanelli.eng.br/es/uso-calibre-pie-rey/>. [Último acceso: 9 enero 2020].
- [27] starrett, «Manual del estudiante starrett,» noviembre 2014. [En línea]. Available: <https://www.demaquinasyherramientas.com/wp-content/uploads/2014/11/manual-del-estudiante-starrett.pdf>. [Último acceso: 28 febrero 2020].
- [28] Escuela colombiana de ingenieria Julio Garavito - Laboratorio de produccion, Torno, Bogota: Julio Garavito, 2007.
- [29] Sumatec, «Sumatec,» 5 Febrero 2018. [En línea]. Available: <https://sumatec.co/equipo-de-soldadura-por-arco-electrico-tipos-y-caractertisticas/>. [Último acceso: 10 enero 2020].
- [30] J. Bermudez, «Maquituls.es,» 16 abril 2014. [En línea]. Available: <https://www.maquituls.es/noticias/como-funcionan-los-taladros-de-columna-y-en-que-aplicarlos/>. [Último acceso: 10 enero 2020].
- [31] V. Chow, *Hidráulica de canales abiertos*, Colombia: McGraw Hill, 1994.
- [32] S. Romero, "Estimación de pérdidas de caudal y coeficiente de rugosidad del tramo comprendido entre el óvalo 01 al 11 del canal de riego Ambato -Huachi - Pelileo, cantón Ambato, provincia de Tungurahua," tesis de grado, UTA, Ambato, Ecuador, 2019. [En línea]. Available: <http://repo.uta.edu.ec/bitstream/123456789/30172/1/Tesis%20I.%20C.%201347%20-%20Romero%20C%20c3%b3rdova%20F%20c3%a9lix%20Sebasti%20c3%a1n.pdf>. [Último acceso: 19 septiembre 2019].
- [33] W. Mueller, *Die Schaufelrader*, Leipzig: Verlag Von Veit y Comp, 1899.
- [34] OLADE, *Manual de diseño estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas*, 1988. [En línea]. Available: <http://biblioteca.olade.org/opac->

tmpl/Documentos/old0194.pdf?fbclid=IwAR2GTfTeYhPGEojmWJFwZm2WSQqmCLb1jmy6CChQ4cECFA9qHfb98-XRJ9U. [Último acceso: 4 septiembre 2019].

- [35] Swedish Wood, «Propiedades de la madera blanda,» s.f.. [En línea]. Available: https://www.swedishwood.com/about_wood/choosing-wood/from-log-to-plank/properties-of-softwood/. [Último acceso: 25 septiembre 2019].
- [36] FAG, s.f.. [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut214/FAG.pdf>. [Último acceso: 9 octubre 2019].
- [37] MOLYTEC, «Lubricación en rodamientos,» s.f.. [En línea]. [Último acceso: 9 octubre 2019].
- [38] Megadyne, «MEGADYNE,» marzo 2019. [En línea]. Available: <https://megadynegroup.com/es/productos/v-belts/rubber-wrapped/oleostatic>. [Último acceso: 15 octubre 2019].
- [39] D. Adanta y S. Adi Arifianto, «Effect of Blades Number on Undershot Waterwheel Performance with Variable Inlet Velocity,» noviembre 2018. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/publication/328979758_Effect_of_Blades_Number_on_Undershot_Waterwheel_Performance_with_Variable_Inlet_Velocity?fbclid=IwAR1dAirnLSOMzNy1CFgY5BdRWNJb3X0JYsV8BXI-aq_nlyJiB7jOCs7tyg8. [Último acceso: 17 septiembre 2019].

6. ANEXOS



Figura 54. Motor trifásico de 3 hp.

Fuente: Autores



Figura 55. Variador de frecuencia.

Fuente: Autores



Figura 56. Generador síncrono.

Fuente: Autores



Figura 57. Acoplamiento para álabes.

Fuente: Autores



Figura 58. Perfiles L 40x40x4.

Fuente: Autores



Figura 59. Chumacera 3in.

Fuente: Autores



Figura 60. Disco soporte de álabes.

Fuente: Autores



Figura 61. Ensamble de las ruedas.

Fuente: Autores



Figura 62. Soporte de álabes.

Fuente: Autores



Figura 63. Perfiles UPN 80X40X4

Fuente: Autores



Figura 64. Bandas de transmisión de potencia.

Fuente: Autores



Figura 65. Polea de 500 mm.

Fuente: Autores



Figura 66. Polea de 800 mm.

Fuente: Autores



Figura 67. Turbina Mitchell-banki (lateral).

Fuente: Autores



Figura 68. Turbina Mitchell-Banki (posterior).

Fuente: Autores



Figura 69. Turbina Mitchell-Banki (frontal).

Fuente: Autores



Figura 70. Turbina Mitchell-Banki.

Fuente: Autores

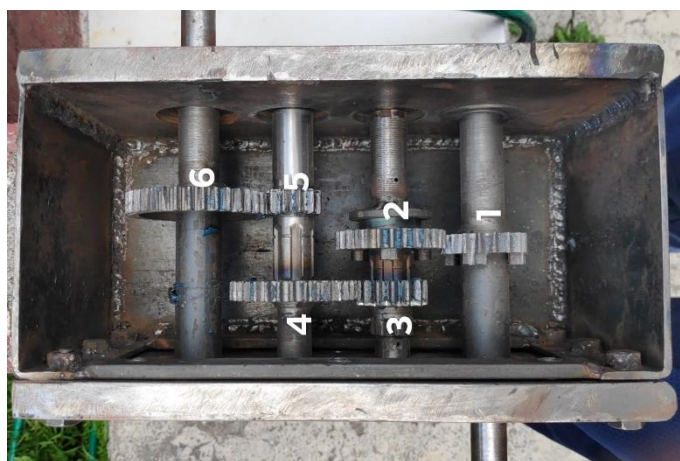


Figura 71. Caja de engranes.

Fuente: Autores



Figura 72. Sistema de generación.

Fuente: Autores



Figura 73. Prueba del sistema de generación.

Fuente: Autores



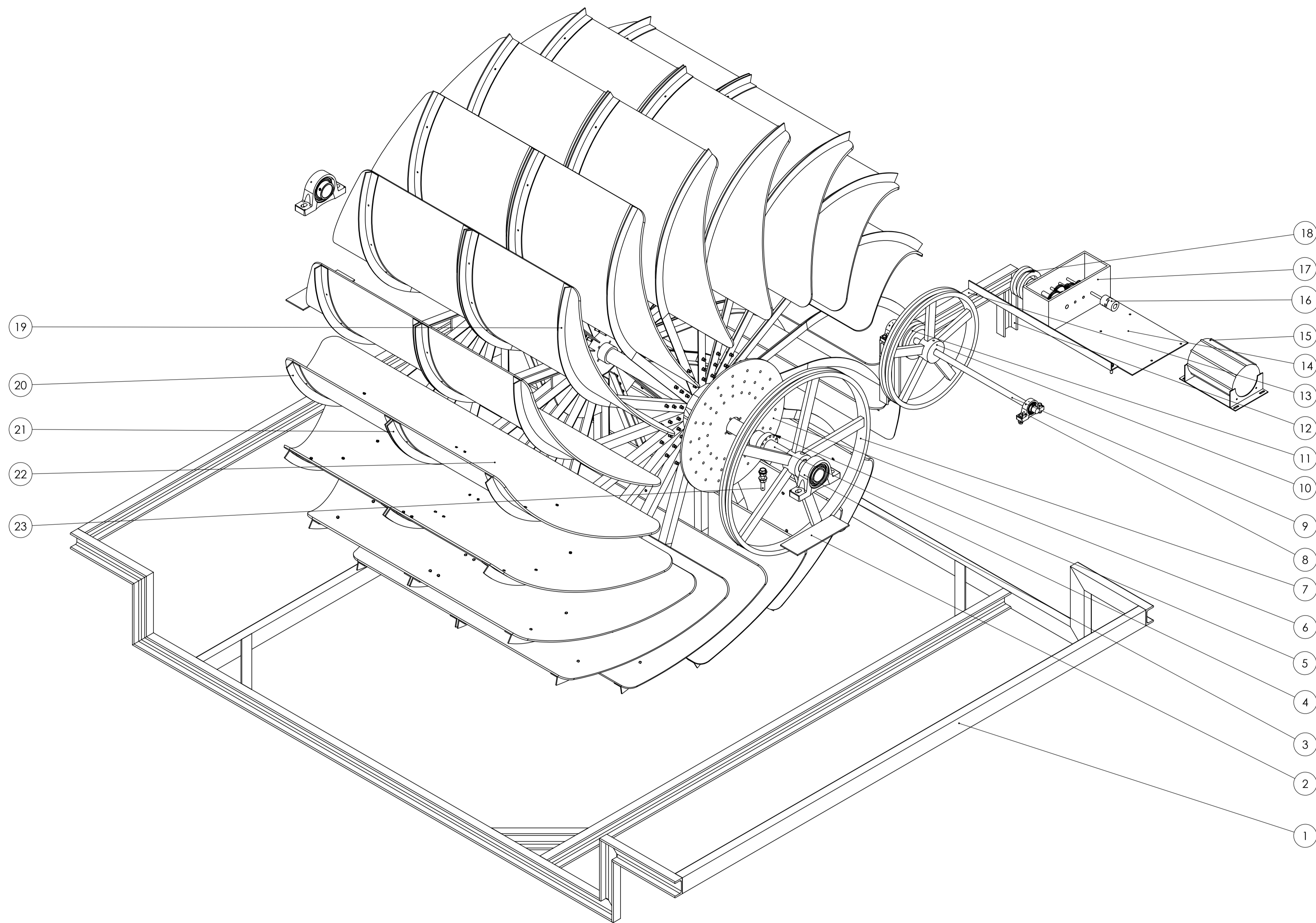
Figura 74. Amperaje obtenido en prueba del sistema de generación.

Fuente: Autores



Figura 75. Voltaje obtenido en el sistema de generación.

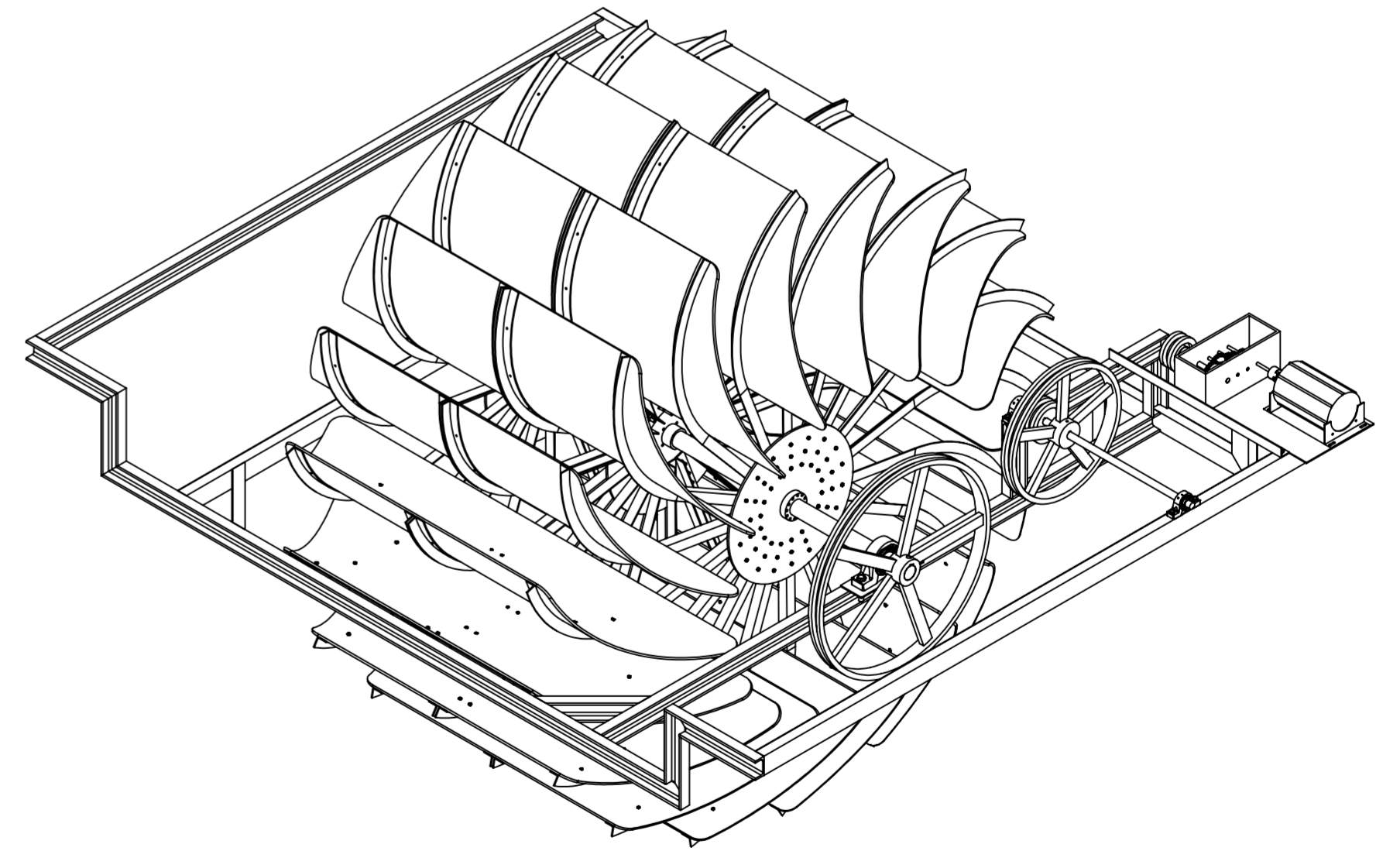
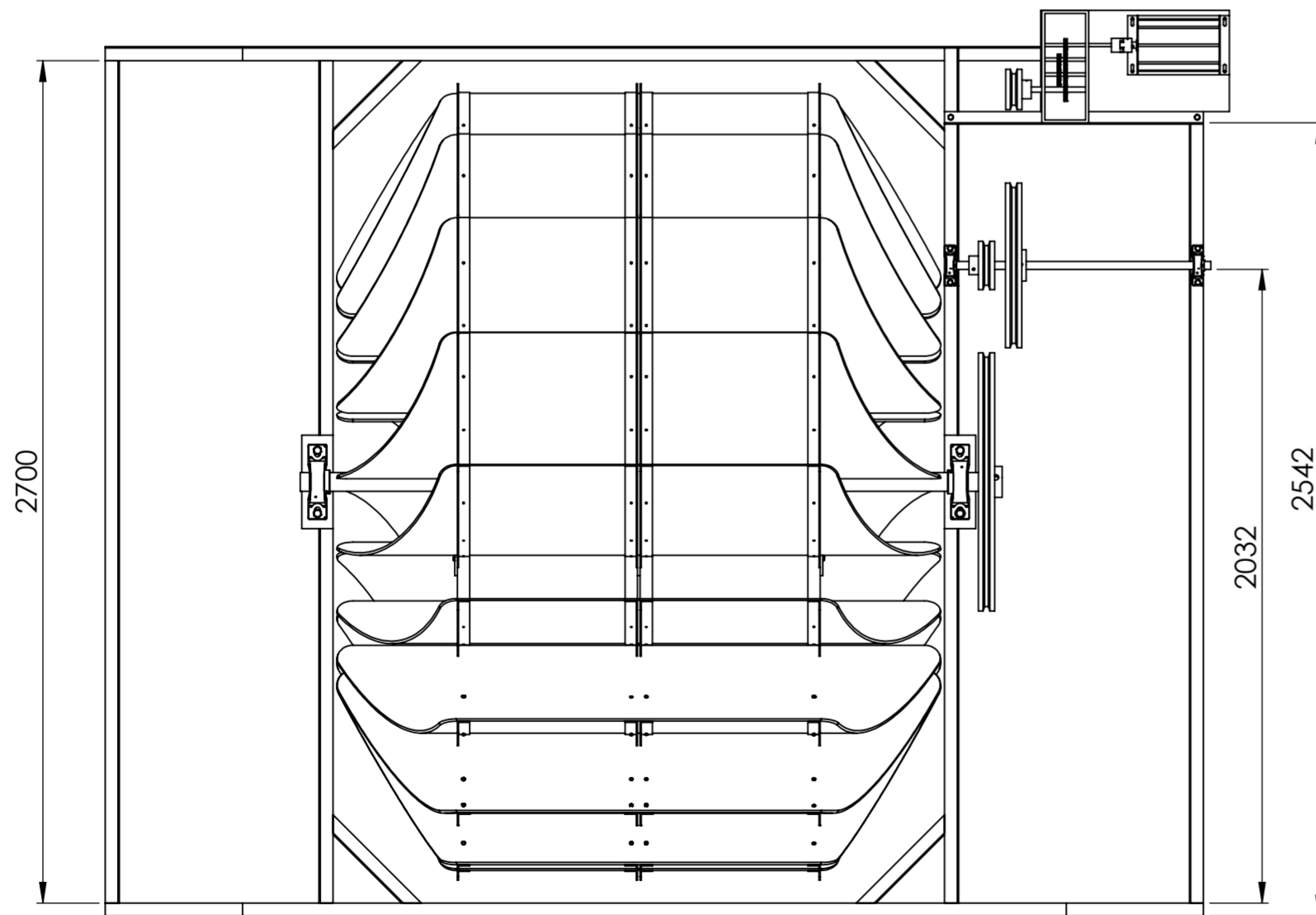
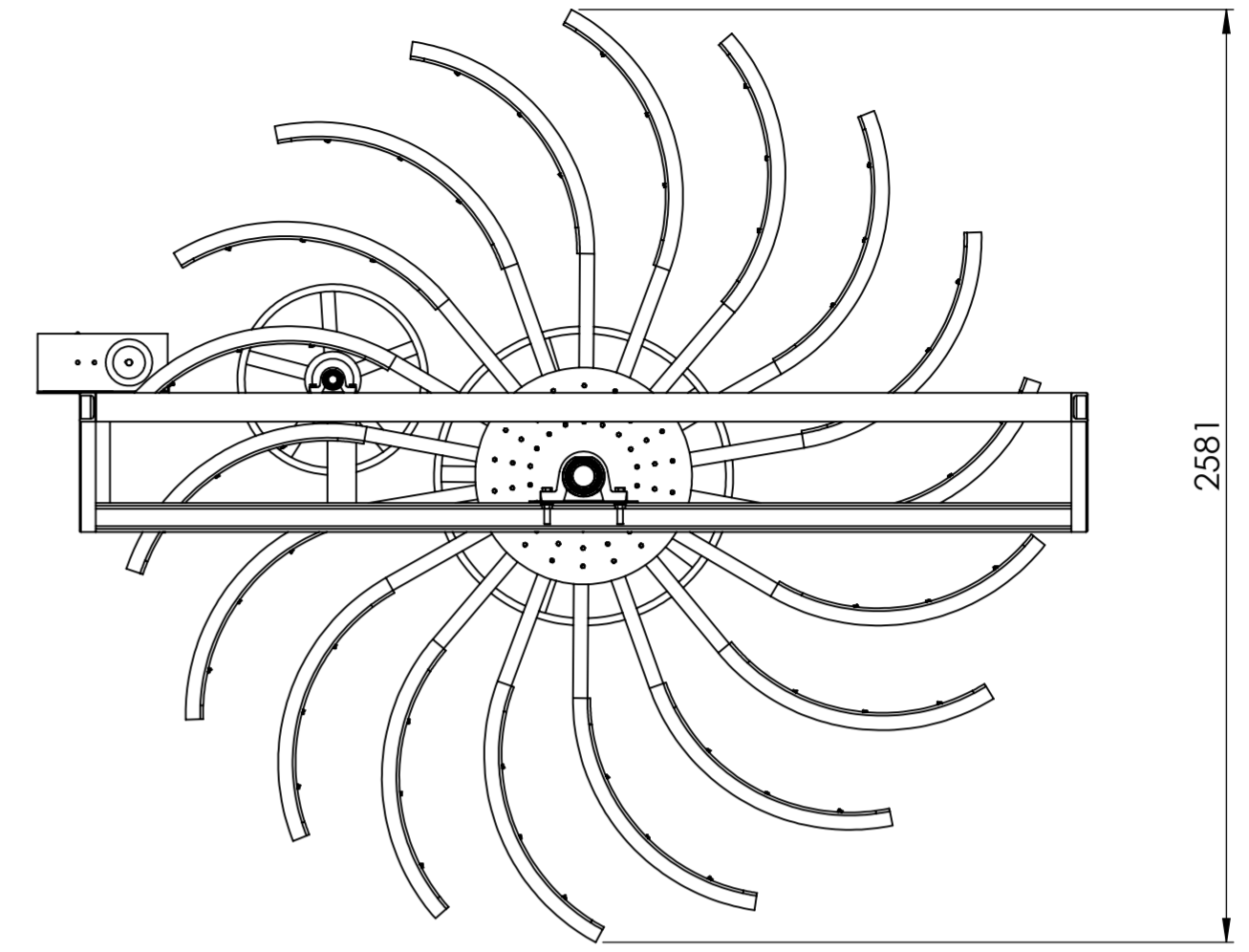
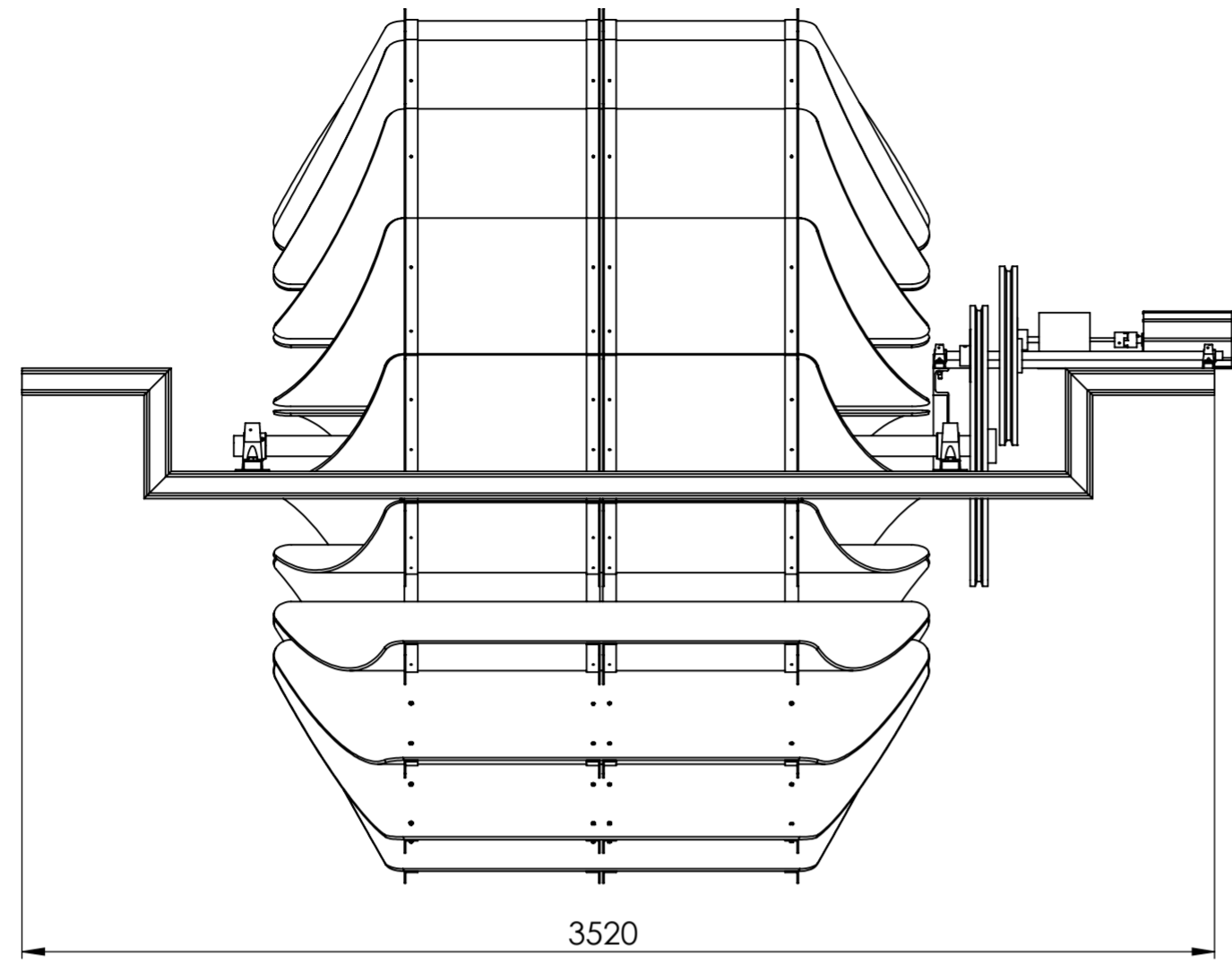
Fuente: Autores



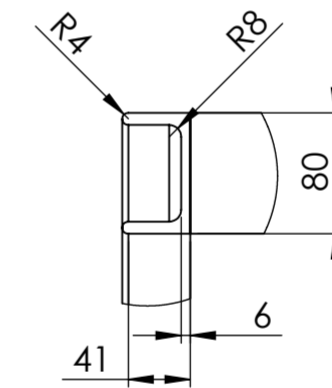
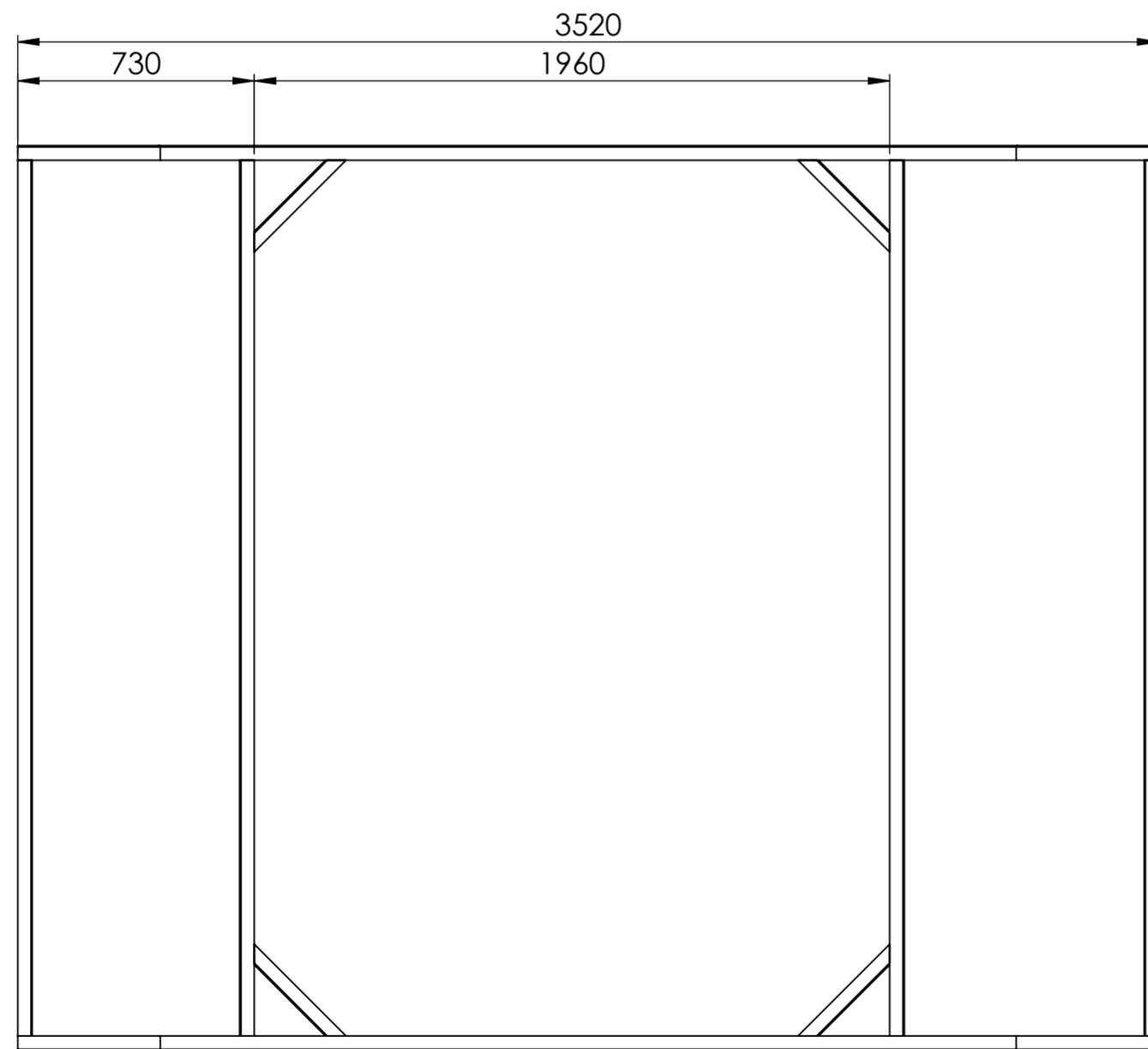
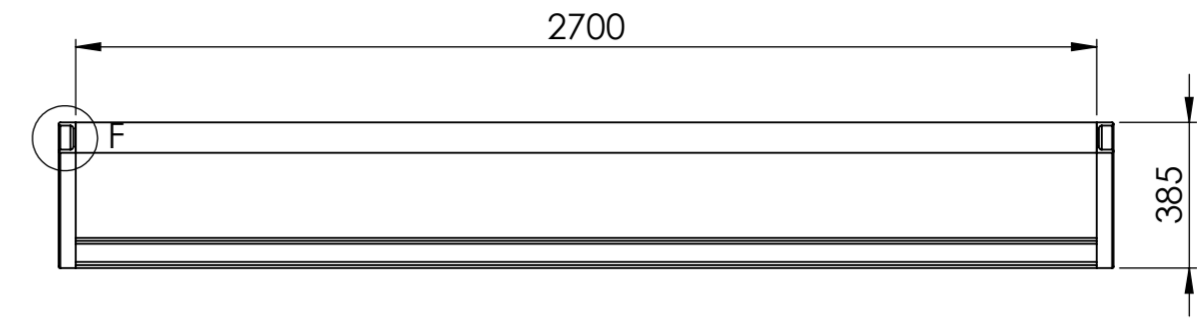
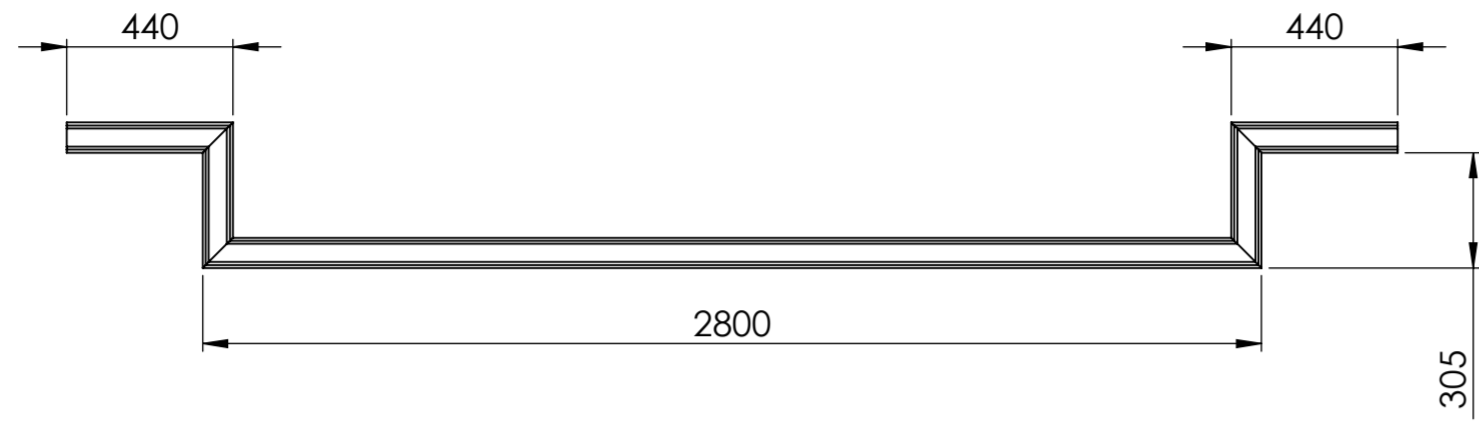
23	Pernos M6 x 1,5	-	Acero al carbono	23	-	-	Adquirir
22	Álabe	-	Triplex	22	10	4.6	Construir
21	Soporte de álabe 3	-	A 36	21	9	3.13	Construir
20	Soporte de álabe 2	-	A 36	20	8	3.13	Construir
19	Soporte de álabe 1	-	A 36	19	7	3.13	Construir
18	Polea 101 mm	-	Aluminio	18	-	1.4	Adquirir
17	Caja multiplicadora de engranes	-	Varios	17	-	17.2	Construir
16	Acople tipo araña L095	-	Varios	16	-	-	Adquirir
15	Generador	-	Varios	15	-	-	Adquirir
14	Soporte multiplicador-generador	-	A 36	14	14	2.7	Construir
13	soporte horizontal UPN polea	-	A 36	13	13	6.7	Construir
12	Soporte vertical UPN polea	-	A 36	12	12	2	Construir
11	Polea 127 mm	-	Aluminio	11	-	1.7	Adquirir
10	Polea 500 mm	-	Aluminio	10	-	6.6	Adquirir
9	Eje poleas	-	1018	9	11	3.3	Adquirir
8	Chumacera 25mm	-	Varios	8	-	-	Adquirir
7	Polea 800 mm	-	Aluminio	7	-	10.5	Adquirir
6	Rueda	-	A 36	6	6	17.2	Construir
5	Buje de sujecion	-	varios	5	-	-	Adquirir
4	Eje	-	1018	4	5	50	Adquirir
3	chamacera 60 mm	-	Varios	3	-	-	Adquirir
2	Soporte chumacera	-	A 36	2	4	1.17	Construir
1	Estructura	-	A 36	1	3	180	Construir

Nº. pieza	Denominación	Nº. de norma	Material	Nº. de orden	No. del Modelo	Peso kg	Observaciones

TOLERANCIA: ±1		PESO: 680,4 Kg		MATERIAL: Varios	
DIBUJO: 5/5/2020	FECHA: 16/9/2020	NOMBRE: Autores		TITULO: Sistema de generación	
REVISOR: 16/9/2020	FECHA: 16/9/2020	NOMBRE: Ego César Andrés		ESCALA: 1:2	
APROBADO: 16/9/2020	FECHA: 16/9/2020	NOMBRE: Ego César Andrés		REGISTRO:	
U.T.A.				Nº DE LÁMINA: HOJA 1 DE 14	
INGENIERÍA MECÁNICA				SUSTITUCIÓN:	



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				± 1	680,4 Kg	Varios	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJO: 5/5/2020	Autores	Sistema de generación	1:20
				REVISO: 16/9/2020	Ing. César Anroba		
				APROBO: 16/9/2020	Ing. César Anroba		
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 2 DE 14	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			



DETALLE F
ESCALA 1 : 5

				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0,1	180 Kg	Acero ASTM A36	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJO: 5/5/2020	Autores	Estructura	1:20
				REVISO: 16/9/2020	Ing. César Anroba		
				APROBO: 16/9/2020	Ing. César Anroba		
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 3 DE 14	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			

1

2

3

4

A

300

B

5

C

100

D

E

				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0,1	1,2 Kg	Aceo ASTM A36	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				DIBUJO:	5/5/2020	Autores	Soporte Chumacera
				REVISO:	16/9/2020	Ing. César Arroba	
				APROBO:	16/9/2020	Ing. César Arroba	
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA	ESCALA:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 4 DE 14	1:2
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	REGISTRO:
							

1

2

3

4

A

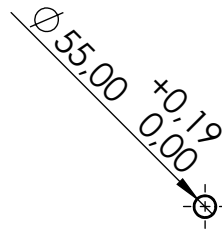
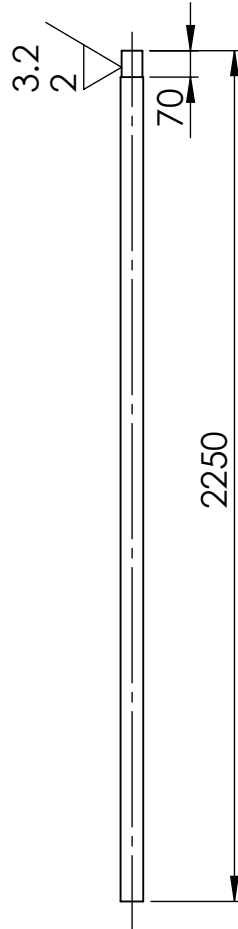
B

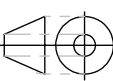
C

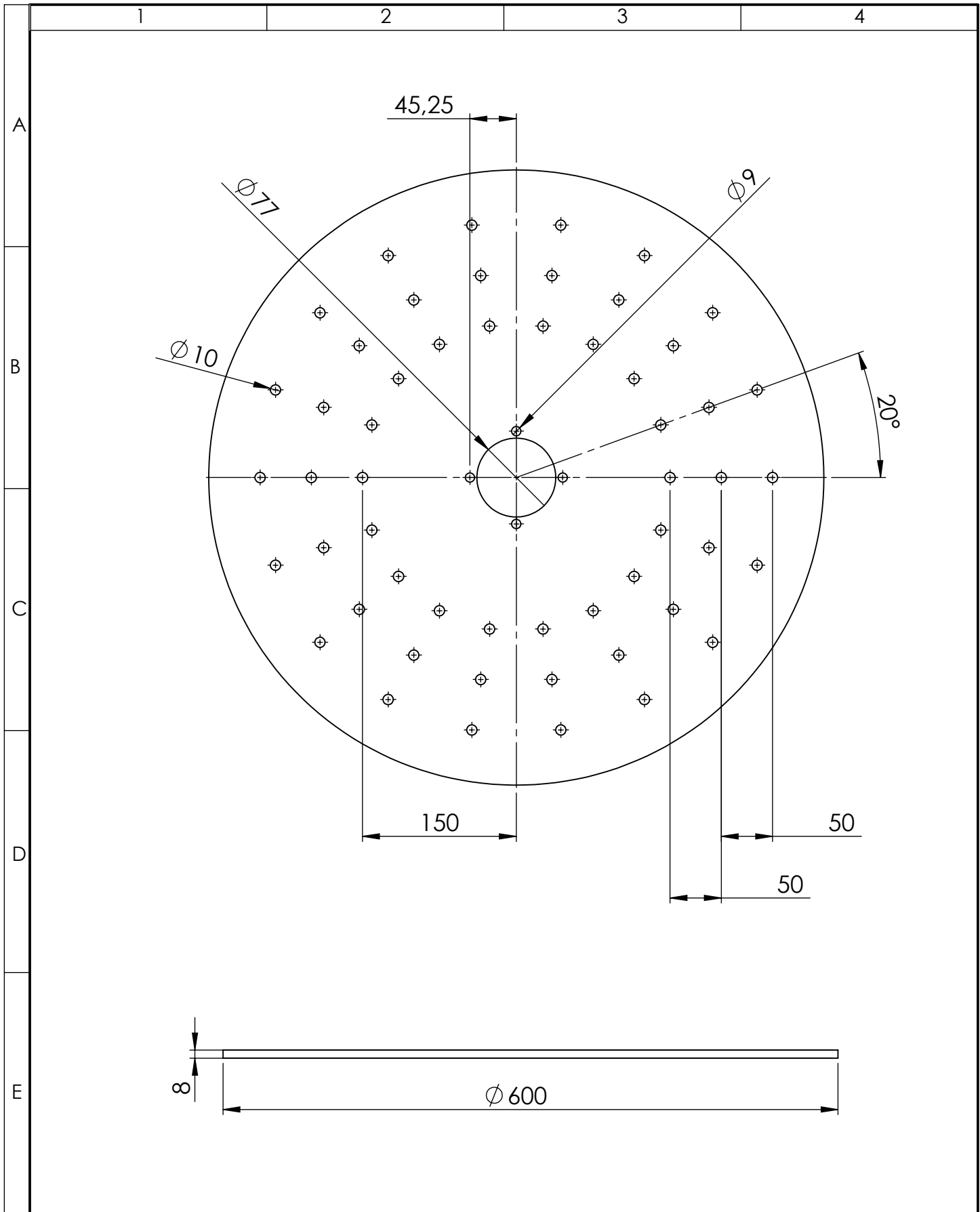
D

E

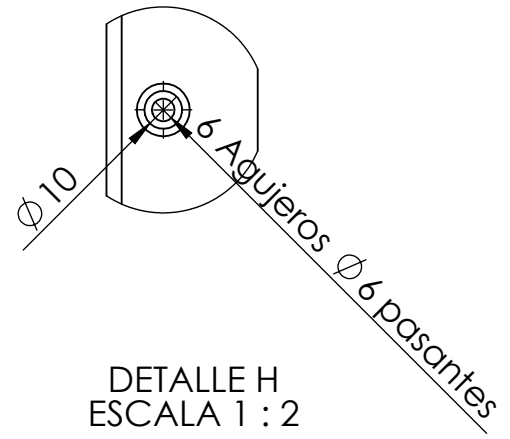
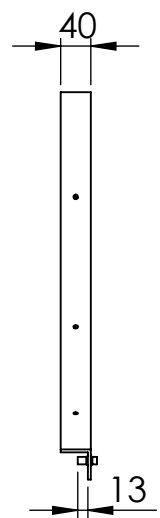
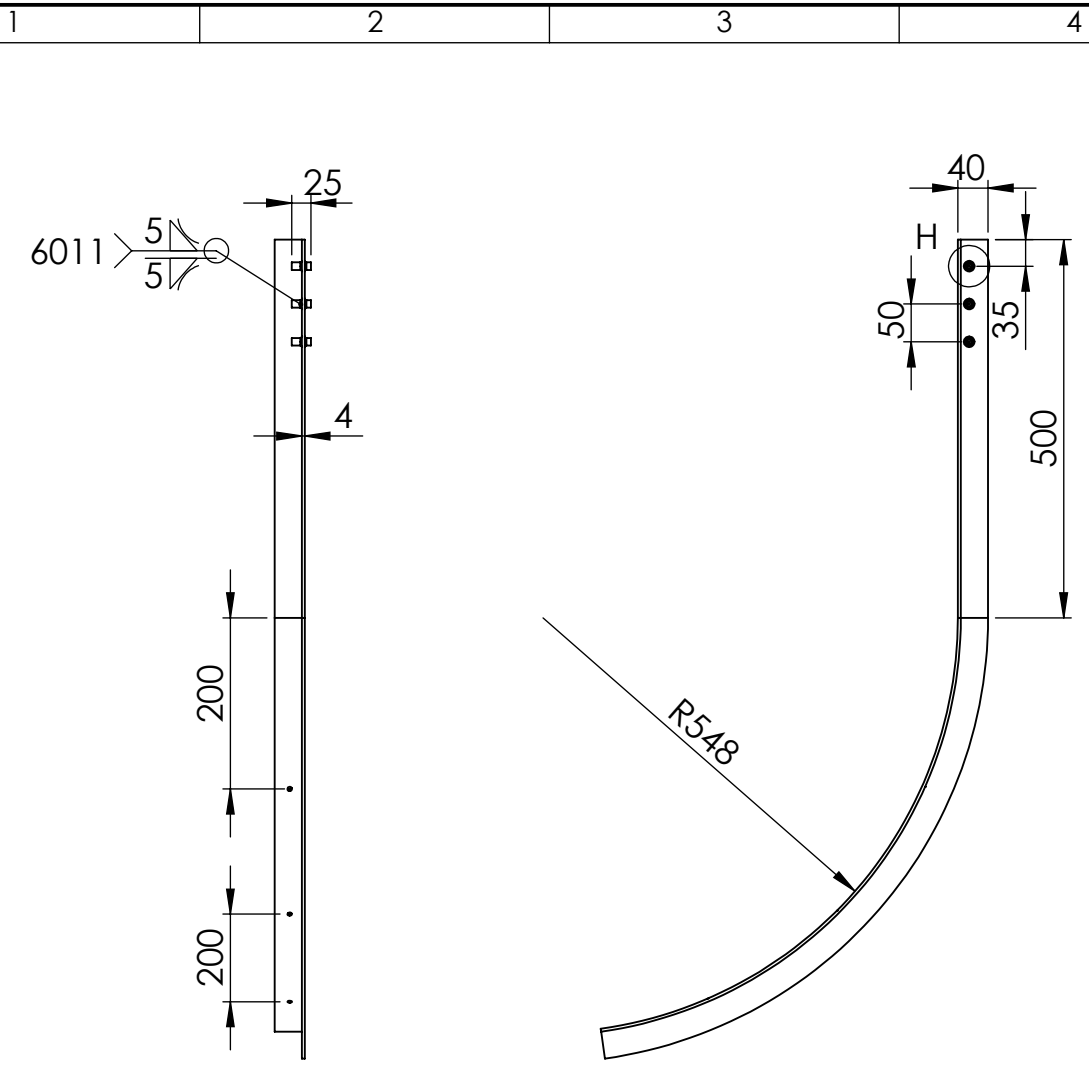
$\varnothing 55.00 \begin{matrix} +0.19 \\ 0.00 \end{matrix}$

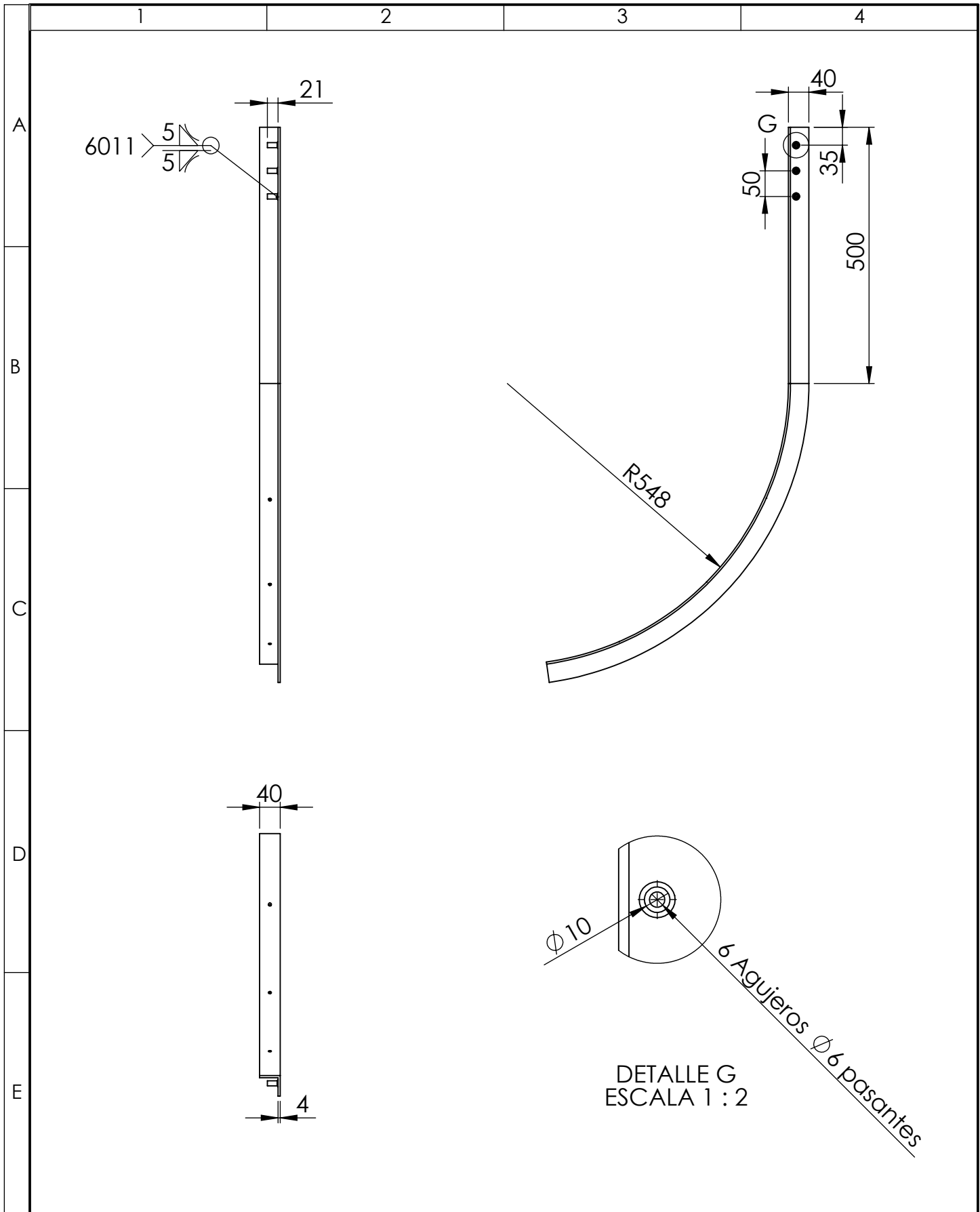
				TOLERANCIA: $\pm 0,1$	PESO: 50 Kg	MATERIAL: AISI 1018	
						TÍTULO: Eje	ESCALA: 1:20
				DIBUJO: 5/5/2020	Autores		REGISTRO: 
				REVISO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				APROBO: 16/9/2020	Ing. César Arroba	N.º DE LÁMINA HOJA 5 DE 14	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:	



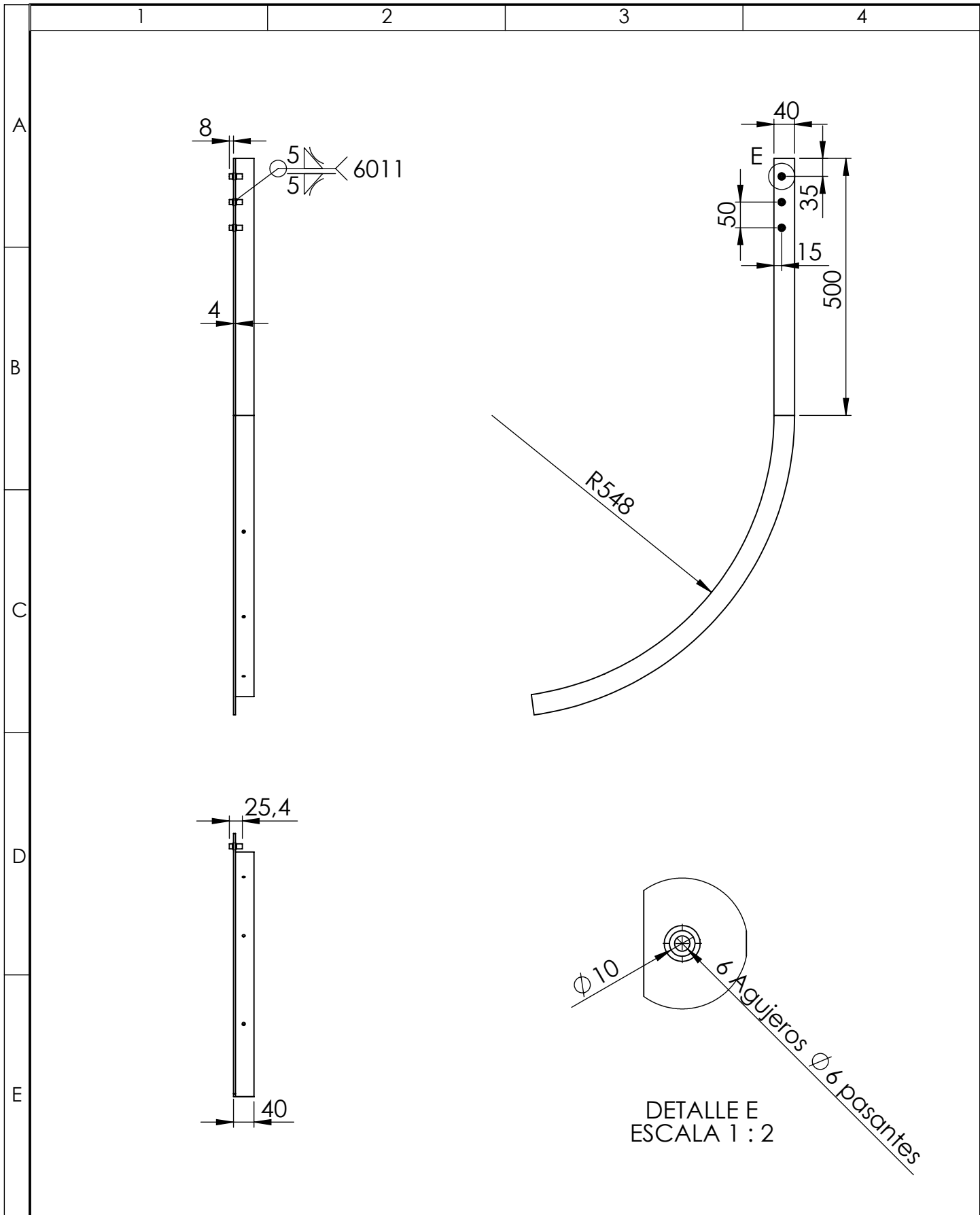
				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 17,2 Kg	MATERIAL: Aceo ASTM A36		
						TÍTULO: Rueda	ESCALA: 1:5	
				DIBUJO: 5/5/2020	Autores		N.º DE LÁMINA HOJA 6 DE 14	REGISTRO:
				REVISO: 16/9/2020	Ing. César Arroba			
				APROBO: 16/9/2020	Ing. César Arroba			
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:		



				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 3,13 Kg	MATERIAL: Aceo ASTM A36	
						TÍTULO: Soporte de álabe 1	ESCALA: 1:10
				DIBUJO: 5/5/2020	Autores		
				REVISO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				APROBO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA HOJA 7 DE 14	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

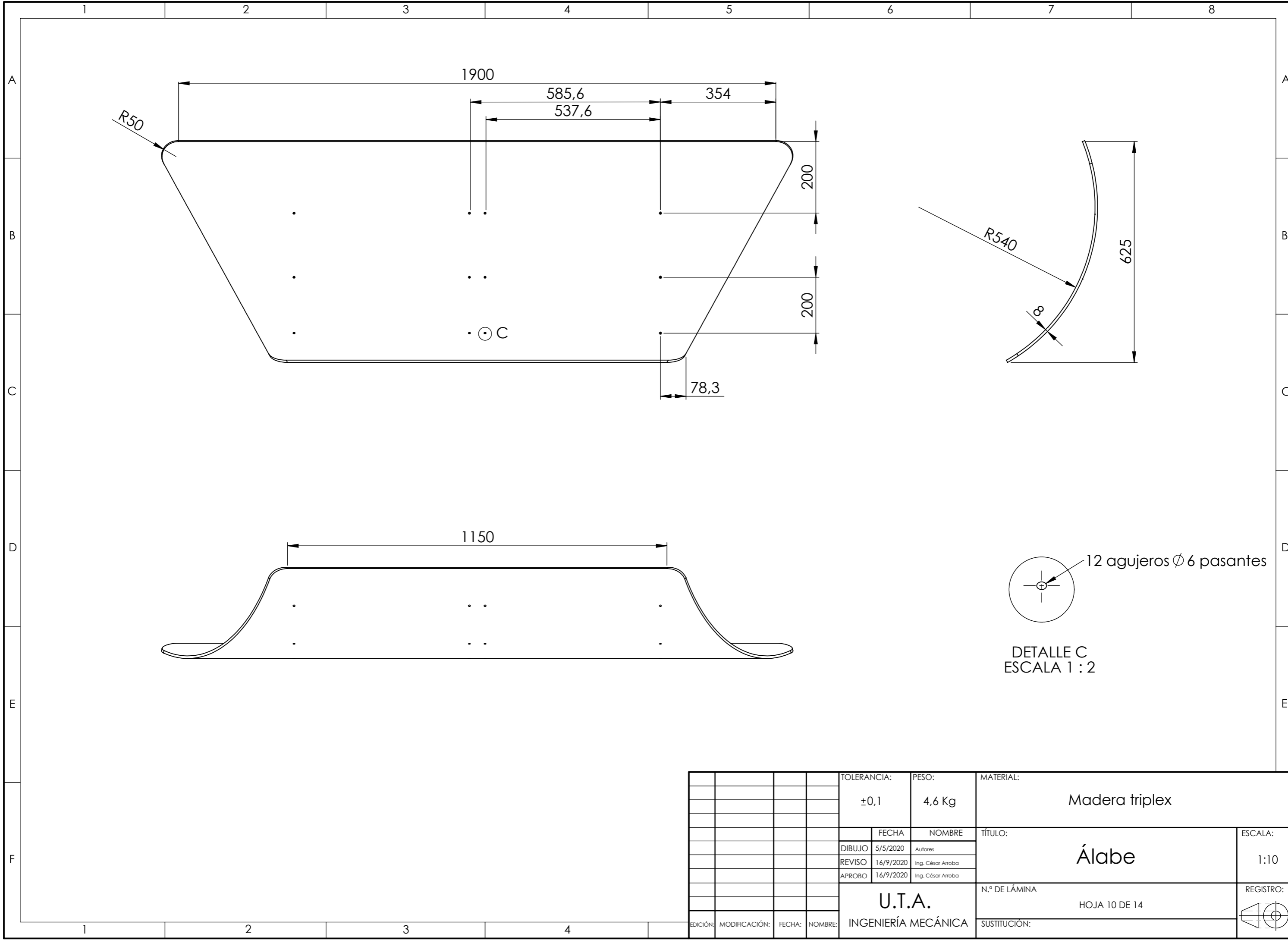


				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 3,13 Kg	MATERIAL: Aceo ASTM A36	
						TÍTULO: Soporte de álabe 2	ESCALA: 1:10
				FECHA	NOMBRE		
				DIBUJO: 5/5/2020	Autores		
				REVISO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				APROBO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA HOJA 8 DE 14	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	



DETALLE E
ESCALA 1 : 2

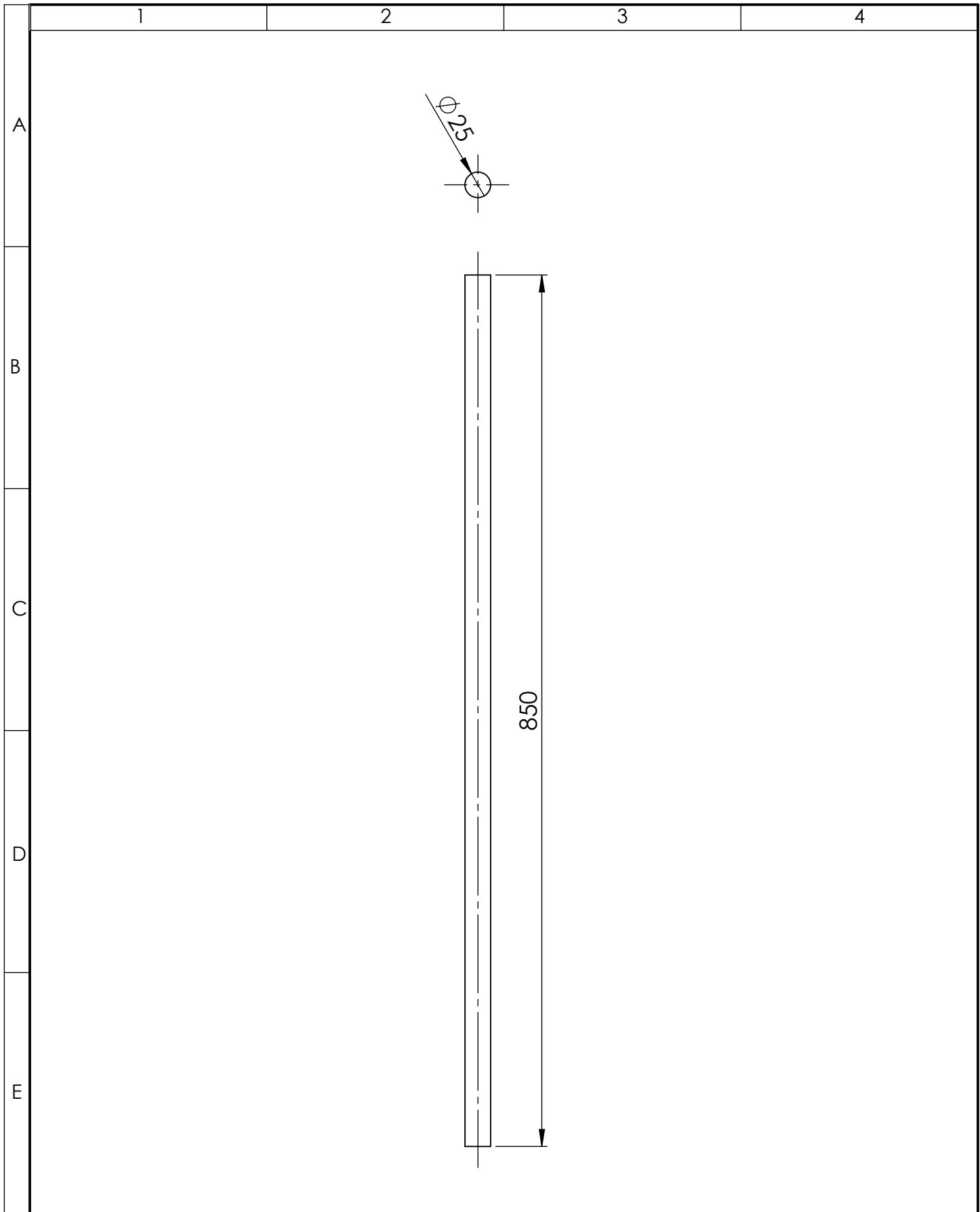
				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 3,13 Kg	MATERIAL: Aceo ASTM A36	
						TÍTULO: Soporte de álabe 3	ESCALA: 1:10
				FECHA	NOMBRE		
				DIBUJO: 5/5/2020	Autores		
				REVISO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				APROBO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA HOJA 9 DE 14	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	



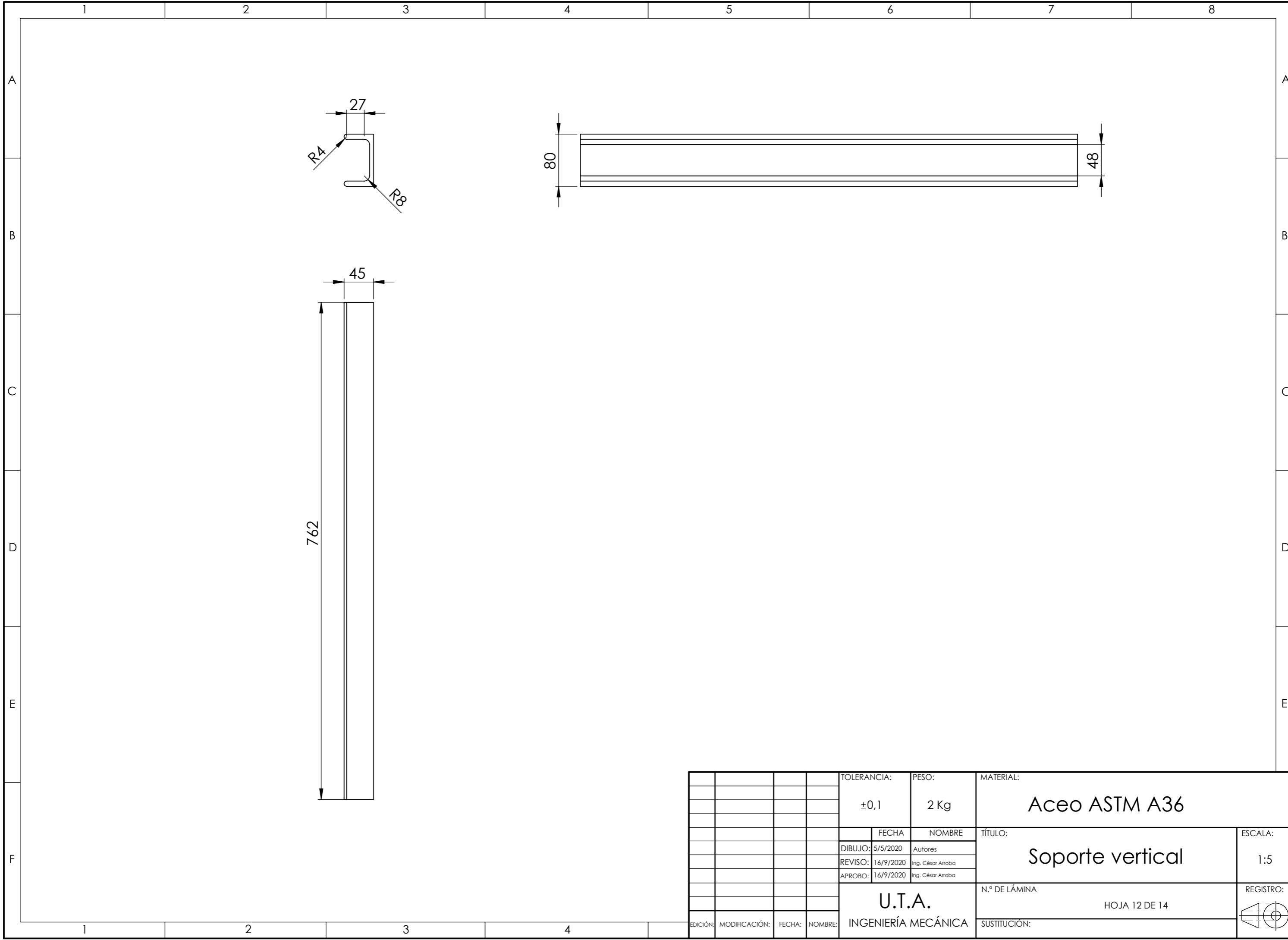
12 agujeros $\varnothing 6$ pasantes

DETALLE C
ESCALA 1 : 2

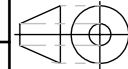
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:			
				$\pm 0,1$	4,6 Kg	Madera triplex			
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:		ESCALA:
				DIBUJO	5/5/2020	Autores	Álabe		1:10
				REVISO	16/9/2020	Ing. César Arroba			
				APROBO	16/9/2020	Ing. César Arroba			
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA			N.º DE LÁMINA	REGISTRO:	
							HOJA 10 DE 14		
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:				SUSTITUCIÓN:		

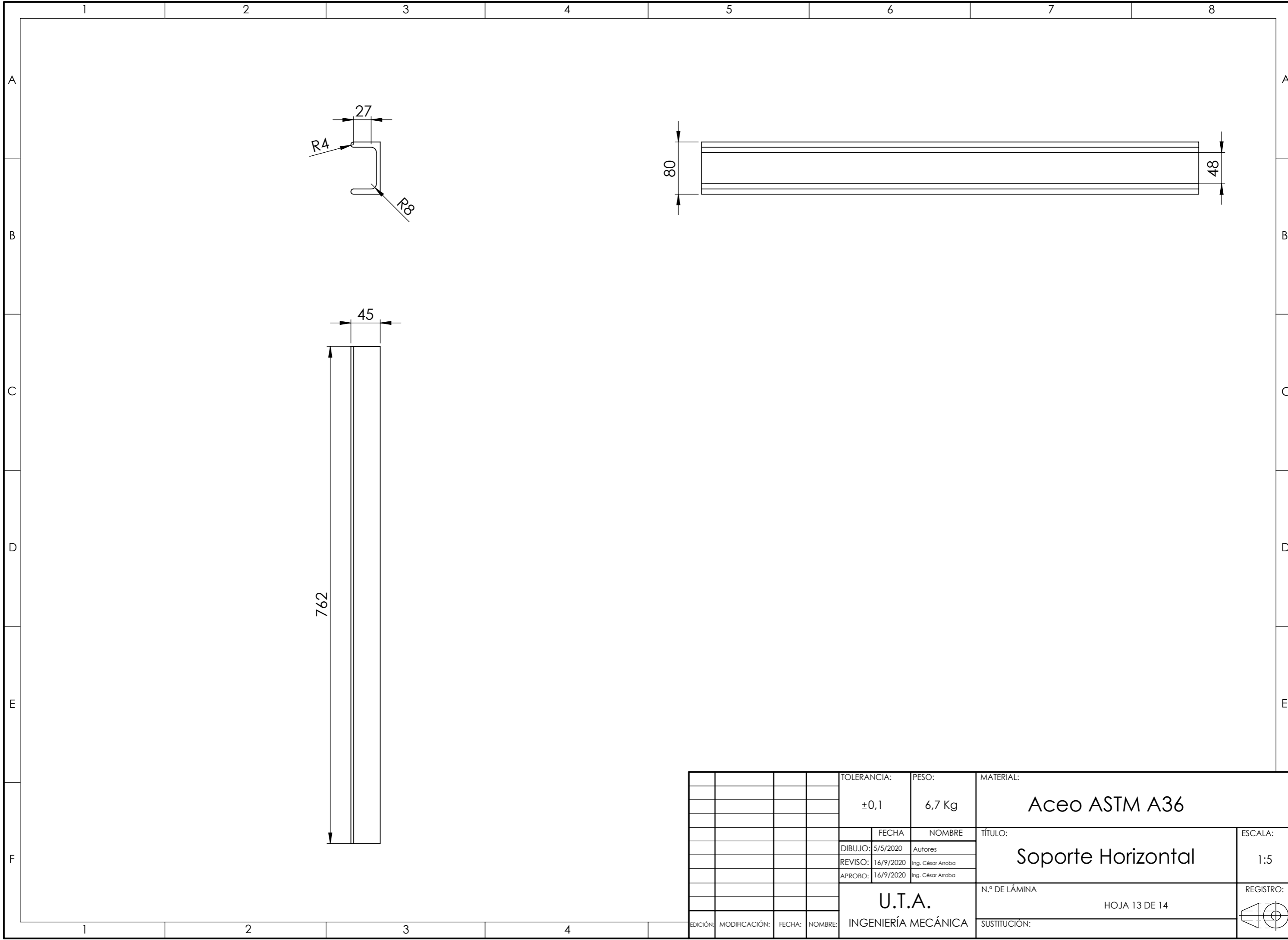


				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 3,3 Kg	MATERIAL: AISI 1018	
						TÍTULO: Eje polea	ESCALA: 1:5
				DIBUJO: 5/5/2020	Autores		
				REVISO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				APROBO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA HOJA 11 DE 14	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	

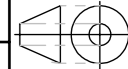


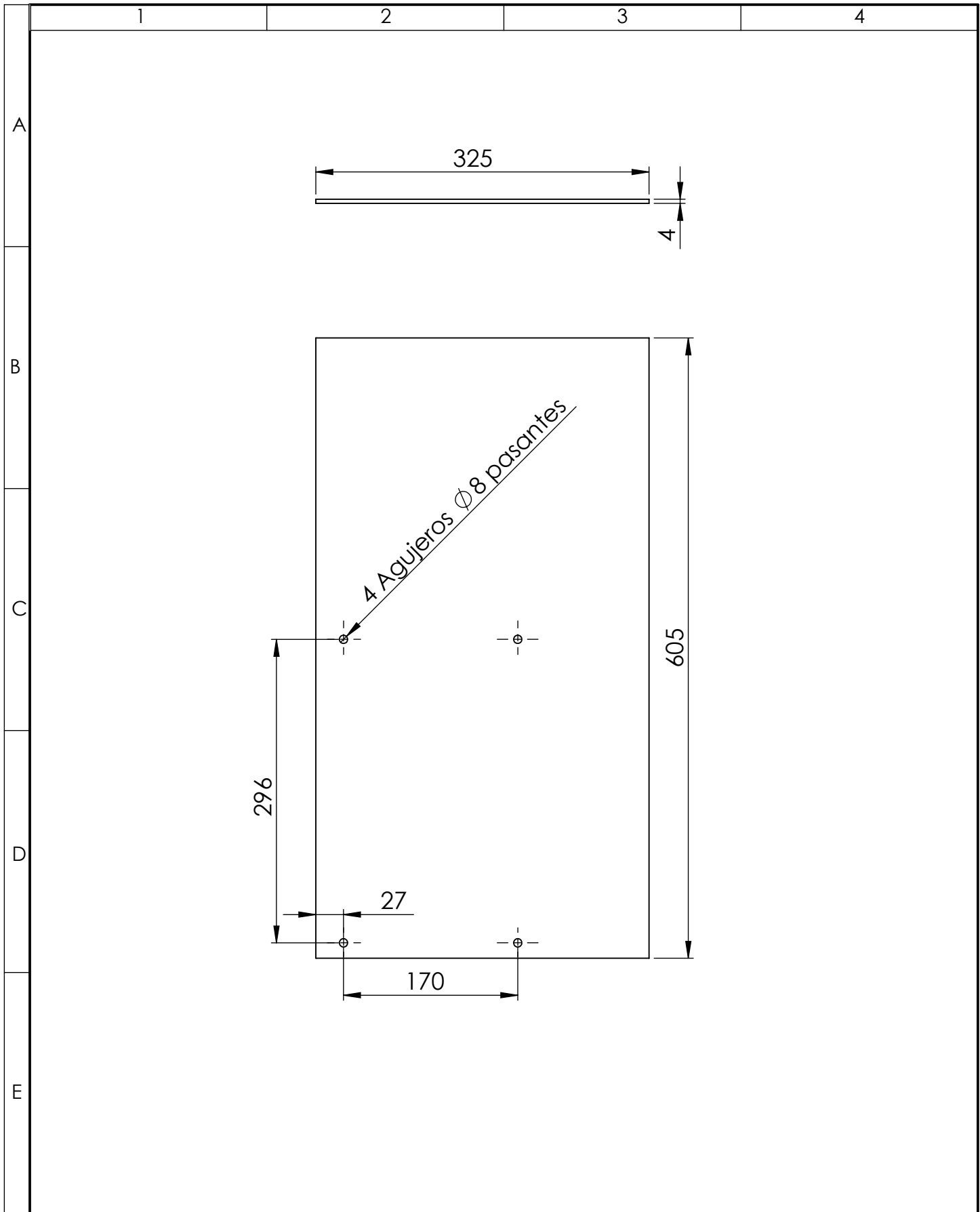
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0,1	2 Kg	Aceo ASTM A36	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				DIBUJO:	5/5/2020	Autores	Soporte vertical
				REVISO:	16/9/2020	Ing. César Arriba	
				APROBO:	16/9/2020	Ing. César Arriba	
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA	
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 12 DE 14	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	REGISTRO:





				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0,1	6,7 Kg	Aceo ASTM A36	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				DIBUJO:	5/5/2020	Autores	Soporte Horizontal
				REVISO:	16/9/2020	Ing. César Arriba	
				APROBO:	16/9/2020	Ing. César Arriba	
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA	
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 13 DE 14	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	REGISTRO:





				TOLERANCIA: ±0,1	PESO: 2,7 Kg	MATERIAL: Aceo ASTM A36	
						TÍTULO: Soporte generador	ESCALA: 1:5
				DIBUJO: 5/5/2020	Autores		
				REVISO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				APROBO: 16/9/2020	Ing. César Arroba		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA HOJA 14 DE 14	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:	