



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

DISEÑO, FABRICACIÓN Y ANÁLISIS DE UNA TURBINA FRANCIS PARA USO DOCENTE

Alumno: Alba Serna Perales

Tutor: Prof. D. Mario Miró Barnés
Depto.: Ingeniería Mecánica y Minera

Septiembre, 2023



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

DISEÑO, FABRICACIÓN Y ANÁLISIS DE UNA TURBINA FRANCIS PARA USO DOCENTE

Alumno:

SERNA
PERALES
ALBA -
26507300F

Firmado
digitalmente por
SERNA PERALES
ALBA - 26507300F
Fecha: 2023.08.21
15:09:18 +02'00'

Alba Serna Perales

Tutor:

MIRO
BARNES
MARIO -
26219341P

Fecha:
2023.08.22
12:45:22
+02'00'

Prof. D. Mario Miró Barnés

Septiembre, 2023

ÍNDICE

ÍNDICE DE SIMBOLOGÍA.	4
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.	5
ÍNDICE DE GRÁFICOS.	8
ÍNDICE DE TABLAS.	9
1. RESUMEN.	10
2. OBJETIVOS.	11
3. INTRODUCCIÓN.	12
3.1. Máquinas de fluido.	12
3.1.1. Clasificación de las máquinas de fluido.	12
3.2. Turbomáquinas.	14
3.2.1. Clasificación de turbomáquinas hidráulicas.	14
3.2.2. Aplicación de las turbomáquinas hidráulicas.	19
3.3. Turbina Francis.	20
3.3.1. Descripción y ventajas.	21
3.3.2. Clasificación de las turbinas Francis.	22
3.3.3. Elementos constitutivos.	27
4. MATERIALES Y MÉTODOS.	31
4.1. Materiales empleados.	31
4.2. Máquinas empleadas.	32
4.2.1. Centro de mecanizado CNC Lagun 650.	32
4.2.2. Máquina de corte por agua TCI-cutting BP-C 1515.	33
4.2.3. Impresora 3D para resina ANYCUBIC Photon Mono X.	34
4.2.4. Otras máquinas de taller.	34
4.2.5. Software empleado.	36

5. CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES DE LA TURBINA FRANCIS.	37
5.1. Cálculos previos.	37
5.2. Diseño de los elementos principales de la turbina Francis.	42
5.2.1. Rodete.	42
5.2.2. Álabes directrices.	44
5.2.3. Cámara espiral.	45
6. DISEÑO CAD.	48
6.1. Rodete.	48
6.2. Álabes directrices.	50
6.3. Carcasa.	52
6.4. Eje principal.	54
6.5. Montaje tridimensional.	55
7. FABRICACIÓN Y MONTAJE.	57
7.1. Rodete y álabes.	59
7.2. Carcasa.	61
7.3. Tapa de carcasa.	62
7.4. Polea de freno.	64
7.5. Elementos del distribuidor.	66
7.6. Topes de anillo distribuidor.	67
7.7. Eje principal, eje álabes y eje distribuidor.	68
7.8. Acoplamiento de la polea a la carcasa.	69
7.9. Bastidor.	70
7.10. Ensamblaje Turbina Francis.	71
8. INCIDENCIAS.	73

9. CARACTERIZACIÓN.	77
9.1. Apertura de álabes al 100%.	79
9.1.1. Caudal 7,3 m ³ /h.	79
9.1.2. Caudal 7,9 m ³ /h.	80
9.1.3. Caudal 8 m ³ /h.	81
9.1.4. Curvas características, álabes 100%.	82
9.2. Apertura de álabes al 50%.	84
9.2.1. Caudal 8 m ³ /h.	84
9.2.2. Caudal 8,4 m ³ /h.	85
9.2.3. Caudal 8,6 m ³ /h.	86
9.2.4. Curvas características, álabes 50%.	87
9.3. Apertura de álabes al 25%.	89
9.3.1. Caudal 8,2 m ³ /h.	89
9.3.2. Caudal 8,6 m ³ /h.	90
9.3.3. Caudal 8,8 m ³ /h.	91
9.3.4. Curvas características, álabes 25%.	92
10. CONCLUSIONES.	94
11. PROPUESTAS A FUTURO.	96
12. BIBLIOGRAFÍA.	96
13. ANEXOS.	97
13.1. Manuales.	97
13.2. Velocidades de mecanizado.	107
13.3. Tiempos de fabricación.	111
13.4. Coordenadas para diseño de álabe móvil.	117
13.5. Planos.	117

ÍNDICE DE SIMBOLOGÍA.

α	Ángulo formado por la velocidad absoluta y tangencial.
β	Ángulo formado por la velocidad relativa y tangencial.
η_h	Rendimiento hidráulico.
Ω, Ω_s	Velocidad angular, velocidad específica.
ψ	Factor experimental dependiente de β_2 .
θ	Ángulo en el radio de la cámara espiral de sección cuadrada.
ϕ	Ángulo de inclinación de los álabes del rodete.
b	Altura del álabe.
D	Diámetro.
e_z	Coeficiente de ajuste.
g	Aceleración de la gravedad.
H_n	Altura neta.
$H_{t\infty}$	Altura teórica de Euler para infinito número de álabes.
H_t	Altura teórica.
H_u	Altura de Euler para número finito de álabes.
Q	Caudal.
r	Radio.
s	Espesor del álabe.
S	Momento estático de la línea media del álabe.
t	Paso del fluido a través de los álabes.
u	Velocidad tangencial.
c	Velocidad absoluta.
c_m	Velocidad meridiana.
c_u	Proyección de la velocidad absoluta sobre la tangencial.
w	Velocidad relativa.
w_u	Proyección de la velocidad relativa sobre la tangencial.
W_e	Potencial útil.
W_h	Potencia hidráulica.
Y	Energía intercambiada de un fluido.
z	Número de álabes.
p	Presión.
ρ	Densidad.
Z	Salto de altura de la turbina.
v_1	Velocidad a la entrada.
v_2	Velocidad a la salida.
C	Constante que relaciona radio de entrada con velocidad tangencial.

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.

FIG. 1. BOMBA DE TUBO FLEXIBLE.	13
FIG. 2. BOMBA DE PALETAS DESLIZANTES.	13
FIG. 3. BOMBA DE ENGRANAJES EXTERIORES Y TORNILLO.	13
FIG. 4. TRAYECTORIA DEL FLUJO A) RADIAL, B) AXIAL, C) MIXTA.	15
FIG. 5. A) TRAYECTORIA RELATIVA (PUNTEADA) Y TRAYECTORIA ABSOLUTA. B) TRIÁNGULO DE VELOCIDADES.	15
FIG. 6. COORDENADAS DE LA PARTÍCULA EN EL RODETE DE UNA TURBOMÁQUINA HIDRÁULICA.	16
FIG. 7. SECCIÓN TRANSVERSAL DE TURBINA DE REACCIÓN KAPLAN.	17
FIG. 8. SECCIÓN TRANSVERSAL DE TURBINA DE ACCIÓN PELTON.	18
FIG. 9. CLASIFICACIÓN SEGÚN SU VELOCIDAD ESPECÍFICA.	19
FIG. 10. JAMES BICHENO FRANCIS (1815-1892).	20
FIG. 11. DIAGRAMA DE UNA TURBINA FRANCIS.	21
FIG. 12. INSTALACIÓN DE TIPO CERRADO.	23
FIG. 13. INSTALACIÓN DE TIPO ABIERTO.	23
FIG. 14. TURBINA FRANCIS GEMELAS CON TUBO DE ASPIRACIÓN DOBLE.	24
FIG. 15. TURBINA FRANCIS DE EJE HORIZONTAL (IZQUIERDA) Y EJE VERTICAL (DERECHA).	26
FIG. 16. PERSPECTIVA SIMPLIFICADA DE UN CORTE DE UNA TURBINA FRANCIS DE ALTA PRESIÓN.	27
FIG. 17. CÁMARA ESPIRAL DE UNA TURBINA FRANCIS.	28
FIG. 18. DIFERENTES SECCIONES DE VOLUTA.	28
FIG. 19. DISTRIBUIDOR FINK.	29
FIG. 20. RODETE NORMAL DE UNA TURBINA FRANCIS.	30
FIG. 21. DIFUSOR TURBINA FRANCIS.	30
FIG. 22. CENTRO DE MECANIZADO CNC LAGUN 650.	32
FIG. 23. TCI-CUTTING BP-C 1515.	33
FIG. 24. ANYCUBIC PHOTON MONO X.	34
FIG. 25. PRENSA HIDRÁULICA CAT83010TS.	35
FIG. 26. TORNO.	35
FIG. 27. SIERRA DE CINTA OPTIMUM S275G.	35
FIG. 28. TALADRO DE COLUMNA.	35
FIG. 29. ESMERILADORA.	35
FIG. 30. DIFERENTES LOGOTIPOS DE SOFTWARES UTILIZADOS.	36
FIG. 31. TRIANGULO DE VELOCIDADES A LA ENTRADA.	40
FIG. 32. TRIANGULO DE VELOCIDADES A LA SALIDA.	40
FIG. 33. DISEÑO 3D DEL RODETE EN EL SOFTWARE AUTODESK INVENTOR 2022.	44
FIG. 34. DISEÑO 3D DEL ÁLABE DIRECTRIZ NACA 9612.	45
FIG. 35. ESQUEMA DE LA CÁMARA ESPIRAL LOGARÍTMICA DE UNA BOMBA RADIAL.	46

FIG. 36. DISEÑO 3D DE CÁMARA ESPIRAL EN CARCASA.	47
FIG. 37. BOCETO DE ÁLABE PARA RODETE EN AUTODESK INVENTOR 2022.	49
FIG. 38. EXTRUSIÓN DE ÁLABE PARA RODETE EN AUTODESK INVENTOR 2022.	49
FIG. 39. PATRÓN CIRCULAR PARA LA CREACIÓN DE RODETE.	49
FIG. 40. WEB GENERADORA DE PERFIL NACA.	50
FIG. 41. SPLINE DE PUNTOS IMPORTADOS DE EXCEL PARA DISEÑO DEL ÁLABE DIRECTRIZ.	51
FIG. 42. EXTRUSIÓN DE GEOMETRÍA DEL ÁLABE DIRECTRIZ.	51
FIG. 43. CREACIÓN DE AGUJERO EN ÁLABE DIRECTRIZ.	51
FIG. 44. CARCASA CON CÁMARA ESPIRAL.	52
FIG. 45. DISEÑO DE LA JUNTA Y RAMPA EN CARCASA.	53
FIG. 46. DISEÑO DE LA PARTE DELANTERA DE LA CARCASA.	53
FIG. 47. DISEÑO DE LA PARTE TRASERA DE LA CARCASA.	53
FIG. 48. DISEÑO DE EJE PRINCIPAL DE LA TURBINA FRANCIS EN INVENTOR.	54
FIG. 49. HERRAMIENTA DESIGN ACCELERATOR.	54
FIG. 50. VISTA SECCIONADA DEL CONJUNTO PARA LA VERIFICACIÓN DEL EJE.	55
FIG. 51. DISEÑO EN AUTODESK INVENTOR DEL CONJUNTO TURBINA FRANCIS.	56
FIG. 52. DISEÑO EN AUTODESK INVENTOR DEL CONJUNTO TURBINA FRANCIS PARTE TRASERA.	56
FIG. 53. DISEÑO DEL DISTRIBUIDOR EN AUTODESK INVENTOR 2022.	57
FIG. 54. CALIBRADO DE LA BASE EN IMPRESORA 3D.	59
FIG. 55. VERTIDO DE RESINA EN BANDEJA DE IMPRESORA 3D.	59
FIG. 56. IMPRESIÓN DE RODETE.	60
FIG. 57. SECADO FRENTE A LÁMPARA UV.	60
FIG. 58. PRIMER DISEÑO DE RODETE Y ÁLABES.	60
FIG. 59. SIMULACIÓN DE MECANIZADOS DE LA CARCASA EN AUTODESK FUSION 360°.	61
FIG. 60. CARCASA EN BRUTO CON CONTORNOS EXTERIORES.	61
FIG. 61. CÁMARA ESPIRAL TRAS LA MECANIZACIÓN.	62
FIG. 62. MECANIZADO DE LA CÁMARA ESPIRAL.	62
FIG. 63. TAPA DE METACRILATO EN BRUTO CON CONTORNOS EXTERIORES.	63
FIG. 64. SIMULACIÓN DE MECANIZADOS DE LA TAPA EN AUTODESK FUSION 360°.	63
FIG. 65. MECANIZADO DE LA TAPA DE METACRILATO.	64
FIG. 66. TORNEADO DE POLEA DE FRENO EN BRUTO.	65
FIG. 67. MECANIZADO POR CONTROL NUMÉRICO DE LA POLEA DE FRENO.	65
FIG. 68. POLEA DE FRENO MECANIZADA.	66
FIG. 69. OPTIMIZACIÓN DEL ESPACIO ENTRE PIEZAS EN AUTOCAD.	66
FIG. 70. CONJUNTO DE PIEZAS DEL DISTRIBUIDOR MECANIZADAS.	67
FIG. 71. TOPE DE SUJECCIÓN ANILLO DISTRIBUIDOR.	67

FIG. 72. IMPORTACIÓN DE GEOMETRÍA A IMPRESORA 3D EN ANYCUBIC PHOTONWORKSHOP.	68
FIG. 73. TOPE DE SUJECCIÓN DE ANILLO DISTRIBUIDOR.	68
FIG. 74. EJE PRINCIPAL MECANIZADO.	69
FIG. 75. DISEÑO EN INVENTOR DEL ACOPLAMIENTO POLEA CARCASA.	69
FIG. 76. ACOPLAMIENTO DE LA POLEA A LA CARCASA MECANIZADO.	70
FIG. 77. CORTE DE PERFILES BOSCH MEDIANTE SIERRA.	71
FIG. 78. BASTIDOR DE LA TURBINA FRANCIS.	71
FIG. 79. ENSAMBLAJE DE LA TURBINA FRANCIS.	72
FIG. 80. ROTOR ORIGINAL DE LA TURBINA DE LABORATORIO.	73
FIG. 81. ROTOR CON β_1 IGUAL A 35° Y 11 ÁLABES.	73
FIG. 82. ROTOR CON β_1 IGUAL A 35°.	73
FIG. 83. ROTURA DE ÁLABES DEBIDO AL MATERIAL.	74
FIG. 84. NUEVO DISEÑO DE ÁLABES EN ALUMINIO.	74
FIG. 85. INCIDENCIA EN ANILLO DISTRIBUIDOR DURANTE EL ROSCADO.	75
FIG. 86. DEPÓSITO.	76
FIG. 87. CAUDALÍMETRO.	76
FIG. 88. CARACTERIZACIÓN DE TURBINA FRANCIS.	77
FIG. 89. SOFTWARE CONTROLADOR DE BOMBA PARA CARACTERIZACIÓN.	78
FIG. 90. DATOS TÉCNICOS DE LA SIERRA DE CINTA OPTIMUM S275G.	97
FIG. 91. DATOS TÉCNICOS DEL TALADRO DE COLUMNA.	98
FIG. 92. DATOS TÉCNICOS DE LA ESMERILADORA.	99
FIG. 93. DATOS TÉCNICOS DEL CENTRO DE MECANIZADO CNC LAGUN 650.	101
FIG. 94. DATOS TÉCNICOS DE MÁQUINA POR CORTE DE AGUA TCI-CUTTING BP-C1515.	102
FIG. 95. DATOS TÉCNICOS DE LA IMPRESORA 3D PARA RESINA ANYCUBIC PHOTON MONO X.	103
FIG. 96. PARÁMETROS RECOMENDADOS DE LA IMPRESORA 3D PARA RESINA ANYCUBIC PHOTON MONO X.	104
FIG. 97. DATOS TÉCNICOS DE LA PRENSA HIDRÁULICA CON CILINDRO MÓVIL CAT83010TS.	106

ÍNDICE DE GRÁFICOS.

GRÁFICA 1. TRAYECTORIA DEL PERFIL DEL ÁLABE DEL RODETE.	44
GRÁFICA 2. PERFIL NACA 9612 EN COORDENADAS CARTESIANAS.	45
GRÁFICA 3. CÁMARA ESPIRAL DE SECCIÓN CUADRADA.	47
GRÁFICA 4. RENDIMIENTO FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 100%.	82
GRÁFICA 5. PAR FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 100%.	82
GRÁFICA 6. CAUDAL CORREGIDO FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 100%.	83
GRÁFICA 7. POTENCIA ÚTIL FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 100%.	83
GRÁFICA 8. POTENCIA HIDRÁULICA FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 100%.	83
GRÁFICA 9. RENDIMIENTO FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 50%.	87
GRÁFICA 10. PAR FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 50%.	87
GRÁFICA 11. CAUDAL CORREGIDO FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 50%.	88
GRÁFICA 12. POTENCIA ÚTIL FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 50%.	88
GRÁFICA 13. POTENCIA HIDRÁULICA FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 50%.	88
GRÁFICA 14. RENDIMIENTO FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 25%.	92
GRÁFICA 15. PAR FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 25%.	92
GRÁFICA 16. CAUDAL CORREGIDO FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 25%.	93
GRÁFICA 17. POTENCIA ÚTIL FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 25%.	93
GRÁFICA 18. POTENCIA HIDRÁULICA FRENTE VELOCIDAD DE GIRO, ÁLABES 25%.	93

ÍNDICE DE TABLAS.

TABLA 1. DATOS DE LA CARACTERIZACIÓN PARA APERTURA DE ÁLABES 100% Y Q=49 L/MIN.	38
TABLA 2. CARACTERIZACIÓN DE RODETE POR PUNTOS.	43
TABLA 3. TRAYECTORIA DE PUNTOS QUE SIGUE EL PERFIL DEL ÁLABE DEL RODETE.	44
TABLA 4. COEFICIENTE DE CORRECCIÓN DEL CAUDALÍMETRO.	76
TABLA 5. ÁLABES AL 100% Y CAUDAL 7,3 M ³ /H.	79
TABLA 6. CARACTERIZACIÓN ÁLABES 100% Y CAUDAL 7,3 M ³ /H.	79
TABLA 7. ÁLABES AL 100% Y CAUDAL 7,9 M ³ /H.	80
TABLA 8. CARACTERIZACIÓN ÁLABES 100% Y CAUDAL 7,9 M ³ /H.	80
TABLA 9. ÁLABES AL 100% Y CAUDAL 8 M ³ /H.	81
TABLA 10. CARACTERIZACIÓN ÁLABES 100% Y CAUDAL 8 M ³ /H.	81
TABLA 11. ÁLABES AL 50% Y CAUDAL 8 M ³ /H.	84
TABLA 12. CARACTERIZACIÓN ÁLABES AL 50% Y CAUDAL 8 M ³ /H.	84
TABLA 13. ÁLABES 50% Y CAUDAL 8,4 M ³ /H.	85
TABLA 14. CARACTERIZACIÓN ÁLABES 50% Y CAUDAL 8,4 M ³ /H.	85
TABLA 15. ÁLABES 50% Y CAUDAL 8,6 M ³ /H.	86
TABLA 16. CARACTERIZACIÓN ÁLABES 50% Y CAUDAL 8,6 M ³ /H.	86
TABLA 17. ÁLABES 25% Y CAUDAL 8,2 M ³ /H.	89
TABLA 18. CARACTERIZACIÓN ÁLABES 25% Y CAUDAL 8,2 M ³ /H.	89
TABLA 19. ÁLABES 25% Y CAUDAL 8,6 M ³ /H.	90
TABLA 20. CARACTERIZACIÓN ÁLABES 25% Y CAUDAL 8,6 M ³ /H.	90
TABLA 21. ÁLABES 25% Y CAUDAL 8,8 M ³ /H.	91
TABLA 22. CARACTERIZACIÓN ÁLABES 25% Y CAUDAL 8,8 M ³ /H.	91
TABLA 23. CONDICIONES DE MECANIZADO PARA FRESADO DE ALUMINIO.	107
TABLA 24. CONDICIONES DE MECANIZADO PARA FRESADO DE ACERO.	107
TABLA 25. CONDICIONES DE MECANIZADO PARA FRESADO DE POLÍMEROS.	108
TABLA 26. CONDICIONES DE MECANIZADO PARA FRESADO DE BRONCE.	108
TABLA 27. CONDICIONES DE MECANIZADO PARA TALADROS.	109
TABLA 28. CONDICIONES DE MECANIZADO PARA ROSCAS.	110
TABLA 29. TIEMPOS DE FABRICADO Y POSIBLE PRESUPUESTO TOTAL.	111
TABLA 30. ORGANIZADOR DE PIEZAS Y COSTE DE COMPONENTES COMERCIALES.	116
TABLA 31. COORDENADAS ÁLABES MÓVILES.	117

1. RESUMEN.

La turbina Francis, una máquina hidráulica de gran relevancia en la generación de energía a partir de recursos hídricos, ha sido objeto de un estudio integral en este proyecto. La presente investigación se enfoca en el diseño, fabricación y caracterización de una turbina Francis, abordando diversas etapas que abarcan desde el diseño hasta la evaluación funcional y eficiencia de la máquina.

El diseño de la turbina es una etapa crítica y compleja, ya que implica la configuración geométrica precisa de componentes clave como el rodete y la cámara espiral. Mediante la aplicación de principios de mecánica de fluidos y diseño de máquinas, se ha buscado optimizar la geometría de estos elementos para maximizar la eficiencia de la conversión de energía hidráulica en mecánica.

La fabricación de la turbina involucra la selección de materiales adecuados y la implementación de tecnologías avanzadas de mecanizado, como el uso de máquinas CNC y técnicas de corte por agua. El empleo de software especializado ha permitido la generación de modelos virtuales que se traducen en piezas reales de alta precisión. Además, se ha explorado la fabricación aditiva mediante impresoras 3D para componentes específicos.

La etapa de caracterización comprende la evaluación experimental de la turbina, mediante pruebas y ensayos que permiten medir su rendimiento, eficiencia y comportamiento bajo diferentes condiciones de operación. El análisis de datos experimentales, respaldado por herramientas de análisis numérico y software de ingeniería, proporciona información valiosa para verificar la validez de los diseños y ajustar parámetros cuando sea necesario.

En resumen, este proyecto se propone avanzar en la comprensión integral de la turbina Francis a través de su diseño, fabricación y caracterización. La aplicación de conocimientos de diversas disciplinas de ingeniería y el uso de tecnologías avanzadas constituyen el enfoque fundamental de esta investigación, con el objetivo de contribuir al avance en la eficiencia y desarrollo de estas máquinas hidráulicas cruciales en la generación de energía renovable.

2. OBJETIVOS.

Los propósitos fundamentales de esta investigación de grado se detallan a continuación:

1. Recolectar meticulosamente datos experimentales provenientes de la turbina Francis original, que reside en el entorno del laboratorio, con el propósito primordial de instaurar un prototipo de dicha turbina.
2. Aplicar de manera precisa y coherente los conocimientos previamente adquiridos en el ámbito de las turbomáquinas hidráulicas y la mecánica de fluidos, con el objetivo de llevar a cabo los cálculos necesarios que fundamenten y respalden la concepción del mencionado prototipo.
3. Concebir un diseño riguroso y bien fundamentado para una turbina Francis, cuyas bases emerjan de las deducciones teóricas derivadas y sean materializadas mediante la aplicación de principios adquiridos en el estudio de diseño industrial y diseño de sistemas mecánicos.
4. Producir el prototipo diseñado, partiendo de los planos meticulosamente ideados, haciendo uso de aptitudes en ingeniería de fabricación y conocimientos sustanciales en la ciencia de los materiales. Esto se realiza con el propósito intrínseco de mitigar la posibilidad de eventuales defectos y fallos durante la fase de producción.
5. Someter con meticulosidad el prototipo a una serie de ensayos minuciosos y rigurosos, destinados a detectar cualquier indicio de filtraciones y defectos no discernibles en el proceso de ensamblaje.
6. Ejecutar una amplia gama de análisis y pruebas exhaustivas con el fin de caracterizar exhaustivamente el rendimiento inherente a la turbina desarrollada.
7. Posicionar la turbina en el laboratorio, lo que permitirá su empleo como herramienta pedagógica, facultando así a los estudiantes para la realización de prácticas y experimentos de carácter educativo y formativo.

3. INTRODUCCIÓN.

3.1. Máquinas de fluido.

Las máquinas de fluido pueden ser definidas como máquinas en las cuales el flujo cede o admite energía. Así, por ejemplo, podemos diferenciar de las turbinas hidráulicas, cuyo flujo procedente de un embalse podría llegar a suministrar la energía que la turbina transformaría en energía mecánica, o de las bombas de agua, las cuales, si le aplicamos la energía necesaria, podríamos llegar a drenar un pozo.

Estas máquinas son fundamentales para muchas aplicaciones industriales de ingeniería debido a su eficiencia y versatilidad en la conversión y transferencia de energía.

3.1.1. Clasificación de las máquinas de fluido.

Dentro de las máquinas de fluido podemos llegar a encontrar una amplia variedad de tipo, pero en este caso nos centraremos en los más significativos.

Esta clasificación se concentrará en dos tipos, según el principio de funcionamiento y el sentido de la transmisión de energía.

3.1.1.1. Según el principio de funcionamiento.

Dentro del principio de funcionamiento podemos realizar una subcategoría más.

Entre ellas se encuentran las *máquinas de desplazamiento positivo* o *máquinas volumétricas*, en las que un cambio en el volumen del recipiente produce el movimiento del fluido, como puede ser el caso común de una jeringuilla.

También podemos encontrar las *turbomáquinas* las cuales basan su funcionamiento en el teorema de conservación del momento cinético o ecuación de Euler de las turbomáquinas. Para este caso, el fluido varía su momento cinético al atravesar el órgano de la máquina conocido como rotor.

Finalmente encontramos las *maquinas gravimétricas* donde el intercambio de energía entre la máquina y el fluido se realiza en forma de energía potencial gravitatoria.

3.1.1.2. Según el sentido del flujo de energía.

Las máquinas de fluido se agrupan en generadoras o motoras según el sentido del flujo de energía.

Como bien indica su nombre, las máquinas generadoras son aquellas que absorben energía mecánica cediéndola más tarde al fluido, como, por ejemplo, compresores, bombas, ...

Las máquinas motoras extraen energía del fluido generando así energía mecánica. Aquí encontramos máquinas como turbinas, aerogeneradores, ...

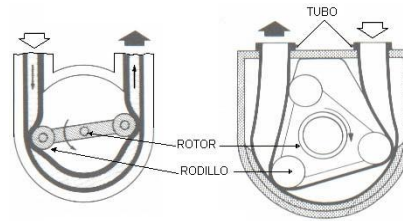


Fig. 1. Bomba de tubo flexible.

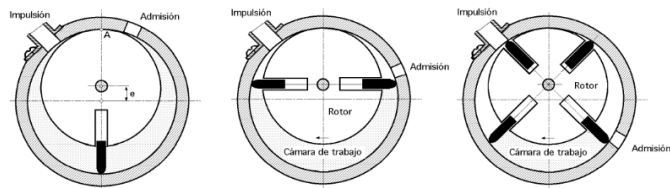


Fig. 2. Bomba de paletas deslizantes.

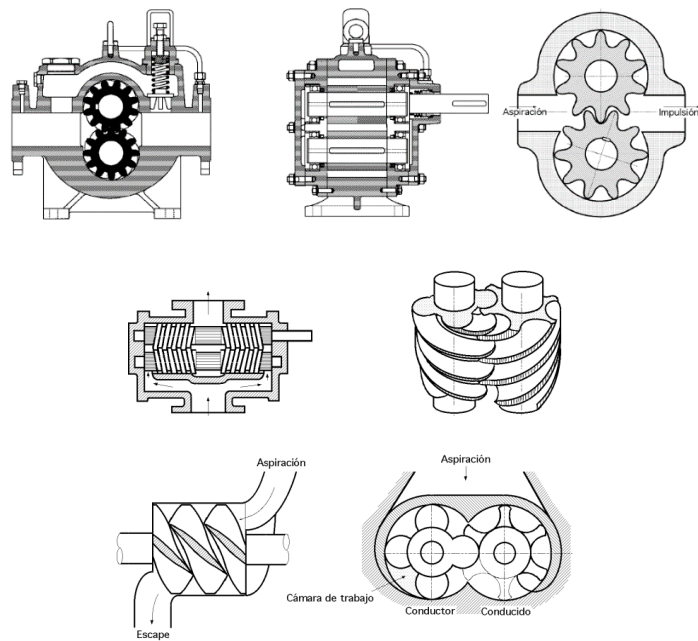


Fig. 3. Bomba de engranajes exteriores y tornillo.

3.2. Turbomáquinas.

En el contexto de las turbomáquinas, la variación de energía se manifiesta a través de la modificación del momento cinético del fluido al interactuar con el rotor, el cual está configurado con álabes o paletas. Este rotor, también conocido como rodete, constituye el elemento clave donde se lleva a cabo el intercambio de energía entre la máquina y el fluido, siendo la pieza fundamental de la turbomáquina.

Por otro lado, los conductos restantes del interior de la máquina son canales fijos, donde no ocurre transferencia de energía. Estos conductos cumplen funciones específicas, actuando como conductores o guías del flujo, o bien transformando un tipo de energía en otro con el objetivo de minimizar las pérdidas en el sistema de conducción.

A través del teorema de conservación del momento cinético para el cálculo del momento torsional en el eje del rotor, podemos llegar a obtener la conocida ecuación de Euler, la cual nos proporciona una medida de energía intercambiada por la que se rigen todas las turbomáquinas.

$$Y \left[\frac{J}{kg} \right] = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} \quad (Ec. 1)$$

Podemos encontrar dos tipos de turbomáquinas según la compresibilidad del flujo durante el intercambio de energía:

- Turbomáquinas Térmicas
- Turbomáquinas Hidráulicas

Aunque en este trabajo nos centraremos en las Turbomáquinas Hidráulicas puesto que es al tipo que pertenece nuestra turbina, debemos saber que la gran diferencia entre ambas turbomáquinas es el fluido a utilizar, ya que para las térmicas serán *fluidos compresibles*, como lo puede ser un gas, mientras que para las hidráulicas se administrará un *fluido incompresible*, como etimológicamente significa la palabra hidráulica, se podría proporcionar agua.

3.2.1. Clasificación de turbomáquinas hidráulicas.

3.2.1.1. Clasificación según la dirección de flujo en el rodete.

Según la dirección de flujo en el rodete, se puede clasificar a este tipo de turbomáquinas. Podemos distinguir tres subtipos: Máquinas radiales, axiales y máquinas mixtas o helicocentrífugas (para bombas) o helicocentrípetas (para turbinas).

- Turbomáquinas radiales o centrífugas, es aquella en la cual el movimiento a través del rotor es prácticamente perpendicular al eje de giro.

- Turbomáquinas axiales, está compuesta por un eje central, cuya dirección siguen las líneas de corriente al atravesarla.
- Turbomáquinas mixtas o helicocentrífugas (en bombas) o helicocentrípetas (en turbinas), donde la trayectoria recorre una superficie cónica o superficies en las que una revolución sea imposible de desarrollarse.

En la *Figura 4* podemos apreciar las trayectorias del flujo dependiendo del tipo de turbomáquina, siendo a) *radial*, b) *axial* y c) *mixta*.

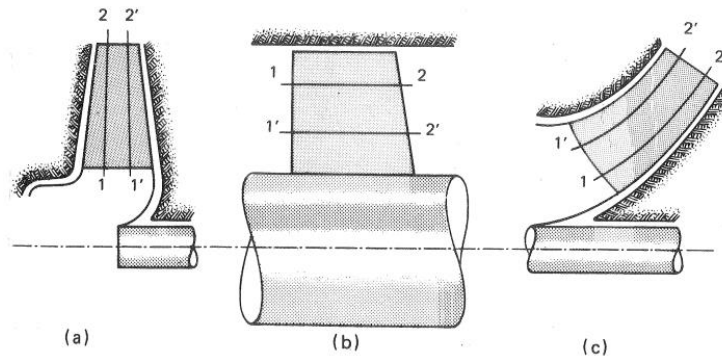


Fig. 4. Trayectoria del flujo a) radial, b) axial, c) mixta.

Según la orientación del flujo en el rotor, se procede al análisis del comportamiento del fluido a través del mismo. Se establece que el fluido se halla en un estado de reposo, ingresando en el conducto en el punto 1 y emergiendo en el punto 2. La trayectoria que el fluido recorre se refleja en la línea 1-2, tal como se visualiza en la *Figura 4*. Suponiendo que el rodete se desplaza con una velocidad u , el movimiento del fluido en relación al conducto permanece constante, por lo que la trayectoria 1-2 representa la trayectoria relativa de la partícula de fluido. Al considerar el movimiento absoluto de la partícula con respecto a ejes de referencia inmóviles, la trayectoria absoluta toma forma como la 1-2'. Si etiquetamos como c a la velocidad absoluta y como w a la velocidad relativa, es factible derivar el triángulo de velocidades, en el cual el vector velocidad absoluta se describe como

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (\text{Ec. 2})$$

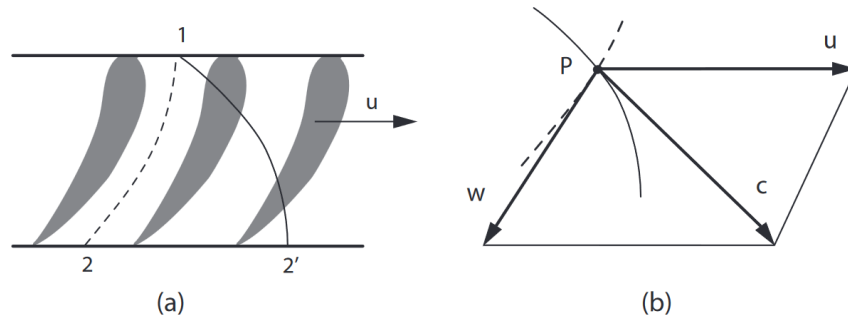


Fig. 5. a) Trayectoria relativa (punteada) y trayectoria absoluta. b) Triángulo de velocidades.

El movimiento intrínseco del rodete es de naturaleza rotacional, lo que implica que la velocidad en los álabes se encuentra vinculada con las revoluciones que el rotor está experimentando. Debido a que el diseño del rodete no es universalmente plano, es factible examinar las velocidades involucradas al escoger un sistema de coordenadas cilíndricas. Dicho sistema se apoya en las variables del radio y el eje de la turbomáquina para establecer su dependencia.

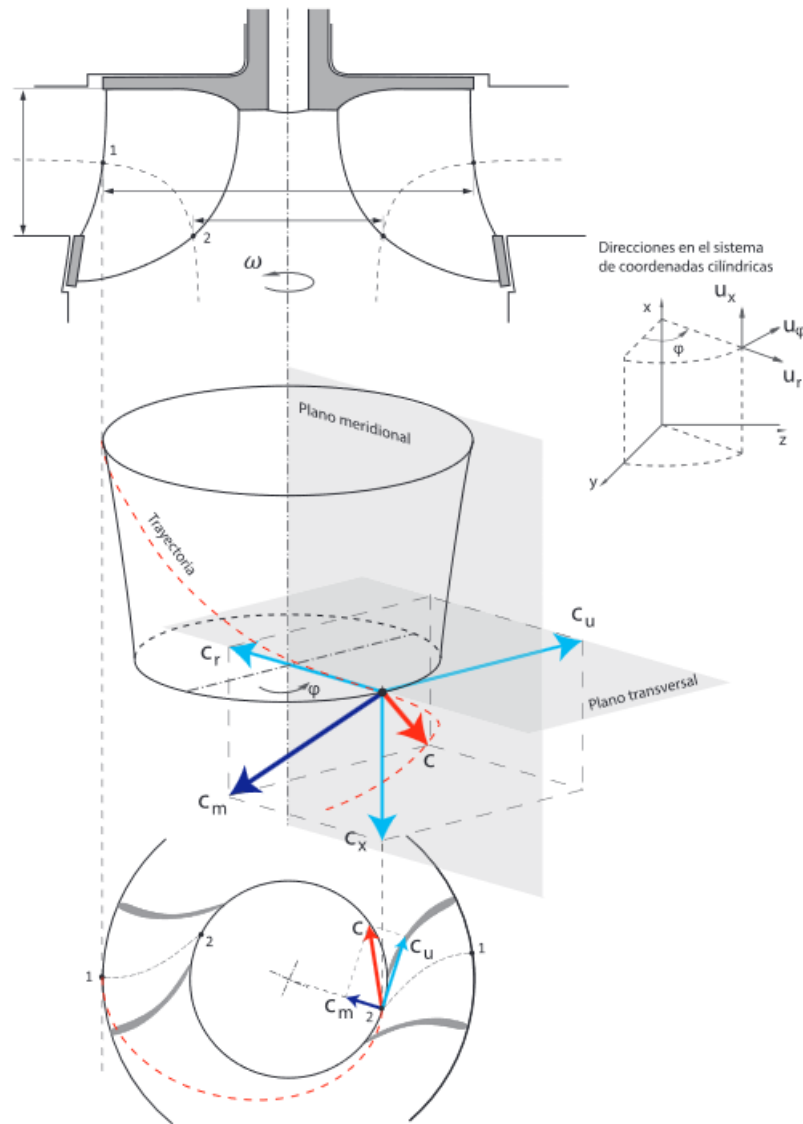


Fig. 6. Coordenadas de la partícula en el rodete de una turbomáquina hidráulica.

Tal como se evidencia en la figura 3, la partícula de fluido se caracterizará por tres componentes distintas a lo largo de los ejes coordenadas. La velocidad tangencial $\vec{u}$ solo tendrá componente $\vec{j}$. En el contexto de la velocidad absoluta y relativa, se tendrá en cuenta que:

$$\vec{c} = c_r \vec{i} + c_u \vec{j} + c_a \vec{k} \quad (\text{Ec. 3})$$

$$\vec{w} = w_r \vec{i} + w_u \vec{j} + w_a \vec{k} \quad (\text{Ec. 4})$$

3.2.1.1. Clasificación según el modo de admisión.

Según el modo de admisión podemos clasificar las turbomáquinas en dos tipos.

- Turbomáquinas de admisión total, en las que el rotor se ve completamente inundado por el fluido.
- Turbomáquina de admisión parcial, que como su nombre indica, solo una parte del rotor o unos cuantos álabes se encuentran en contacto con el fluido en distintos instantes de tiempo.

3.2.1.2. Clasificación según el grado de reacción.

Podemos encontrar nuevamente dos tipos de turbomáquinas con diferente grado de reacción. Cuando nos referimos a grado de reacción, debemos entenderlo como la relación entre altura de presión y la altura que alcanza la propia máquina. Así la clasificación es la siguiente:

- Turbomáquinas de reacción, en las cuales, la máquina y el flujo intercambian energía de presión. Son máquinas de admisión total.

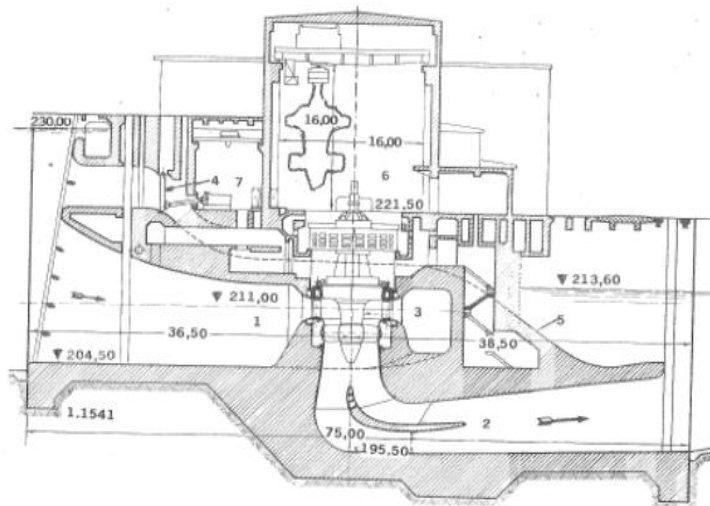


Fig. 7. Sección transversal de turbina de reacción Kaplan.

- Turbomáquinas de acción, en las que la máquina y el flujo solo se intercambian energía cinética dado que este intercambio se realiza a presión atmosférica. Por tanto, en las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua coinciden. Son máquinas de admisión parcial.

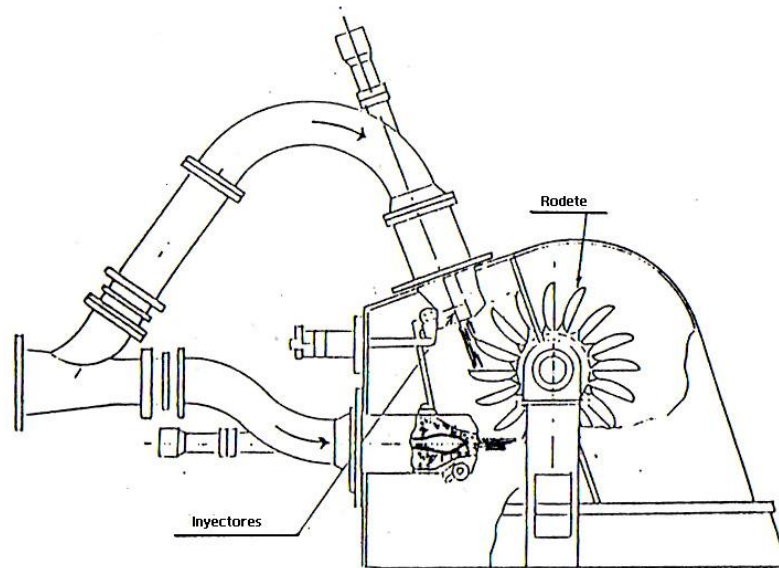


Fig. 8. Sección transversal de turbina de acción Pelton.

3.2.1.4. Clasificación según orientación del eje.

El eje se verá modificado según el ángulo de inclinación que se le proporcione, así mismo, esta clasificación se dividirá en tres tipos:

- Horizontal.
- Vertical.
- Inclinado (según el ángulo que se le aplique).

3.2.1.5. Clasificación según el número de revoluciones específico.

Dependiendo de la máquina, podemos agruparla según la velocidad específica indicada como:

- Lentas (Pelton)
- Normales (Francis)
- Rápidas
- Muy rápidas (Kaplan)

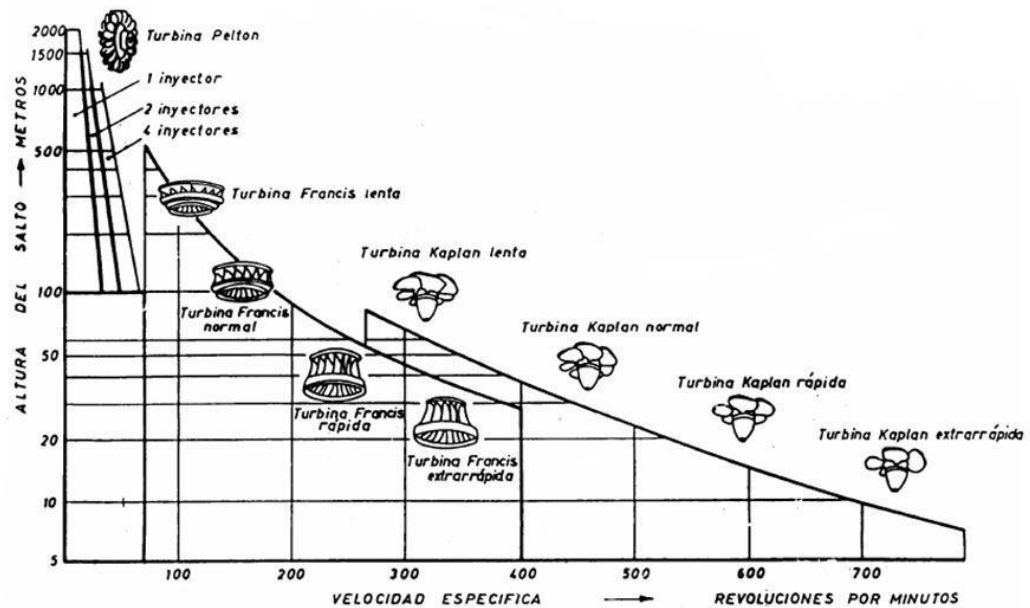


Fig. 9. Clasificación según su velocidad específica.

3.2.2. Aplicación de las turbomáquinas hidráulicas.

En la naturaleza podemos llegar a encontrar infinitudes de saltos naturales de agua de los cuales se han podido aprovechar, gracias a las turbomáquinas hidráulicas, las fuerzas naturales para obtener a partir de ellas cierta energía.

La explotación de estos saltos naturales presenta una serie de ventajas, de las cuales se presentarán a continuación las más importantes:

El incremento del coste de los combustibles en las centrales térmicas no impacta de manera análoga en la economía de las instalaciones hidroeléctricas, debido a su independencia de tales insumos.

1. Optimización del Combustible: Las centrales hidroeléctricas permiten una asignación eficaz del combustible para otras aplicaciones, como calefacción, transporte y sectores industriales, lo que contribuye a una utilización más racional de los recursos energéticos.

2. Eficiencia Económica: La producción de un kilovatio-hora (kW·h) en centrales hidroeléctricas presenta costos notoriamente inferiores, en un rango de 4 a 10 veces menos, en comparación con las centrales térmicas convencionales.

3. Rapidez en la puesta en marcha: Los grupos hidroeléctricos exhiben una característica ventajosa de tiempos reducidos en su puesta en operación. Este atributo posibilita su implementación en la operación económica de la red eléctrica, empleándolos en picos de demanda, mientras que las centrales térmicas convencionales y nucleares, con sus prolongados tiempos de arranque y detención, operan de manera constante.

4. Rendimiento avanzado: Las modernas turbomáquinas hidráulicas de envergadura alcanzan índices de rendimiento sobresalientes, con eficiencias que oscilan entre el 92% y el 95% para las unidades y del 90% para las instalaciones completas.

5. Fiabilidad aumentada: Las centrales hidroeléctricas presentan una menor frecuencia de averías y requerimientos de mantenimiento en comparación con los grupos termoeléctricos.

6. Capacidad de acumulación: Se contempla la viabilidad de acumulación económica de energía eléctrica a escala prácticamente ilimitada, gracias a la naturaleza intrínseca del sistema hidroeléctrico.

7. Potencia unitaria elevada: Las centrales hidroeléctricas tienen la capacidad de generar potencias unitarias sustanciales, posibilitando la satisfacción de demandas energéticas significativas.

En el contexto de la variedad hidroeléctrica, si bien cada configuración exhibe singularidades derivadas de las características hidráulicas inherentes como la altura de caída y el caudal, la clasificación general de las turbinas hidroeléctricas puede agruparse en cuatro categorías principales: turbinas Pelton, turbinas Francis, turbinas Kaplan y turbinas Deriaz. Cada una de estas clasificaciones conforma un tipo diferenciado, adecuándose específicamente a las propiedades de la caída de agua y, consecuentemente, asumiendo un diseño distintivo para maximizar la conversión de energía hidráulica en energía mecánica y, finalmente, eléctrica.

3.3. Turbina Francis.

Actualmente, la turbina Francis es la turbomáquina más comúnmente utilizada en el ámbito. Esta turbomáquina comenzó supliendo a la conocida T Jonval, la cual fue desarrollada en Francia a mediados del siglo XIX, siendo esta, precursora de las turbinas de reacción más eficientes y similares a los diseños de la turbina Francis que fueron surgiendo en el siglo.

Estas turbinas llevan este nombre en honor al ingeniero James Bicheno Francis (1815- 1892), de origen inglés que más tarde emigraría a Estados Unidos, lugar donde se encarga de aprovechar la energía hidráulica utilizando turbinas centrípetas.

Ya Samuel Dowd había obtenido una patente de la turbina centrípeta en 1838, pero los perfeccionamientos introducidos por Francis de gran importancia, serían los que le dieran su nombre a la máquina.

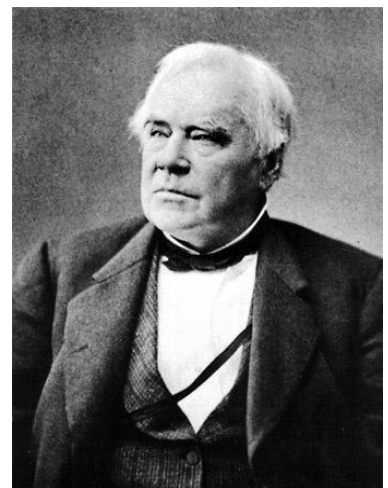


Fig. 10. James Bicheno Francis (1815-1892).

3.3.1. Descripción y ventajas.

El componente de mayor relevancia en una turbina Francis es el rodete, cuya función es recibir el fluido de manera óptima y con el máximo rendimiento posible. Los demás elementos de la turbina se diseñan y ensamblan en función del rodete, conformando un sistema cohesionado alrededor de él. En la Figura 9 se muestran los elementos principales que constituyen una turbina Francis.

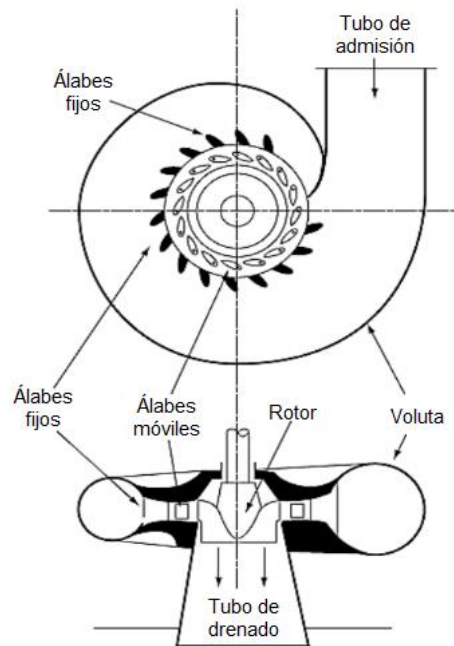


Fig. 11. Diagrama de una turbina Francis.

Las turbinas que emplean la circulación centrípeta del fluido a través del rodete desempeñan una posición destacada en la aplicación de turbinas, debido a su conjunto de ventajas significativas. Esto contribuye a lograr un mejor aprovechamiento de la energía, una mayor eficiencia en la transferencia de energía y una optimización del rendimiento global del sistema. Esta característica distintiva hace que estas turbinas sean una opción altamente valorada en diversas aplicaciones industriales y de generación de energía. El fluido acaba siendo conducido hacia una salida central del agua del rodete permitiendo esta configuración el uso de un tubo de aspiración de diseño sencillo.

El espacio sin álabes, conocido como entrehierro, situado entre el distribuidor y el rodete, juega un papel crucial en las turbinas de número específico de revoluciones elevado. Este espacio permite una entrada eficiente del flujo hacia el rodete con una carga reducida, incluso en situaciones de carga distintas a la nominal o de diseño. La corriente en el entrehierro experimenta un cambio de dirección, pasando de radial a axial.

El distribuidor cumple la función de guiar la corriente de fluido para lograr una entrada libre de choques en la entrada. Incluso en cargas inferiores, se minimiza el choque gracias a que, al reducirse el caudal a través del distribuidor, este se cierra progresivamente. Con dicho cierre, el ángulo de la corriente absoluta en la entrada del rodete disminuye. Esto permite una operación más eficiente y una adaptación óptima en distintos niveles de carga, mejorando así el rendimiento global de la turbina hidráulica de reacción.

3.3.2. Clasificación de las turbinas Francis.

Las turbinas Francis pueden ser clasificadas en múltiples categorías distintas, considerando factores como la geometría del rodete, la configuración de la instalación, el número de flujos, la orientación del eje y la altura del salto. Estas clasificaciones permiten una comprensión más completa de la diversidad y complejidad de estas máquinas, así como su adecuada selección y aplicación en diferentes escenarios y aplicaciones hidráulicas.

3.3.2.1. Clasificación según la forma del rodete.

Las turbinas Francis se diseñan y construyen para operar en condiciones de máximo rendimiento. Por esta razón, se identifican tres tipos de turbinas: lentas, normales y rápidas. Estas variantes se distinguen por la configuración geométrica del rotor, el cual, como se ha mencionado previamente, representa el componente fundamental de la máquina. Cada tipo de turbina está optimizado para satisfacer requisitos específicos de velocidad y eficiencia, y su elección depende de las características particulares de la aplicación y las condiciones hidráulicas en las que será utilizada.

Si empleamos la ecuación fundamental que rige el comportamiento de las turbinas en condiciones de máxima eficiencia hidráulica:

$$c_1 u_1 \cos \alpha_1 = \eta_{man} g H_n \quad (Ec. 5)$$

Donde el rendimiento manométrico oscila entre 0,85 y 0,95.

Para identificar rápidamente el tipo de turbina que es, podemos realizar una comparación de sus velocidades, teniendo en cuenta que:

- Rodetes lentos $u_1 < c_1$
- Rodetes normales $u_1 = c_1$
- Rodetes rápidos $u_1 > c_1$

3.3.2.2. Clasificación según el tipo de instalación.

Podemos encontrar dos variantes para esta clasificación:

- *Instalación de tipo cerrado*, en la cual el agua se canaliza hasta la cámara espiral. En esta cámara, el flujo se dirige hacia el distribuidor de álabes giratorios, desde donde es transferido al rodete. Finalmente, el fluido alcanza la salida del sistema a través del tubo de aspiración.

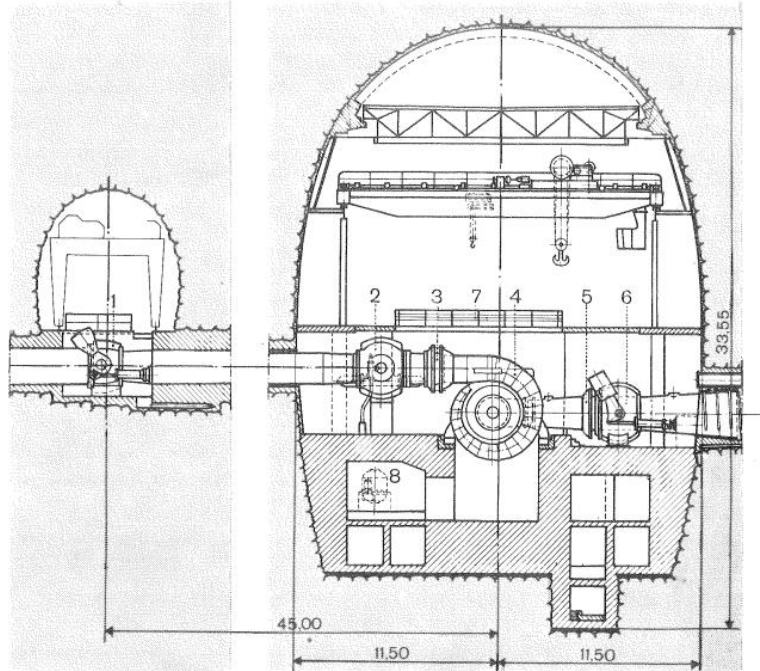


Fig. 12. Instalación de tipo cerrado.

- *Instalación de tipo abierto*, la cual se caracteriza por la orientación de su eje, que puede ser vertical u horizontal. En esta modalidad, la instalación puede contar con una apertura en la parte superior o bien estar provista de un techo que selle completamente la cámara de operación.

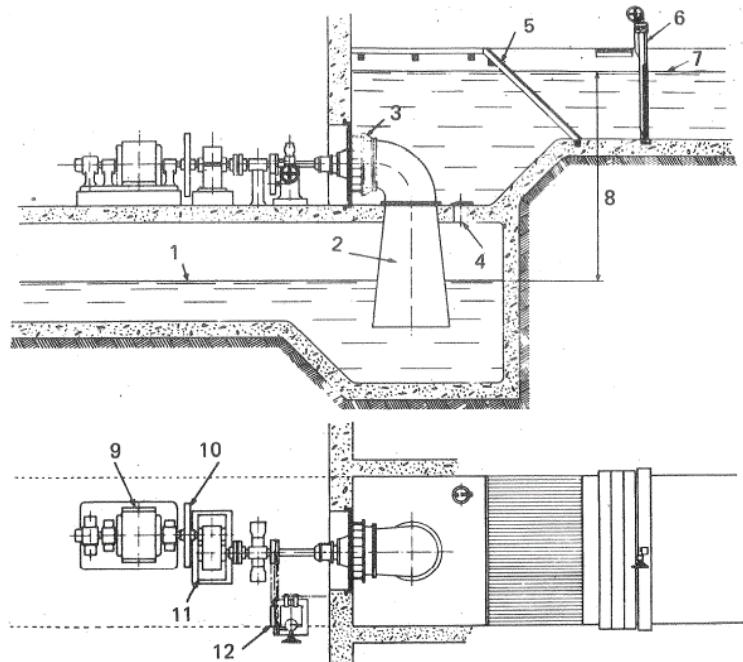


Fig. 13. Instalación de tipo abierto.

3.3.2.3. Clasificación según el número de flujo.

Dentro de este rango encontramos *Turbinas Francis simples*, o de un solo flujo, la cual se presenta como la más común entre estas y, además, la que se desarrollará en este proyecto.

Las *Turbinas Francis gemelas*, o de dos flujos, se caracterizan por disponer de un rodete con doble entrada, lo que resulta en la captación y aprovechamiento de un caudal doble. Las turbinas Francis con doble entrada manifiestan un número específico de revoluciones admisibles que es $\sqrt{2}$ veces mayor que el de las turbinas Francis de diseño simple, poseyendo el mismo tipo de rodete en términos geométricos. Un beneficio inherente a esta configuración radica en que las dimensiones presentan una escala más compacta, lo cual conlleva a la disminución de los tamaños. En consecuencia, se obtiene una ventaja económica al observar una reducción en el costo del alternador. La adopción de una disposición horizontal se traduce en una simplificación notable en cuanto a las operaciones de servicio y las actividades de revisión, además de permitir la implementación en terrenos caracterizados por su naturaleza volcánica. No obstante, en la actualidad, la construcción de estas turbinas se lleva a cabo de manera ocasional. Estas turbomáquinas hidráulicas se caracterizan por su típica configuración con cámara espiral y distribuidor único, la inclusión de un rodete de doble admisión, así como la presencia de uno o dos tubos de aspiración, de acuerdo a las necesidades específicas del diseño.

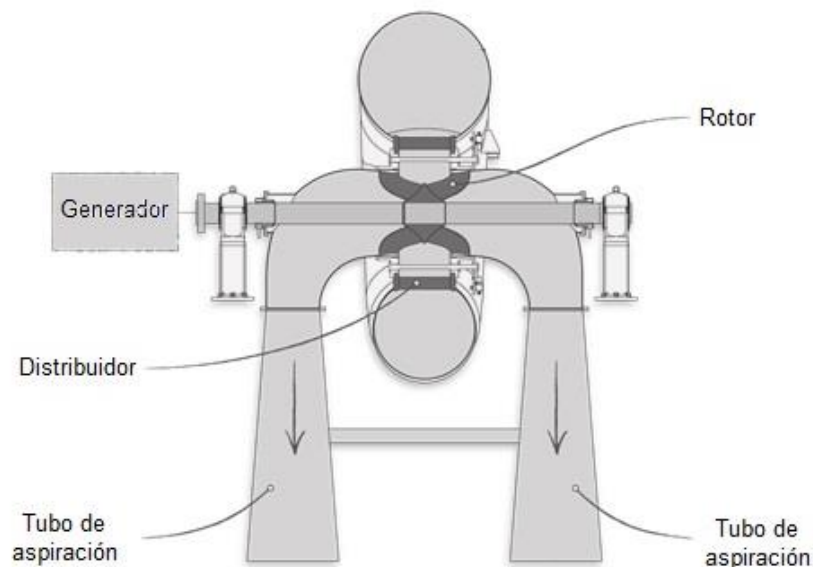


Fig. 14. Turbina Francis gemelas con tubo de aspiración doble.

3.3.2.4. Clasificación según la disposición del eje.

La categorización de acuerdo a la orientación del eje puede manifestarse en variantes tanto verticales como horizontales.

La orientación vertical ha ganado una creciente aceptación, particularmente en aplicaciones de alta potencia; sin embargo, también en contextos de potencias moderadas y bajas, debido a las siguientes ventajas:

- 1) Mínima extensión de terreno requerida por la instalación central. Ocasionalmente, la topografía del terreno puede dar lugar a la construcción de un embalse en una hendidura estrecha entre las orillas de un barranco. En tales circunstancias, la disposición de la central es tan estrecha que solamente resulta factible la instalación de turbinas con eje vertical.
- 2) Mitigación de los riesgos asociados a la cavitación, que surge por una caída de presión excesiva en la salida del rodete. Este peligro se evita al colocar la turbina más abajo en relación al nivel del agua inferior, lográndose con mayor facilidad mediante la disposición vertical.
- 3) Eliminación de la complejidad añadida en aplicaciones de alta potencia, que sería necesaria para sostener una voluminosa caja espiral en una turbina de eje horizontal. Con la disposición de eje vertical, la caja espiral puede ser empotrada en hormigón, lo que aumenta la capacidad de resistencia a las vibraciones.
- 4) Un solo cojinete de empuje es suficiente para soportar todas las fuerzas resultantes del peso del rotor y del empuje hidráulico. En contraste, en la disposición horizontal, se requieren con frecuencia dos cojinetes, ya que, en condiciones específicas de carga, el empuje axial experimenta cambios de dirección, además de los cojinetes de apoyo.
- 5) En términos generales, se obtiene un rendimiento superior en las turbinas de eje vertical. Este fenómeno se atribuye al requerimiento en las turbinas de eje horizontal de un codo adicional en la salida del rotor para permitir la transición de la corriente de dirección horizontal a vertical.

Por contraposición, la principal ventaja de la disposición horizontal radica en el acceso ampliado al rodete. No obstante, esta ventaja no resulta tan determinante debido a el hecho de que las turbinas modernas no demandan revisiones más frecuentes que los alternadores, realizando revisiones integrales periódicas del conjunto completo, en las cuales la desinstalación de la turbina ocurre después de retirar el alternador; y la posibilidad de desmontar la turbina sin retirar el alternador, una vez se ha removido la pieza superior del tubo de aspiración.



Fig. 15. Turbina Francis de eje horizontal (izquierda) y eje vertical (derecha).

3.3.2.5. Clasificación según la altura de salto.

Dentro de la clasificación basada en la altura de la caída de agua, emergen dos subdivisiones notables: las turbinas de alta presión y las turbinas de baja presión. Convencionalmente, establecemos el umbral entre ambas categorías en un valor de salto de 80 metros. Ahora bien, examinemos algunas particularidades inherentes a cada uno de estos tipos:

- 1) Al mantener constante la potencia y aumentar la altura de caída, se requiere la reducción del caudal y el incremento del número de revoluciones, efectos que convergen para originar una máquina de menor dimensión.
- 2) Las turbinas de baja presión, al poseer una elevada potencia, demandan la presencia de volutas de notorio tamaño fabricadas en chapa. En ocasiones, debido a desafíos logísticos, estas cajas espirales deben ser transportadas en secciones y posteriormente ensambladas por medio de soldadura en la propia central. En contraste, las cajas espirales de las turbinas de alta presión, con igualdad de potencia, exhiben dimensiones más compactas y paredes de mayor espesor. Por lo general, estas cajas espirales se confeccionan utilizando fundición de acero.
- 3) En el caso de las turbinas de alta presión, el riesgo de erosión conduce a una selección cuidadosa de materiales, mientras que la amenaza de fugas intersticiales motiva la preservación de una holgura mínima entre las partes estáticas y móviles de la turbina, esto último logrado mediante un diseño meticuloso. En estas turbinas de alta presión, la elección de materiales cobra especial relevancia en los anillos de cierre laberíntico y en las placas de desgaste de los álabes directrices. El deterioro de estos componentes resulta en un incremento de las pérdidas volumétricas, lo que a su vez conlleva a la necesidad de revisiones más frecuentes.

3.3.3. Elementos constitutivos.

A pesar de la complejidad que caracteriza a una turbina Francis, tal y como se muestra en la *Figura 16*, sus elementos principales, dispuestos en orden de paso del flujo de agua, son los siguientes: la cámara espiral, el distribuidor, el rodete y el tubo de aspiración.

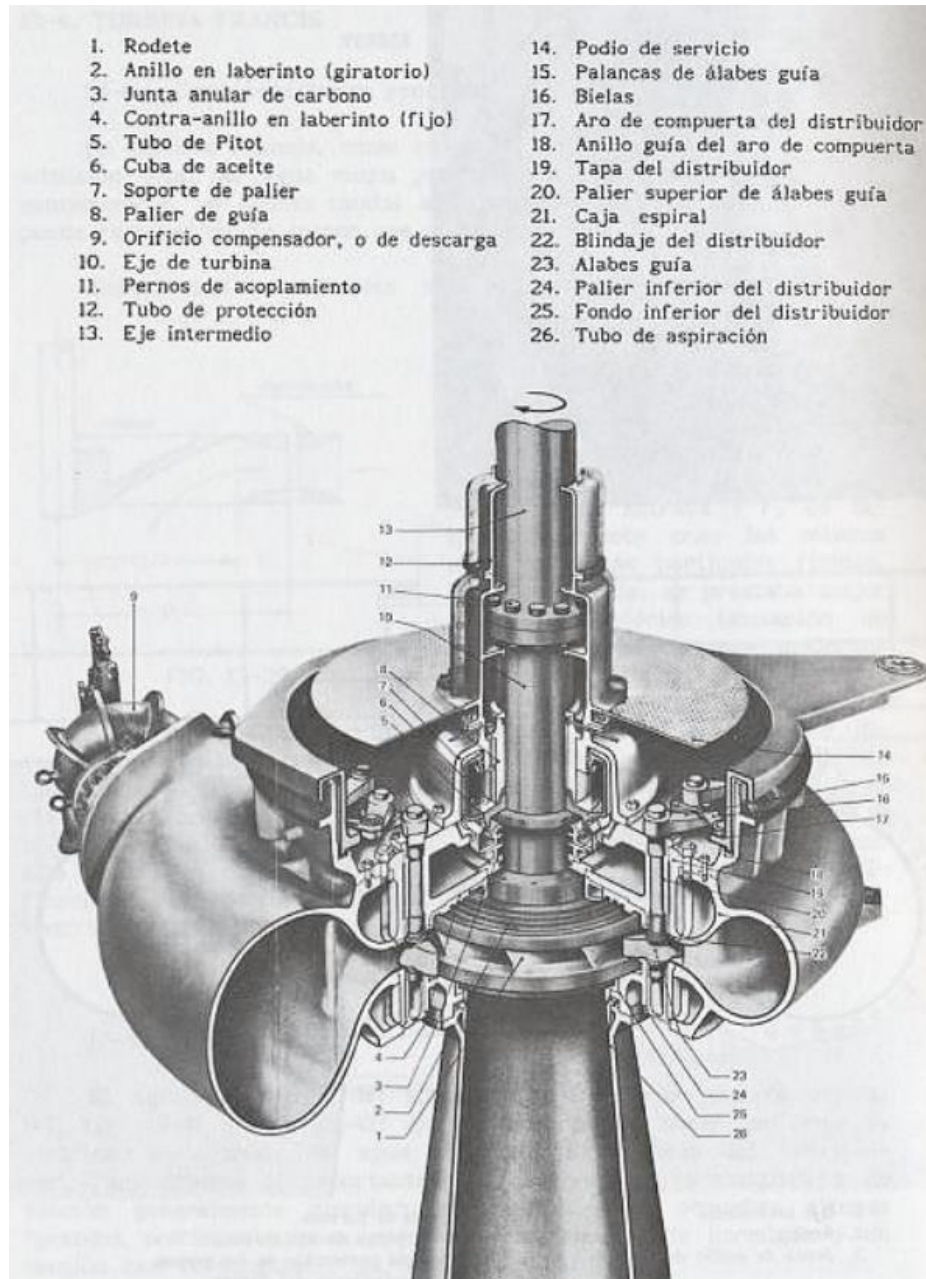


Fig. 16. Perspectiva simplificada de un corte de una Turbina Francis de alta presión.

3.3.3.1. Cámara espiral o voluta.

Se trata del primer componente que encuentra el flujo. Ubicado aguas arriba del distribuidor, en las turbinas Francis, su función es distribuir el líquido hacia la entrada del distribuidor, dotándole de una componente tangencial significativa. En términos

generales, su configuración se asemeja a una espiral con una sección decreciente, con la intención de preservar la uniformidad en la velocidad promedio y la presión en la entrada del distribuidor. Este diseño garantiza la ausencia de transiciones abruptas en la velocidad que podrían producir desprendimientos en el flujo.

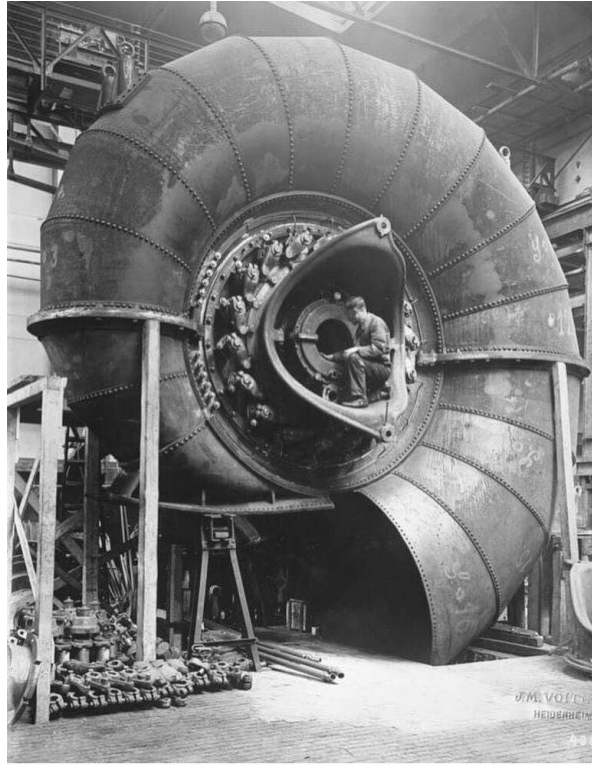


Fig. 17. Cámara espiral de una Turbina Francis.

Podemos encontrar diferentes secciones geométricas como la redonda, la cuadrada o la trapezoidal. En la Figura 18 se ven algunos posibles ejemplos de secciones de volutas.

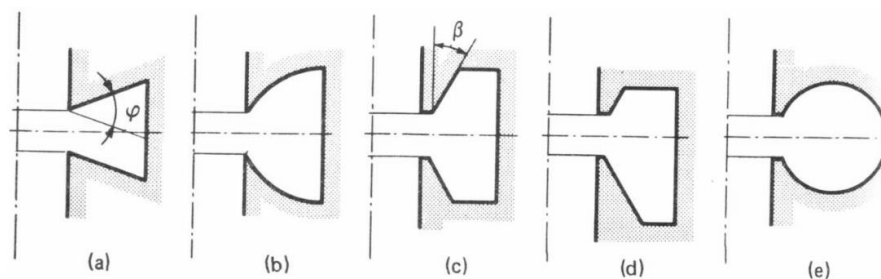


Fig. 18. Diferentes secciones de voluta.

3.3.3.2. Distribuidor.

El distribuidor constituye un componente de sumo significado, dado que es el encargado de distribuir el fluido a lo largo de la periferia del rodete, imponiendo simultáneamente la dirección de la velocidad de ingreso. Existen varios tipos, abarcando desde aquellas que constan únicamente de una corona de álabes móviles, como es el

caso de nuestra turbina a diseñar, hasta configuraciones más complejas que incorporan dos coronas, una de álabes inmóviles y otra compuesta por álabes móviles. Este elemento, adicionalmente, cumple con la función de regular el caudal a través de sus álabes direccionables.

En el contexto de las turbinas Francis y Kaplan, el distribuidor por lo general se compone de dos coronas de álabes dispuestas concéntricamente. La corona exterior, anclada a la estructura de la turbina, presenta una doble finalidad: dirigir el líquido desde la carcasa hacia la corona de álabes orientables y servir como refuerzo estructural y elemento de fortificación para la mencionada carcasa. Por su parte, la corona de álabes orientables debe cumplir dos propósitos esenciales: regular el flujo y guiarlo con la orientación más apropiada hacia el rodete. Estos álabes se disponen de tal manera que crean trayectorias de convergencia. Entre las variantes más frecuentes se encuentra el distribuidor Fink.



Fig. 19. Distribuidor Fink.

3.3.3.3. Rodete o rotor.

Cada turbina hidráulica se caracteriza por un componente principal, conocido como rodete o rotor, el cual ejecuta una rotación alrededor de su eje. En este rodete, el flujo de agua se desenvuelve de manera ininterrumpida y es precisamente aquí donde tiene lugar la transformación de energía hidráulica a mecánica, mediada por los álabes estáticos que lo componen, y que no presentan la capacidad de orientación. En el contexto de las turbinas Francis de modalidad lenta, el flujo en la entrada adquiere una orientación esencialmente radial. Por otro lado, en el caso de las turbinas de velocidad alta, el flujo se desplaza diagonalmente.

En consideración al número de revoluciones, nos enfrentamos a tres categorías discernibles de rodete que se utilizan en el contexto de las turbinas Francis.

- **Rodetes lentos.** Presentan un ángulo de entrada $\beta_1 < 90^\circ$ y su número de revoluciones específico está comprendido entre 50 y

100 rpm. Estos rodets son utilizados en grandes saltos y se obtienen velocidades tangenciales reducidas.

- **Rodetes normales.** Presentan un ángulo de entrada $\beta_1 = 90^\circ$ y su número de revoluciones específico está comprendido entre 125 y 200 rpm. El agua entra en ellos radialmente y sale axialmente.
- **Rodetes rápidos.** Presentan un ángulo de entrada $\beta_1 > 90^\circ$ y su número de revoluciones específico está comprendido entre 225 y 550 rpm. De ellos se obtienen elevadas velocidades tangenciales.



Fig. 20. Rodete normal de una turbina Francis.

3.3.3.4. Difusor.

Se trata de un conducto de sección constante o ligeramente divergente, con frecuencia con una configuración angulada, cuyo cometido fundamental radica en la guía del flujo desde el rodete hasta el canal de evacuación. Una segunda función consiste en la optimización del rendimiento a través de la captación de la energía potencial del fluido en la salida del rodete, así como la recuperación de parte de la energía cinética en instancias de secciones transversales divergentes, todo esto debido a su capacidad de efectuar un proceso de difusión.

En el contexto de las turbinas Francis, estas suelen emplear un tubo de carácter divergente, en su mayoría fabricado con materiales metálicos, considerando que las turbinas Francis tienden a ser empleadas en situaciones que involucran caudales moderados.

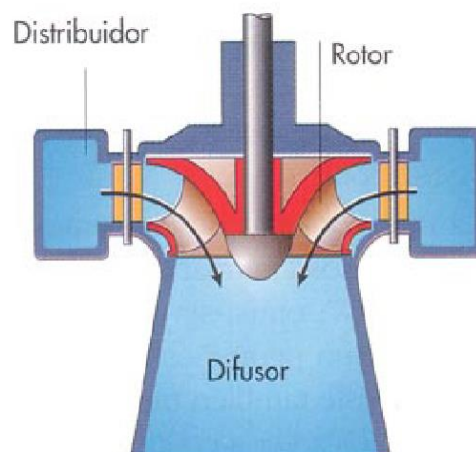


Fig. 21. Difusor turbina Francis.

4. MATERIALES Y MÉTODOS.

4.1. Materiales empleados.

Tras llevar a cabo meticulosos ensayos en el entorno del laboratorio, los materiales seleccionados para la construcción abarcan una diversidad considerable. La carcasa posterior de la turbina ha sido confeccionada en cloruro de polivinilo (PVC), siguiendo los mismos lineamientos que el rodete. Por su parte, la cubierta frontal ha sido elaborada a partir de metacrilato. Los álabes, así como las láminas de la parte trasera del distribuidor y la polea, se confeccionaron empleando aluminio. El soporte que sustenta la polea ha sido manufacturado utilizando resina.

Este variado conjunto de materiales ha sido seleccionado estratégicamente, teniendo en consideración las propiedades físicas y mecánicas requeridas para cada componente. El uso del PVC, metacrilato, aluminio y resina ha sido determinante para asegurar un equilibrio óptimo entre resistencia, durabilidad, peso y eficiencia en el diseño y funcionamiento de la turbina. Cada elección material ha sido respaldada por análisis cuidadosos de propiedades como resistencia a la tracción, resistencia a la corrosión, conductividad térmica y otras características fundamentales para el rendimiento y vida útil del prototipo de turbina Francis.

Además de los materiales previamente mencionados, se incluyeron otros elementos en la construcción del prototipo de la turbina Francis, seleccionados de acuerdo a sus propiedades y funcionalidad específica:

- **Cojinetes y rodamientos:** Para garantizar una operación fluida y eficiente, se utilizaron cojinetes y rodamientos de alta calidad, diseñados para soportar las cargas y movimientos inherentes al funcionamiento de la turbina. Estos componentes se eligieron en función de su capacidad para reducir la fricción y el desgaste, asegurando así una vida útil prolongada.
- **Juntas y selladores:** La estanqueidad es un factor crucial en las turbomáquinas, y para lograrla se recurrió a juntas y selladores especializados. Estos elementos contribuyen a prevenir fugas de fluido y garantizar el funcionamiento óptimo del sistema en conjunto.
- **Tornillería y elementos de fijación:** La selección adecuada de tornillos, tuercas y otros elementos de fijación es esencial para mantener la integridad estructural de la turbina. Se eligieron materiales y especificaciones que aseguran la resistencia requerida y la capacidad de soportar las cargas a las que se verá sometido el prototipo.

- **Dispositivos de medición y monitoreo:** En aras de obtener datos precisos durante las pruebas y ensayos, se incorporaron dispositivos de medición y monitoreo. Estos pueden incluir sensores de presión, sensores de temperatura y otros instrumentos que permiten recopilar información detallada sobre el rendimiento y el comportamiento del sistema.
- **Elementos de conexión:** Para ensamblar de manera segura y eficiente las diferentes partes del prototipo, se emplearon elementos de conexión como adhesivos y elementos de sujeción adecuados a cada aplicación específica.

La elección meticulosa de estos materiales y componentes adicionales contribuyó a la confección de un prototipo de turbina Francis integral y funcional, capaz de cumplir con los objetivos planteados en términos de rendimiento, durabilidad y facilidad de operación. Cada elección material fue sustentada por consideraciones técnicas y prácticas que respaldaron la calidad y eficacia del diseño global del proyecto.

4.2. Máquinas empleadas.

Se ha empleado una amplia gama de maquinaria que ha contribuido sustancialmente a la manufactura y ha conferido eficiencia temporal al proceso. En los siguientes apartados, se procederá a esbozar de manera concisa las particularidades a cada máquina empleada durante el curso de los distintos procedimientos.

4.2.1. Centro de mecanizado CNC Lagun 650.



Fig. 22. Centro de mecanizado CNC Lagun 650.

A través de la implementación del control numérico, se ha facilitado mucho el mecanizado, permitiéndonos conseguir piezas de gran precisión de una forma sencilla y rápida. Este tipo de maquinaria es controlada mediante instrucciones programadas en un lenguaje específico, lo cual posibilita la realización de diversas operaciones como corte, fresado, taladrado o modelado en tres dimensiones.

Esta modalidad de fabricación se traduce en la obtención de piezas que se destacan por su exactitud y replicabilidad, optimizando así la producción de elementos complejos con altos requerimientos de ajuste y tolerancia. La capacidad de la máquina CNC para interpretar y ejecutar instrucciones con gran fidelidad a través de procesos repetitivos ha revolucionado la fabricación moderna al reducir los márgenes de error y acelerar los tiempos de producción.

Es digno de resaltar que la influencia de las máquinas CNC se extiende a diversos sectores industriales, ejerciendo un impacto significativo en disciplinas como la metalurgia, la manufactura de dispositivos electrónicos y la industria médica. Estos dispositivos han contribuido a la eficiencia y avance tecnológico, al posibilitar la producción de componentes intrincados y altamente especializados de manera efectiva y eficiente.

4.2.2. Máquina de corte por agua TCI-cutting BP-C 1515.



Fig. 23. TCI-cutting BP-C 1515.

Dado que el corte por agua es un proceso de fabricación que utiliza un chorro de agua de alta presión y velocidad, combinado con partículas abrasivas, se han podido conseguir las láminas de aluminio de la parte trasera de la turbina, de una forma eficaz sin deformar el material ni alterar sus propiedades.

La precisión de este método es alta, lo que permite la obtención de cortes limpios y detallados en diversos materiales, incluyendo metales, cerámica, vidrio, piedra, plásticos y materiales compuestos.

El corte por agua se utiliza en una amplia gama de aplicaciones, como la fabricación de piezas industriales, componentes de aeronaves y automóviles, obras de arte y productos personalizados. Además, al no generar emisiones nocivas ni residuos tóxicos, el corte por agua es una opción respetuosa con el medio ambiente y segura para los operadores.

4.2.3. Impresora 3D para resina ANYCUBIC Photon Mono X.



Fig. 24. ANYCUBIC Photon Mono X.

Las impresoras 3D han transformado cómo creamos objetos tridimensionales. Estas máquinas utilizan una variedad de tecnologías para construir objetos capa por capa a partir de modelos digitales. Desde la deposición de material fundido hasta la sinterización selectiva por láser, las impresoras 3D han encontrado aplicaciones en diversas industrias, desde la medicina hasta la arquitectura. Su capacidad para producir prototipos rápidos, piezas personalizadas y estructuras complejas ha acelerado los procesos de diseño y producción en campos que van desde la moda hasta la aeroespacial.

En la industria manufacturera, las impresoras 3D han impulsado la eficiencia y la creatividad al permitir la fabricación de componentes más ligeros y resistentes, así como la creación de geometrías complejas que antes eran difíciles de lograr. Además de su aplicación en la producción, las impresoras 3D están contribuyendo a la sostenibilidad al reducir el desperdicio de materiales y al ofrecer alternativas más ecológicas en la fabricación.

4.2.4. Otras máquinas de taller.

En el proceso de fabricación se han empleado otras máquinas como la sierra de cinta, el taladro por engranaje, el torno y la esmeriladora, todas ellas desempeñando roles específicos en la transformación de materiales y la creación de componentes con precisión y calidad. Estas máquinas contribuyen de manera significativa a la manufactura al permitir el corte, perforación, conformado y acabado de piezas en función de los requerimientos de diseño y las necesidades de la fabricación de la turbina.



Fig. 28. Taladro de columna.



Fig. 29. Esmeriladora.



Fig. 27. Sierra de cinta Optimum S275G.



Fig. 26. Torno.

Fig. 25. Prensa Hidráulica cat83010TS.



Mediante la utilización de maquinaria de esta índole, como las mencionadas, se logró la manufactura de componentes esenciales como ejes. Aunque ciertamente, es necesario tener un conocimiento básico de los conceptos fundamentales, lo cual fue proporcionado por el técnico especializado en el taller. Este profesional ejercía supervisión meticulosa sobre cada fase de las operaciones y se encargaba de validar el correcto funcionamiento de los procedimientos ejecutados. La adquisición de competencias fundamentales resultó crucial para garantizar el cumplimiento de las pautas de seguridad y optimizar la calidad de los productos manufacturados.

4.2.5. Software empleado.

Cada etapa de las operaciones de mecanizado ha requerido la utilización de diversos softwares. El proceso se inicia con el cálculo de datos en *Microsoft Excel* y la creación de un diseño tridimensional de todas las piezas utilizando el software *Autodesk Inventor 2022*. Una vez que se han establecido los diseños, en la fase de fabricación, se recurre a *Autocad Fusion 360* con el propósito de generar archivos que pueden ser detectados y leídos por control numérico en el centro de mecanizado CNC Lagun 650.

Los cortes por agua de las piezas se realizaron obteniendo los archivos *.dxf* mediante *Autocad 2022*. En la última fase de fabricación, el software *ANYCUBIC PhotonWorkshop*, incorporado en la impresora en resina 3D ANYCUBIC Photon Mono X, se utiliza para la impresión de los prototipos de los álabes directrices, rodetes y topes traseros del anillo directriz.

Concluyendo el proceso de trabajo y avanzando a la fase de caracterización de la turbina ensamblada, el software *Microsoft Excel* es empleado nuevamente para llevar a cabo el análisis y representación de los datos recopilados en tablas y gráficos.

En resumen, la utilización de una amplia gama de software y herramientas de medición ha sido esencial en todas las fases de este proyecto, desde el diseño y la fabricación hasta la caracterización y evaluación de la turbina Francis y sus componentes. Estos recursos tecnológicos han permitido optimizar el proceso, garantizar la calidad de las piezas y obtener resultados confiables y precisos en cada etapa del trabajo.



Fig. 30. Diferentes logotipos de softwares utilizados.

5. CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES DE LA TURBINA FRANCIS.

En este proyecto, se emprende un ambicioso recorrido que abarca desde la fase de planificación hasta la etapa de análisis y evaluación, con el objetivo de diseñar, fabricar y analizar una turbina Francis. Este proceso integral busca combinar la teoría con la práctica de la ingeniería, involucrando diferentes disciplinas y técnicas para lograr un resultado final óptimo y eficiente.

El punto de partida es la fase de diseño, donde se desarrollarán todas las piezas que conformarán la turbina. Para esta tarea, se emplearán herramientas como Microsoft Excel y Autodesk Inventor 2022, permitiendo la obtención de los parámetros necesarios y la creación de modelos tridimensionales precisos. La fase de fabricación involucrará la utilización de variadas máquinas herramientas pertenecientes a la Universidad de Jaén, incluyendo la máquina de corte por agua y el centro de mecanizado CNC, entre otras. La generación de código numérico para ciertas máquinas se llevará a cabo mediante el software Autodesk Fusion 360, permitiendo la simulación de operaciones de mecanizado y la obtención de instrucciones para la fabricación.

Finalmente, la fase de análisis será crucial para evaluar el rendimiento de la turbina diseñada. A través de un enfoque experimental, se recolectarán datos para caracterizar su comportamiento. Las curvas características resultantes se compararán con las de la turbina original, lo que permitirá identificar mejoras y ajustes necesarios en el diseño. En última instancia, este proyecto no solo aspira a crear una turbina funcional, sino a aportar al conocimiento en el campo de la ingeniería de turbinas hidráulicas y su impacto en diversas aplicaciones industriales y energéticas.

5.1. Cálculos previos.

Para iniciar el proceso de cálculos, es necesario obtener datos de referencia derivados de un análisis exhaustivo del desempeño óptimo de la turbina Francis localizada en el laboratorio del campus. Estos datos preliminares serán utilizados como punto de partida fundamental para las evaluaciones posteriores.

En la siguiente tabla se pueden ver todos los datos obtenidos para una apertura de álabes del 100% y caudal 49 l/min. Además se analizaron más datos para el 50% y 25% de apertura cada uno de ellos con tres caudales distintos. Se destaca en tono amarillo una franja que engloba los registros de máximo rendimiento, si bien no la totalidad de estos será considerada; tan solo se tomarán en cuenta la cantidad de revoluciones específicas, el caudal y la presión.

Dato	rpm	F1 (N)	F2 (N)	P (bar)	Q (l/min)	η (%)
1	3000	0	0	0,37	49	0
2	2800	0,2	0	0,31	49	6,95
3	2700	0,3	0	0,29	50	10,53
4	2540	0,5	0	0,26	50	18,41
5	2400	0,7	0,1	0,23	51	23,14
6	2280	0,9	0,1	0,2	51	33,71
7	2120	1,1	0,2	0,18	51	39,18
8	2000	1,3	0,2	0,17	52	46,91
9	1860	1,4	0,2	0,15	52	53,94
10	1670	1,6	0,3	0,13	52	60,54
11	1480	1,8	0,3	0,12	53	65,80
12	1270	2	0,4	0,1	53	72,27
13	1080	2,1	0,4	0,075	53	87,06
14	900	2,3	0,4	0,065	53	93,56
15	700	2,4	0,4	0,06	54	81,45
16	450	2,6	0,4	0,05	54	69,12
17	0	2,7	0,6	0,03	54	0

Tabla 1. Datos de la caracterización para apertura de álabes 100% y $Q=49$ l/min.

Una vez que la turbina presente en el laboratorio ha sido debidamente caracterizada, se procederá a establecer parámetros para el diseño. Los valores asignados son: $D_1 = 60$ mm, $D_2 = 25$ mm, el espesor del álabe (b) de 5 mm, y el ángulo de entrada $\beta_1 = 30^\circ$. Basándonos en estos valores, procederemos a calcular todas las velocidades que componen el triángulo de velocidades a la entrada y a la salida del rodete.

Cálculo de la velocidad tangencial a la entrada y salida del rodete.

$$u = \Omega r \quad (\text{Ec. 6})$$

$$u_1 = 900 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0.03 \text{ m} = 2,827 \text{ m/s}$$

$$u_2 = 900 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,0125 \text{ m} = 1,178 \text{ m/s}$$

Cálculo de componentes proyectadas suponiendo que no se produce momento cinético a la salida $c_{u2} = 0$; $\alpha_2 = 90^\circ$, por lo tanto $c_{m2} = c_2$ y $w_{u2} = u_2$.

$$c_m = \frac{Q}{\pi D b} \quad (\text{Ec. 7})$$

$$c_{m1} = \frac{833 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi 0,06 \text{ m} \cdot 0,005 \text{ m}} = 0,937 \text{ m/s}$$

$$c_{m2} = \frac{833 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi 0,025 \text{ m} \cdot 0,005 \text{ m}} = 2,249 \text{ m/s}$$

$$w_{u1} = \frac{c_{m1}}{\operatorname{tg}(\beta_1)} \quad (\text{Ec. 8})$$

$$w_{u1} = \frac{0,937 \text{ m/s}}{\operatorname{tg}(25^\circ)} = 2,01 \text{ m/s}$$

$$w_{u2} = 1,178 \text{ m/s}$$

$$c_{u1} = u_1 - w_{u1} \quad (\text{Ec. 9})$$

$$c_{u1} = 2,827 \text{ m/s} - 2,01 \text{ m/s} = 0,817 \text{ m/s}$$

$$c_{u2} = 0 \text{ m/s}$$

Por Pitágoras podemos obtener c_1 :

$$c_1 = \sqrt{c_{u1}^2 + c_{m1}^2} \quad (\text{Ec. 10})$$

$$c_1 = \sqrt{(0,817 \text{ m/s})^2 + (0,937 \text{ m/s})^2} = 1,244 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 2,249 \text{ m/s}$$

Finalmente, por trigonometría:

$$w_1 = \frac{w_{u1}}{\cos(\beta_1)} \quad (\text{Ec. 11})$$

$$w_1 = \frac{2,01 \text{ m/s}}{\cos(25^\circ)} = 2,218 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{c_{m1}}{c_{u1}}\right) \quad (\text{Ec. 12})$$

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,937}{0,817}\right) = 48,9^\circ$$

$$w_2 = \sqrt{w_{u2}^2 + c_{m2}^2} \quad (\text{Ec. 13})$$

$$w_2 = \sqrt{(1,178 \text{ m/s})^2 + (2,249 \text{ m/s})^2} = 2,539 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{c_{m1}}{w_{u1}}\right) \quad (\text{Ec. 14})$$

$$\beta_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,937}{2,01}\right) = 62,35^\circ$$

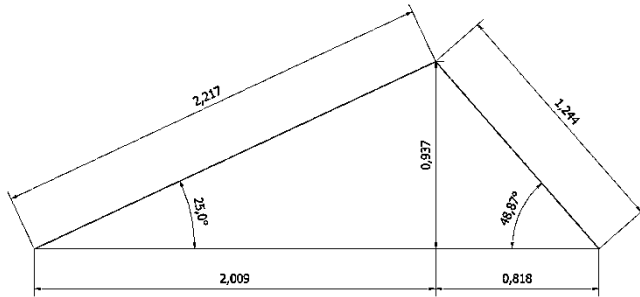


Fig. 31. Triángulo de velocidades a la entrada.

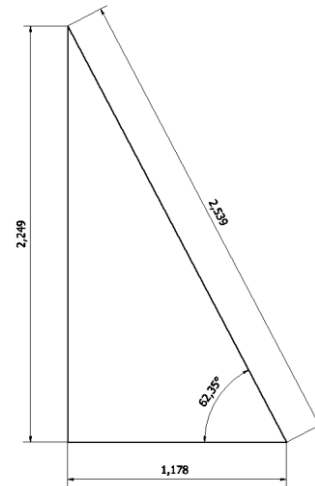


Fig. 32. Triángulo de velocidades a la salida.

A través del análisis del triángulo de velocidades, es posible derivar la altura neta que la turbina será capaz de alcanzar. Esto a su vez permitirá calcular la velocidad específica de la turbina.

$$H_n = \frac{P}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (\text{Ec. 15})$$

$$H_n = \frac{6,5 \text{ mca}}{997 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} + \frac{(2,249 \text{ m/s})^2 - (1,244 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,18 \text{ m}$$

$$\Omega_s = \Omega \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{(gH_n)^{\frac{3}{4}}} \quad (\text{Ec. 16})$$

$$\Omega_s = \left(900 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot 2\pi \frac{\text{rad}}{\text{rev}} \cdot \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \right) \cdot \frac{(883 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s})^{1/2}}{(9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,18 \text{ m})^{3/4}} = 1,83 \text{ rad/s}$$

La turbina Francis, como parte del amplio espectro de las turbinas hidráulicas de reacción, se distingue por su rango específico de velocidades. Este parámetro, que refleja la relación entre la velocidad del fluido, la altura de la caída y la potencia entregada, establece un rango característico para las turbinas Francis que oscila entre 0,298 y 2,38. En este sentido, al evaluar la turbina en cuestión y calcular su velocidad específica, es posible constatar con certeza si esta se encuentra dentro de los límites establecidos por los parámetros propios de las turbinas Francis.

La importancia de esta verificación radica en la capacidad de diferenciación entre diversos tipos de turbinas, ya que cada categoría, ya sea Francis, Kaplan o Pelton, presenta un rango de velocidad específica único. La ubicación de nuestra turbina dentro del rango característico de las turbinas Francis no solo respalda su clasificación, sino

que también proporciona una base sólida para comprender su comportamiento hidrodinámico y mecánico en función de las condiciones específicas de operación.

Con el propósito de determinar el rendimiento que nuestra turbina podría lograr, es esencial estimar el salto teórico para álabes finitos y contrastarlo con el salto teórico correspondiente a álabes infinitos. Esta evaluación nos permitirá obtener una comprensión más precisa de cómo la naturaleza finita de los álabes en el rodete afecta la eficiencia de la turbina. El salto teórico para álabes finitos puede calcularse aplicando métodos de corrección adecuados que consideren esta limitación, lo que resulta en un valor más ajustado a las condiciones reales de operación. Al comparar estos dos valores, podremos identificar las diferencias en términos de eficiencia y rendimiento, brindando una visión detallada de cómo los álabes finitos influyen en el comportamiento global de la turbina.

$$H_{t\infty} = \frac{u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}}{g} \quad (\text{Ec. 17})$$

$$H_{t\infty} = \frac{2,827 \text{ m/s} \cdot 0,817 \text{ m/s}}{9,81 \text{ m/s}^2} = 0,236 \text{ m}$$

Dado que nuestra configuración implica un número limitado de álabes en la turbina, no es posible emplear este valor de manera directa. Para abordar esta limitación, procederemos a implementar el ajuste propuesto por Pfleiderer. Este procedimiento de corrección de Pfleiderer, un enfoque ampliamente reconocido en la ingeniería de turbinas, nos proporcionará una estimación corregida de la altura teórica que tiene en cuenta la influencia del número finito de álabes presentes en el sistema. El cálculo resultante mediante esta corrección permitirá una aproximación más cercana a la altura teórica que sería alcanzada en condiciones reales, considerando las condiciones reales de funcionamiento y el número limitado de álabes. Antes de proseguir con el análisis, procederemos a estimar el número de álabes presentes en el rodete. Es imperativo que este valor se encuentre dentro del rango predefinido de 14 a 24 álabes. Es importante destacar que, para este cálculo, estamos considerando álabes que exhiben una curvatura hacia atrás, es decir, aquellos en los cuales el ángulo de entrada β_1 es inferior a 30° . Esta estimación nos permitirá garantizar un diseño apropiado del rodete, asegurando que el número de álabes se ajuste a los criterios establecidos para lograr un funcionamiento óptimo y eficiente de la turbina.

$$z = k \frac{D_1 + D_2}{D_1 - D_2} \cdot \text{sen} \left(\frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \right) \quad (\text{Ec. 18})$$

Realizaremos una estimación del coeficiente k en un intervalo comprendido entre 3 y 10. En este contexto, hemos optado por seleccionar un valor específico de 8 para dicho coeficiente.

$$z = 8 \frac{0,06 \text{ m} + 0,025 \text{ m}}{0,06 \text{ m} - 0,025 \text{ m}} \cdot \text{sen} \left(\frac{0,436 \text{ rad} + 1,088 \text{ rad}}{2} \right) \approx 14 \text{ álabes}$$

$$\psi = 0,6 (1 + \text{sen} (\beta_2)) \quad (\text{Ec. 19})$$

$$\psi = 0,6 (1 + \text{sen} (62,357^\circ)) = 1,132$$

$$S = \frac{1}{2} (r_1^2 - r_2^2) \quad (\text{Ec. 20})$$

$$S = \frac{1}{2} (0,03^2 - 0,0125^2) = 0,000372 \text{ m}^2$$

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\psi r_1^2}{z S}} \quad (\text{Ec. 21})$$

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{1,132 \cdot 0,03^2}{14 \cdot 0,000372}} = 0,836$$

$$H_t = e_z H_{t\infty} \quad (\text{Ec. 22})$$

$$H_t = 0,836 \cdot 0,236 \text{ m} = 0,197 \text{ m}$$

Así pues, el rendimiento hidráulico de la turbina será el siguiente:

$$\eta_h = \frac{H_t}{H_{t\infty}} \quad (\text{Ec. 23})$$

$$\eta_h = \frac{0,197 \text{ m}}{0,236 \text{ m}} = 91,19 \%$$

5.2. Diseño de los elementos principales de la turbina Francis.

5.2.1. Rodete.

El rodete en una turbina Francis juega un papel fundamental en la transformación de la energía hidráulica en energía mecánica. Este componente esencial es el encargado de recibir el flujo de agua proveniente del distribuidor y, a través de su forma y disposición de álabes, guiar y dirigir la corriente hacia el eje de rotación. Los álabes del rodete capturan la energía cinética y de presión del agua en movimiento, induciendo su giro y generando así una fuerza de torsión en el eje de la turbina. Esta fuerza mecánica resultante impulsa el movimiento rotatorio que se transfiere al generador para producir energía eléctrica.

El enfoque empleado en la concepción de diseño del rodete ha consistido en la técnica de trazado por puntos. Con precisión, se ha seleccionado un conjunto de 9

puntos que abarcan desde el radio interno hasta el radio externo del rodete. La estimación de los ángulos de inclinación de los álabes en cada punto del radio se realizó siguiendo una formulación que se encuentra expresada en la Ec. 24. Este enfoque permite obtener una distribución adecuada de los ángulos a lo largo del radio del rodete, lo que resulta esencial para lograr un direccionamiento eficaz del flujo y maximizar la eficiencia de la transformación de energía hidráulica en energía mecánica.

$$\phi = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta} \quad (\text{Ec. 24})$$

El valor resultante se expresará en unidades de radianes y, posteriormente, se convertirá a grados para su mayor comprensión. Con el valor del ángulo en grados y el radio correspondiente, aplicaremos principios trigonométricos para realizar la transformación de coordenadas polares a coordenadas cartesianas. De este modo, generaremos una tabla de datos en la que los puntos estarán identificados por sus coordenadas (x,y). Estos valores serán luego plasmados en un sistema de ejes coordenados, lo que permitirá visualizarlos de manera gráfica. Esta representación gráfica ofrecerá una perspectiva visual de la distribución y la evolución de los ángulos de inclinación de los álabes a lo largo del radio del rodete en la turbina Francis, facilitando la comprensión de su diseño y rendimiento hidrodinámico.

Radio (m)	W(m/s)	V _m (m/s)	U (m/s)	s(m)	b(m)	β (°)	tg β	Φ (rad)	Φ (°)
0,0125	2,539	2,249	1,178	0,001	0,005	62,357	1,909	0,000	0,000
0,0154	2,486	1,824	1,453	0,001	0,005	47,201	1,080	0,194	11,126
0,0183	2,432	1,534	1,728	0,001	0,005	39,095	0,813	0,471	27,007
0,0213	2,378	1,323	2,003	0,001	0,005	33,801	0,669	0,793	45,413
0,0242	2,325	1,163	2,278	0,001	0,005	30,029	0,578	1,140	65,345
0,0271	2,271	1,038	2,553	0,001	0,005	27,199	0,514	1,505	86,202
0,0300	2,218	0,937	2,827	0,001	0,005	25,000	0,466	1,877	107,570
0,0329	2,164	0,854	3,102	0,001	0,005	23,248	0,430	2,254	129,139
0,036	2,111	0,785	3,377	0,001	0,005	21,826	0,400	2,630	150,666

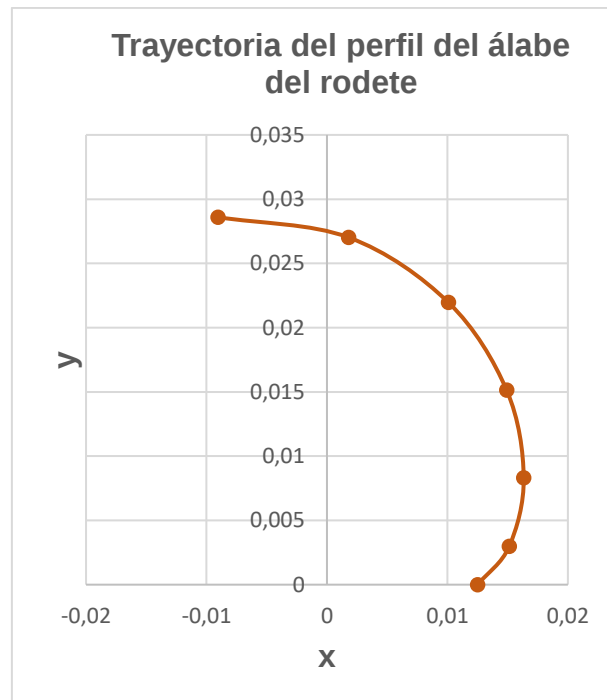
Tabla 2. Caracterización de rodete por puntos.

Así podemos obtener los ejes de coordenadas siguientes:

x	y
0,013	0,000
0,015	0,003
0,016	0,008
0,015	0,015
0,010	0,022
0,002	0,027
-0,009	0,029
-0,021	0,026
-0,031	0,018

Tabla 3. Trayectoria de puntos que sigue el perfil del álabe del rodete.

Representando gráficamente la Tabla 3:



Gráfica 1. Trayectoria del perfil del álabe del rodete.

Así el diseño del rodete en 3D queda tal que:



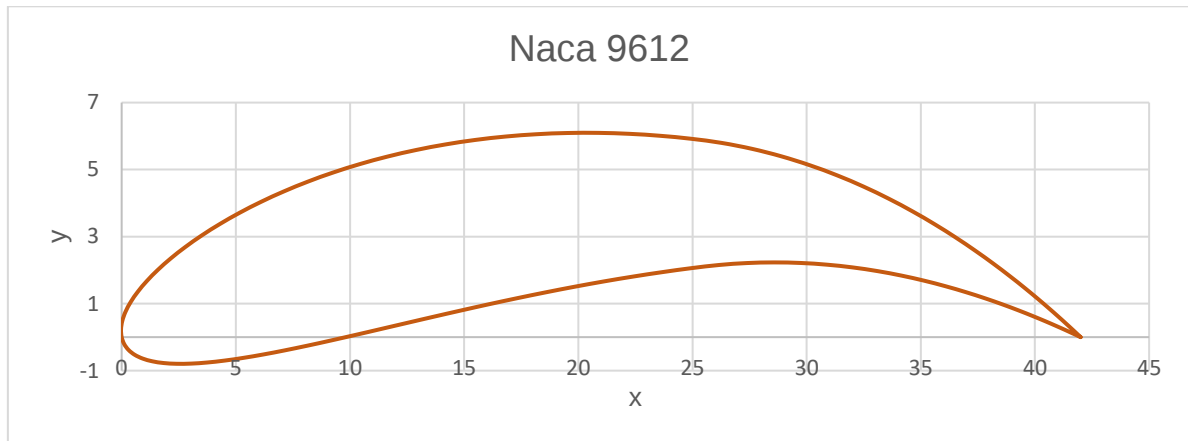
Fig. 33. Diseño 3D del rodete en el software Autodesk Inventor 2022.

5.2.2. Álabe directriz.

Los álabes móviles en una turbina Francis tienen un papel esencial al dirigir y controlar el flujo de agua hacia el rodete. Estos componentes permiten ajustar la cantidad de agua que llega a diferentes secciones del rodete, lo que influye en la eficiencia y el rendimiento de la turbina. Al modificar la posición de los álabes móviles, se regula la apertura del paso de agua, lo que optimiza la cantidad de energía extraída

y la eficiencia en distintas condiciones de operación. En síntesis, los álabes móviles son fundamentales para lograr un funcionamiento eficiente y controlado de la turbina Francis.

Para realizar un buen diseño de álabes directrices se ha recurrido a los perfiles NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) ya que ofrece ventajas como eficiencia aerodinámica, reducción de pérdidas o mayor control de flujo. En nuestro diseño se verá empleado el perfil NACA 9612 con una cuerda de 42 mm.



Gráfica 2. Perfil Naca 9612 en coordenadas cartesianas.



Fig. 34. Diseño 3D del álabe directriz NACA 9612.

5.2.3. Cámara espiral.

La cámara espiral en una turbina Francis desempeña un papel fundamental en el proceso de dirección y distribución del flujo de agua hacia el distribuidor y posteriormente al rodete. Su función principal es garantizar una transición suave y uniforme del flujo de agua desde la entrada de la turbina hacia el distribuidor. A través de su diseño en forma de espiral, la cámara espiral permite reducir la velocidad del flujo y distribuirlo de manera homogénea en la periferia del distribuidor, preparándolo para su paso al rodete.

La cámara espiral también cumple con el objetivo de minimizar las pérdidas de energía y la generación de turbulencias, ya que su diseño cuidadosamente configurado

permite que el flujo se ajuste gradualmente a la dirección requerida por el distribuidor. Además, contribuye a reducir el riesgo de cavitación al evitar bruscos cambios de velocidad y presión en el flujo. En resumen, la cámara espiral asegura una entrada controlada y uniforme del fluido al distribuidor, optimizando así el rendimiento general de la turbina Francis al preparar adecuadamente el flujo para su interacción con los álabes móviles del rodete.

Para su correcto diseño se ha elegido el método de la caja espiral de sección cuadrada mediante puntos obtenidos. Con una canal de profundidad 17 mm

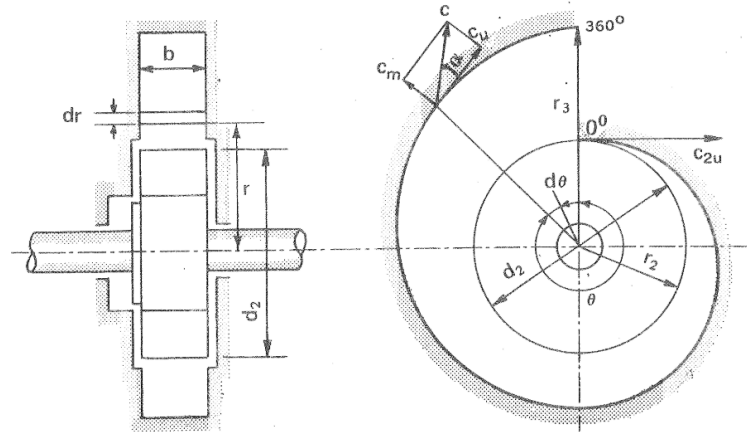


Fig. 35. Esquema de la cámara espiral logarítmica de una bomba radial.

Para poder obtener una geometría en forma de espiral similar a la de la figura anterior se usará la siguiente ecuación:

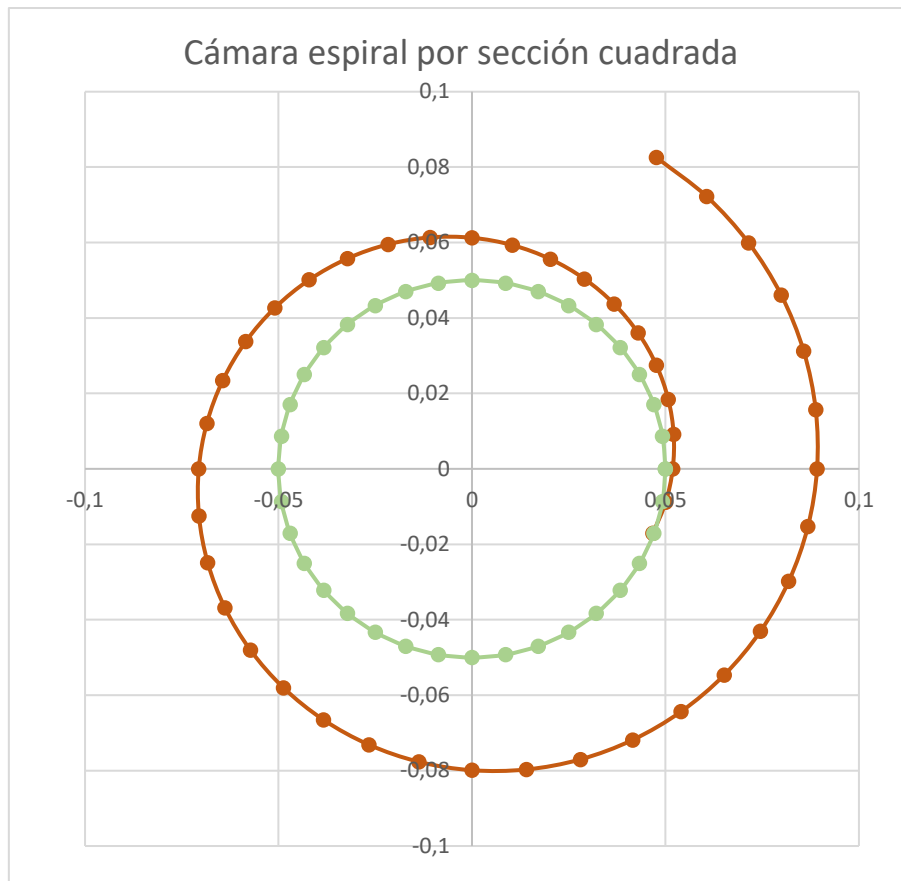
$$\theta^\circ = \frac{360 C}{Q} \left[(r_\theta - r_0) - \frac{r_0}{2,3} \log \frac{r_\theta}{r_0} \right] \quad (\text{Ec. 25})$$

Donde C, constante que relaciona radio de entrada con velocidad acimutal, viene representada por la Ec. 26.

$$C = r_1 c_{u1} \quad (\text{Ec. 26})$$

$$C = 0,03 \text{ m} \cdot 0,817 \text{ m/s} = 0,025 \text{ m}^2/\text{s}$$

Con el propósito de obtener radios de curvatura específicos, se ha implementado un intervalo angular de 10 grados entre cada iteración de giro, iniciando desde un ángulo de 0 grados. Este enfoque permitirá la derivación de una secuencia de radios de curvatura, lo que resultará en la determinación de una serie de centros de curvatura que puede ser variada según los requisitos de diseño. Así mismo, en la siguiente gráfica se verán representados los resultados calculados.



Gráfica 3. Cámara espiral de sección cuadrada.

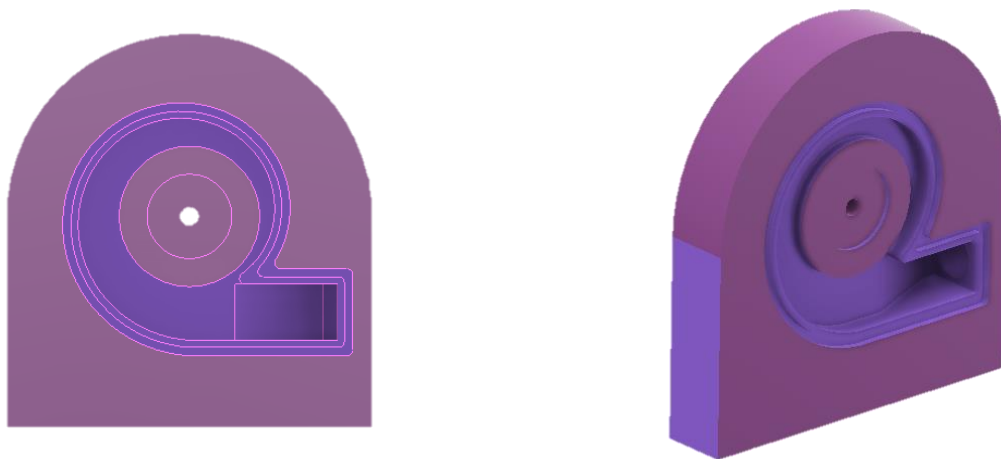


Fig. 36. Diseño 3D de cámara espiral en carcasa.

6. DISEÑO CAD.

La concepción y diseño detallado de las distintas piezas que conformarán la turbina ha requerido un esfuerzo continuo, dedicando aproximadamente de 2 a 3 horas diarias a lo largo de un período de un mes y medio. Durante este proceso, se ha empleado el software de modelado tridimensional Autodesk Inventor 2022 para crear las representaciones digitales precisas de cada componente. Esta meticulosa labor ha implicado la definición de dimensiones, formas y geometrías en concordancia con los principios de la ingeniería mecánica y de fluidos.

El software ha permitido traducir las ideas conceptuales en modelos tridimensionales con alto nivel de detalle, lo que a su vez ha posibilitado la visualización y análisis de la interacción entre las diferentes piezas antes de la fabricación física. Cada parte ha sido minuciosamente diseñada teniendo en cuenta su función y su integración con otras piezas en el conjunto final. Este enfoque de diseño exhaustivo es esencial para asegurar que todas las partes se ajusten y funcionen de manera cohesiva una vez ensambladas. En última instancia, el proceso de diseño ha permitido la creación de un modelo digital integral y preciso que sirve como base para la fabricación y ensamblaje posterior de la turbina.

6.1. Rodete.

Para llevar a cabo la confección del rodete, se ha empleado la funcionalidad de extrusión en el proceso de diseño, permitiendo la creación de un componente cilíndrico con un diámetro interno de $8,3\text{ mm}$. Esta dimensión ha sido elegida en vista de la necesidad de alojar un eje con un diámetro de 8 mm , introduciendo una holgura de $0,3\text{ mm}$ para garantizar un correcto funcionamiento. Se ha tenido en consideración la importancia de mantener tolerancias precisas que aseguren el funcionamiento coherente del conjunto. El diámetro externo, por su parte, se ha fijado en 58 mm , atendiendo a la presencia de una rebarba de 1 mm observada durante la fabricación en resina. La altura del cilindro se estableció en 3 mm .

Posteriormente, se ha procedido a la incorporación de los datos derivados de cálculos en Excel que reflejan la curvatura de los álabes. Estos datos se han aplicado mediante extrusión con una elevación de 5 mm . Para lograr la disposición deseada, se ha empleado la herramienta de patrón circular, permitiendo la distribución de un conjunto total de 14 álabes en el rodete. Este proceso de diseño minucioso y basado en herramientas de modelado tridimensional asegura la conformación precisa del rodete, lo cual es esencial para su correcto funcionamiento en la turbina final.

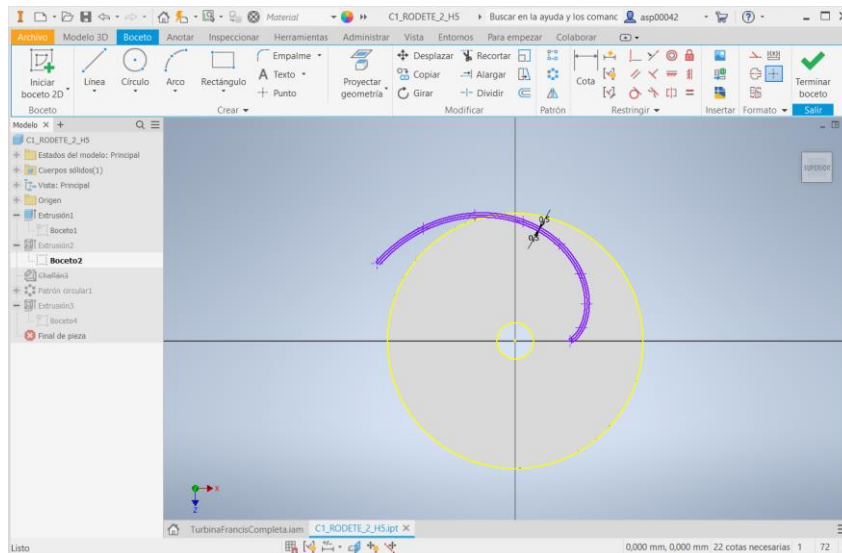


Fig. 37. Boceto de álabe para rodete en Autodesk Inventor 2022.

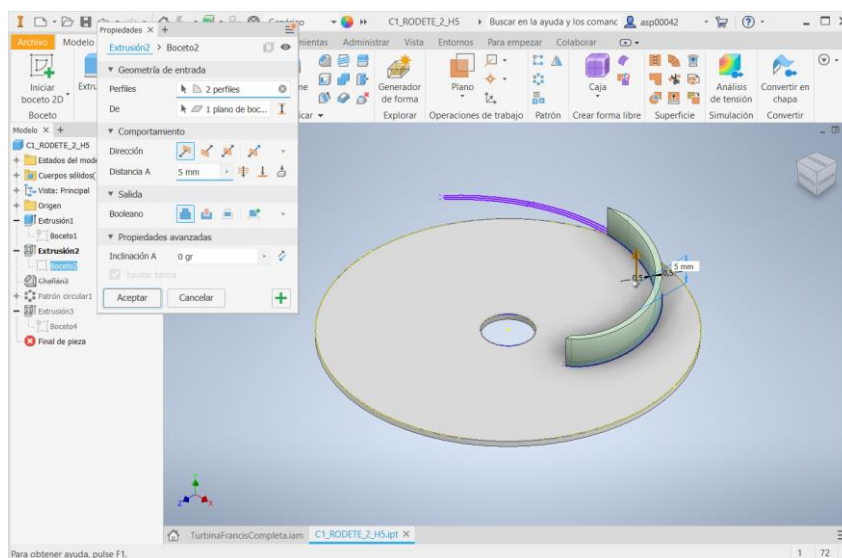


Fig. 38. Extrusión de álabe para rodete en Autodesk Inventor 2022.

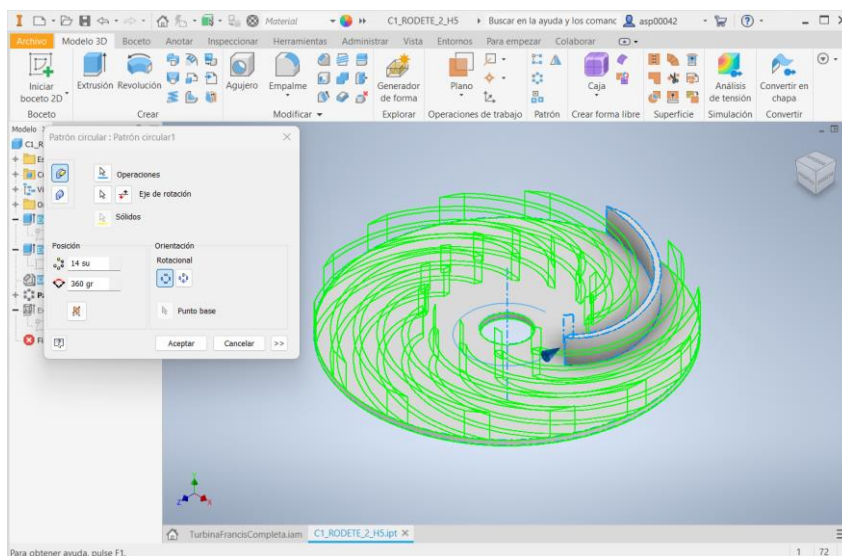


Fig. 39. Patrón circular para la creación de rodete.

6.2. Álabes directriz.

En el proceso de configuración del álabes directriz, se ha realizado una obtención directa del perfil mediante la utilización de un generador especializado en perfiles NACA¹. La selección de un modelo dinámico, que emulase con máxima fidelidad las características de los álabes presentes en el rotor, fue determinante para optimizar la dirección del flujo, buscando promover una distribución laminar del fluido. La web empleada como herramienta para la obtención del perfil proporcionó un conjunto de puntos que junto con el producto de la cuerda, fijada en 42 mm, pudieron obtenerse las dimensiones requeridas.

Posteriormente, los datos generados se importaron desde Excel hacia Autodesk Inventor 2022, donde se aplicó la herramienta *spline* con el propósito de obtener con precisión el perfil deseado del álabes directriz. De manera complementaria, se realizó la creación de un alojamiento mediante la herramienta agujero, diseñado específicamente para acomodar un tornillo de métrica 4. La ubicación estratégica de este agujero permitió que la cabeza del tornillo quedara encajada de forma discreta, asegurando la sujeción firme del álabes al eje, permitiendo así la apertura y cierre del distribuidor.

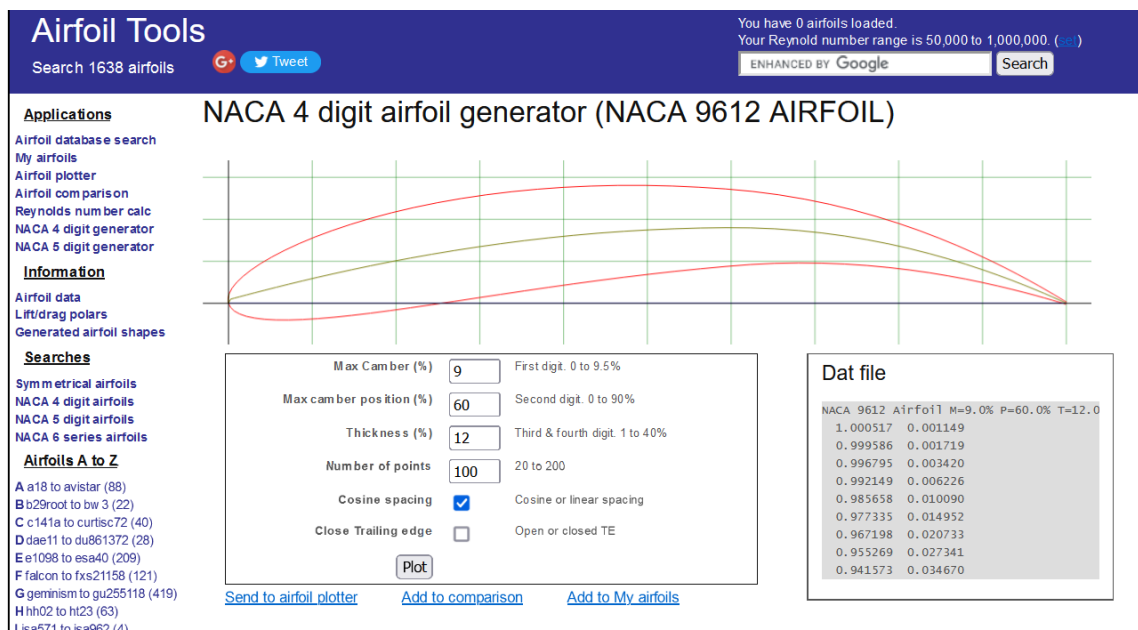


Fig. 40. Web generadora de perfil NACA.

¹ Generador de perfiles Naca:
<http://airfoiltools.com/airfoil/>

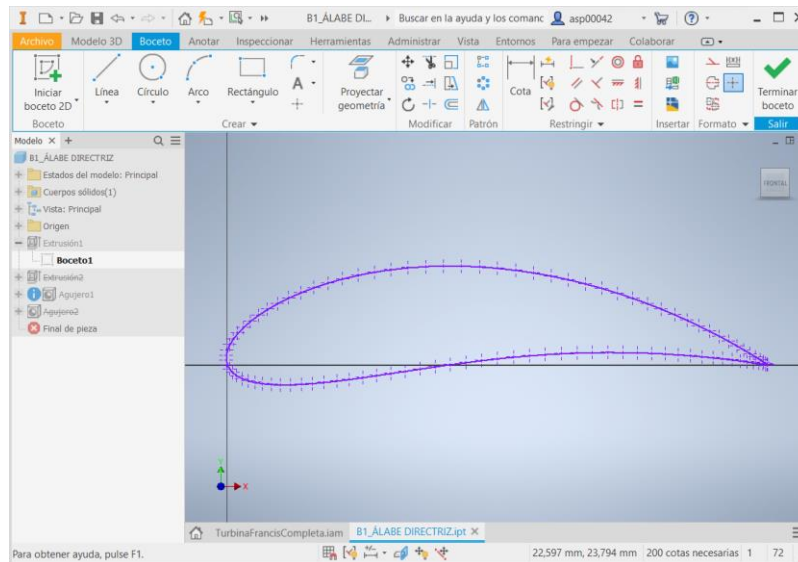


Fig. 41. Spline de puntos importados de Excel para diseño del álabe directriz.

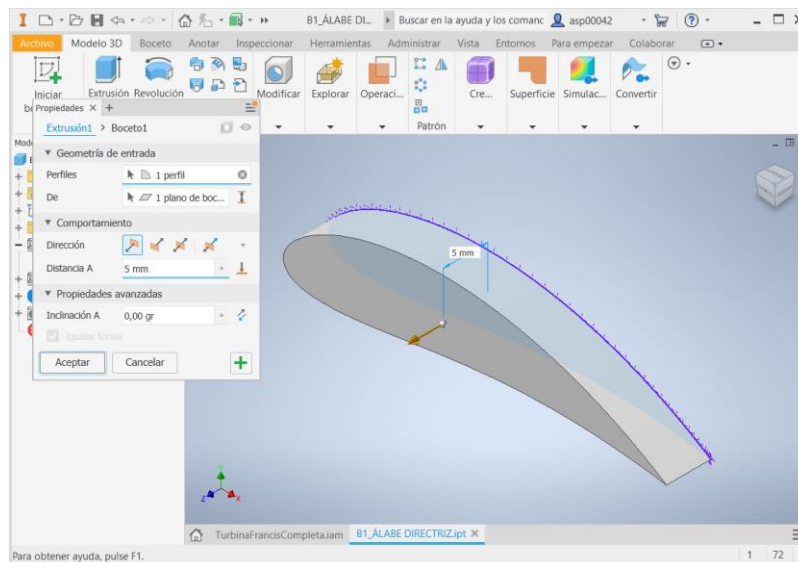


Fig. 42. Extrusión de geometría del álabe directriz.

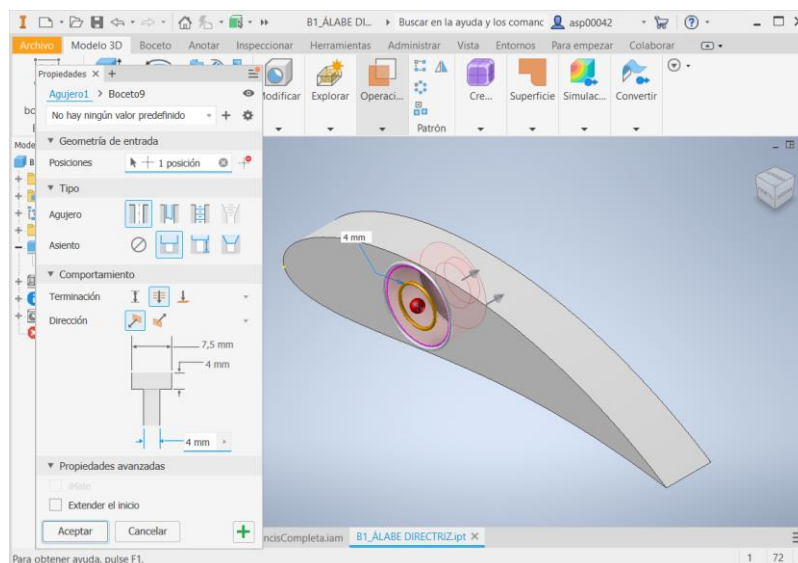


Fig. 43. Creación de agujero en álabe directriz.

6.3. Carcasa.

La carcasa, desde una perspectiva de diseño, surge como una entidad compleja que alberga un conjunto de operaciones meticulosamente ejecutadas. Esta pieza enfrentó desafíos en su concepción y materialización, dado su rol central como estructura básica que conecta las diversas partes de la turbina. Inicialmente, se configuró la geometría externa, ajustando las dimensiones para coincidir con las de la turbina de referencia debido a restricciones de material en el taller. Luego, se diseñaron los espacios del distribuidor, abarcando tanto las aperturas frontales como las zonas para el control del anillo de los álabes.

Los datos precisos derivados del análisis de la caracola de la cámara espiral, generados en Microsoft Excel, se importaron a Autodesk Inventor a través de la herramienta de corte. Esto resultó en una sección cuadrada que recorre la geometría de la carcasa, exceptuando una entrada que presenta una rampa para facilitar la entrada gradual del fluido. Además, se añadió un espacio alineado con la geometría, destinado a la junta, con un desfase específico de 5 mm.

Finalmente, se aplicó un patrón de ubicación para crear las aberturas necesarias para la inserción de tornillos y ejes, fundamentales para la cohesión integral de las distintas componentes de la turbina.

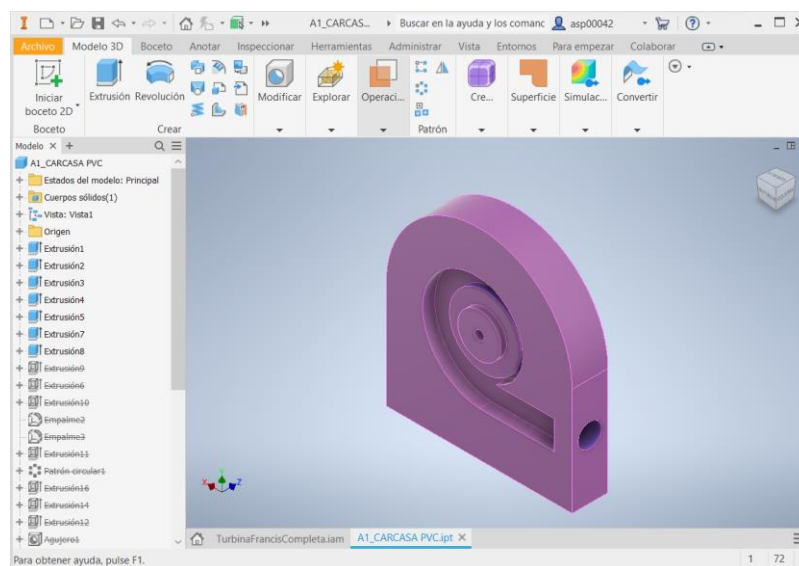


Fig. 44. Carcasa con cámara espiral.

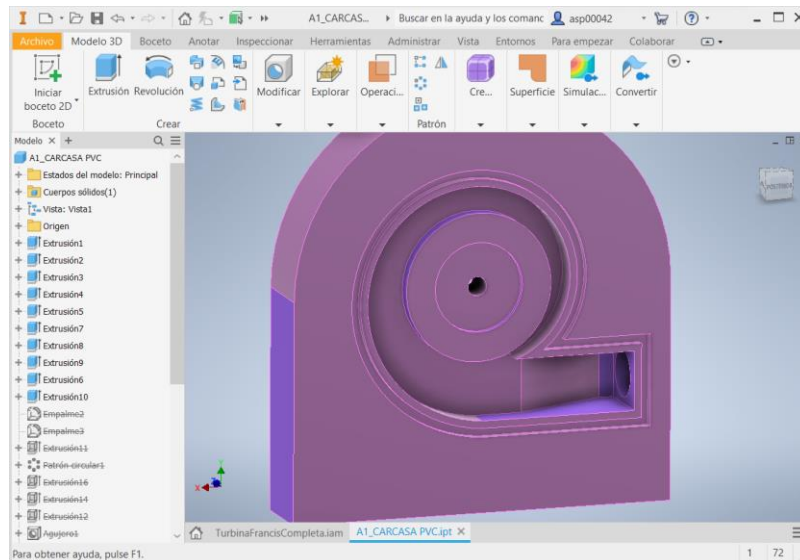


Fig. 45. Diseño de la junta y rampa en carcasa.

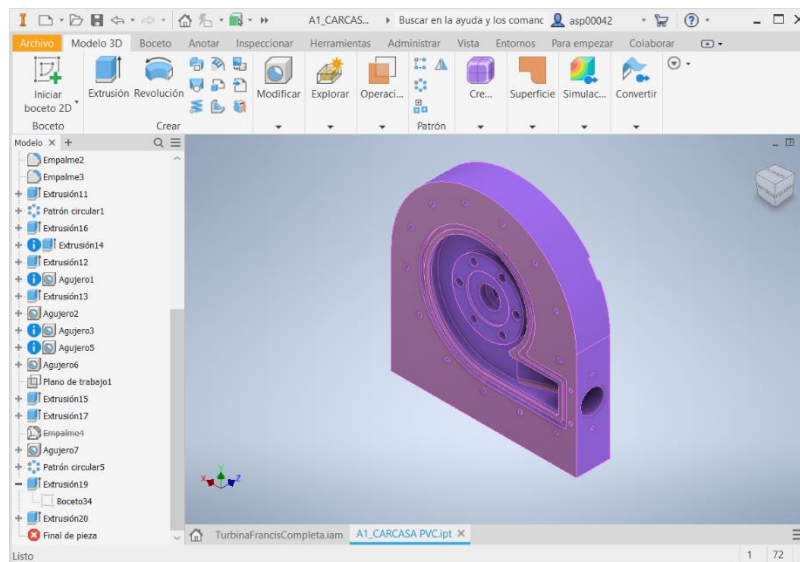


Fig. 46. Diseño de la parte delantera de la carcasa.

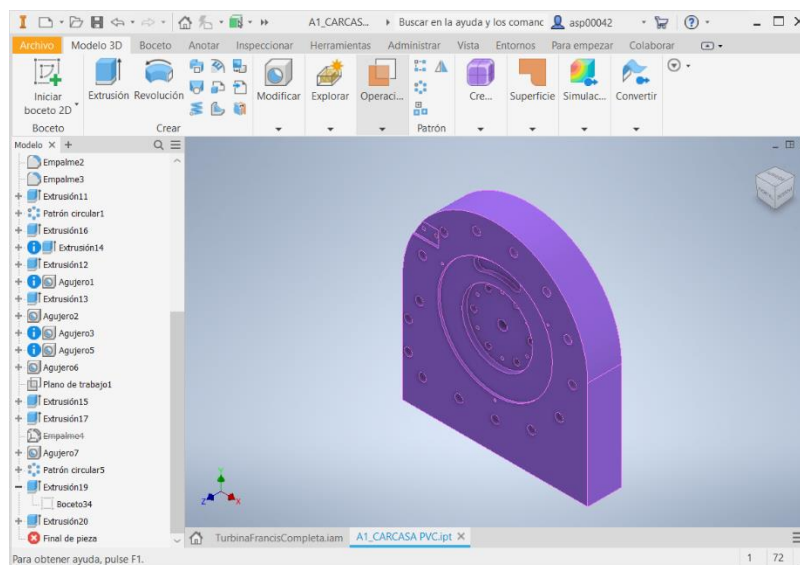


Fig. 47. Diseño de la parte trasera de la carcasa.

6.4. Eje principal.

El proceso de diseño del eje principal ha estado marcado por la necesidad de adaptar su geometría a los espacios predefinidos dentro de las piezas ensambladas. Esta adaptación se ha efectuado con meticulosidad, tomando en consideración la disposición precisa de los retenes y los rodamientos. El propósito primordial ha sido garantizar una correcta funcionalidad, en la cual el eje no solo cumple su papel de transmisor del movimiento del rotor, sino que también asegura una operación fluida y coherente con la mecánica global del sistema.



Fig. 48. Diseño de eje principal de la Turbina Francis en Inventor.

Mediante la plataforma Autodesk Inventor, se ha logrado ejecutar con facilidad la creación de un eje empleando la herramienta *Design Accelerator*. Este procedimiento ha sido concebido en distintos tramos, donde se han especificado la longitud y el diámetro de cada tramo. En casos en los que se ha considerado la incorporación de chaflanes en los extremos, esta particularidad ha sido indicada a través de los controles indicados única y exclusivamente en los extremos. En situaciones en las que se ha requerido la inclusión de hendiduras para elementos como arandelas o chavetas, se ha establecido una referencia en un extremo y se ha definido la distancia desde esta referencia hasta la posición de la hendidura, asegurando así una precisa configuración del eje.

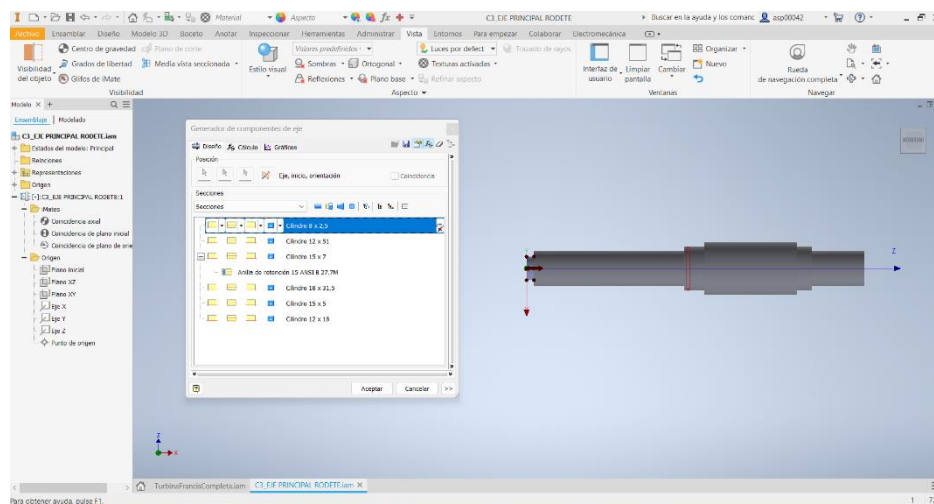


Fig. 49. Herramienta Design Accelerator.

Al llevar a cabo una inspección visual de la pieza mediante un corte transversal, se verifica la ausencia de cualquier tipo de obstrucción en el diseño y se confirma la perfecta coincidencia y ajuste entre los componentes.

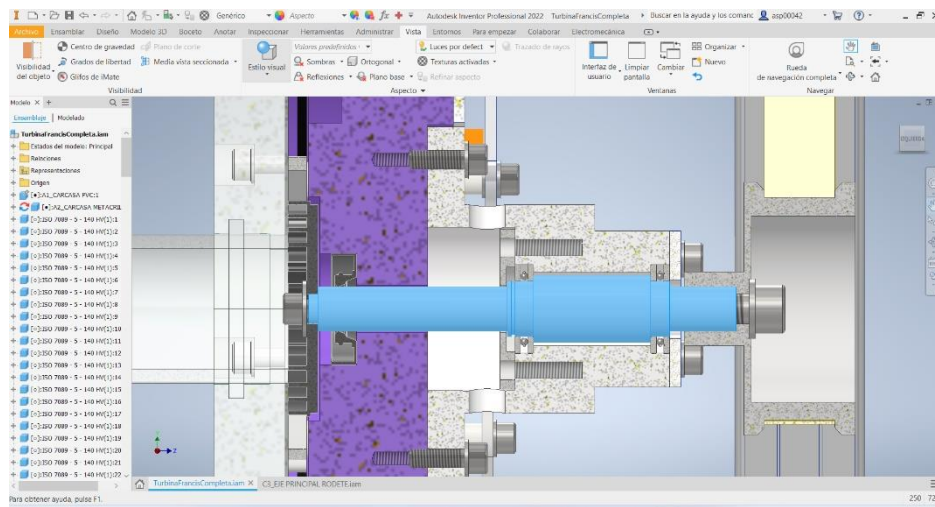


Fig. 50. Vista seccionada del conjunto para la verificación del eje.

6.5. Montaje tridimensional.

En esta fase concluyente, se efectúa la integración de todas las entidades componentes, haciendo uso de las funcionalidades de restricción que ofrece la plataforma de software Autodesk Inventor 2022.

El enfoque adoptado para la monitorización de la potencia en el eje ha engendrado un diseño que involucra la implementación de una polea de frenado. Mediante la disposición de dos dinamómetros donde se logra cuantificar la fuerza ejercida en el proceso de frenado. Esta polea de frenado se encuentra acoplada a un mecanismo distribuidor, cuyas características han sido modeladas en función de la turbina presente en las instalaciones universitarias. Se ha considerado su adaptación para operaciones manuales, sin automatización. Este sistema comprende álabes distribuidores, ejes de álabes y un conjunto de placas vinculadas a un volante, otorgando la capacidad de regular la apertura y cierre de los álabes.

En el punto culminante de este proceso, se lleva a cabo el bastidor, en el cual descansará la turbina evitando vibraciones e inestabilidad. La estructura del bastidor es confeccionada a partir de secciones de perfiles Bosch, cuyo ancho varía entre 35 mm y 45 mm.

En un análisis más detallado, se pueden observar las Figuras 48 y 49, que proporcionan una visualización exhaustiva del conjunto en su totalidad. Estas representaciones gráficas capturan tanto la perspectiva frontal como la posterior de la entidad con un nivel de claridad y precisión significativo. Dichas imágenes permiten una apreciación completa de la disposición y la interacción de las distintas piezas que

componen la turbina, ofreciendo una perspectiva panorámica esencial para la comprensión de su estructura.

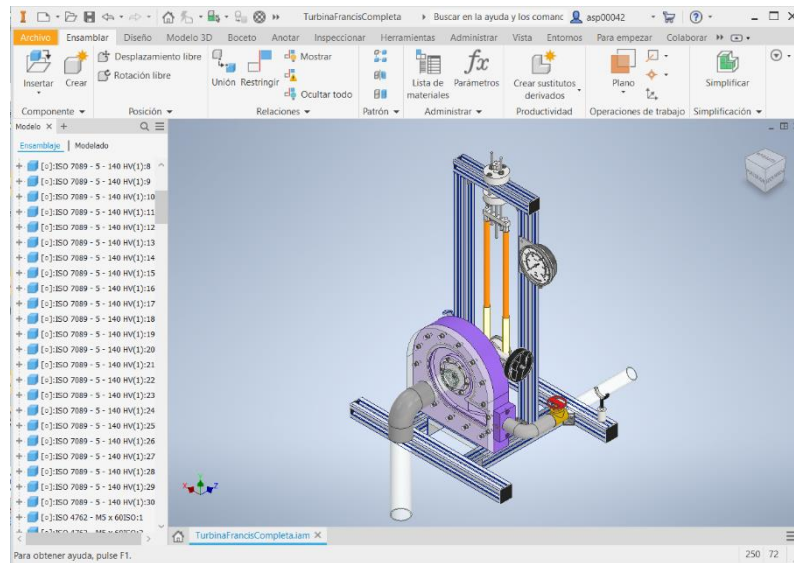


Fig. 51. Diseño en Autodesk Inventor del conjunto Turbina Francis.

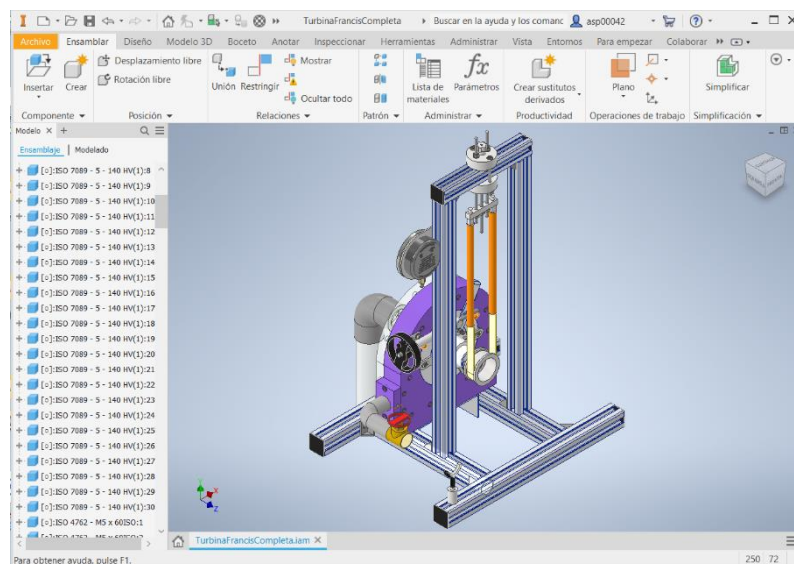


Fig. 52. Diseño en Autodesk Inventor del conjunto Turbina Francis parte trasera.

Por su parte, la figura 50 ofrece un análisis específico del diseño intrincado del mecanismo distribuidor. Esta representación gráfica desglosa la estructura y disposición de los álabes distribuidores, ejes y placas, que conforman el conjunto central del distribuidor. El diseño minucioso y detallado resalta la geometría y la disposición precisa de cada componente, permitiendo una comprensión más profunda de su funcionamiento y su papel en el sistema en su conjunto. Estas figuras desempeñan un papel esencial al proporcionar una visualización clara y detallada de los elementos clave de la turbina,

facilitando así un análisis y una apreciación más completa de su diseño y funcionamiento.

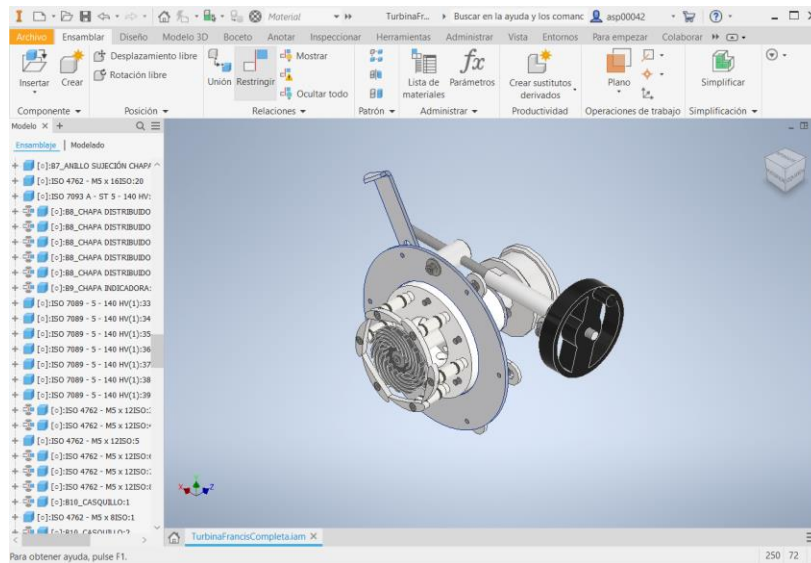


Fig. 53. Diseño del distribuidor en Autodesk Inventor 2022.

7. FABRICACIÓN Y MONTAJE.

Para llevar a cabo el proceso de fabricación y ensamblaje, se ha hecho uso de las instalaciones pertenecientes a la Universidad de Jaén, en particular, las infraestructuras del Campus Científico Tecnológico de Linares. La colaboración y guía del técnico de laboratorio, quien también ejerce como supervisor de este proyecto de grado, ha resultado esencial. Gracias a su destreza, se ha aprovechado la maquinaria disponible de manera estratégica, permitiendo así la materialización de las piezas con un nivel de precisión óptimo. Esta precisión ha sido potenciada considerablemente por la integración de avances tecnológicos notables, como el control numérico y la tecnología de impresión 3D.

El proceso de manufactura ha incluido la simulación exhaustiva de la mayoría de las piezas mediante el software Autodesk Fusion 360. Esta simulación ha sido vital para generar geometrías precisas y eficaces, que posteriormente fueron programadas en las máquinas de control numérico. La secuencia de producción se inició con la fabricación de componentes que demandaban menor tiempo de mecanizado, como las chapas del distribuidor y el disco distribuidor, entre otros. Conforme avanzaba el proceso, se procedió a la confección del rodete y los álabes a través de una impresora de resina. Esta elección se justifica por su simplicidad y por la capacidad de prevenir la posible oxidación del material, especialmente crucial cuando se considera la exposición prolongada al agua.

La pieza de mayor complejidad y requerimientos operacionales, la carcasa, se convirtió en el centro de atención en términos de fabricación. Esta etapa englobó una

serie de operaciones meticulosas y detalladas para obtener el resultado final. Paralelamente, se elaboró el eje principal de la turbina y la polea de freno, complementando así la producción integral del conjunto. La sinergia entre la experiencia del técnico, la tecnología de vanguardia y la planificación estratégica ha sido determinante en el logro de una manufactura eficaz y la creación exitosa de las piezas fundamentales de la turbina.

Es esencial abordar de manera exhaustiva la consideración financiera que acompaña la realización de esta turbina, ya que implica un análisis multidimensional de los recursos involucrados en su diseño y producción. En este contexto, el cálculo del presupuesto total abarca no solo la evaluación de las horas invertidas en las etapas de diseño y manufactura, sino también la ponderación de los costos asociados a las piezas comerciales utilizadas en el proceso.

Es fundamental reconocer que el presupuesto presentado es una aproximación y, por ende, no incluye en su totalidad todos los factores que inciden en los costos. Específicamente, los materiales empleados en la construcción de la turbina, como el PVC utilizado para la carcasa, el aluminio aplicado en los componentes del distribuidor, el metacrilato y la resina empleada en la impresión 3D, no han sido cuantificados en detalle en esta evaluación. Además, no se han tenido en cuenta las rectificaciones de las piezas, concebidas para solventar los desafíos identificados en las incidencias detalladas en el punto 8.

En este contexto, algunos de los materiales disponibles en el laboratorio han sido valorados de manera aproximada en función de su valor en el mercado. Las piezas comerciales, en su mayoría adquiridas de proveedores locales o a través de plataformas reconocidas como RS, han sido contabilizadas dentro del cálculo presupuestario.

En búsqueda de un análisis más detallado y preciso, los Anexos presentan información relevante en las *Tablas 29 y 30*. En la *Tabla 29*, se ofrecen los tiempos de mecanizado, con un costo estimado de 20 € por hora, abarcando tanto el proceso de fabricación como el diseño. En la *Tabla 30*, se detalla en profundidad el desglose de los costos asociados a los diversos componentes utilizados en la construcción de la turbina.

La consideración completa de los costos y recursos invertidos en este proyecto provee una visión más rigurosa y precisa del esfuerzo financiero que ha implicado la creación de la turbina, permitiendo una evaluación exhaustiva y fundamentada en términos económicos.

7.1. Rodete y álabes.

La utilización de la impresora de resina ha desempeñado un papel fundamental en esta fase de manufactura, impulsando la obtención precisa del rodete. El proceso comenzó con la transferencia de los datos del diseño asistido por computadora (CAD), los cuales fueron importados en el programa ANYCUBIC PhotonWorkshop a través de la extensión .pwm. Posteriormente, se procedió a verter la resina en la bandeja de impresión específica de la impresora 3D, y se realizó la calibración de la base que serviría de soporte para la adhesión y construcción de la pieza.

La duración total del proceso, abarcando tanto la creación del rodete como la incorporación de los álabes, no superó las 2 horas, teniendo en cuenta incluso el tiempo necesario para el curado bajo una lámpara de luz ultravioleta (UV). Esta técnica, conocida como estereolitografía (SLA), se basa en la solidificación sucesiva de capas de resina fotosensible mediante la exposición controlada a luz ultravioleta. La rapidez y precisión de esta técnica han permitido la generación eficaz de componentes de alto grado de complejidad, como el rodete y los álabes de la turbina.



Fig. 55. Vertido de resina en bandeja de Impresora 3D.



Fig. 54. Calibrado de la base en Impresora 3D.

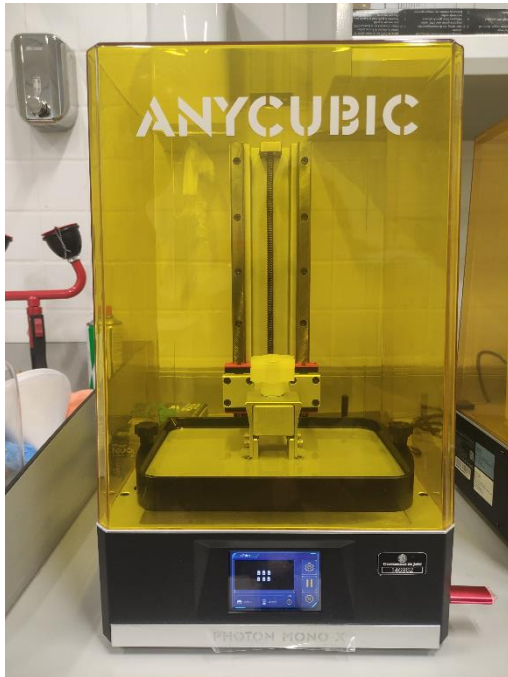


Fig. 56. Impresión de rodete.



Fig. 57. Secado frente a lámpara UV.

Después de obtener los resultados de la impresión del rodete, se pudo observar la presencia de una rebaba de aproximadamente 1 mm en la parte exterior de la base de la pieza. Esta rebaba, aunque de dimensión relativamente pequeña, implicaba un desafío en cuanto a su eliminación debido a las limitaciones de las herramientas disponibles en el contexto de la fabricación. Ante esta situación, se tomó la decisión de proceder con un rediseño del rodete, introduciendo una modificación en la base con el propósito de mitigar la presencia de rozamientos no deseados con la carcasa.

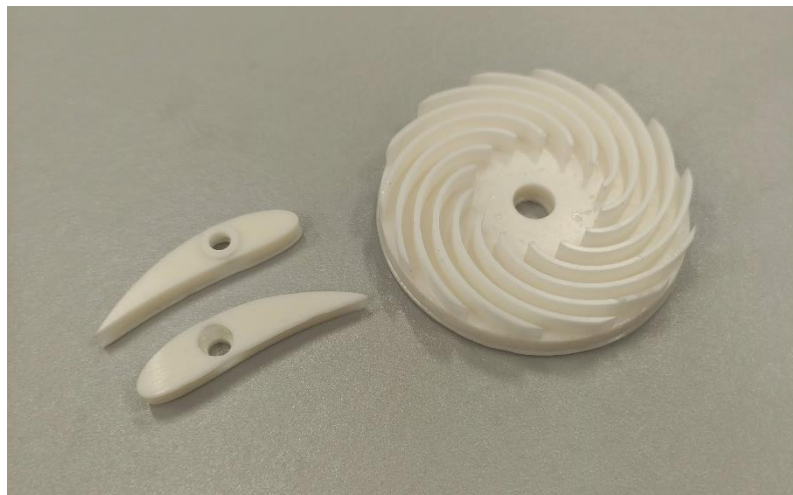


Fig. 58. Primer diseño de rodete y álabes.

7.2. Carcasa.

En el proceso de mecanizado de la carcasa, se han enfrentado ciertas limitaciones derivadas de la cantidad justa de material de PVC disponible, lo que impuso la necesidad de ajustarse rigurosamente a las dimensiones requeridas, sin margen para errores significativos. La aplicación del control numérico computarizado (CNC) ha desempeñado un papel central en esta fase, permitiendo una transferencia precisa de los datos de diseño al software Autodesk Fusion 360°. Mediante esta plataforma, se ha llevado a cabo una simulación minuciosa del mecanizado de la pieza, validando su ejecución antes de proceder con la fabricación real. Posteriormente, los archivos resultantes fueron importados al centro de mecanizado CNC Lagun 650 para su fabricación.

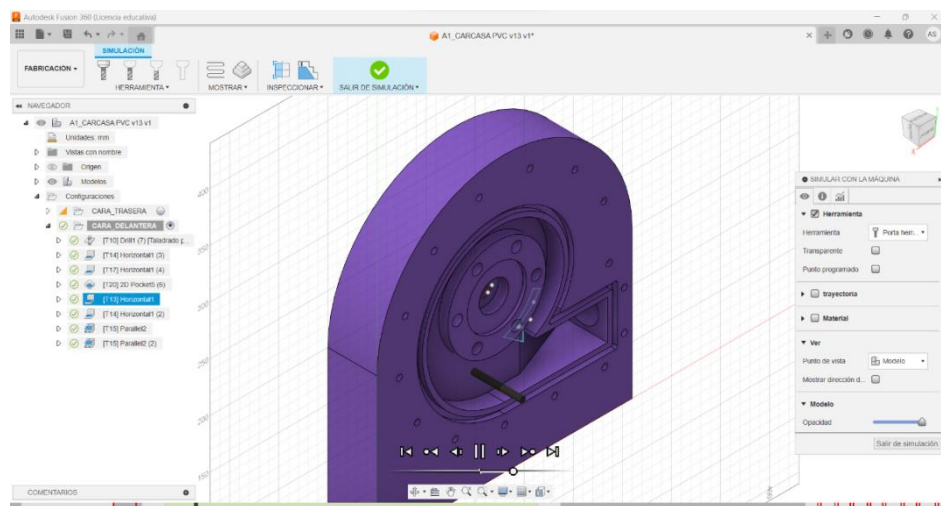


Fig. 59. Simulación de mecanizados de la carcasa en Autodesk Fusion 360°.

La etapa inicial consistió en la calibración de la pieza en bruto, mediante la implementación de un sistema de ejes de referencia, que habilita la orientación precisa de la máquina y la ejecución de los comandos programados en Fusion 360°. Una vez completado este proceso, se procedió a la eliminación del contorno exterior de la carcasa, empleando fresado controlado, con el objetivo de lograr las dimensiones deseadas.



Fig. 60. Carcasa en bruto con contornos exteriores.

El mecanizado continuó con la ejecución de operaciones en secuencia, comenzando por la sección posterior de la carcasa y progresando hacia la parte frontal, que reviste una importancia significativa debido a la representación de la cámara espiral. La operación de mecanizado para la cámara espiral, en particular, presentó mayores desafíos debido a la profundidad requerida y a la separación del cilindro central. Se estableció una profundidad de mecanizado de 17 mm y una separación de aproximadamente 4 mm con el cilindro central, considerando tanto la viabilidad técnica como la integridad de las herramientas utilizadas.

El proceso de mecanizado también incluyó la creación de un agujero en el lado derecho de la carcasa, destinado a la entrada de fluido, y la formación de una rampa para lograr una entrada gradual y fluida del fluido en la cámara espiral. La fabricación de la carcasa fue una tarea de alta complejidad y detalle, requiriendo una dedicación aproximada de 9 horas de trabajo, incluyendo ajustes y rectificaciones finales para garantizar la calidad y precisión del resultado final.



Fig. 62. Mecanizado de la cámara espiral.



Fig. 61. Cámara espiral tras la mecanización.

7.3. Tapa de carcasa.

La concepción de la tapa que cierra la carcasa ha conllevado una decisión estratégica en cuanto al material empleado. En este contexto, el metacrilato emerge como una elección judiciosa y fundamentada, en consonancia con la naturaleza pedagógica de la turbina y su propósito de servir como herramienta de enseñanza. La transparencia del metacrilato proporciona la ventaja única de permitir una visualización directa del flujo interno y de las interacciones dinámicas del rodete en funcionamiento.

Además, la robustez inherente del metacrilato lo hace altamente adecuado para soportar el uso frecuente en un entorno educativo, donde la manipulación y la observación son componentes esenciales del proceso de aprendizaje.

La génesis de la tapa del metacrilato se ha materializado a través de un proceso preciso y meticuloso de corte por agua. A pesar de la inaccesibilidad de una máquina de corte por agua en el Campus Científico Tecnológico de Linares, la colaboración con la Universidad de Jaén ha permitido acceder a las capacidades necesarias para dar forma a la tapa de metacrilato con los estándares de calidad requeridos.



Fig. 63. Tapa de metacrilato en bruto con contornos exteriores.

Una vez que los perfiles del material base han sido conformados, el proceso de manufactura evoluciona hacia una fase de simulación del mecanizado, similar a la abordada en el caso de la carcasa. Esta etapa implica una verificación exhaustiva de los parámetros y estrategias de mecanizado, con el propósito de asegurar la congruencia entre el diseño y el proceso de fabricación.

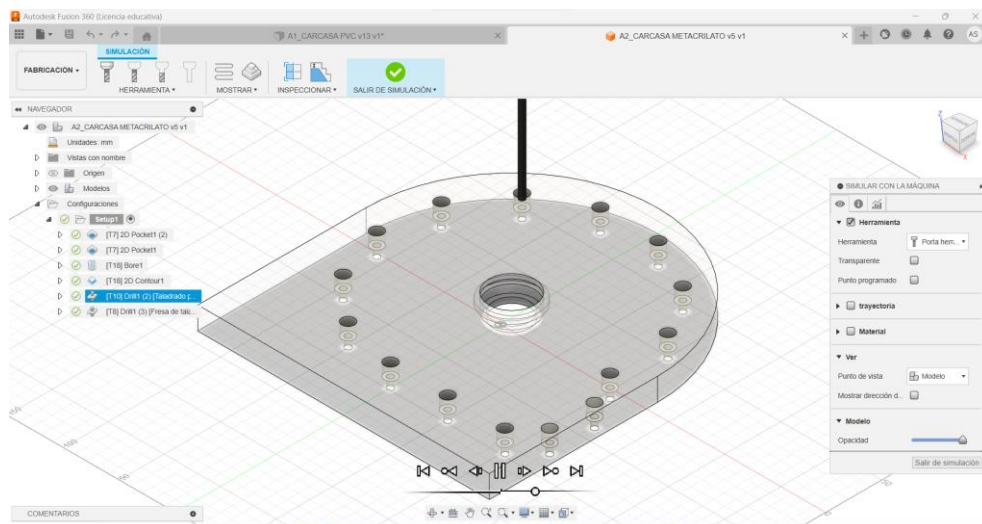


Fig. 64. Simulación de mecanizados de la tapa en Autodesk Fusion 360°.

Validado este aspecto, se procedió a la ejecución del mecanizado, que involucró tanto la perforación de orificios como la conformación del hueco central que dará salida al flujo generado.

Para prevenir cualquier fuga indeseada a través del orificio de salida, se ha optado por la aplicación de ranuras mecanizadas en posiciones estratégicas. Estas ranuras están diseñadas para alojar una junta tórica, cuya función es establecer un sello hermético y resistente a la pérdida de presión en el interior de la carcasa. Esta solución ingeniosa no solo garantiza la integridad del sistema, sino que también demuestra una aplicación reflexiva de los principios de diseño y la consideración de la dinámica fluida en un contexto turbina-fluido.

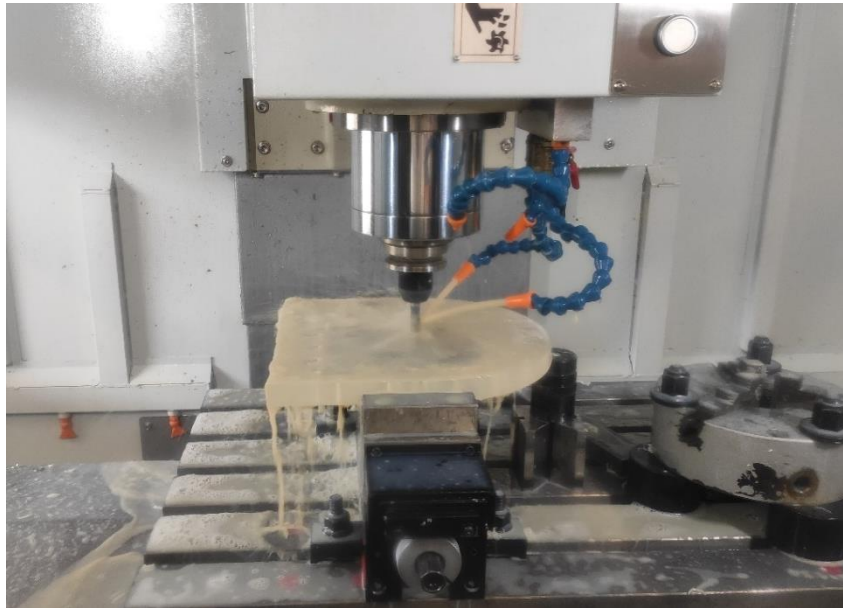


Fig. 65. Mecanizado de la tapa de metacrilato.

7.4. Polea de freno.

A partir de una barra de aluminio, se ha emprendido el proceso de manufactura de la polea de freno, en una sincronización donde la precisión y el control sobre cada etapa desempeñan un papel esencial. El proceso ha sido orquestado en una serie de fases que culminan en la obtención de una pieza funcional y armonizada con los requerimientos específicos del sistema.

Inicialmente, la barra de aluminio ha sido sometida a una operación de corte utilizando una sierra, con la finalidad de obtener una longitud adecuada que encaje con las especificaciones establecidas. Acto seguido, se ha procedido a la fase de torneado, donde la pieza ha sido sometida a un proceso de reducción de material para alcanzar el diámetro predefinido. Esta operación de torneado no solo refina las dimensiones, sino que también contribuye a la consecución de la geometría precisa requerida para su correcto funcionamiento.

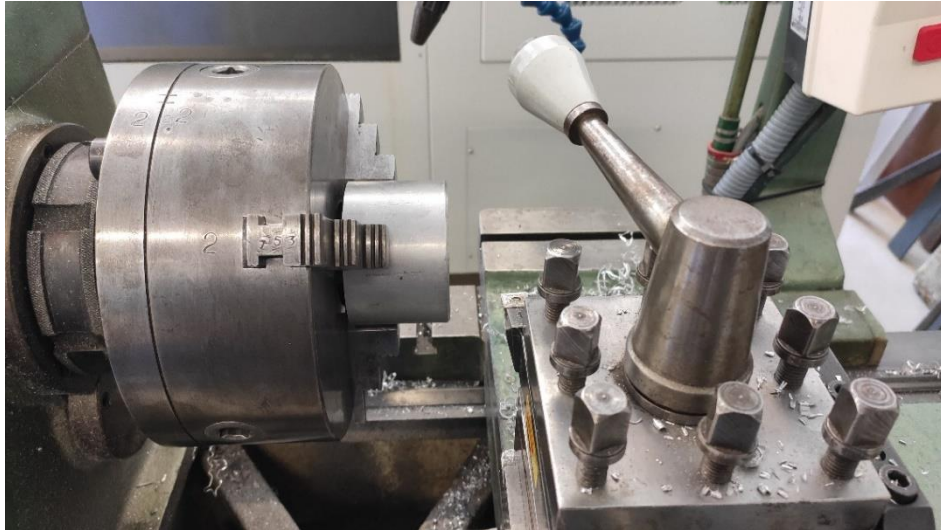


Fig. 66. Torneado de polea de freno en bruto.

El proceso alcanza su punto culminante con la implementación del control numérico, una herramienta que permite una ejecución minuciosa y programada de las operaciones subsiguientes. Mediante esta tecnología, se han realizado el mecanizado lateral y el taladro pasante necesario para la inserción y alineación del eje principal de la turbina. Estos pasos son cruciales para asegurar una conexión rígida y confiable entre la polea de freno y el sistema de transmisión, sin comprometer la integridad de los componentes.



Fig. 67. Mecanizado por control numérico de la polea de freno.



Fig. 68. Polea de freno mecanizada.

7.5. Elementos del distribuidor.

El proceso de manufactura de las piezas del distribuidor se concibió como un paso inicial en la creación de la turbina, dado su carácter primordial en la tecnología de corte por agua como la más adecuada para este propósito. El enfoque de comenzar con las piezas del distribuidor se fundamentó en la posibilidad ofrecida por el método de corte por agua, cuyas atribuciones de rapidez y simplicidad se destacan en comparación con alternativas de manufactura.

El proceso se desplegó de manera consecuyente y sistemática. En primera instancia, se obtuvo la geometría precisa de cada pieza del distribuidor, considerando su extensión y forma. A través del software Autocad, se efectuó una optimización del espacio intermedio entre las piezas, persiguiendo una distribución armónica y eficiente en términos de material. El resultado se materializó en un archivo en formato *.dxf*, que fue tratado como la entrada para la máquina de corte por agua.

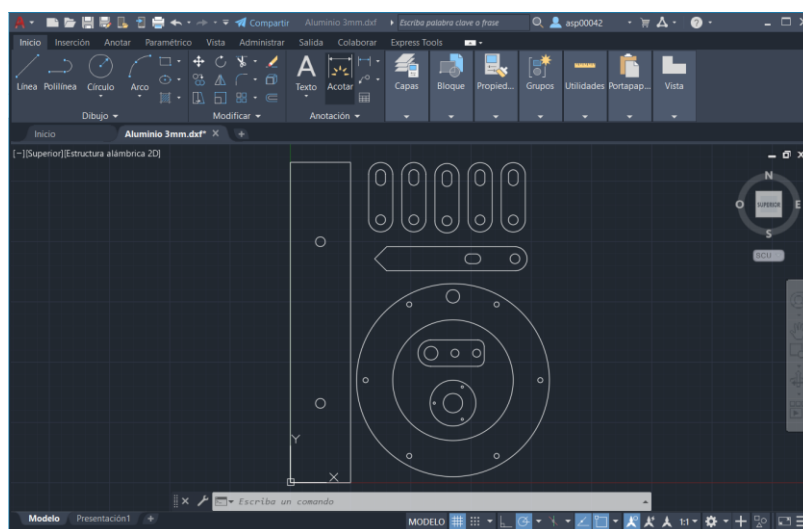


Fig. 69. Optimización del espacio entre piezas en Autocad.

La maquinaria de corte por agua, impulsada por sus capacidades de precisión y versatilidad en el manejo de materiales, materializó la geometría concebida. El aluminio, con un espesor de 3 mm, fue el material elegido para conferir la durabilidad y resistencia necesarias a las piezas del distribuidor.

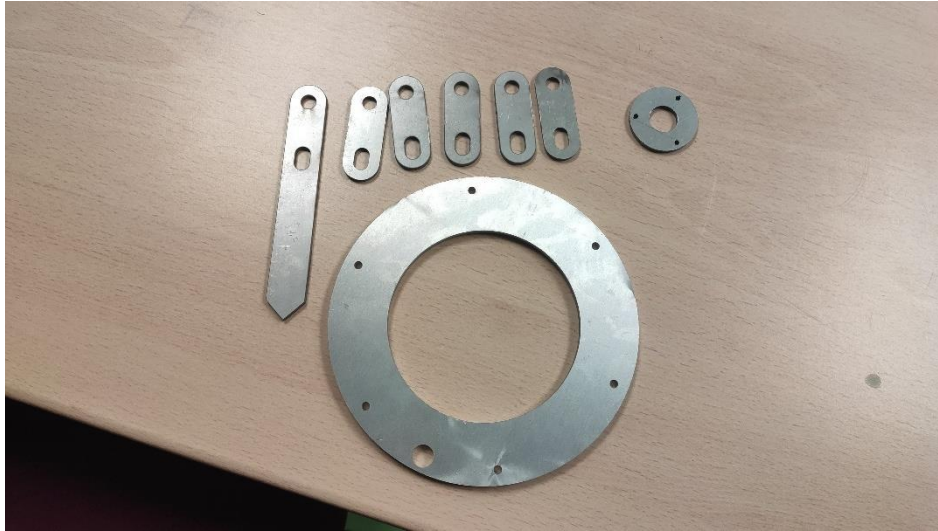


Fig. 70. Conjunto de piezas del distribuidor mecanizadas.

Con el propósito de conferir a estas piezas un acabado óptimo, se procedió a su tratamiento final utilizando una esmeriladora, con el fin de eliminar cualquier rebaba indeseada que pudiera dar lugar a bordes filosos y potencialmente causar heridas durante su manipulación.

7.6. Topes de anillo distribuidor.

Ante la evidencia de una inestabilidad en la ubicación del anillo distribuidor dentro de la carcasa, particularmente cuando experimentaba el movimiento de apertura y cierre de los álabes, se determinó la necesidad de implementar una solución efectiva. Para abordar esta problemática, se realizaron tres elementos de sujeción confeccionados en resina, que, a pesar de no introducir fricción en el sistema, desempeñarían un papel crucial en la retención y estabilización del anillo. Estos elementos de sujeción, cuya génesis fue concebida en el entorno de diseño asistido por computadora Autodesk Inventor 2022, fueron concretados a través del proceso de impresión 3D, análogo al empleado para la realización exitosa del rodete y los álabes.



Fig. 71. Tope de sujeción anillo distribuidor.

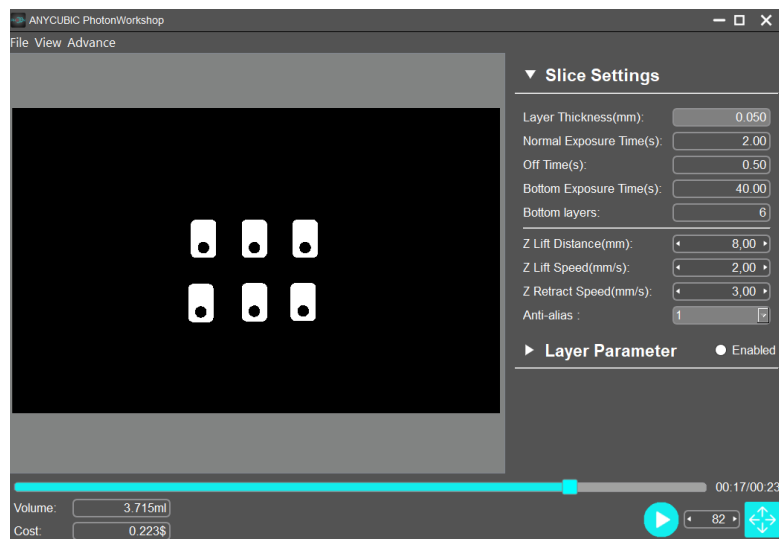


Fig. 72. Importación de geometría a Impresora 3D en ANYCUBIC PhotonWorkshop.

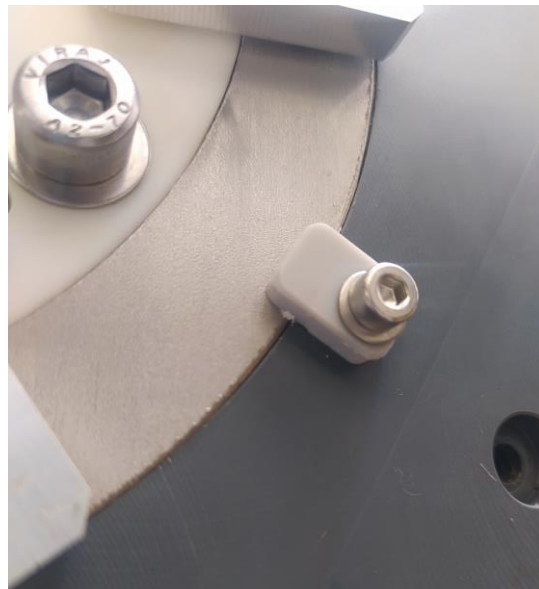


Fig. 73. Tope de sujeción de anillo distribuidor.

7.7. Eje principal, eje álabe y eje distribuidor.

La confección de los ejes, abarcando tanto los del distribuidor como los de los álabes, así como el eje principal, ha involucrado la utilización de un torno de precisión. El proceso de mecanizado en el torno ha demandado una dedicación temporal de aproximadamente 2 horas para los ejes principal y del distribuidor, mientras que la manufactura de los ejes de los álabes ha requerido un total de 1 hora y 30 minutos para concluir los 6 ejemplares. Es importante señalar que esta labor necesitaba la destreza de un experto en el manejo del torno, dado que incluso el mínimo error podría ocasionar vibraciones en la turbina o dar lugar a incompatibilidades en su ensamblaje.



Fig. 74. Eje principal mecanizado.

7.8. Acoplamiento de la polea a la carcasa.

La confección de la polea se llevó a cabo mediante la utilización de resina como material base. La elaboración del bloque se realizó a través de un proceso de torneado ejecutado por control numérico. La elección de la resina como material de construcción se sustentó en su naturaleza dúctil, lo cual permitió un proceso de mecanización eficiente y rápido.

En el diseño de esta pieza se incorporaron dos perforaciones pasantes estratégicamente ubicadas. Estos orificios desempeñan la función de prevenir la acumulación de agua, evitando así la potencial formación de corrosión u oxidación en las demás componentes de la turbina. Este diseño orientado a la prevención de fenómenos de degradación contribuye a la durabilidad y eficacia general del sistema.

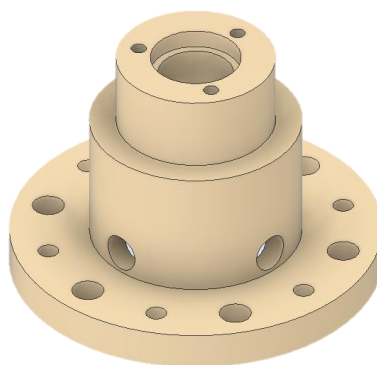


Fig. 75. Diseño en Inventor del acoplamiento polea carcasa.



Fig. 76. Acoplamiento de la polea a la carcasa mecanizado.

7.9. Bastidor.

Con el propósito de facilitar el estudio de la turbina en el banco hidráulico, fue esencial diseñar una base que cumpliera la función de proporcionar soporte tanto para la turbina como para el freno de la polea. Para llevar a cabo esta tarea, se emplearon técnicas de corte con sierra para confeccionar varios perfiles de tipo Bosch con dimensiones variadas. Mediante la combinación de estos perfiles, se logró construir una estructura sólida y segura que garantizara una plataforma eficaz para la instalación de los componentes. Los perfiles Bosch utilizados en la confección del bastidor incluyeron:

- 2 perfiles de 45 mm con una longitud de 480 mm.
- 2 perfiles de 45 mm con una longitud de 300 mm.
- 2 perfiles de 35 mm con una longitud de 600 mm.
- 1 perfil de 35 mm con una longitud de 240 mm.

La unión de estos perfiles se efectuó mediante 6 escuadras y tornillos especialmente diseñados para este tipo de perfiles. Además de estas conexiones, se incorporaron 2 escuadras adicionales para asegurar la fijación de la turbina a la estructura. Asimismo, se implementaron 4 soportes con el fin de regular la altura del bastidor según las necesidades específicas. Este enfoque en la creación de una base sólida y adaptable permitió establecer un entorno propicio para el análisis y experimentación en el banco hidráulico.

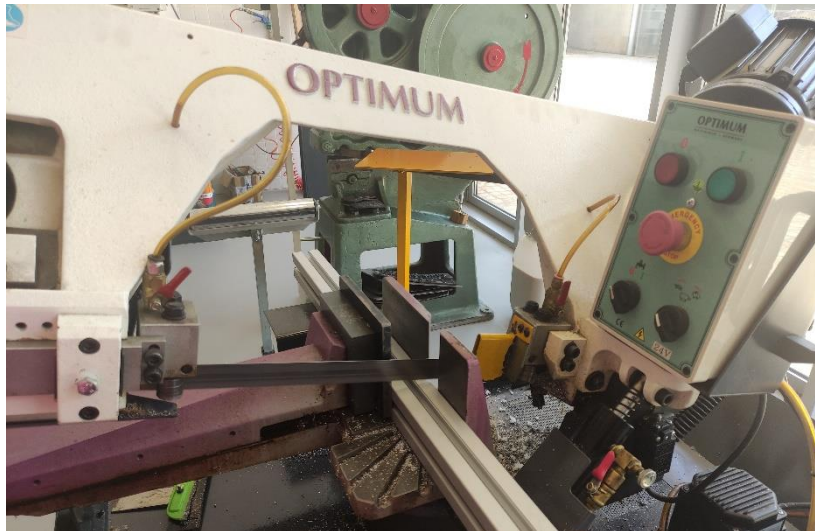


Fig. 77. Corte de perfiles Bosch mediante sierra.



Fig. 78. Bastidor de la Turbina Francis.

7.10. Ensamblaje Turbina Francis.

Mediante la integración meticulosa de los componentes previamente mencionados, se logró culminar la construcción de una imponente turbina Francis. Este proceso de ensamblaje implicó una asignación temporal de alrededor de 1 hora, considerando la inclusión de los elementos de unión requeridos para cada una de las partes.

La asamblea de la turbina Francis, llevada a cabo con precisión, involucró la convergencia de diversos elementos funcionales y estructurales. En esta etapa, se procuró garantizar la coherencia y cohesión entre las diferentes piezas, asegurando su alineación y acople adecuado. Para ello, se emplearon técnicas de unión específicas, como tornillos, tuercas y otras conexiones mecánicas pertinentes a cada componente.

Este proceso no solo buscó la integración física, sino también la cohesión funcional de la turbina en su conjunto.

Es fundamental destacar que el ensamblaje de una turbina de tal envergadura involucra aspectos más allá de la mera adhesión de partes. La alineación precisa de los álabes, la configuración óptima de los sistemas de freno y la correcta colocación de los ejes son solo algunos de los puntos críticos que requieren un enfoque meticuloso y basado en principios científicos y técnicos.

En este sentido, el proceso de montaje no solo es crucial para lograr la funcionalidad de la turbina, sino también para asegurar su seguridad operativa y la calidad de los datos que se obtendrán durante las pruebas y análisis subsiguientes. Por lo tanto, cada paso de este proceso reviste importancia y exige la aplicación de habilidades técnicas y científicas sólidas para garantizar el éxito de la creación de una turbina de gran magnitud como la turbina Francis que se ha configurado en este contexto.



Fig. 79. Ensamblaje de la Turbina Francis.

8. INCIDENCIAS.

En el marco de este estudio, resulta evidente que las incidencias eran inevitables. La primera contrariedad que surgió radicó en la imposibilidad del rotor para emprender su rotación y la inoperancia del manómetro ya que no arrojaba indicios de presión. En búsqueda de una solución, se propuso una reconfiguración del diseño del rotor, enfocándose en una variante con curvatura distinta. Partiendo de los preceptos teóricos, se identificó que el ángulo beta en el triángulo de velocidades de entrada no debía exceder los 30 grados para lograr una configuración de álabes de rodete con una curvatura hacia atrás. No obstante, con un ángulo de 35 grados se llevó a cabo un nuevo diseño de rotor; lamentablemente, tampoco resolvió el problema de la inmovilidad. En respuesta, se decidió reducir el número de álabes móviles a 11, en contraste con los 14 previamente calculados. A pesar de esta modificación, la turbina persistía en su inacción. Finalmente, con la intención de descartar el rotor como causa raíz, se optó por replicar la geometría del rotor de la turbina del laboratorio que demostraba éxito operativo, lo cual llevó a la conclusión de que el problema no yacía en la configuración del rotor.

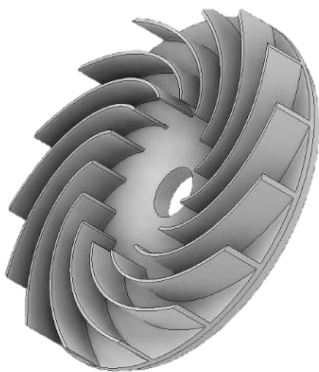


Fig. 82. Rotor con β_1 igual a 35°.



Fig. 81. Rotor con β_1 igual a 35° y 11 álabes.



Fig. 80. Rotor original de la turbina de laboratorio.

De manera simultánea, surgieron problemas en la integridad de los álabes móviles, observándose su tendencia a la fractura. Dado el desconcierto en torno a esta problemática, se sometieron álabes adicionales a una inmersión en agua durante un período de 24 horas. Esta experimentación reveló un debilitamiento progresivo de la resina a lo largo del tiempo, a pesar de las indicaciones de resistencia al agua. El deterioro culminó en la fractura de todos los álabes móviles. En respuesta, se procedió a la fabricación de álabes nuevos utilizando aluminio en lugar de resina, manteniendo la misma geometría.



Fig. 83. Rotura de álabes debido al material.



Fig. 84. Nuevo diseño de álabes en aluminio.

Durante el proceso de fabricación, se identificaron algunos desafíos que afectaron ciertos elementos, particularmente herramientas y componentes manufacturados, debido en parte a la inexperiencia del alumno en la fase de diseño. Las dimensiones no adecuadas para optimizar la trayectoria de las herramientas y la manufactura de piezas en el taller resultaron en dificultades. Un ejemplo evidente se presenta en la *Figura 85*, donde se ilustra la operación de roscado del anillo distribuidor. En este caso, la herramienta, debido a su fragilidad y la acumulación de virutas, experimentó una fractura, resultando en que una porción quedase en el interior de la pieza. Afortunadamente, se logró la extracción de dicha porción y se evitó la necesidad de reproducir el anillo distribuidor. Este incidente subraya la importancia de consideraciones precisas en el diseño y la manufactura para garantizar la integridad de las herramientas y las piezas.

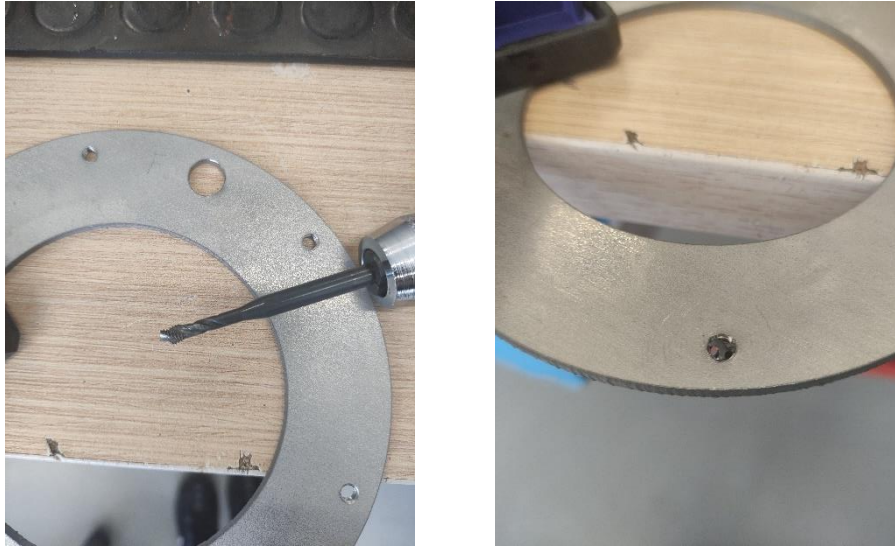


Fig. 85. Incidencia en anillo distribuidor durante el roscado.

La atención se centró entonces en la cámara espiral de la carcasa. En vista de que las modificaciones en esta área conllevaban consecuencias inmodificables, se sometieron a un escrutinio minucioso los cálculos pertinentes, los cuales fueron corroborados como correctos. No obstante, se identificó un inconveniente en la carcasa: una porción de la base del rotor sobresalía de su alojamiento. Para rectificar esta situación sin alterar el eje principal, se optó por reducir la cara frontal de la carcasa, manteniendo la profundidad de la cámara espiral a 17 mm . Este ajuste implicó una disminución en el área del flujo, lo que, de acuerdo con las leyes de Bernoulli, resultaría en un aumento de la velocidad del fluido. En consecuencia, la carcasa se redujo de 50 mm a $47,4\text{ mm}$ de ancho. A pesar de estas modificaciones, el rotor continuó sin lograr la rotación y el manómetro seguía sin registrar presión.

Por último, se tomó la decisión de reemplazar la bomba responsable de introducir el fluido en la turbina por una de mayor potencia. La bomba original, de 4 kW , había perdido eficacia debido a su envejecimiento. La nueva bomba logró impulsar la rotación del rotor y la lectura de presión en el manómetro. Sin embargo, surgió una nueva complicación relacionada con la bomba. Esta estaba equipada con un rotámetro, y se observó que estableciendo un caudal de $6\text{ m}^3/\text{h}$, la turbina operaba exitosamente. Ante esta discrepancia, se llevó a cabo una cubicación y se comparó con los datos registrados en el ordenador. Se emprendieron mediciones con diferentes caudales utilizando un depósito con marcadores de volumen, midiendo el tiempo necesario para vaciarlo. Este procedimiento demostró que los datos proporcionados por el ordenador no se correspondían con las mediciones reales, indicando la necesidad de incorporar un corrector para ajustar el caudal administrado por el ordenador.



Fig. 87. Caudalímetro.



Fig. 86. Depósito.

Procederemos a presentar los registros temporales obtenidos durante el proceso de evacuación del depósito durante los experimentos llevados a cabo en el entorno de laboratorio. A través de este procedimiento, se derivará un coeficiente de corrección, que se aplicará para alcanzar una mayor precisión en la caracterización de nuestra turbina, permitiendo obtener datos más fieles a la realidad.

Q (m^3/h)	$t(s)$	$t_{promedio}$ (s)	ΔL	(L/min) _f	(L/min) ₀	Coef. Corrección	Coef. Correc. Prom.
15	$\frac{5,59}{5,35}$	5,47	25	274,22	250	1,097	0,667
12	$\frac{9,49}{10,12}$	9,81	25	152,98	200	0,765	
10,1	$\frac{12,04}{13,24}$	12,64	25	118,67	168,33	0,705	
8,1	$\frac{17,54}{18,5}$	18,02	25	83,24	135	0,617	
6	$\frac{22,32}{21,75}$	22,04	25	68,07	100	0,681	

Tabla 4. Coeficiente de corrección del caudalímetro.

9. CARACTERIZACIÓN.

Para iniciar el proceso de caracterización, es esencial destacar que los datos adquiridos provienen del rodete original, seleccionado debido a su construcción en PVC y no en resina, ya que este último material presentaría susceptibilidad a fracturas bajo la interacción con el agua. No se emplearon los datos del diseño modificado en este Trabajo de Fin de Grado, pues el tiempo disponible no permitió una nueva fabricación del rodete con todas las modificaciones experimentadas en la turbina. La confección y la implementación del diseño del rodete propuesto en esta investigación quedarán como objetivos futuros para trabajos en el ámbito universitario, a fin de evaluar su influencia en el comportamiento de la turbina.

Habiendo expuesto esto, se procedió a la obtención de los datos experimentales de la turbina, con el propósito de construir y analizar diversas curvas, incluyendo aspectos como el caudal, la potencia hidráulica, la potencia mecánica, la potencia útil y el rendimiento. La variación de los álabes móviles condujo a una gama de caudales distintos, lo cual permitió, mediante cálculos pertinentes, la presentación de tablas y gráficos que se detallarán en las páginas subsiguientes de este informe. Los datos generados por la turbina comprenden valores de caudal, velocidad de rotación, presión y fuerza de frenado.

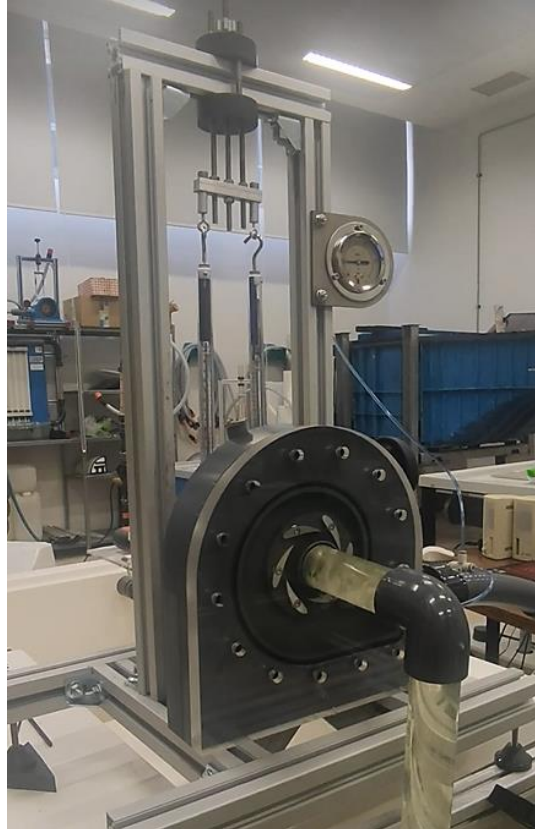


Fig. 88. Caracterización de Turbina Francis.

Con el fin de llevar a cabo la caracterización de los datos recopilados, se procederá a la elaboración de una hoja de cálculo en Excel. En esta herramienta, se realizarán los cálculos necesarios para determinar parámetros cruciales como la potencia hidráulica, la potencia útil y el rendimiento de la turbina. Dichas magnitudes serán evaluadas mediante las siguientes ecuaciones:

$$W_e = \Gamma \Omega \quad (\text{Ec. 27})$$

$$W_h = \rho g Q H_n \quad (\text{Ec. 28})$$

$$\eta = \frac{W_e}{W_h} \cdot 100 \quad (\text{Ec. 29})$$

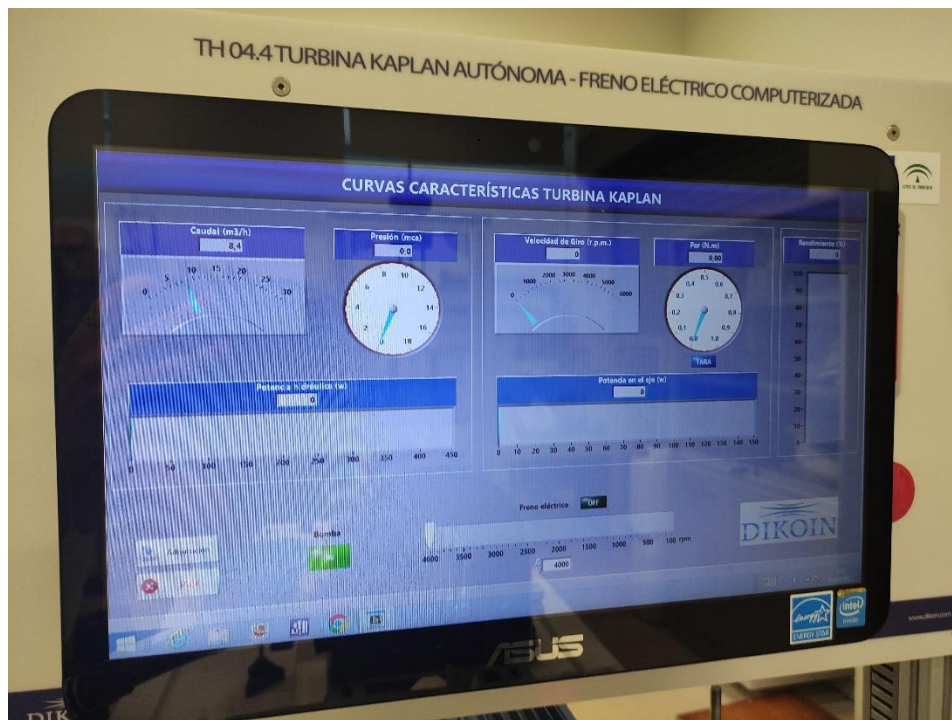


Fig. 89. Software controlador de bomba para caracterización.

9.1. Apertura de álabes al 100%.

9.1.1. Caudal 7,3 m³/h.

Q (m ³ /h)	P (bar)	F ₁ (N)	F ₂ (N)	rpm
7,3	0,36	0	0	3755
7,5	0,3	0,8	0,4	3515
7,6	0,28	1	0,6	3425
7,6	0,26	1,2	0,6	3300
7,7	0,22	1,4	0,6	3110
7,8	0,2	1,6	0,6	2940
7,8	0,18	1,8	0,6	2800
7,8	0,16	2,2	0,6	2260
8	0,14	2,4	0,6	2430
8	0,12	2,6	0,6	2180
8,2	0,1	3	0,6	1930
8,2	0,075	3,2	0,6	1680

Tabla 5. Álabes al 100% y caudal 7,3 m³/h.

H _n (mca)	Ω (rad/s)	Γ (Nm)	Q (m ³ /s)	Q corregido (m ³ /s)	W _e (W)	W _h (W)	η
3,672	393,223	0	0,002028	0,001353	0,000	48,753	0,00
3,060	368,090	0,012	0,002083	0,001390	4,417	41,741	10,58
2,856	358,665	0,012	0,002111	0,001409	4,304	39,477	10,90
2,652	345,575	0,018	0,002111	0,001409	6,220	36,658	16,97
2,244	325,678	0,024	0,002139	0,001428	7,816	31,426	24,87
2,040	307,876	0,03	0,002167	0,001446	9,236	28,940	31,92
1,836	293,215	0,036	0,002167	0,001446	10,556	26,046	40,53
1,632	236,667	0,048	0,002167	0,001446	11,360	23,152	49,07
1,428	254,469	0,054	0,002222	0,001483	13,741	20,778	66,14
1,224	228,289	0,06	0,002222	0,001483	13,697	17,809	76,91
1,020	202,109	0,072	0,002278	0,001520	14,552	15,212	95,66
0,765	146,608	0,078	0,002361	0,001576	11,435	11,827	96,69

Tabla 6. Caracterización álabes 100% y caudal 7,3 m³/h.

9.1.2. Caudal 7,9 m³/h.

Q (m ³ /h)	P (bar)	F1 (N)	F2 (N)	rpm
7,9	0,5	0	0	4200
7,9	0,46	0,2	0	4150
8	0,44	0,6	0,2	4060
8,1	0,4	1	0,2	3900
8	0,38	1,2	0,2	3785
8	0,36	1,4	0,2	3690
8,2	0,34	1,4	0,4	3600
8,3	0,32	1,8	0,4	3480
8,3	0,28	2,2	0,4	3250
8,5	0,24	2,6	0,4	2930
8,5	0,2	3	0,4	2600
8,6	0,18	3,2	0,4	2480

Tabla 7. Álabes al 100% y caudal 7,9 m³/h.

Hn (mca)	Ω (rad/s)	Γ (Nm)	Q (m ³ /s)	Q corregido (m ³ /s)	W _e (W)	W _h (W)	η
5,100	439,823	0	0,002194	0,001465	0,000	73,278	0,00
4,692	434,587	0,006	0,002194	0,001465	2,608	67,416	3,87
4,488	425,162	0,012	0,002222	0,001483	5,102	65,301	7,81
4,080	408,407	0,024	0,002250	0,001502	9,802	60,107	16,31
3,876	396,364	0,03	0,002222	0,001483	11,891	56,396	21,08
3,672	386,416	0,036	0,002222	0,001483	13,911	53,428	26,04
3,468	376,991	0,03	0,002278	0,001520	11,310	51,721	21,87
3,264	364,425	0,042	0,002306	0,001539	15,306	49,273	31,06
2,856	340,339	0,054	0,002306	0,001539	18,378	43,113	42,63
2,448	306,829	0,066	0,002361	0,001576	20,251	37,845	53,51
2,040	272,271	0,078	0,002361	0,001576	21,237	31,537	67,34
1,836	259,705	0,084	0,002389	0,001594	21,815	28,718	75,96

Tabla 8. Caracterización álabes 100% y caudal 7,9 m³/h.

9.1.3. Caudal 8 m³/h.

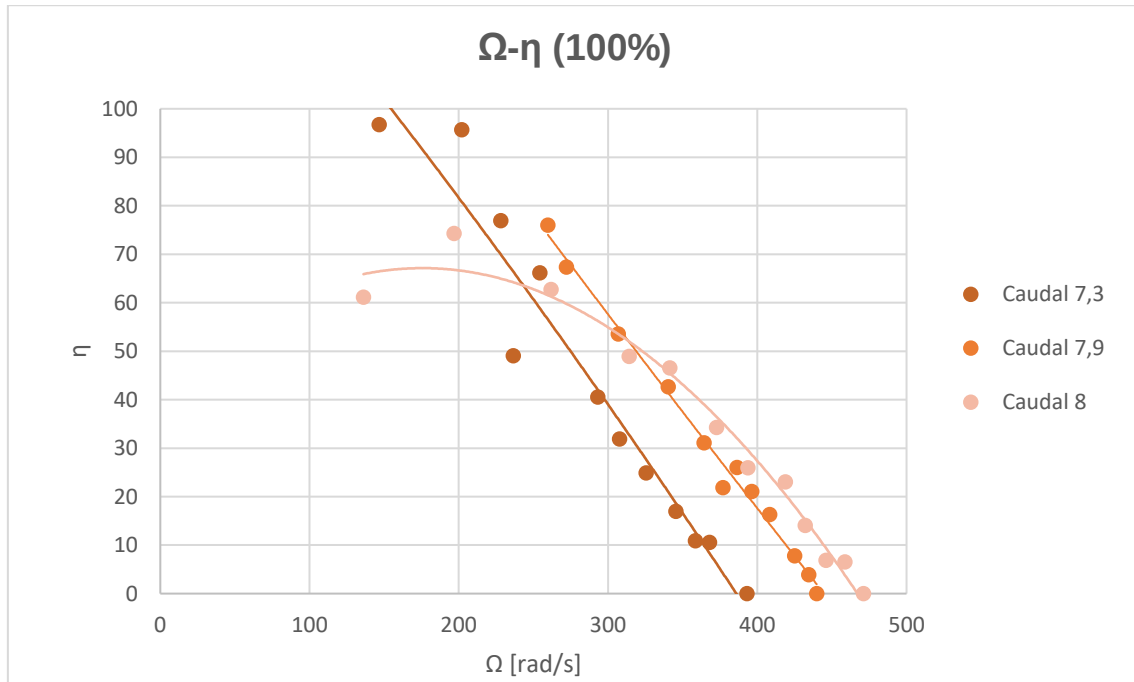
Q (m ³ /h)	P (bar)	F1 (N)	F2 (N)	rpm
8	0,6	0	0	4500
8,1	0,56	0,4	0	4380
8,1	0,52	0,6	0,2	4260
8,3	0,48	1	0,2	4126
8,4	0,42	1,4	0,2	4000
8,6	0,4	1,8	0,4	3760
8,8	0,36	2,2	0,4	3560
8,9	0,32	2,8	0,4	3260
8,9	0,28	3	0,6	3000
9	0,24	3,8	0,6	2500
9	0,2	4,8	0,6	1880
9,2	0,18	5,2	0,6	1300

Tabla 9. Álabes al 100% y caudal 8 m³/h.

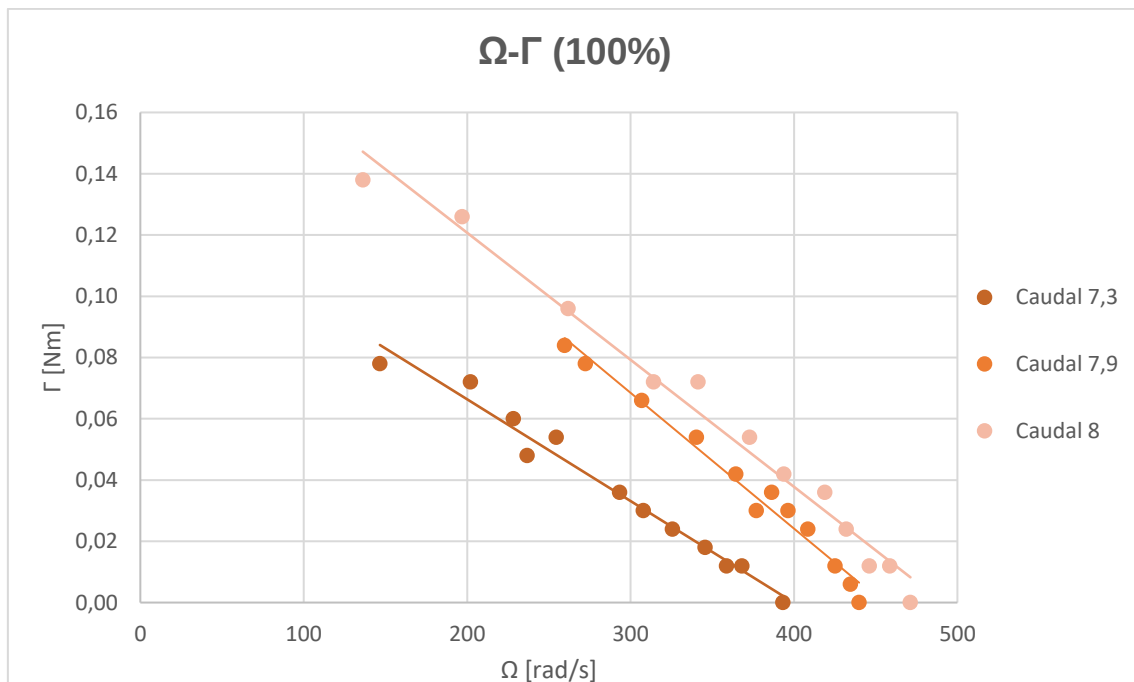
Hn (mca)	Ω (rad/s)	Γ (Nm)	Q (m ³ /s)	Q corregido (m ³ /s)	W _e (W)	W _h (W)	η
6,120	471,239	0	0,002222	0,001483	0,000	89,047	0,00
5,712	458,673	0,012	0,002250	0,001502	5,504	84,149	6,54
5,304	446,106	0,012	0,002250	0,001502	5,353	78,138	6,85
4,896	432,074	0,024	0,002306	0,001539	10,370	73,909	14,03
4,284	418,879	0,036	0,002333	0,001557	15,080	65,449	23,04
4,080	393,746	0,042	0,002389	0,001594	16,537	63,817	25,91
3,672	372,802	0,054	0,002444	0,001632	20,131	58,771	34,25
3,264	341,386	0,072	0,002472	0,001650	24,580	52,834	46,52
2,856	314,159	0,072	0,002472	0,001650	22,619	46,230	48,93
2,448	261,799	0,096	0,002500	0,001669	25,133	40,071	62,72
2,040	196,873	0,126	0,002500	0,001669	24,806	33,393	74,29
1,836	136,136	0,138	0,002556	0,001706	18,787	30,721	61,15

Tabla 10. Caracterización álabes 100% y caudal 8 m³/h.

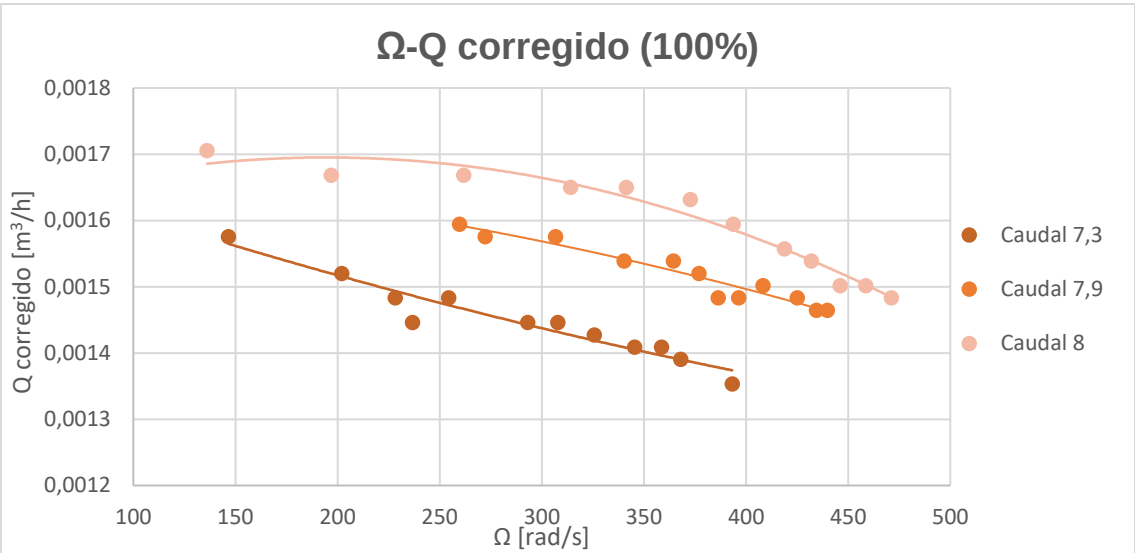
9.1.4. Curvas características, álabes 100%.



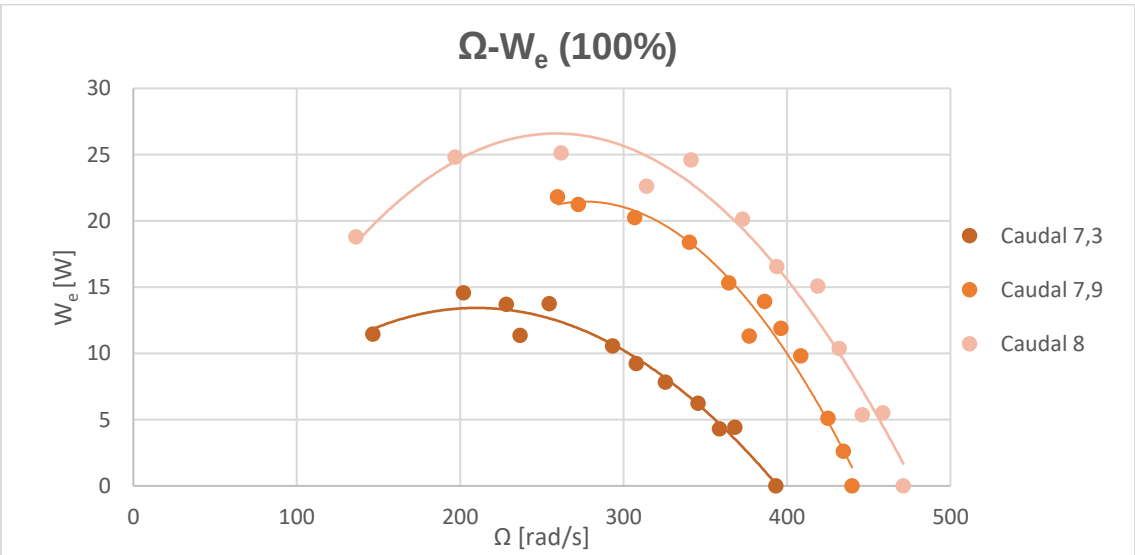
Gráfica 4. Rendimiento frente velocidad de giro, álabes 100%.



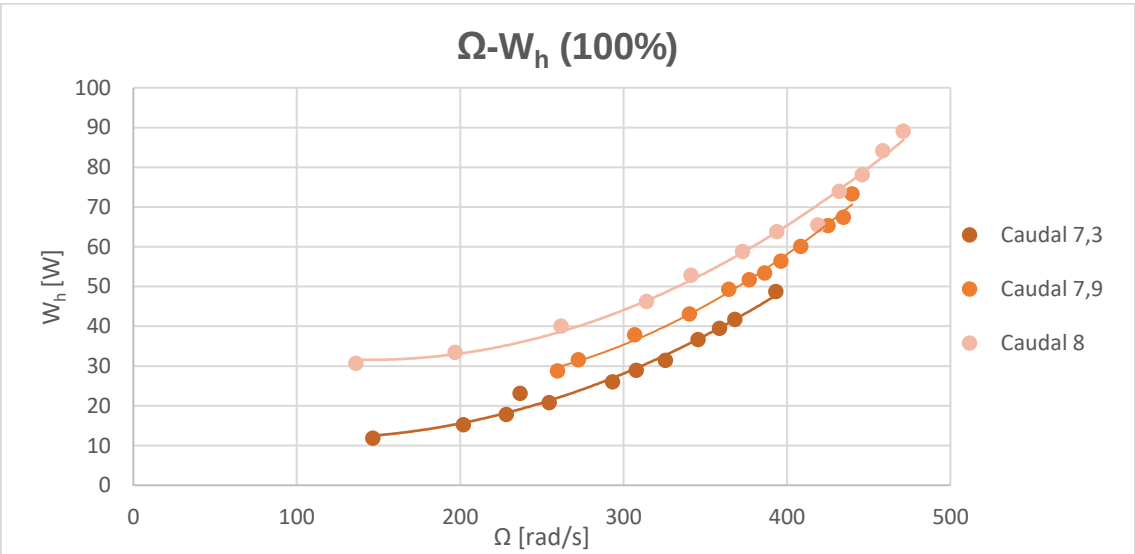
Gráfica 5. Par frente velocidad de giro, álabes 100%.



Gráfica 6. Caudal corregido frente velocidad de giro, álabes 100%.



Gráfica 7. Potencia útil frente velocidad de giro, álabes 100%.



Gráfica 8. Potencia hidráulica frente velocidad de giro, álabes 100%.

9.2. Apertura de álabes al 50%.

9.2.1. Caudal 8 m³/h.

Q (m ³ /h)	P (bar)	F ₁ (N)	F ₂ (N)	rpm
8	0,5	0	0	4220
8	0,46	0,3	0,1	4110
8,1	0,42	0,8	0,2	3920
8,2	0,36	1,3	0,3	3680
8,3	0,32	2	0,3	3420
8,5	0,28	2,4	0,4	3150
8,7	0,26	2,7	0,4	2970
8,7	0,24	2,9	0,4	2740
8,7	0,22	3,2	0,4	2570
8,8	0,2	3,5	0,5	2260
8,8	0,18	3,9	0,5	1980
9	0,14	4,6	0,7	1460

Tabla 11. Álabes al 50% y caudal 8 m³/h.

H _n (mca)	Ω (rad/s)	Γ (Nm)	Q (m ³ /s)	Q corregido (m ³ /s)	W _e (W)	W _h (W)	η
5,100	441,917	0	0,002222	0,001483	0,000	74,206	0,00
4,692	430,398	0,006	0,002222	0,001483	2,582	68,269	3,78
4,284	410,501	0,018	0,002250	0,001502	7,389	63,112	11,71
3,672	385,369	0,03	0,002278	0,001520	11,561	54,764	21,11
3,264	358,142	0,051	0,002306	0,001539	18,265	49,273	37,07
2,856	329,867	0,06	0,002361	0,001576	19,792	44,152	44,83
2,652	311,018	0,069	0,002417	0,001613	21,460	41,963	51,14
2,448	286,932	0,075	0,002417	0,001613	21,520	38,735	55,56
2,244	269,130	0,084	0,002417	0,001613	22,607	35,507	63,67
2,040	236,667	0,09	0,002444	0,001632	21,300	32,650	65,24
1,836	207,345	0,102	0,002444	0,001632	21,149	29,385	71,97
1,428	152,891	0,117	0,002500	0,001669	17,888	23,375	76,53

Tabla 12. Caracterización álabes al 50% y caudal 8 m³/h.

9.2.2. Caudal 8,4 m³/h.

Q (m ³ /h)	P (bar)	F ₁ (N)	F ₂ (N)	rpm
8,4	0,6	0	0	4580
8,5	0,58	0,6	0,2	4400
8,7	0,52	1,1	0,3	4240
8,8	0,48	1,4	0,3	4080
9	0,44	2	0,3	3870
9	0,4	2,4	0,4	3670
9,1	0,36	3	0,5	3380
9,2	0,32	3,6	0,5	2980
9,3	0,28	4,4	0,6	2500
9,4	0,24	4,5	0,7	1870
9,6	0,2	4,1	0,9	1100

Tabla 13. Álabes 50% y caudal 8,4 m³/h.

H _n (mca)	Ω (rad/s)	Γ (Nm)	Q (m ³ /s)	Q corregido (m ³ /s)	W _e (W)	W _h (W)	η
6,120	479,616	0	0,002333	0,001557	0,000	93,499	0,00
5,916	460,767	0,012	0,002361	0,001576	5,529	91,458	6,05
5,304	444,012	0,024	0,002417	0,001613	10,656	83,927	12,70
4,896	427,257	0,033	0,002444	0,001632	14,099	78,361	17,99
4,488	405,265	0,051	0,002500	0,001669	20,669	73,464	28,13
4,080	384,322	0,06	0,002500	0,001669	23,059	66,785	34,53
3,672	353,953	0,075	0,002528	0,001687	26,546	60,774	43,68
3,264	312,065	0,093	0,002556	0,001706	29,022	54,615	53,14
2,856	261,799	0,114	0,002583	0,001724	29,845	48,308	61,78
2,448	195,826	0,114	0,002611	0,001743	22,324	41,852	53,34
2,040	115,192	0,096	0,002667	0,001780	11,058	35,619	31,05

Tabla 14. Caracterización álabes 50% y caudal 8,4 m³/h.

9.2.3. Caudal 8,6 m³/h.

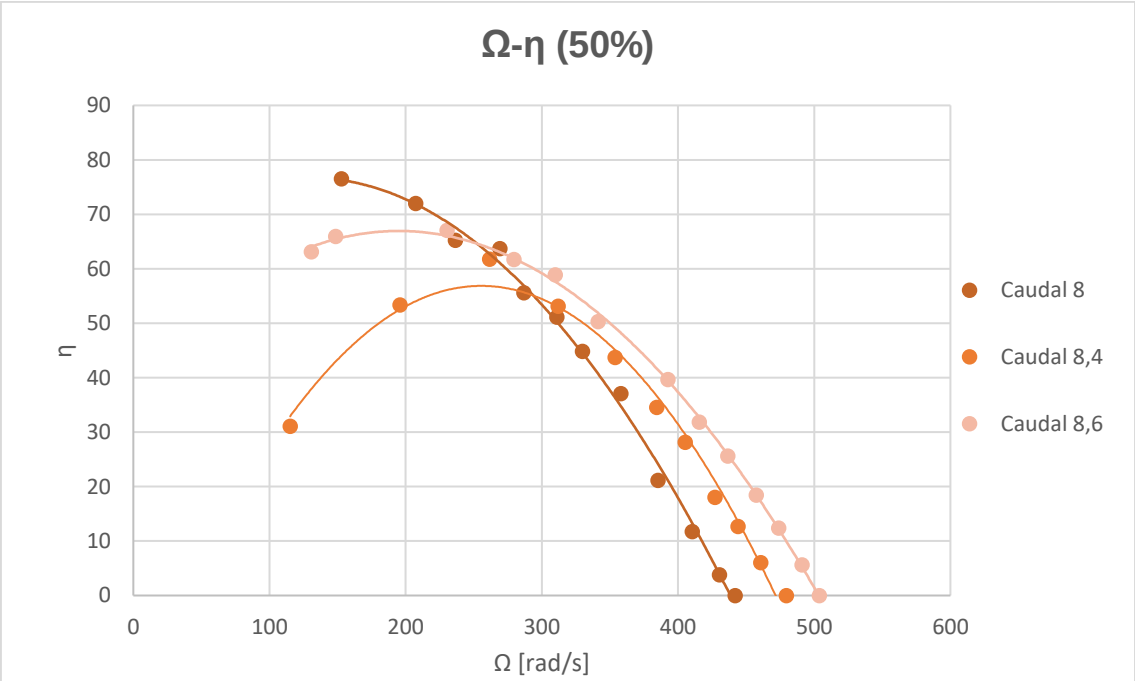
Q (m ³ /h)	P (bar)	F ₁ (N)	F ₂ (N)	rpm
8,6	0,7	0	0	4810
8,6	0,66	0,6	0,2	4690
9	0,62	1,2	0,3	4525
9	0,58	1,6	0,3	4370
9,2	0,54	2,1	0,3	4170
9,3	0,5	2,6	0,4	3970
9,4	0,46	3,1	0,4	3750
9,6	0,4	4	0,5	3260
9,7	0,36	4,7	0,6	2960
9,7	0,34	5,2	0,7	2670
10	0,3	6,5	1,1	2200
10,1	0,26	8,8	1,6	1420
10,2	0,24	8,9	1,6	1250

Tabla 15. Álabes 50% y caudal 8,6 m³/h.

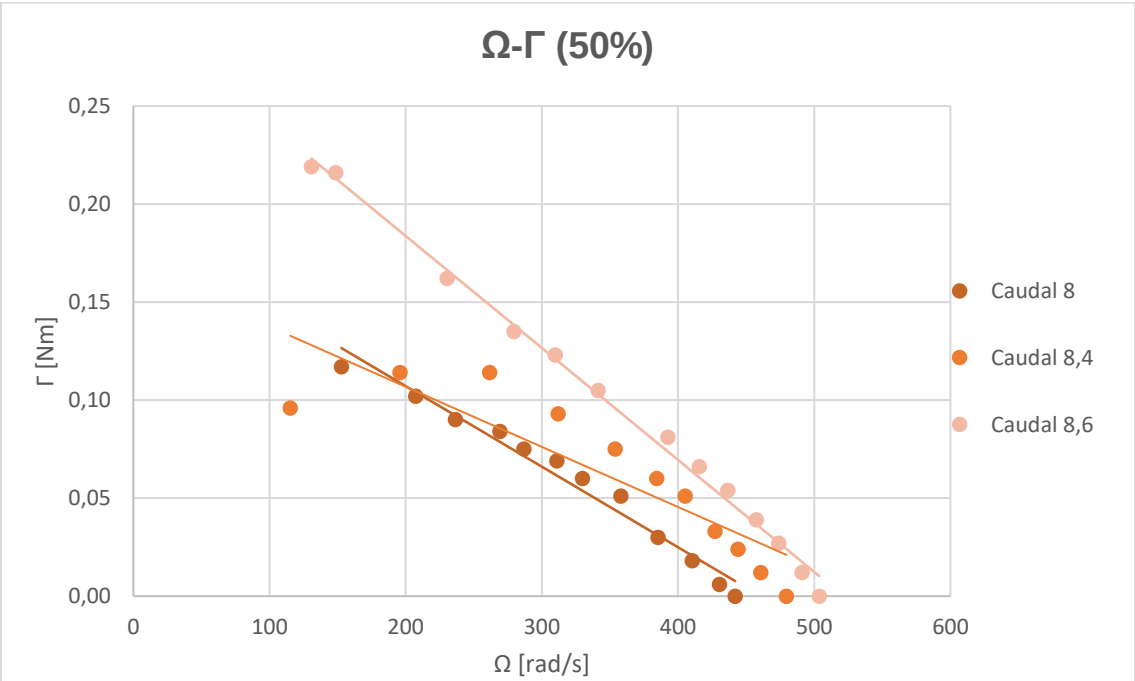
H _n (mca)	Ω (rad/s)	Γ (Nm)	Q (m ³ /s)	Q corregido (m ³ /s)	W _e (W)	W _h (W)	η
7,140	503,702	0	0,002389	0,001594	0,000	111,679	0,00
6,732	491,136	0,012	0,002389	0,001594	5,894	105,298	5,60
6,324	473,857	0,027	0,002500	0,001669	12,794	103,517	12,36
5,916	457,625	0,039	0,002500	0,001669	17,847	96,838	18,43
5,508	436,681	0,054	0,002556	0,001706	23,581	92,163	25,59
5,100	415,737	0,066	0,002583	0,001724	27,439	86,264	31,81
4,692	392,699	0,081	0,002611	0,001743	31,809	80,216	39,65
4,080	341,386	0,105	0,002667	0,001780	35,846	71,237	50,32
3,672	309,970	0,123	0,002694	0,001798	38,126	64,781	58,85
3,468	279,602	0,135	0,002694	0,001798	37,746	61,183	61,69
3,060	230,383	0,162	0,002778	0,001854	37,322	55,654	67,06
2,652	148,702	0,216	0,002806	0,001873	32,120	48,716	65,93
2,448	130,900	0,219	0,002833	0,001891	28,667	45,414	63,12

Tabla 16. Caracterización álabes 50% y caudal 8,6 m³/h.

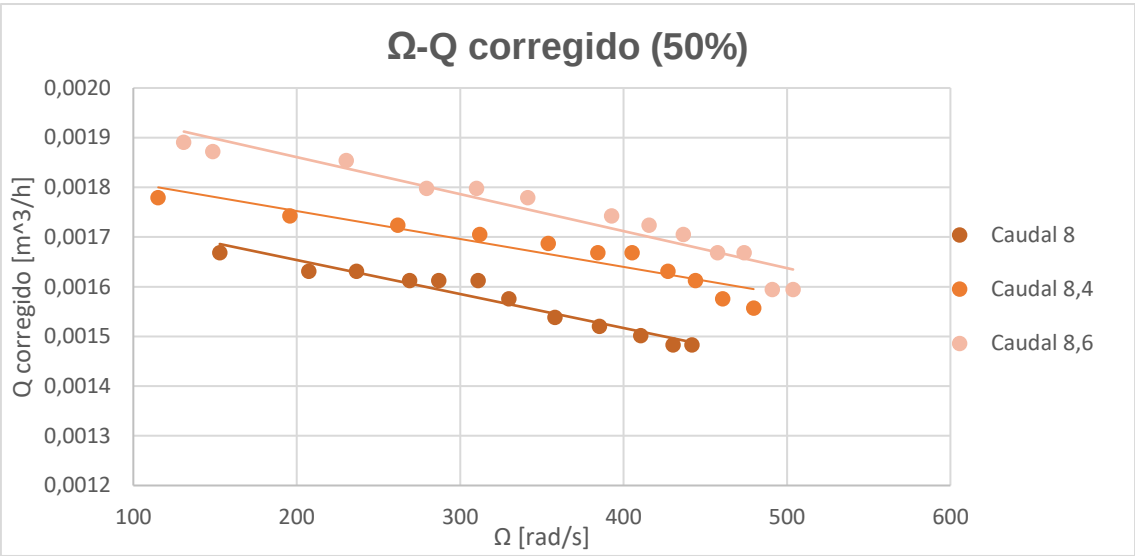
9.2.4. Curvas características, álabes 50%.



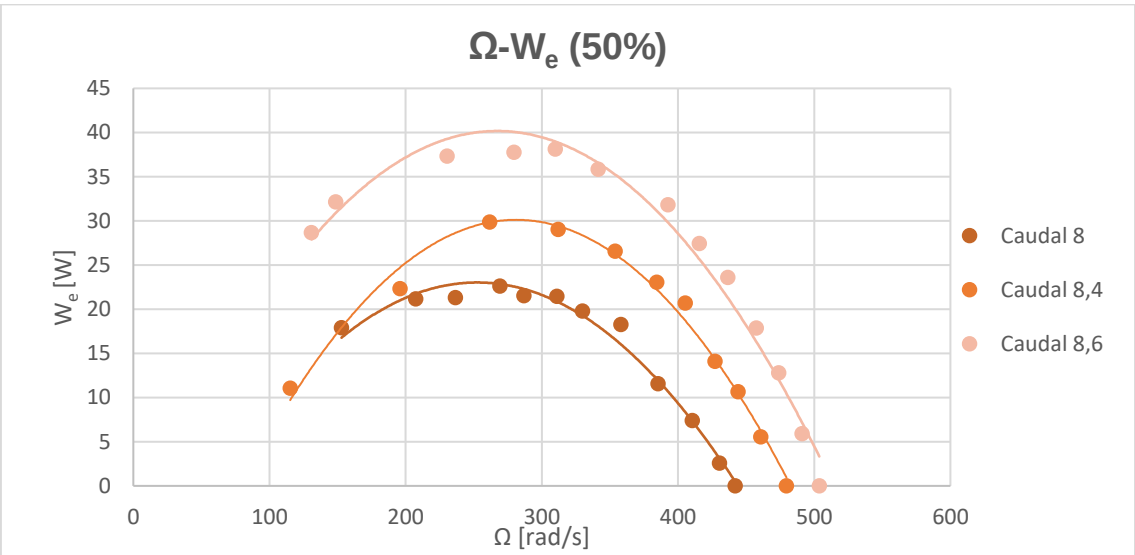
Gráfica 9. Rendimiento frente velocidad de giro, álabes 50%.



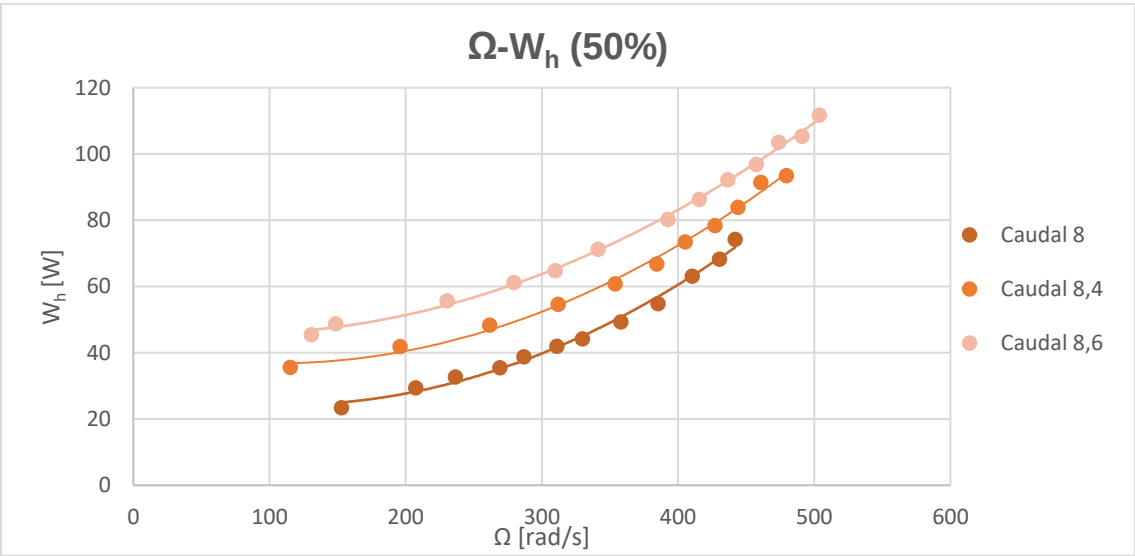
Gráfica 10. Par frente velocidad de giro, álabes 50%.



Gráfica 11. Caudal corregido frente velocidad de giro, álabes 50%.



Gráfica 12. Potencia útil frente velocidad de giro, álabes 50%.



Gráfica 13. Potencia hidráulica frente velocidad de giro, álabes 50%.

9.3. Apertura de álabes al 25%.

9.3.1. Caudal 8,2 m³/h.

Q (m³/h)	P (bar)	F ₁ (N)	F ₂ (N)	rpm
8,2	0,5	0	0	4160
8,4	0,46	0,4	0,1	4020
8,5	0,42	0,6	0,2	3880
8,5	0,38	1,2	0,3	3610
8,7	0,34	1,7	0,4	3400
8,8	0,3	2,2	0,5	3100
8,9	0,28	2,6	0,5	2860
8,9	0,26	2,8	0,5	2670
9,2	0,22	3,6	0,5	1930
9,1	0,18	4,2	0,6	1430
9,2	0,16	4,6	0,7	1200

Tabla 17. Álabes 25% y caudal 8,2 m³/h.

H _n (mca)	Ω (rad/s)	Γ (Nm)	Q (m³/s)	Q corregido (m³/s)	W _e (W)	W _n (W)	η
5,100	435,634	0	0,002278	0,001520	0,000	76,061	0,00
4,692	420,973	0,009	0,002333	0,001557	3,789	71,683	5,29
4,284	406,313	0,012	0,002361	0,001576	4,876	66,228	7,36
3,876	378,038	0,027	0,002361	0,001576	10,207	59,921	17,03
3,468	356,047	0,039	0,002417	0,001613	13,886	54,875	25,30
3,060	324,631	0,051	0,002444	0,001632	16,556	48,976	33,80
2,856	299,498	0,063	0,002472	0,001650	18,868	46,230	40,81
2,652	279,602	0,069	0,002472	0,001650	19,293	42,928	44,94
2,244	202,109	0,093	0,002556	0,001706	18,796	37,548	50,06
1,836	149,749	0,108	0,002528	0,001687	16,173	30,387	53,22
1,632	125,664	0,117	0,002556	0,001706	14,703	27,308	53,84

Tabla 18. Caracterización álabes 25% y caudal 8,2 m³/h.

9.3.2. Caudal 8,6 m³/h.

Q (m ³ /h)	P (bar)	F ₁ (N)	F ₂ (N)	rpm
8,6	0,6	0	0	4430
8,7	0,56	0,6	0,2	4280
8,9	0,5	1,1	0,3	4070
9,1	0,46	1,6	0,3	3870
9,1	0,42	2	0,4	3630
9,2	0,38	2,5	0,4	3350
9,2	0,36	3,1	0,5	3000
9,4	0,3	3,7	0,5	2610
9,4	0,26	4,8	0,6	1830
9,5	0,24	5,4	0,7	1460
9,7	0,22	6	1	800

Tabla 19. Álabes 25% y caudal 8,6 m³/h.

H _n (mca)	Ω (rad/s)	Γ (Nm)	Q (m ³ /s)	Q corregido (m ³ /s)	W _e (W)	W _n (W)	η
6,120	463,909	0	0,002389	0,001594	0,000	95,725	0,00
5,712	448,201	0,012	0,002417	0,001613	5,378	90,382	5,95
5,100	426,209	0,024	0,002472	0,001650	10,229	82,554	12,39
4,692	405,265	0,039	0,002528	0,001687	15,805	77,656	20,35
4,284	380,133	0,048	0,002528	0,001687	18,246	70,903	25,73
3,876	350,811	0,063	0,002556	0,001706	22,101	64,856	34,08
3,672	314,159	0,078	0,002556	0,001706	24,504	61,442	39,88
3,060	273,319	0,096	0,002611	0,001743	26,239	52,315	50,16
2,652	191,637	0,126	0,002611	0,001743	24,146	45,340	53,26
2,448	152,891	0,141	0,002639	0,001761	21,558	42,297	50,97
2,244	83,776	0,15	0,002694	0,001798	12,566	39,589	31,74

Tabla 20. Caracterización álabes 25% y caudal 8,6 m³/h.

9.3.3. Caudal 8,8 m³/h.

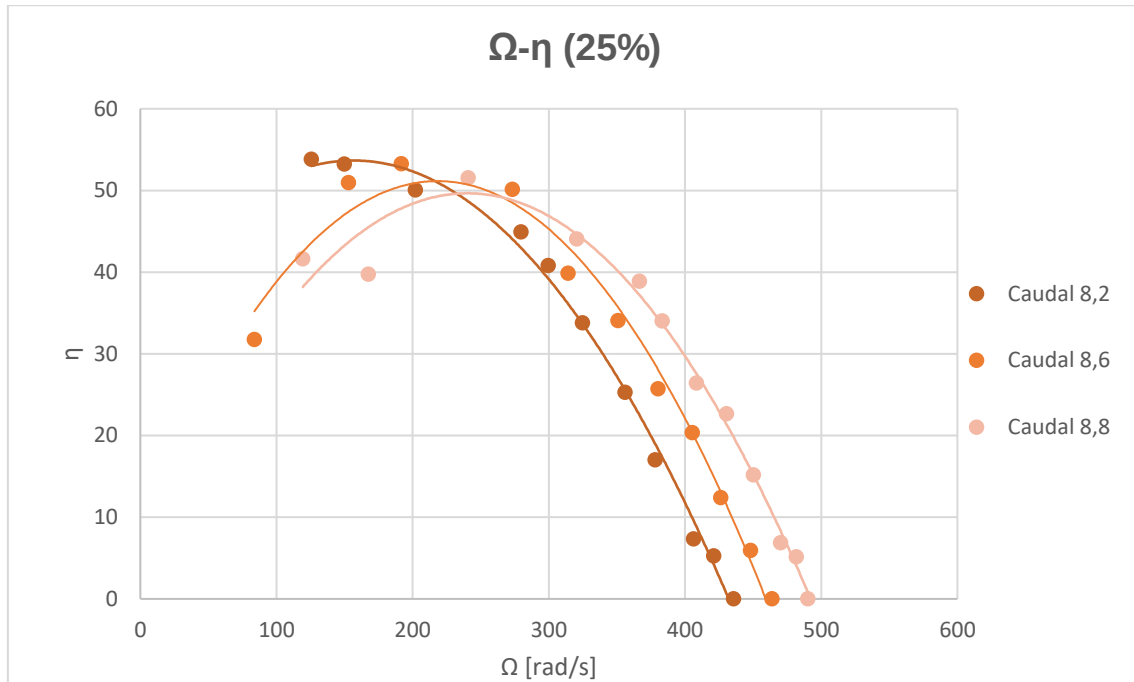
Q (m ³ /h)	P (bar)	F ₁ (N)	F ₂ (N)	rpm
8,8	0,7	0	0	4680
8,9	0,68	0,5	0,1	4600
8,9	0,62	0,8	0,3	4490
9,1	0,58	1,4	0,3	4300
9,1	0,54	1,9	0,3	4110
9,5	0,5	2,3	0,4	3900
9,5	0,46	2,9	0,5	3660
9,7	0,44	3,3	0,5	3500
10	0,4	4	0,6	3060
10	0,34	5,2	0,7	2300
10	0,3	5,3	0,9	1600
10,1	0,28	7,2	1,1	1140

Tabla 21. Álabes 25% y caudal 8,8 m³/h.

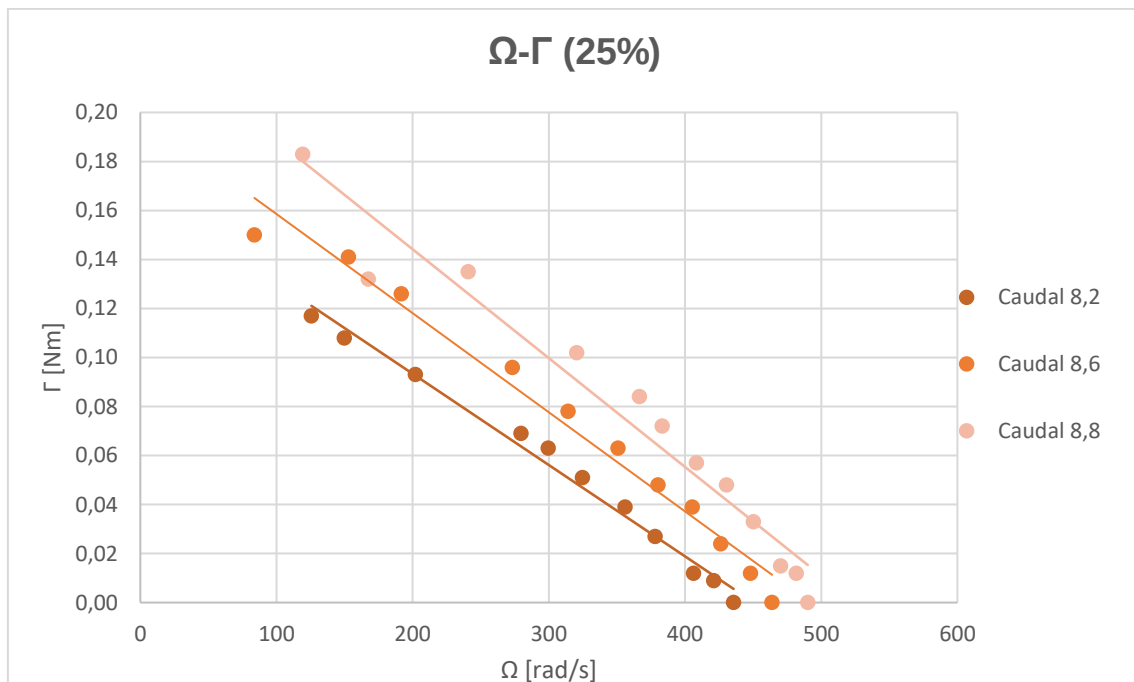
H _n (mca)	Ω (rad/s)	Γ (Nm)	Q (m ³ /s)	Q corregido (m ³ /s)	W _e (W)	W _n (W)	η
7,140	490,088	0	0,002444	0,001632	0,000	114,277	0,00
6,936	481,711	0,012	0,002472	0,001650	5,781	112,273	5,15
6,324	470,192	0,015	0,002472	0,001650	7,053	102,367	6,89
5,916	450,295	0,033	0,002528	0,001687	14,860	97,914	15,18
5,508	430,398	0,048	0,002528	0,001687	20,659	91,162	22,66
5,100	408,407	0,057	0,002639	0,001761	23,279	88,119	26,42
4,692	383,274	0,072	0,002639	0,001761	27,596	81,070	34,04
4,488	366,519	0,084	0,002694	0,001798	30,788	79,177	38,88
4,080	320,442	0,102	0,002778	0,001854	32,685	74,206	44,05
3,468	240,855	0,135	0,002778	0,001854	32,515	63,075	51,55
3,060	167,552	0,132	0,002778	0,001854	22,117	55,654	39,74
2,856	119,381	0,183	0,002806	0,001873	21,847	52,463	41,64

Tabla 22. Caracterización álabes 25% y caudal 8,8 m³/h.

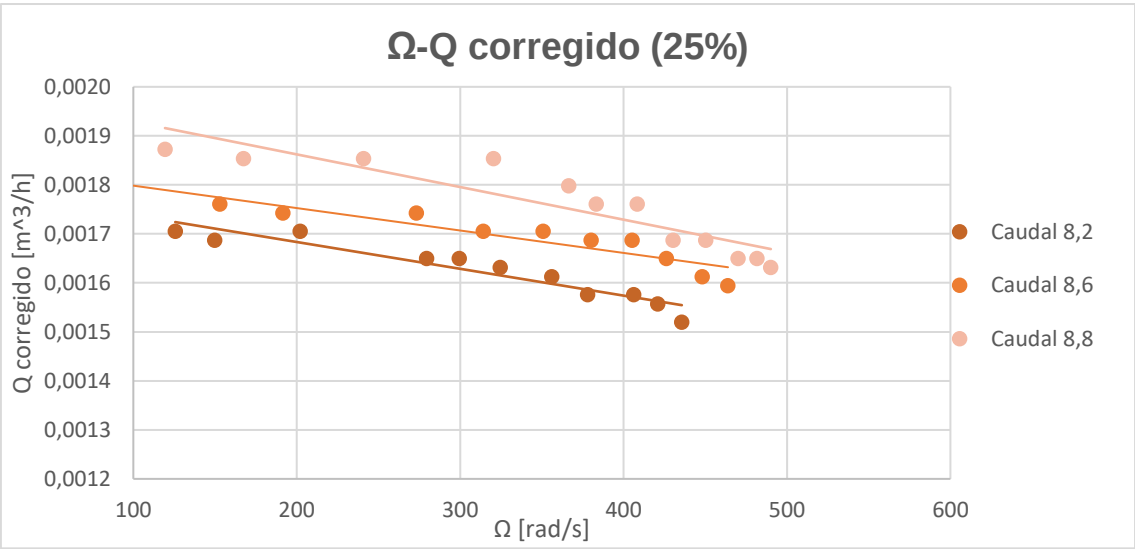
9.3.4. Curvas características, álabes 25%.



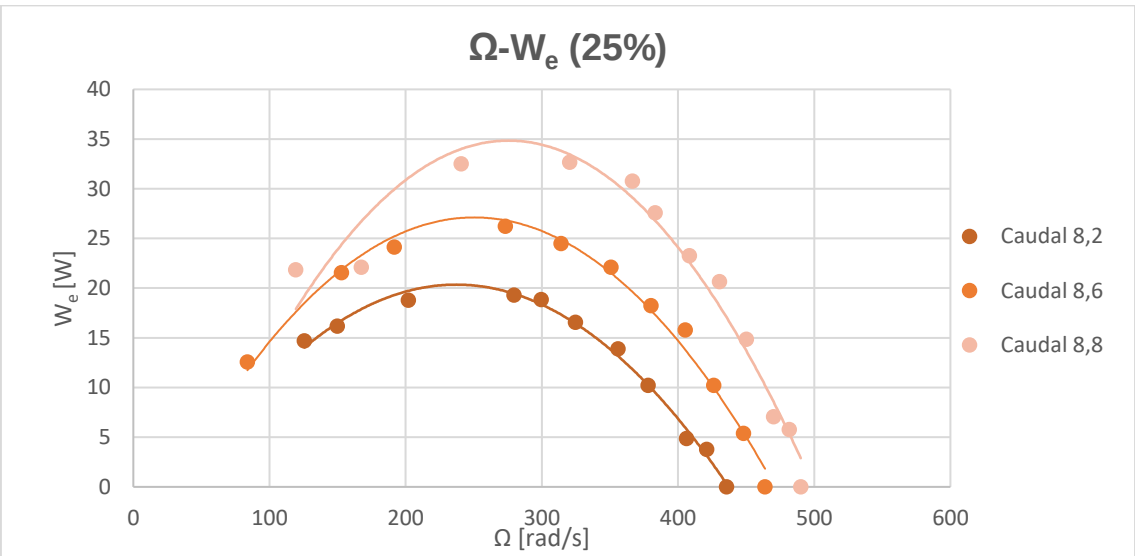
Gráfica 14. Rendimiento frente velocidad de giro, álabes 25%.



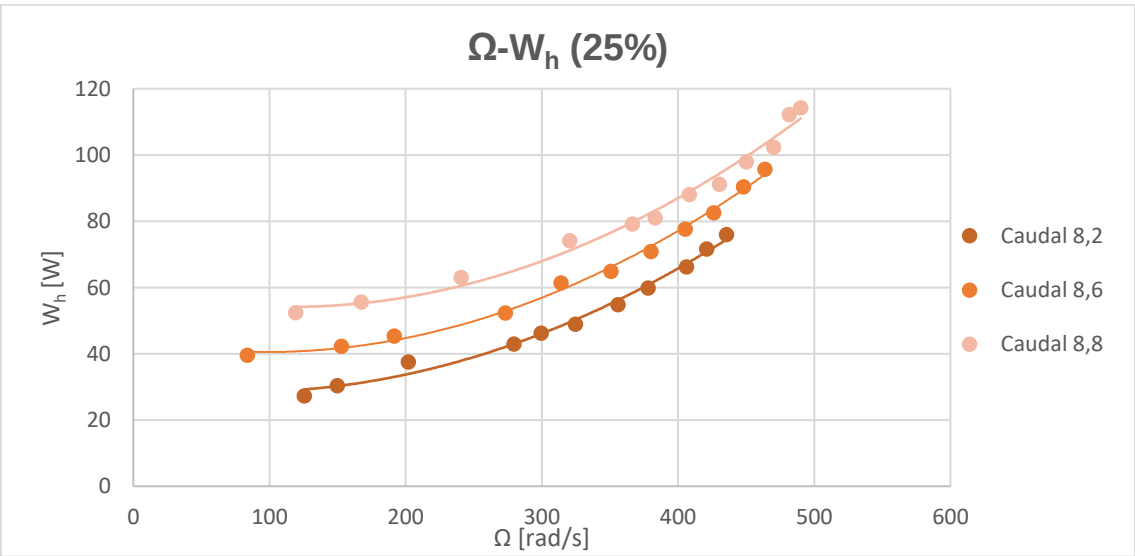
Gráfica 15. Par frente velocidad de giro, álabes 25%.



Gráfica 16. Caudal corregido frente velocidad de giro, álabes 25%.



Gráfica 17. Potencia útil frente velocidad de giro, álabes 25%.



Gráfica 18. Potencia hidráulica frente velocidad de giro, álabes 25%.

10. CONCLUSIONES.

Este trabajo de investigación ha abarcado un amplio espectro de aspectos relacionados con la concepción, diseño, fabricación y caracterización de una turbina hidráulica tipo Francis. A través de la aplicación de conocimientos en ingeniería mecánica, diseño industrial y ciencia de los materiales, se logró la creación de un prototipo funcional que sirve tanto como herramienta didáctica en el ámbito académico como una plataforma de investigación en el campo de las turbomáquinas hidráulicas.

A pesar de los desafíos que se presentaron desde los inicios, logramos llevar a cabo la puesta en marcha exitosa de la turbina. El inconveniente inicial con la resina de impresión 3D, que no demostró mejoras en la durabilidad del rodete y los álabes, proporcionó valiosas lecciones acerca de las limitaciones de este tipo de material en contacto con agua. Sin embargo, se observó que en aplicaciones que no involucren contacto con líquidos, la resina podría ser adecuada debido a su flexibilidad y resistencia.

Con respecto a las bombas de ensayo del laboratorio, es evidente que su desgaste con el tiempo ha afectado su rendimiento, lo que sugiere una necesidad de inspección y mantenimiento más frecuentes o incluso la consideración de su reemplazo periódico para garantizar la precisión de la caracterización de turbinas de estudio, evitando correcciones posteriores como las aplicadas en esta memoria.

La convergencia del diseño y la fabricación en este proyecto ha desempeñado un papel fundamental, ya que anticipar posibles obstáculos durante el proceso de diseño permitió abordar eficazmente los desafíos en el taller. El análisis de las horas invertidas en el proceso de fabricación, detallado en la *Tabla 29* de los anexos, refleja que esta fase fue la más prolongada debido a la complejidad de las piezas y la necesidad de realizar modificaciones para abordar problemas emergentes.

Por último, una meticulosa evaluación de los parámetros derivados de la caracterización de la turbina evidencia mejoras en comparación con la versión del laboratorio, que alcanzaba un rendimiento de hasta un 93%. La turbina actual logró un rendimiento de 96%, a pesar de que solo se modificó la cámara espiral y los álabes, manteniendo el rodete original en los ensayos. Esta mejora sustancial confirma que, a pesar de los cambios limitados en el diseño, el rendimiento se incrementó significativamente. Las observaciones respaldan la conclusión de que la turbina opera de manera óptima en condiciones de baja velocidad y mínimo caudal, concordando con el rango de operación típico de las turbinas Francis.

En relación a las curvas de potencia, se ha procedido a un análisis detallado revelando que conforme la velocidad se incrementa, la potencia adopta una forma

parabólica convexa. Esta configuración exhibe una tendencia ascendente hasta su punto máximo, tras el cual experimenta un decaimiento gradual hasta alcanzar un valor nulo.

En el contexto del caudal, es evidente que a medida que el caudal aumenta, la velocidad de rotación disminuye, lo que indica una relación inversamente proporcional entre estas variables.

La discrepancia observada entre los puntos de los gráficos y las líneas de tendencia se vincula con la realización de experimentos en condiciones de laboratorio, caracterizados por la presencia de vibraciones, captura rápida de datos sin establecer su estabilización completa, así como fricciones internas y limitaciones inherentes a la precisión y sensibilidad de los instrumentos de medición empleados.

En relación a la dimensión financiera de la turbina, es pertinente reconocer que la valoración de los costos no se puede establecer como superior o inferior en un sentido absoluto al compararla con los costos asociados a la fabricación de la turbina original. Esto se deriva de la particularidad de que los presupuestos presentados previamente, que rondaban los 1 200 €, estaban enfocados exclusivamente en la manufactura, sin contemplar tanto las horas dedicadas al diseño como el valor de los componentes añadidos en el proceso.

Sin embargo, al confrontar el presupuesto obtenido a partir del análisis completo con el valor que hubiese requerido adquirir los componentes en el mercado, surge un panorama esclarecedor. En este sentido, se puede afirmar que se ha logrado una reducción de los costos en una magnitud aproximada de 1 500 €. Este logro es indicativo de una gestión financiera eficiente y resalta la importancia de la integración del diseño y manufactura como un factor influyente en la optimización de los recursos.

Esta perspectiva financiera no solo abona a la comprensión de los logros de este proyecto, sino que también destaca la capacidad de la metodología aplicada para ofrecer ventajas económicas sustanciales. Esta visión ampliada en términos de costos refuerza la relevancia de abordar no solo los aspectos técnicos y científicos, sino también los aspectos económicos en la toma de decisiones relacionadas con el diseño y fabricación de equipos de este tipo.

En resumen, esta memoria ha evidenciado la importancia de la aplicación de principios científicos y técnicos en la creación de soluciones ingenieriles. El desarrollo de la turbina hidráulica Francis y su posterior análisis han demostrado la relevancia de la ingeniería en la innovación y mejora de tecnologías que impactan diversos campos de aplicación, desde la educación hasta la generación de energía.

11. PROPUESTAS A FUTURO.

En perspectiva de trabajos futuros, se sugiere sustituir aquellas piezas que hayan experimentado oxidación con miras a la ejecución de prácticas experimentales. En la actualidad, las piezas más susceptibles a la corrosión son los álabes móviles, dado su material de aluminio y su exposición al medio acuoso.

La implementación del rodete correspondiente al diseño previsto o la creación de nuevos rodetes con variaciones en los parámetros influirán notablemente en el rendimiento de la turbina. La adopción de diferentes perfiles de álabes podría favorecer una entrada de flujo más efectiva hacia el rodete.

Un incremento en el espesor del anillo de distribución, así como en el volumen del espacio asignado al mismo, puede prevenir la formación de topes, ya que una mayor área de contacto permitirá un giro más amplio sin salirse de los límites designados. La concepción de un sistema de protección que impida el contacto entre los álabes y el rodete, con el propósito de salvaguardar ambas piezas de posibles daños, se erige como una potencial mejora a considerar.

Por otro lado, se podría explorar la opción de aumentar el diámetro del tubo de salida para reducir la presión del agua, favoreciendo así la transición del flujo turbulento al laminar y mejorando la eficiencia general del sistema.

12. BIBLIOGRAFÍA.

Mataix, C. Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas hidráulicas, bombas y ventiladores. Madrid: Universidad Pontificia de Comillas, 2009.

Paz, C.; Suárez, E.; Concheiro, M.; Conde, M.; Turbomáquinas Hidráulicas. Vigo: Servizo de Publicacións da Universidade de Vigo, 2019.

Zamora, B.; Viedma, A.; Máquinas Hidráulicas Teoría y problemas. Cartagena: Universidad politécnica de Cartagena, 2016.

Young, Donald F.; Munson, Bruce R.; Okiishi, Theodore H.; A brief introduction to fluid mechanics. Nueva York: R. R. Donnelley, 2001.

Reca-corp. Turbina Francis. [en línea] <http://reca-corp.com/files/57897336.pdf>

Agüera, J. Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas. España: Ciencia 3 SL, 2002.

13. ANEXOS.

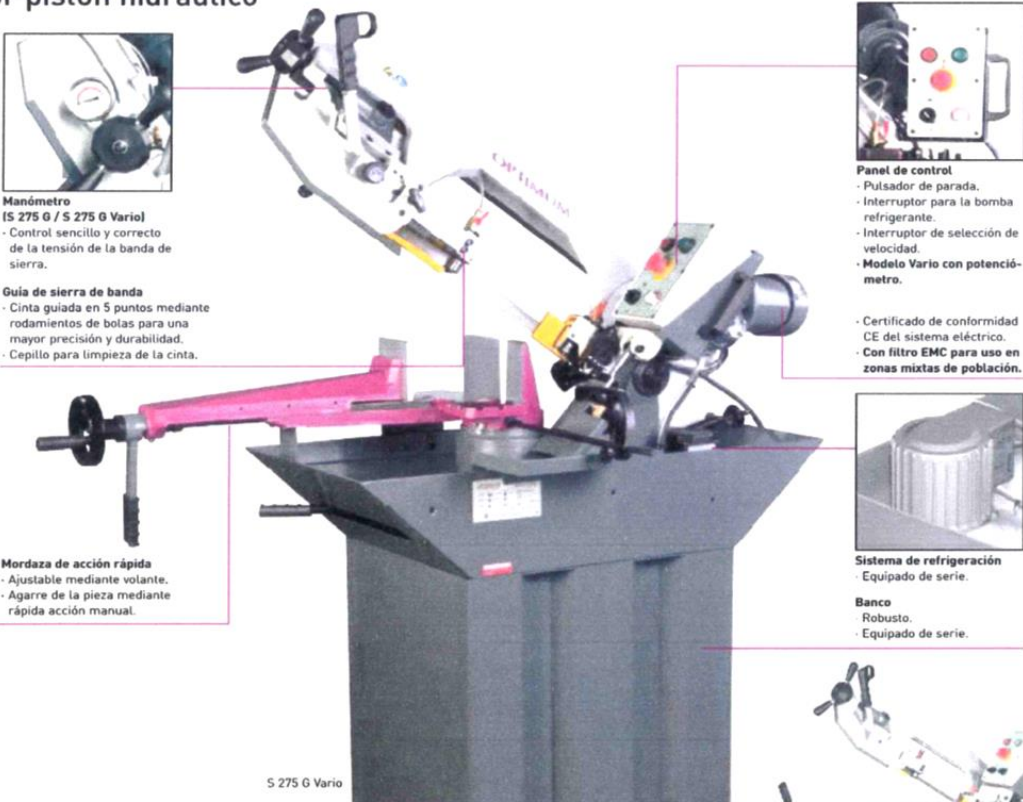
13.1. Manuales.

SIERRAS FIJAS | Arranque de viruta

S 210 G / S 275 G / S 275 G Vario

Sierras de cinta para trabajos con metal, con arco de sierra giratorio para corte en ángulo, sistema de refrigeración de serie y dos velocidades de la cinta. **El modelo 275 G Vario incorpora variador de velocidad.**

Arco de sierra giratorio para corte en ángulo, 2 velocidades y bajada de corte por pistón hidráulico



Manómetro
(S 275 G / S 275 G Vario)
- Control sencillo y correcto de la tensión de la banda de sierra.

Guía de sierra de banda
- Cinta guiada en 5 puntos mediante rodamientos de bolas para una mayor precisión y durabilidad.
- Cepillo para limpieza de la cinta.

Mordaza de acción rápida
- Ajustable mediante volante.
- Agarre de la pieza mediante rápida acción manual.

Panel de control
- Pulsador de parada.
- Interruptor para la bomba refrigerante.
- Interruptor de selección de velocidad.
- Modelo Vario con potenciómetro.

Sistema de refrigeración
- Equipado de serie.

Banco
- Robusto.
- Equipado de serie.

Modelo S 275 G Vario

Modelo	S 210 G	S 275 G	S 275 G Vario
Código	3300210	3300275	3300278
Potencia del motor	1 CV / 750 W / 400 V	1,5 CV / 1,1 kW / 400 V	2 CV / 1,5 kW / 230 V
Capacidad de corte a 90°	170 mm	225 mm	225 mm
Capacidad de corte a 90°	210 x 140 mm	245 x 180 mm	245 x 180 mm
Capacidad de corte a 45°	125 mm	160 mm	160 mm
Capacidad de corte a 45°	125 x 100 mm	160 x 160 mm	160 x 160 mm
Capacidad de corte a 60°	—	100 mm	100 mm
Capacidad de corte a 60°	—	100 x 100 mm	100 x 100 mm
Desarrollo de la hoja de sierra	2.080 x 20 x 0,9 mm	2.480 x 27 x 0,9 mm	2.480 x 27 x 0,9 mm
Velocidad de la hoja de sierra	40 / 80 m/min.	45 / 90 m/min.	20 - 90 m/min
Dimensiones mín. (l x an x al)	1.200 x 530 x 1.320 mm	1.400 x 530 x 1.360 mm	1.400 x 530 x 1.360 mm
Peso neto	152 kg	185 kg	200 kg

Las máquinas están construidas de acuerdo con las normas CE.

Ángulo de corte
S 210 G
90° +45°
S 275 G
90° +60° +45°

ACCESORIOS INCLUIDOS
Hoja de sierra bimetálica, cilindro de bajada hidráulico, sistema de refrigeración por bomba de taladrina, microinterruptor para desconexión final automática, banco.

ACCESORIOS OPCIONALES

Hoja de sierra	Código
- 6-10 ZZ (S 210 G)	3357514
- 6-10 ZZ (S 275 G / S 275 G Vario)	3357524
- 5-8 ZZ (S 275 G / S 275 G Vario)	3357511

Fig. 90. Datos técnicos de la sierra de cinta Optimum S275G.

TALADROS POR ENGRANAJES | Arranque de viruta

ASLAK
metal

B 40 GSP SERIE INDUSTRIAL OPTIMUM

MASCHINEN - GERMANY

Con sistema de refrigeración y expulsor automático de la broca, de diseño robusto y macizo de fundición, con un motor eléctrico de poca rumorosidad y gran potencia.

Sistema de avance mecánico automático.
Bomba de refrigeración de serie.



· 2 velocidades de avance automático de la pinola.
· Cambio sencillo de herramientas.



Mesa de taladrado maciza de grandes dimensiones, con superficie de alta calidad y ranuras tipo T en cruz y parte inferior con numerosas nervaduras.
Regulable en altura mediante cremallera.
Giratoria 360° sobre sí misma y respecto a la columna.

Modelo	B 40 GSP
Código	3034403
Potencia del motor	2 CV / 1,5 kW / 400 V
Ø máx. taladro fundición/acero	35 / 35 mm
Tipo cono morse	MT 4
Revoluciones del husillo	50 - 1.450 r.p.m.
Dimensiones (l x an x al)	935 x 560 x 2.280 mm
Peso neto	500 kg

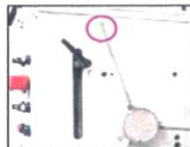
Las máquinas están construidas de acuerdo con las normas CE.

B 40 GSM SERIE INDUSTRIAL OPTIMUM

MASCHINEN - GERMANY

Con sistema de refrigeración y expulsor automático de la broca, de diseño robusto y macizo de fundición, con un motor eléctrico de poca rumorosidad y gran potencia.

Sistema electromagnético de avance automático e inversor de giro para roscar.
Bomba de refrigeración de serie.



· Mediante un pulsador situado en la palanca de bajada de la pinola, accionamos la inversión de giro del husillo para hacer roscar.
· Cambio sentido de giro en manivela para roscar.



· Avance automático de la pinola.
· Cambio sencillo de herramientas mediante dispositivo de extracción rápido.

Modelo	B 40 GSM
Código	3034400
Potencia del motor	2 CV / 1,5 kW / 400 V
Ø máx. taladro fundición/acero	35 / 35 mm
Tipo cono morse	MT 4
Revoluciones del husillo	50 - 1.450 r.p.m.
Dimensiones (l x an x al)	935 x 560 x 2.280 mm
Peso neto	500 kg

Las máquinas están construidas de acuerdo con las normas CE.

www.aslak.es 53

Fig. 91. Datos técnicos del taladro de columna.

 UNIVERSIDAD DE JAÉN	CONTRATO DE SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE INSTRUMENTACIÓN Y EQUIPOS CIENTÍFICOS PARA EL DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MINERA EN EL COMPLEJO DE LABORATORIOS I+D DEL CAMPUS CIENTÍFICO-TECNOLÓGICO DE LINARES. EDIFICIO DE LABORATORIOS ESTE	 PIHA ANÁLISIS. INGENIERÍA. ALAS
--	--	---

a.1.4. ESMERILADORA

Se oferta el siguiente material:

- Esmeriladora QSM 200 de Optimum con las siguientes características:



- Banco SM anclado al suelo:



- Banco SM 3107100
Para QSM 150 hasta SM 250. Dimensiones lt x an x alt: 320 x 270 x 820 mm.

Expediente nº 2014/25

Fig. 92. Datos técnicos de la esmeriladora.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

▪ MESA

Superficie de trabajo	800 x 460 mm
Ranuras en "T"	5 x 18 mm x 80 mm
Peso máximo sobre la mesa	400 kg
Altura de la mesa al suelo	915 mm

▪ CURSOS

Curso longitudinal X	650 mm
Curso transversal Y	510 mm
Curso vertical Z	610 mm

▪ CABEZAL

Gama de velocidades	8000 rpm
Cono del eje principal	MAS 403 BT 40
Tipo tirante mandrino	MAS 403 P40T-1
Distancia mín./máx. del eje a la mesa	100 ÷ 710 mm
Distancia del centro del eje a la superficie de la guía	550 mm

▪ TRANSMISIÓN DE EJES

Husillos a bolas	Ø 32 x 12 mm
Transmisión	Directa
Lubricación	Aceite

▪ GUÍA LINEAL X

Número de guías lineales	2
Número de patines	4
Distancia entre guías	320 mm
Lubricación	Aceite

▪ GUÍA LINEAL Y

Número de guías lineales	2
Número de patines	4
Distancia entre guías	685 mm
Lubricación	Aceite

▪ GUÍA LINEAL Z

Número de guías lineales	2
Número de patines	4
Distancia entre guías	295 mm
Lubricación	Aceite

▪ AVANCES RÁPIDOS

Longitudinal	36000 mm/min
Transversal	36000 mm/min
Vertical	36000 mm/min

▪ ALMACÉN DE HERRAMIENTAS

Nº de herramientas	16 hts.
Sistema de selección	NO Random / Bidirectional
Tiempo cambio de herramienta	6 s
Tiempo cambio de herramienta viruta a viruta	13 s
Diámetro máximo con herramientas contiguas	Ø 100 mm
Diámetro máximo con herramientas alternas	Ø 130 mm
Longitud máxima de herramienta	250 mm
Peso máximo de la herramienta	8 kg
Peso total de las herramientas	87 kg

▪ MOTORES

Potencia del eje principal S1 / S6	7,5 / 9 kW
Potencia servomotores X, Y, Z (Fagor/Heidenhain/Fanuc)	3,6 / 2,6 / 1,2-1,8 kW
Bomba refrigeración	0,75 kW
Bomba limpieza carenado	0,75 kW
Motor almacén de herramientas (No random)	0,07 kW
Bomba de engrase centralizado	0,15 kW

▪ PRECISIÓN

Posicionamiento	$\pm 0,005/300$ mm
Repetibilidad	$\pm 0,003$ mm

▪ GENERAL

Superficie en planta (ancho x fondo)	2200 x 2370 mm
Altura máxima	2660 mm
Peso neto	3700 kg
Presión de aire requerida	6 ÷ 7 bar
Capacidad máxima depósito taladrina	210 l
Potencia total instalada (FAGOR/HEIDENHAIN/FANUC)	23/20/21 kW

Fig. 93. Datos técnicos del centro de mecanizado CNC Lagun 650.

DATOS TÉCNICOS		MODELOS
Característica	BP-C 1515	BP-C 4020
Grosor máximo de pieza	200 mm	200 mm
Carga máxima permitida de piezas	790 kg/m ²	790 kg/m ²
Número de cabezales de corte	1 a 2	1 a 2
Velocidad de posicionamiento max simultáneo	85 m/min	85 m/min
Velocidad de corte máxima	20 m/min	20 m/min
Tolerancia de máquina según VDI/DGQ 3441	± 0.05 mm/m	± 0.05 mm/m
Precisión de repetición	± 0.025 mm	± 0.025 mm
Dimensiones	1500x1500x200mm	4000x2000x200 mm

Fig. 94. Datos técnicos de máquina por corte de agua TCI-cutting BP-C1515.

Technical Specification

Printing

System	ANYCUBIC Photon Mono X
Operation	3.5-inch Color TFT Screen
Software	ANYCUBIC Photon workshop
Connectivity	USB memory stick

Specifications

Technique	LCD Shadow Masking
Light source	UV-LED (wavelength 405nm)
XY Resolution	0.050mm 3840*2400 (4K)
Z axis Accuracy	0.01mm
Suggested Layer Thickness	0.01 ~ 0.15mm
Suggested Print Speed	MAX 60mm/h
Rated power	120W

Physical Dimensions

Dimension	270mm (L) *290mm (W) 475*mm (H)
Build volume	192mm (L) *120mm (W) *245mm (H)
Materials	405nm UV-resin
Net weight	~10.75 kg

Fig. 95. Datos técnicos de la Impresora 3D para resina ANYCUBIC Photon Mono X.

Technical Specification

Recommended Printing Parameters

Layer Thickness	0.05 mm
Normal Exposure Time	1.8 s
Off Time	0.5 s
Bottom Exposure Time	40 s
Bottom Layers	6
Z Lift Distance	8 mm
Z Lift Speed	2 mm/s
Z Retract Speed	3 mm/s
Anti-alias	1
UV power	80%

Fig. 96. Parámetros recomendados de la Impresora 3D para resina ANYCUBIC Photon Mono X.



PRENSA HIDRÁULICA CON CILINDRO MÓVIL CAT83010TS

REF: 754758310

METALWORKS



Descripción

La Prensa Hidráulica con Cilindro Móvil CAT83010TS de MetalWorks es una prensa de sobremesa y permite ejercer una presión de hasta 10 toneladas. Adecuada para realizar pequeñas reparaciones y trabajos en el taller.

Características:

- Cilindro hidráulico regulable a izquierda y derecha
- Bomba manual accionada mediante palanca
- Manómetro que nos permitirá controlar y ajustar la presión ejercida
- Incluye mordazas en V

Medidas Prensa:

A 1.064 mm

B 474 mm

C 500 mm

D 340 mm

E 110 mm

F 370 mm

H 620 mm

Características técnicas

- ✓ Capacidad: 10 T.
- ✓ Peso neto: 52 kg
- ✓ Dimensiones (l x al): 910 x 540 mm
- ✓ Carrera del pistón: 152 mm
- ✓ Distancia de la pieza máx.: 320 mm
- ✓ Distancia de la pieza mín.: 140 mm

Imágenes

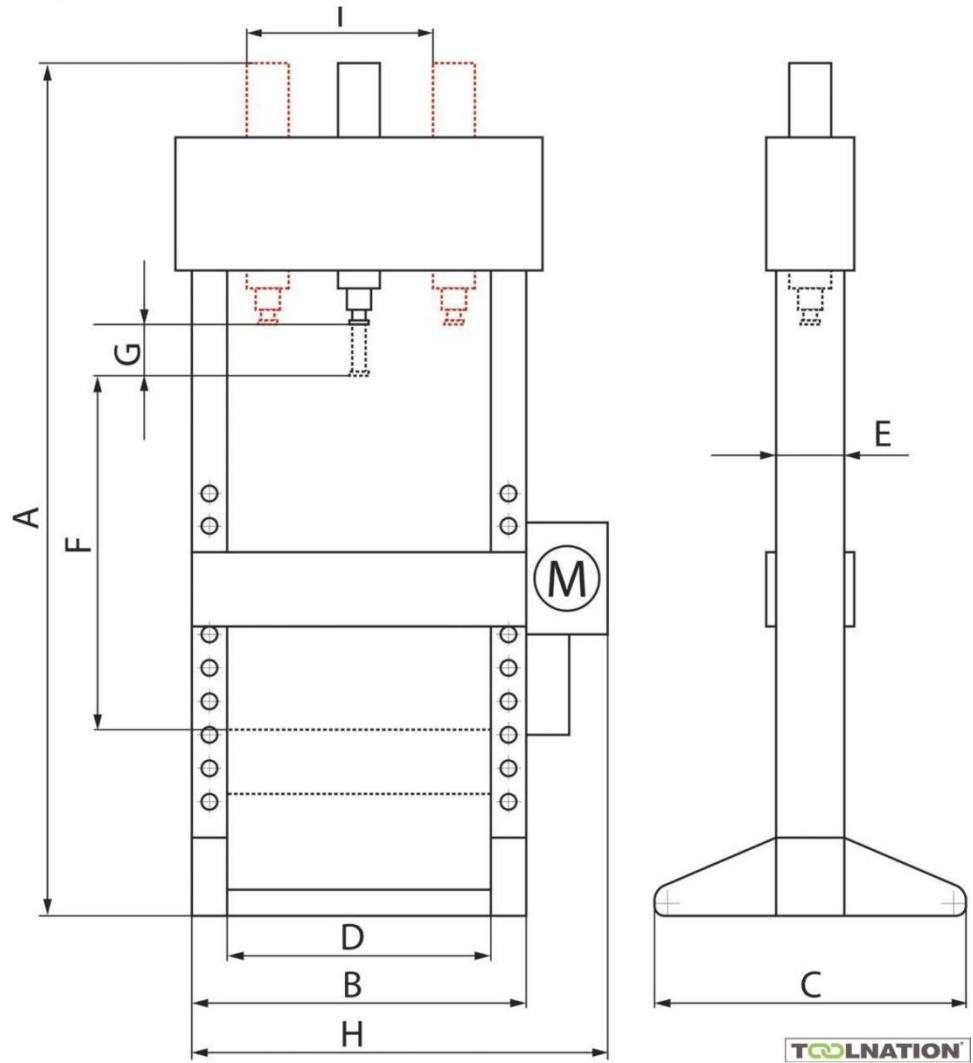


Fig. 97. Datos técnicos de la prensa hidráulica con cilindro móvil CAT83010TS.

13.2. Velocidades de mecanizado.

avance por diente fz= 0,1	HERRAMIENTA ACERO RÁPIDO					HERRAMIENTA METAL DURO				
	ALUMINIO				DESABASTE	ALUMINIO			ACABADO	TALADRO
	Vc (m/min)= 85					Vc (m/min)= 230				60
	F (mm/min)= fz * n°dientes * S					F (mm/min)= fz * n°dientes * S				
D (mm)	S	4	3	2		S	4	3	2	
80	338	135	101	68		915	366	275	183	239
40	676	271	203	135		1.830	732	549	366	477
32	846	338	254	169		2.288	915	686	458	597
20	1.353	541	406	271		3.661	1.464	1.098	732	955
18	1.503	601	451	301		4.067	1.627	1.220	813	1.061
16	1.691	676	507	338		4.576	1.830	1.373	915	1.194
12	2.255	902	676	451		6.101	2.440	1.830	1.220	1.592
10	2.706	1.082	812	541		7.321	2.928	2.196	1.464	1.910
8	3.382	1.353	1.015	676		9.151	3.661	2.745	1.830	2.387
10	2.706	1.082	812	541		7.321	2.928	2.196	1.464	1.910
6	4.509	1.804	1.353	902		12.202	4.881	3.661	2.440	3.183
14	1.933	773	580	387		5.229	2.092	1.569	1.046	1.364

Tabla 23. Condiciones de mecanizado para fresado de aluminio.

avance por diente	HERRAMIENTA ACERO RÁPIDO					HERRAMIENTA METAL DURO				
	ACERO				DESABASTE	ACERO		ACABADO		TALADRO
$F \text{ (mm/min)} = fz$ $* n^{\circ} \text{dientes} * S$	Vc (m/min)= 30					Vc (m/min)= 110				22
0,1	F (mm/min)= fz * n°dientes * S					F (mm/min)= fz * n°dientes * S				
D (mm)	S	4	3	2		S	4	3	2	
80	119	48	36	24		438	175	131	88	88
40	239	95	72	48		875	350	263	175	175
32	298	119	90	60		1.094	438	328	219	219
20	477	191	143	95		1.751	700	525	350	350
18	531	212	159	106		1.945	778	584	389	389
16	597	239	179	119		2.188	875	657	438	438
12	796	318	239	159		2.918	1.167	875	584	584
10	955	382	286	191		3.501	1.401	1.050	700	700
8	1.194	477	358	239		4.377	1.751	1.313	875	875
10	955	382	286	191		3.501	1.401	1.050	700	700
6	1.592	637	477	318		5.836	2.334	1.751	1.167	1.167
14	682	273	205	136		2.501	1.000	750	500	500

Tabla 24. Condiciones de mecanizado para fresado de acero.

avance por diente fz= 0,1	HERRAMIENTA ACERO RÁPIDO					HERRAMIENTA METAL DURO				
	POLÍMEROS				DESBASTE	POLÍMEROS		ACABADO		TALADRO
	Vc (m/min)= 30					Vc (m/min)= 160				26
	F (mm/min)= fz * nºdientes * S					F (mm/min)= fz * nºdientes * S				
D (mm)	S	4	3	2		S	4	3	2	
80	119	48	36	24		637	255	191	127	103
40	239	95	72	48		1.273	509	382	255	207
32	298	119	90	60		1.592	637	477	318	259
20	477	191	143	95		2.546	1.019	764	509	414
18	531	212	159	106		2.829	1.132	849	566	460
16	597	239	179	119		3.183	1.273	955	637	517
12	796	318	239	159		4.244	1.698	1.273	849	690
10	955	382	286	191		5.093	2.037	1.528	1.019	828
8	1.194	477	358	239		6.366	2.546	1.910	1.273	1.035
10	955	382	286	191		5.093	2.037	1.528	1.019	828
6	1.592	637	477	318		8.488	3.395	2.546	1.698	1.379
14	682	273	205	136		3.638	1.455	1.091	728	591

Tabla 25. Condiciones de mecanizado para fresado de polímeros.

avance por diente fz= 0,1	HERRAMIENTA ACERO RÁPIDO					HERRAMIENTA METAL DURO					
	BRONCE				DESBASTE	BRONCE				ACABADO	TALADRO
	Vc (m/min)= 40					Vc (m/min)= 140				38	
	F (mm/min)= fz * n°dientes * S					F (mm/min)= fz * n°dientes * S					
D (mm)	S	4	3	2		S	4	3	2		
80	159	64	48	32		557	223	167	111	151	
40	318	127	95	64		1.114	446	334	223	302	
32	398	159	119	80		1.393	557	418	279	378	
20	637	255	191	127		2.228	891	668	446	605	
18	707	283	212	141		2.476	990	743	495	672	
16	796	318	239	159		2.785	1.114	836	557	756	
12	1.061	424	318	212		3.714	1.485	1.114	743	1.008	
10	1.273	509	382	255		4.456	1.783	1.337	891	1.210	
8	1.592	637	477	318		5.570	2.228	1.671	1.114	1.512	
10	1.273	509	382	255		4.456	1.783	1.337	891	1.210	
6	2.122	849	637	424		7.427	2.971	2.228	1.485	2.016	
14	909	364	273	182		3.183	2.546	955	1.273	864	

Tabla 26. Condiciones de mecanizado para fresado de bronce.

TALADRO **ACEROS** **V_c (m/s)= 22**

DIÁMETRO (mm)	S	S (6000/d)
2	3.501	3.000
3	2.334	2.000
4	1.751	1.500
5	1.401	1.200
6	1.167	1.000
7	1.000	857
8	875	750
9	778	667
10	700	600
11	637	545
12	584	500
13	539	462
14	500	429
15	467	400
16	438	375
17	412	353
18	389	333
19	369	316
20	350	300

Tabla 27. Condiciones de mecanizado para taladros.

Medida nominal y paso normal	Diámetro broca agujero	Medida nominal y paso fino	Diámetro broca agujero
M3 x 0,5	2,5	M3 x 0,25	2,75
M4 x 0,7	3,3	M4 x 0,35	3,65
M5 x 0,8	4,2	M5 x 0,50	4,5
M6 x 1	5	M6 x 0,50	5,5
M8 x 1,25	6,8	M8 x 0,75	7,25
M10 x 1,50	8,5	M10 x 0,75	9,25
M12 x 1,75	10,2	M12 x 1	11
M14 x 2	12	M14 x 1	13
M16 x 2	14	M16 x 1,25	14,75
M18 x 2,5	15,5	M18 x 1,25	16,75
M20 x 2,5	17,5	M20 x 1,50	18,50
M22 x 2,5	19,5	M22 x 1,50	20,50
M24 x 3	21	M24 x 1,50	22,50
M27 x 3	24	M27 x 2	25
M30 x 3,5	26,5	M30 x 2	28
M30 x 3,5	26,5	M30 x 2	28

TABLA PARA LA ROSCA WHITWORTH PARA TUBOS, O ROSCA GAS(BSP)			
Medida nominal y paso normal			Diámetro broca agujero ***
Denominación	Hilos *	Diámetro **	
G 1/8	28	9.728	8,8
G 1/4	19	13.157	11,8
G 3/8	19	16.662	15,25
G 1/2	14	20.955	19
G 5/8	14	22.811	21
G 3/4	14	26.441	24,5
G 7/8	14	30.201	28,25
G 1	11	33.249	30,75
G 1.1/8	11	37.897	35,5
G 1.1/4	11	41,91	39,5
G 1.3/8	11	44.323	42
G 1.1/2	11	47.803	45,25
G 1.3/4	11	53.746	51,25
G 2	11	59.614	57
G 2.1/4	11	65,71	63
G 2.1/2	11	75.184	72,5
G 2.3/4	11	81.534	79
G 3	11	87.884	85,5
G 4	11	113,03	110,5
* hilos por pulgada. Una pulgada = 25,4 mm			
** equivalencia en milímetros de la medida nominal			
*** en milímetros			

Tabla 28. Condiciones de mecanizado para roscas.

	TAREAS	TERMINADO	PENDIENTE	EN PROCESO	ESTADO		
CARCASA	13	12	1	0			
DISTRIBUIDOR	16	16	0	0			
RODETE Y ACOPLAMIENTO	8	8	0	0			
BASTIDOR	22	19	3	0			
TOTAL	59	55	4	0			
CARCASA (Tareas)	OPERACIÓN	IMAGEN	ESTADO	OBSERVACIONES	UDS.PIEZA	CARACT.	COSTE
A1_CARCASA PVC CORTE CONTORNO Y REBAJE 50 mm	CORTE AGUA		Terminado		1		
A1_CARCASA PVC	MECANIZADO		Terminado		1		
A10_VÁLVULA BOLA 1"	COMERCIAL		Terminado		1		10.00 €
A2_CARCASA METACRILATO	CORTE AGUA		Terminado		1		
A2_CARCASA METACRILATO	MECANIZADO		Terminado		1		
A3_SUJECIÓN CODO	MECANIZADO		Terminado		1		
A4_CODO DE ASPIRACIÓN	COMERCIAL		Terminado		1		1.50 €
A5_TUBO METACRILATO ASPIRACIÓN D50	COMERCIAL		Terminado		1		16.00 €
A6_TUBO METACRILATO ENTRADA CARCASA D40	COMERCIAL		Terminado		1		16.00 €
A7_CODO TUBERÍA ALIMENTACIÓN	COMERCIAL		Terminado		1		2.00 €
A8_TUBO PVC	COMERCIAL		Terminado		1		3.00 €

ENTRADA D32							
A9_JUNTA TÓRICA CARCASA	COMERCIAL		Terminado		1		2.00 €
TUBERÍA DE ASPIRACIÓN MONTAJE			Pendiente		1		
DISTRIBUIDOR (Tareas)	OPERACIÓN	IMAGEN	ESTADO	OBSERVACIONES	UDS.PIEZA	CARACT.	COSTE
B1_ÁLABE DIRECTRIZ	MECANIZADO		Terminado		6		
B10_JUNTAS TÓRICAS EJES ÁLABES	COMERCIAL		Terminado		12		0.70 €
B11_VOLANTE DISTRIBUIDOR	COMERCIAL		Terminado		1		10.00 €
B12_ANILLO PLÁSTICO DISTRIBUIDOR	MECANIZADO		Terminado		2		1.00 €
B13_VARILLA ROSCADA M8	COMERCIAL		Terminado				5.00 €
B14_TORNILLERÍA, ARANDELAS, TUERCAS	COMERCIAL		Terminado				50.00 €
B2_EJE ÁLABE	MECANIZADO		Terminado		6		
B3_EJE DISTRIBUIDOR	MECANIZADO		Terminado		1		
B4_CILINDRO UNIÓN EJE DISTRIBUIDOR-CHAPA	MECANIZADO		Terminado		1		
B5_CILINDRO VARILLA ROSCADA DISTRIBUIDOR	MECANIZADO		Terminado		1		
B6_CHAPA UNIÓN CARCASA DISTRIBUIDOR	CORTE AGUA		Terminado	Corte por agua 3 mm espesor	1		

B7_ANILLO SUJECCIÓN CHAPAS	CORTE AGUA		Terminado	Corte por agua 3 mm espesor	1		
B8_CHAPA DISTRIBUIDOR	CORTE AGUA		Terminado	Aluminio en existencia	6		
B9_CHAPA INDICADOR A	CORTE AGUA		Terminado	Corte por agua 3 mm espesor	1		
B10_CASQUILLO TOPES PARA B7 ANILLO SUJECCIÓN CHAPAS	MECANIZADO		Terminado		6		
	MECANIZADO		Terminado				
RODETE Y ACOPLAMIENTO EJE PRINCIPAL (Tareas)	OPERACIÓN	IMAGEN	ESTADO	OBSERVACION	UDS.PIEZA	CARACT.	COSTE
C1_RODETE	MECANIZADO		Terminado	Barra PVC en existencia	1		
C2_ACOPLAMIENTO POLEA CARCASA	MECANIZADO		Terminado	Barra Nylon	1		
C3_EJE PRINCIPAL RODETE	MECANIZADO		Terminado	Barra alumio en existencia	1		
C4_POLEA FRENO	MECANIZADO		Terminado	Barra alumio en existencia	1		
C5_CHAPA PROTECTORA RODAMIENTO	CORTE AGUA		Terminado	Barra alumio en existencia	1		
C7_Rodamiento trasero	COMERCIAL		Terminado	Barra alumio en existencia	1		5.00 €
C8_Rodamiento delantero	COMERCIAL		Terminado	Almanzora	1		5.00 €
C9_Retén estanco y anillos retención	COMERCIAL		Terminado	Almanzora	1		2.00 €
BASTIDOR (Tareas)	OPERACIÓN	IMAGEN	ESTADO	OBSERVACION	UDS.PIEZA	CARACT.	COSTE
D1_CILINDRO FRENO INFERIOR	MECANIZADO		Terminado		1		

D10_TAPA PERFIL ALUMINIO	COMERCIAL		Pendiente				
D11_PERFIL ERÍA DE ALUMINIO 300 mm	COMERCIAL		Terminado		2		
D11_Perfil Bosh pequeño 240 mm	COMERCIAL		Terminado		1		3.50 €
D11_Perfil Bosch 500 mm	COMERCIAL		Terminado		2		20.00 €
D11_Perfil Bosch pequeño 500 mm	COMERCIAL		Terminado		2		14.00 €
D11_Perfil Bosh 300 mm	COMERCIAL		Terminado		2		12.00 €
D12_VARILL A ROSCADA M6	COMERCIAL		Terminado		3		3.50 €
D13_ACOPL AMIENTO DINAMÓME TROS	COMERCIAL		Terminado				8.00 €
D2_CILINDR O FRENO SUPERIOR	MECANIZADO		Terminado		1		
D3_SOPORT E DINAMÓME TROS	MECANIZADO		Terminado		1		
D15_TUERC A_TENSION _DINAMÓM ETROS	MECANIZADO		Terminado				
D4_PLACA SOPORTE MANÓMETR O	CORTE POR AGUA		Terminado		1		
D5_CHAPA BASE PLEGADA	MANUAL		Terminado		1		
D6_MANÓ METRO	COMERCIAL		Terminado		1		66.55 €
D7_CINTA FRENO	COMERCIAL		Pendiente		1		

D8_DINAMÓMETRO	COMERCIAL		Terminado		2		120.00 €
D9_SOPORTE TUBERÍA	MECANIZADO		Terminado		1		
D10_ESCUADRA PERIL BOSH GRANDES	COMERCIAL		Terminado		12		60.00 €
D10_ESCUADRA PERIL BOSH PEQUEÑAS	COMERCIAL		Terminado		2		4.00 €
PATAS BASTIDOR	MECANIZADO		Terminado		4		
MONTAJE SISTEMA FRENO DE CINTA	Pendiente						

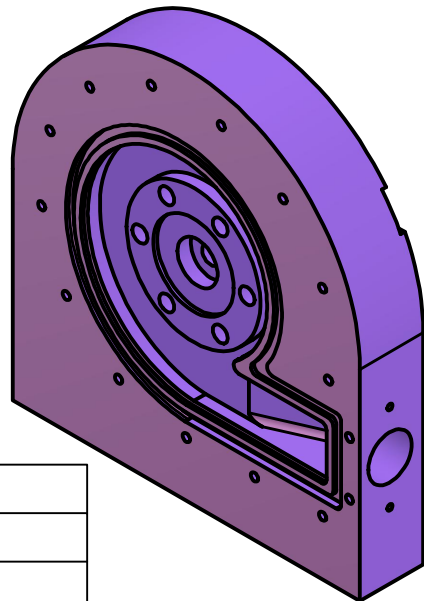
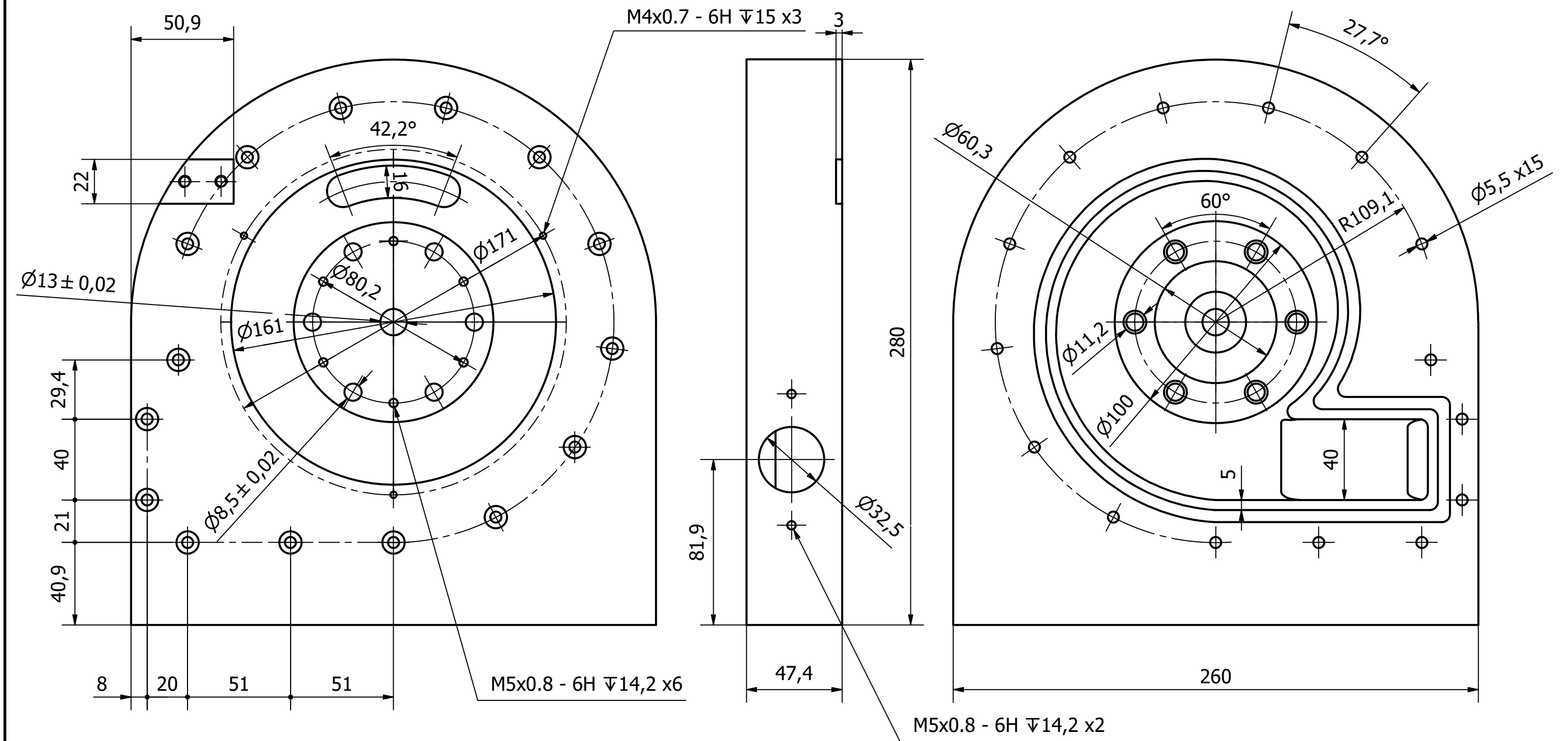
Tabla 30. Organizador de piezas y coste de componentes comerciales.

13.4. Coordenadas para diseño de álabe móvil.

x	y	x	y
42,00	0,00	0,11	-0,21
41,96	0,03	0,30	-0,38
41,84	0,10	0,57	-0,53
41,65	0,22	0,92	-0,64
41,38	0,39	1,34	-0,72
41,03	0,61	1,84	-0,77
40,61	0,86	2,41	-0,80
40,11	1,15	3,04	-0,79
39,54	1,48	3,74	-0,76
38,89	1,82	4,51	-0,70
38,18	2,19	5,33	-0,62
37,39	2,58	6,21	-0,52
36,54	2,97	7,14	-0,40
35,62	3,37	8,12	-0,26
34,63	3,76	9,15	-0,10
33,59	4,13	10,22	0,06
32,49	4,49	11,33	0,24
31,34	4,83	12,47	0,42
30,14	5,13	13,64	0,61
28,89	5,40	14,84	0,79
27,60	5,62	16,07	0,98
26,28	5,80	17,31	1,16
24,93	5,92	18,57	1,34
23,59	6,01	19,84	1,50
22,24	6,07	21,12	1,66
20,88	6,10	22,40	1,81
19,52	6,09	23,67	1,94
18,17	6,06	24,94	2,06
16,82	5,99	26,17	2,15
15,49	5,89	27,38	2,21
14,18	5,75	28,57	2,23
12,90	5,59	29,75	2,21
11,65	5,39	30,89	2,16
10,44	5,17	32,01	2,08
9,28	4,92	33,09	1,97
8,16	4,64	34,14	1,84
7,11	4,35	35,13	1,69
6,11	4,04	36,08	1,52
5,17	3,71	36,97	1,34
4,31	3,38	37,80	1,16
3,51	3,04	38,57	0,98
2,79	2,69	39,27	0,80
2,15	2,35	39,89	0,63
1,59	2,01	40,44	0,48
1,11	1,68	40,91	0,34
0,71	1,36	41,30	0,22
0,40	1,05	41,61	0,13
0,17	0,76	41,82	0,06
0,03	0,49	41,96	0,01
-0,03	0,23	42,00	0,00
0,00	0,00		

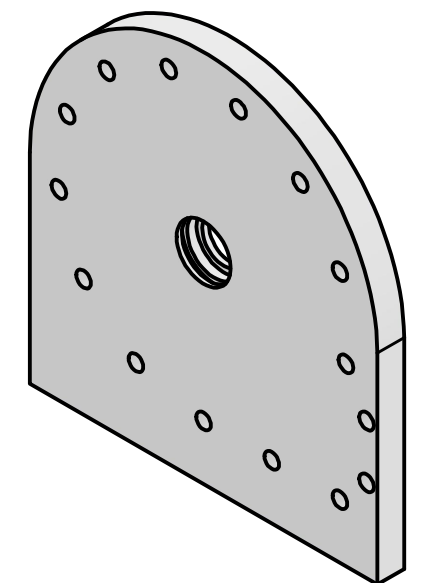
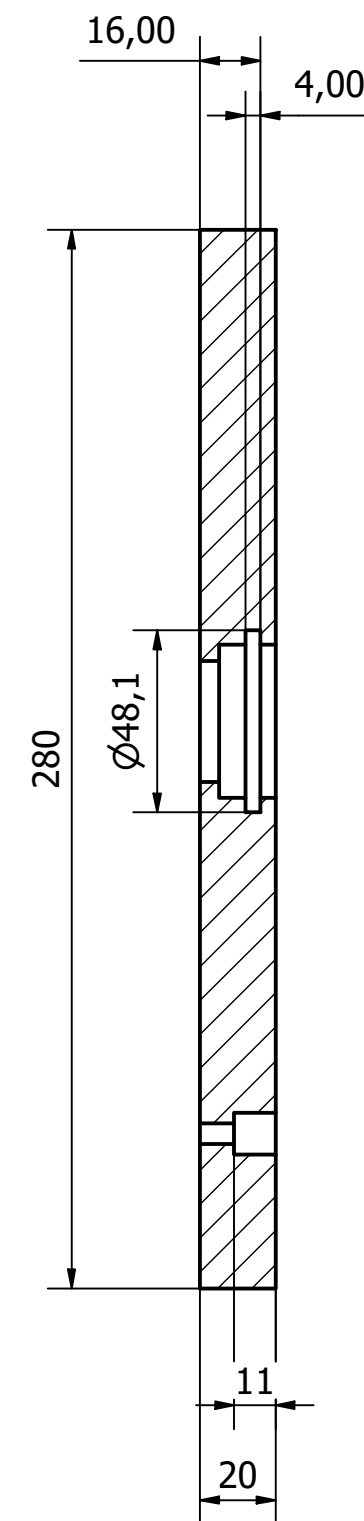
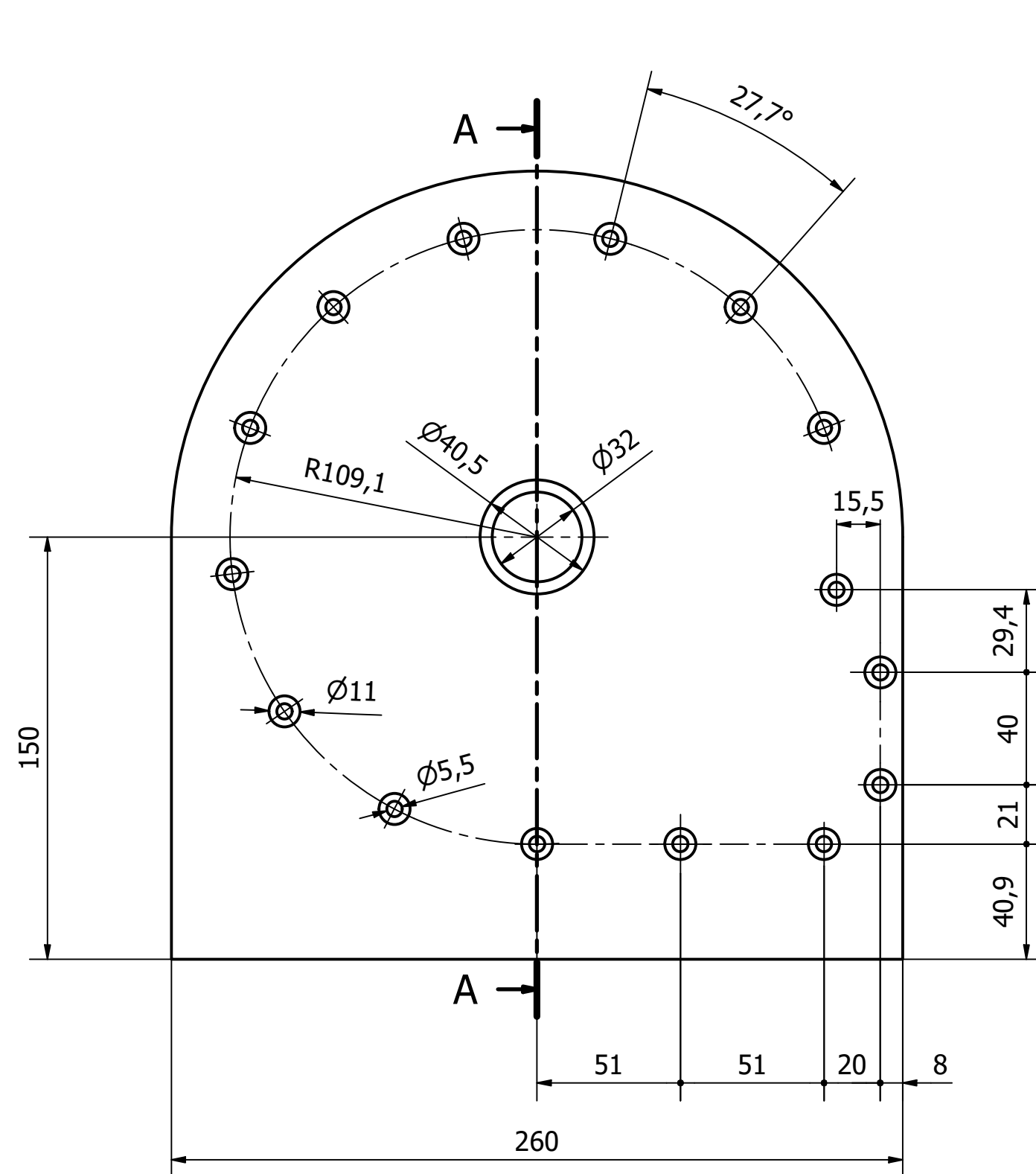
Tabla 31. Coordenadas álabes móviles.

13.5. Planos.



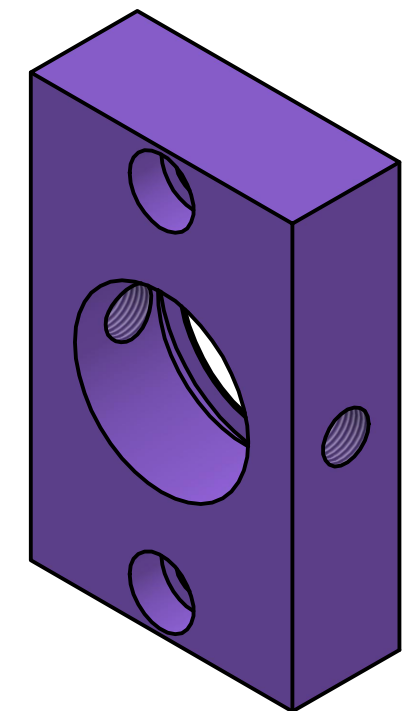
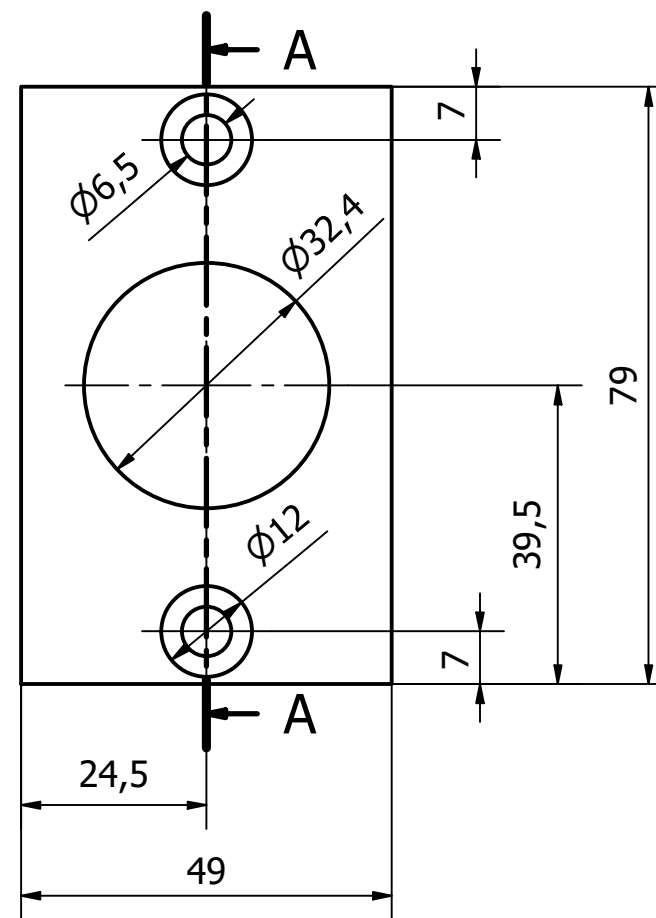
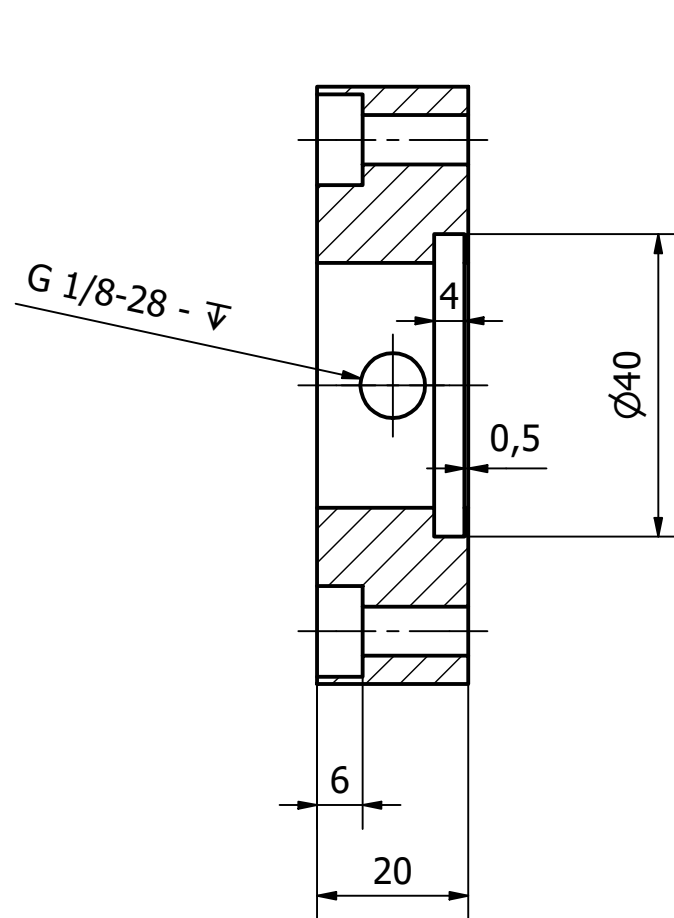
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	A1_CARCASA PVC	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	21/04/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	1 : 2			Nº PLANO
	TURBINA FRANCIS			1
	A1_CARCASA PVC			SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



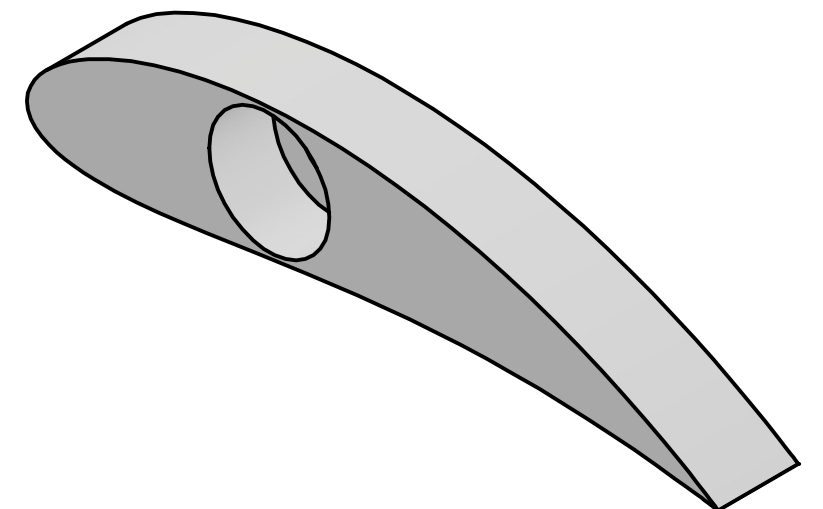
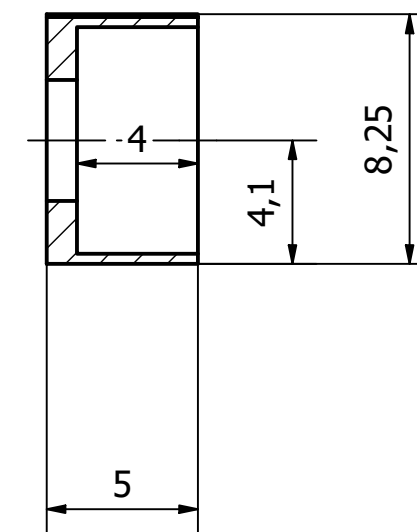
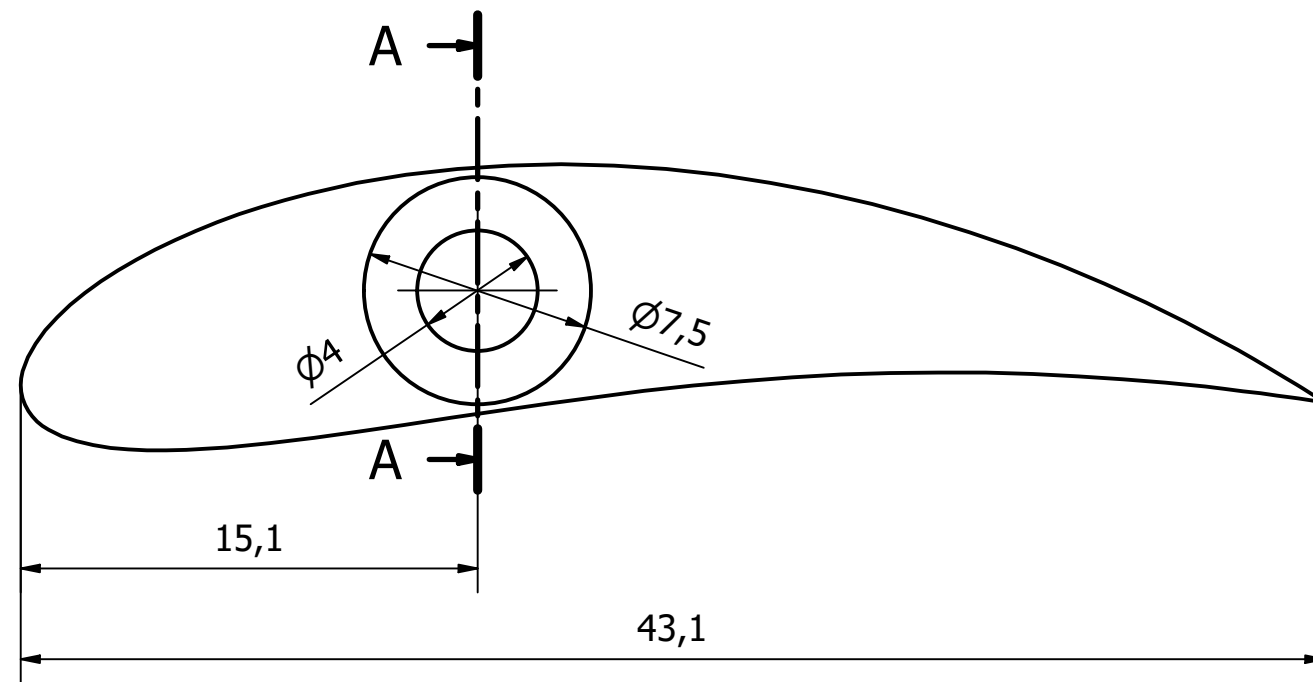
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	A2_CARCASA METACRILATO	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10/10/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 2	A2_CARCASA METACRILATO			2
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	A3_SUJECIÓN CODO	

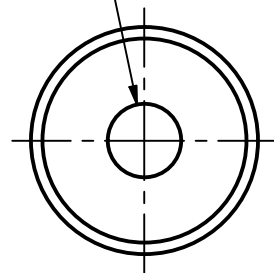
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10/04/2021	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 1	A3_SUJECIÓN CODO			3
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



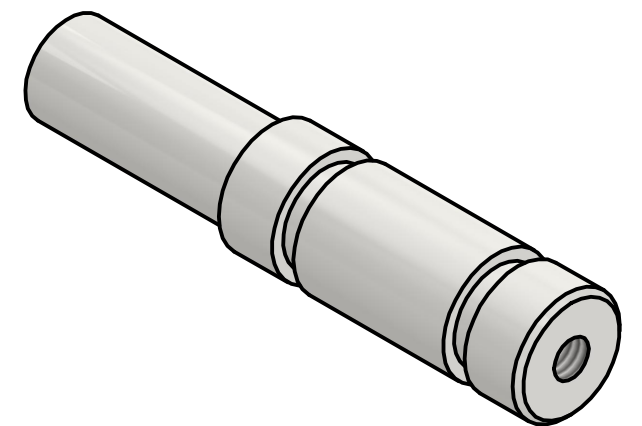
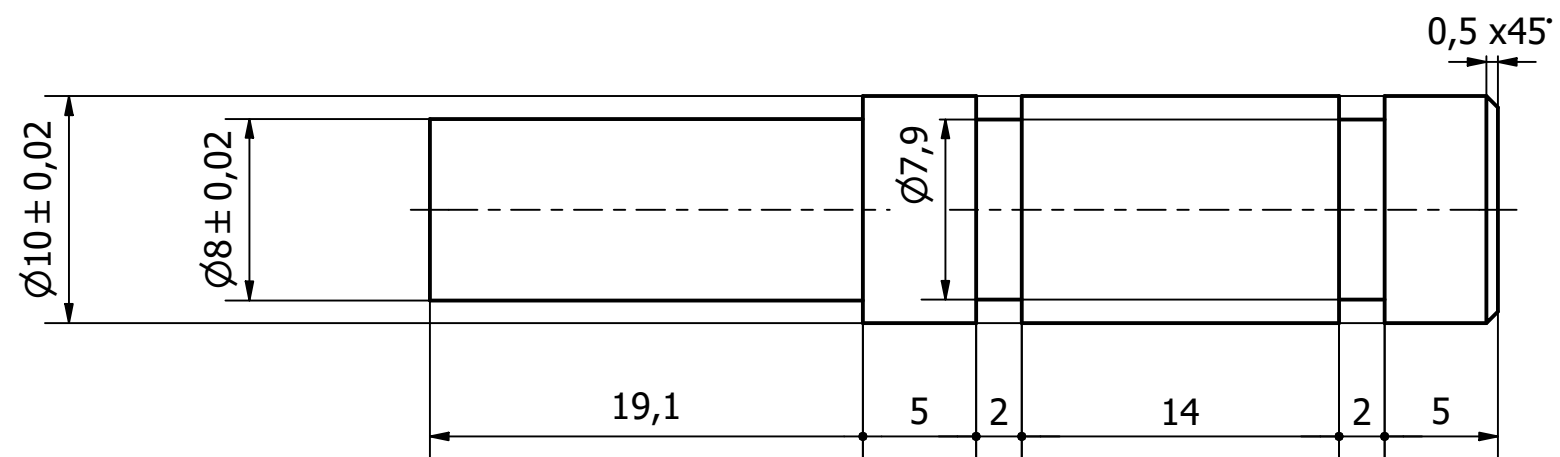
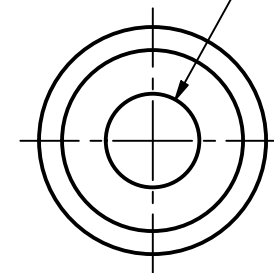
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	6	B1_ÁLABE DIRECTRIZ	Coor. Cartesianas ANEXOS (Tabla 30)

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	19/12/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
4 : 1	B1_ÁLABE DIRECTRIZ			4
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

M4x0.7 - 6H ∇ 11,8

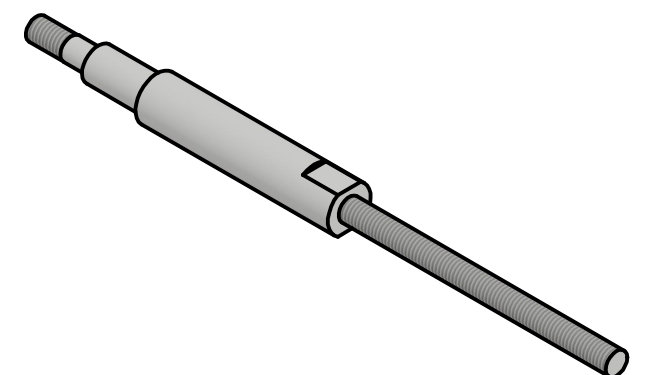
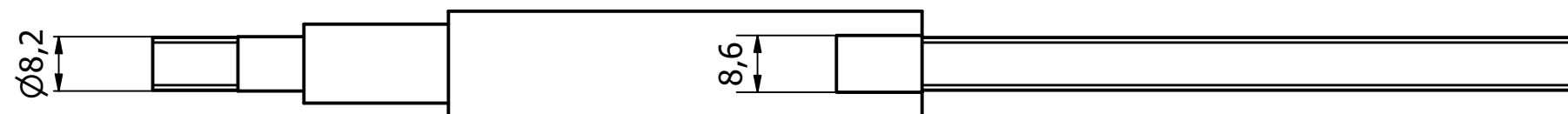
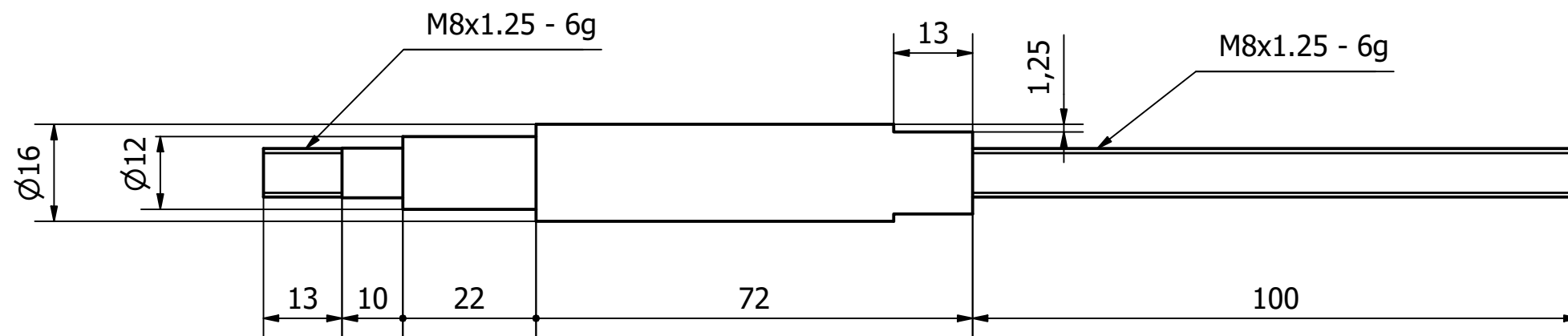


M5x0.8 - 6H ∇ 15



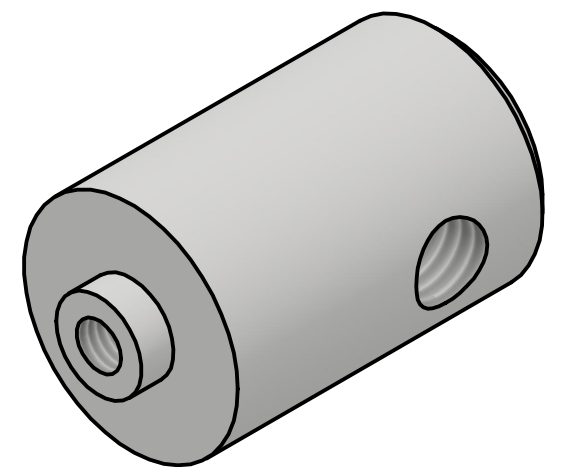
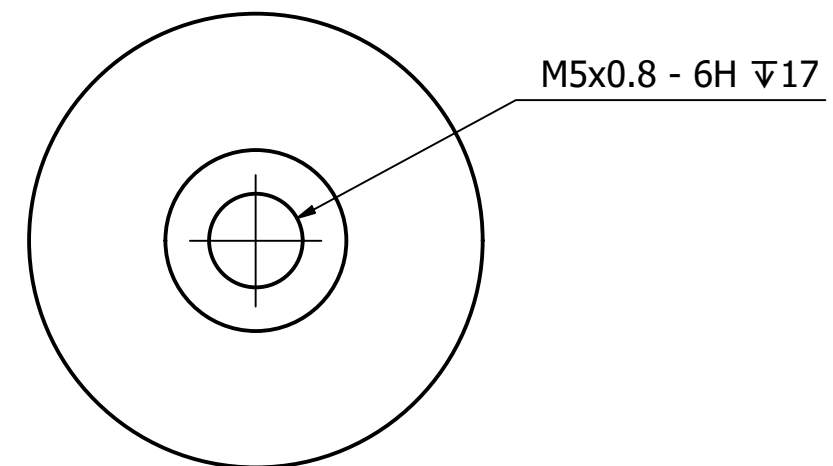
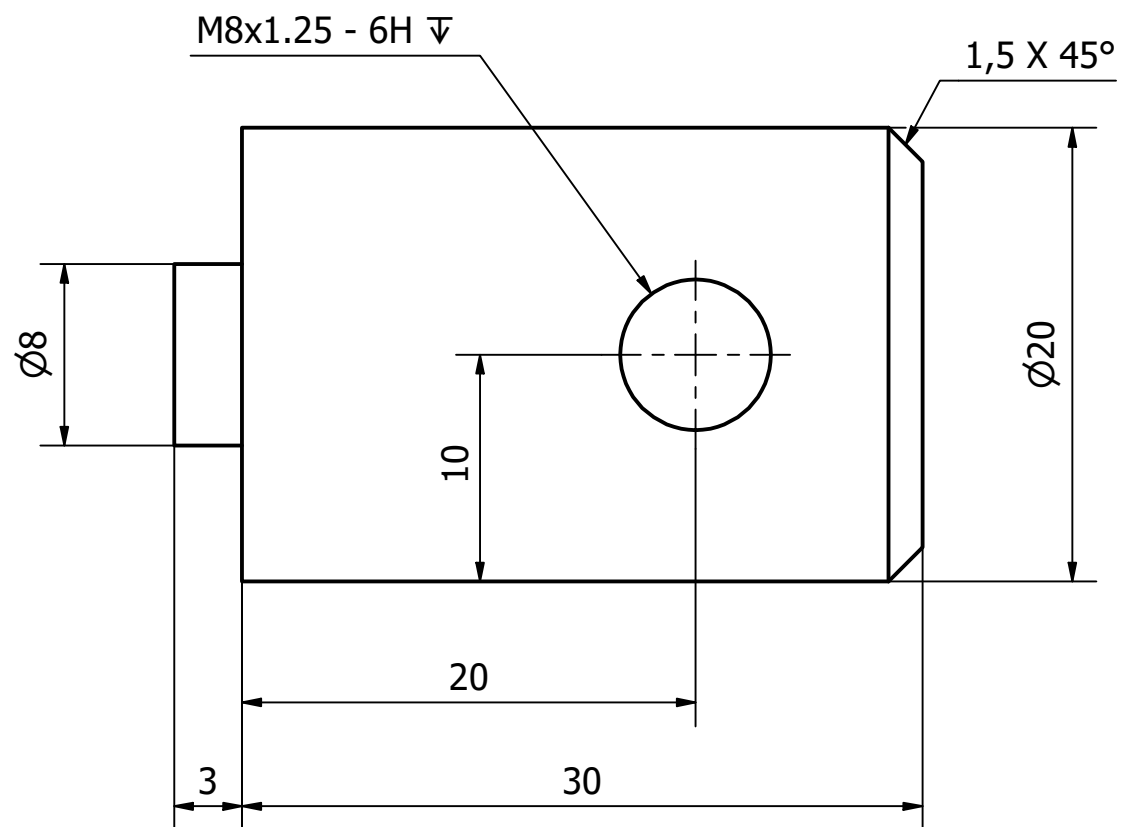
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	6	B2_ EJE ÁLABE	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	22/12/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
3 : 1	B2_ EJE ÁLABE			5
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



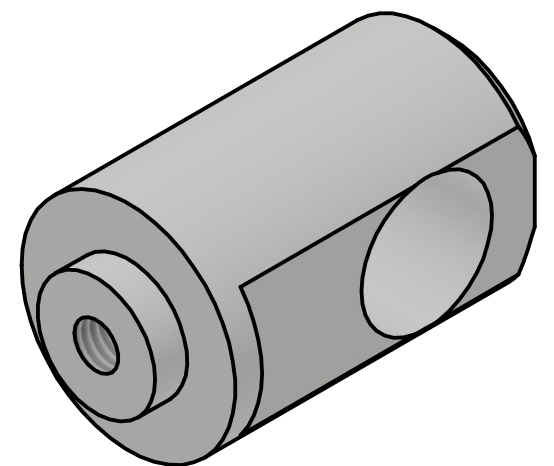
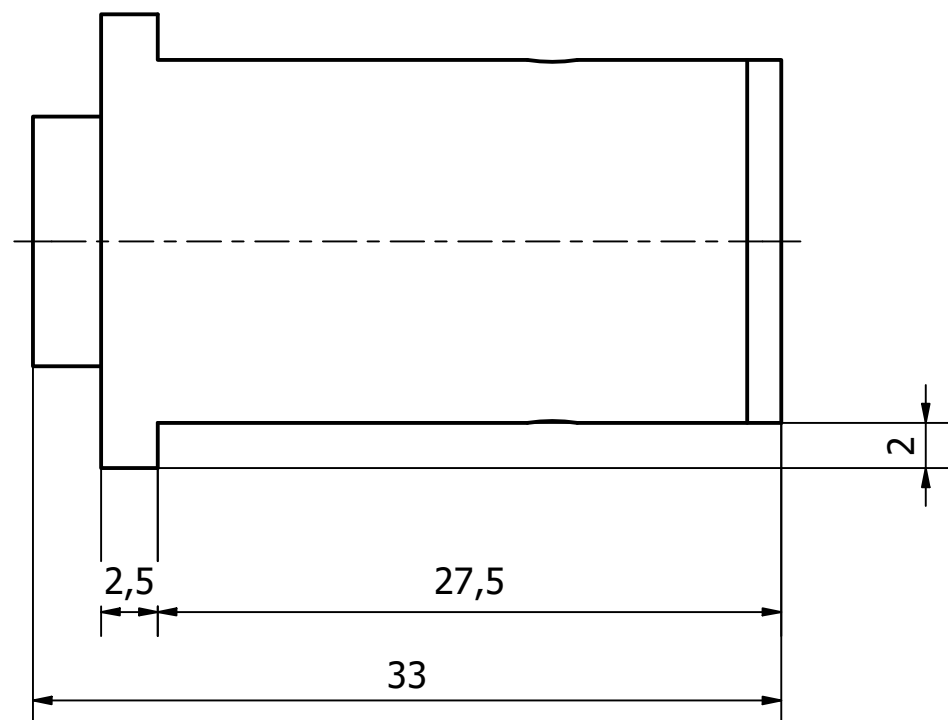
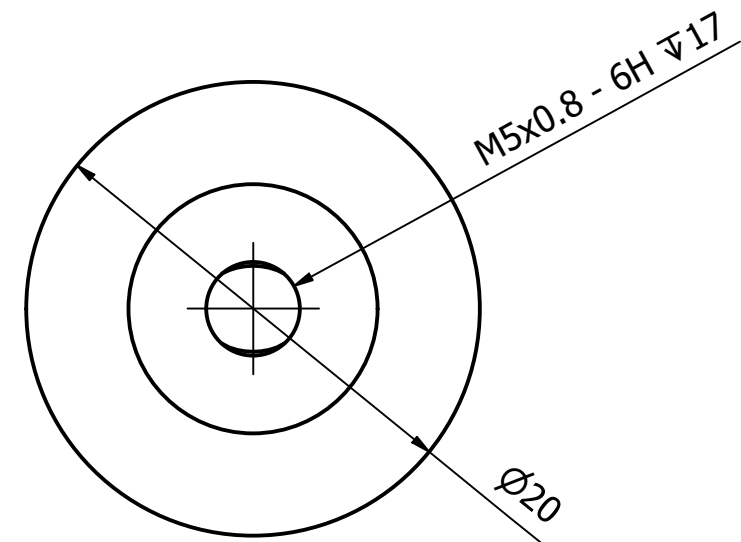
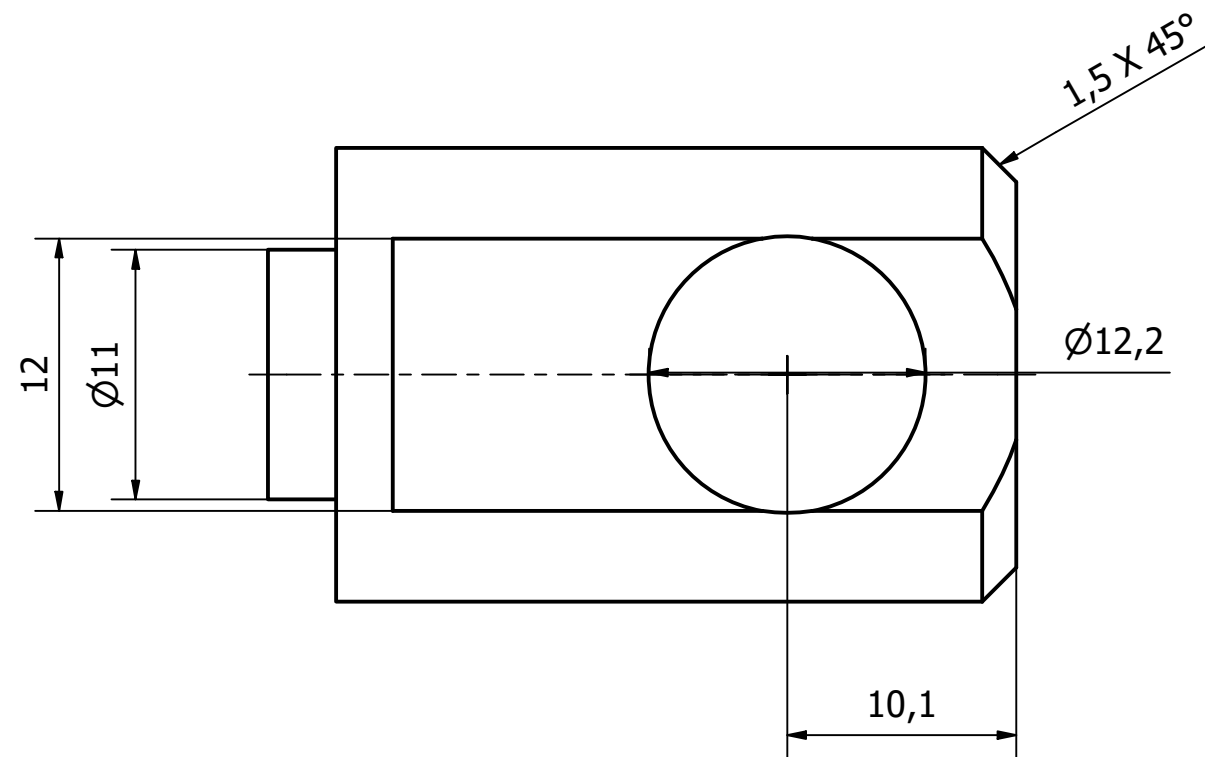
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	B3_EJE DISTRIBUIDOR	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	08/02/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 1	B3_EJE DISTRIBUIDOR			6
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



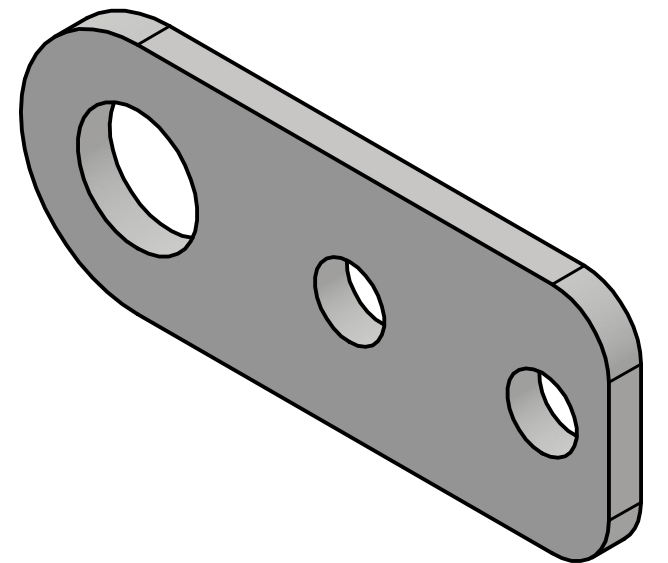
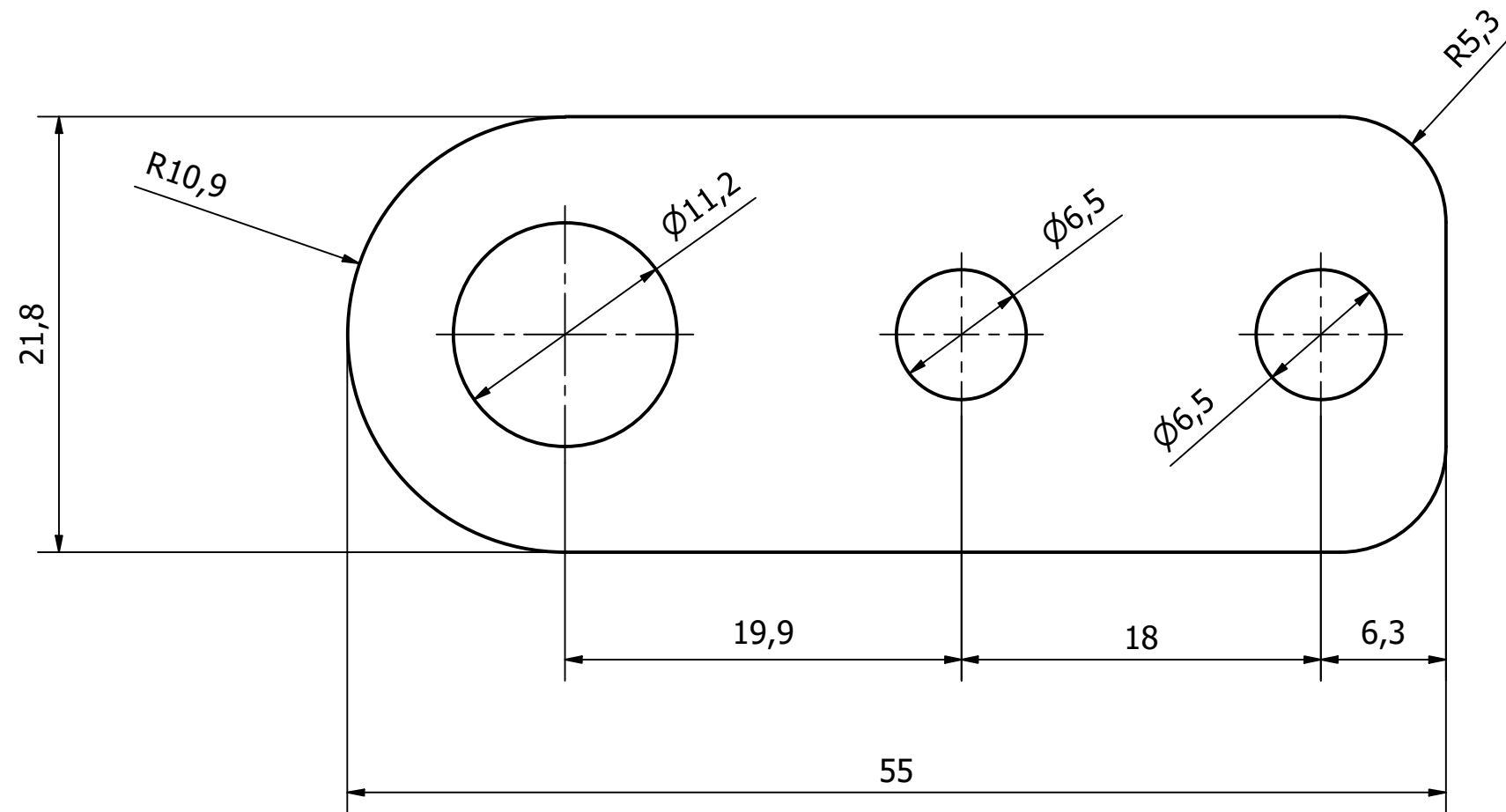
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	B4_CILINDRO UNIÓN EJE DISTRIBUIDOR-CHAPA	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	14/02/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
3 : 1	B4_CILINDRO UNIÓN EJE DISTRIBUIDOR-CHAPA			7
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



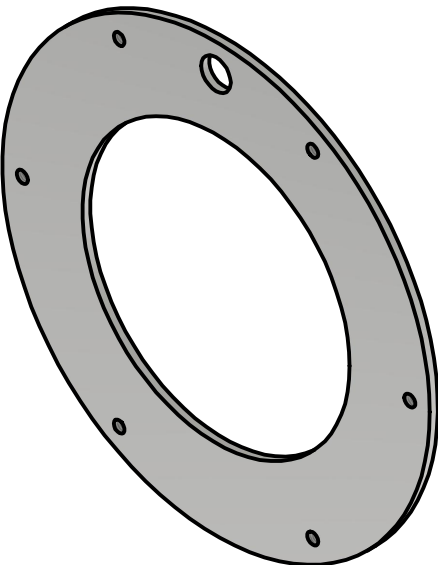
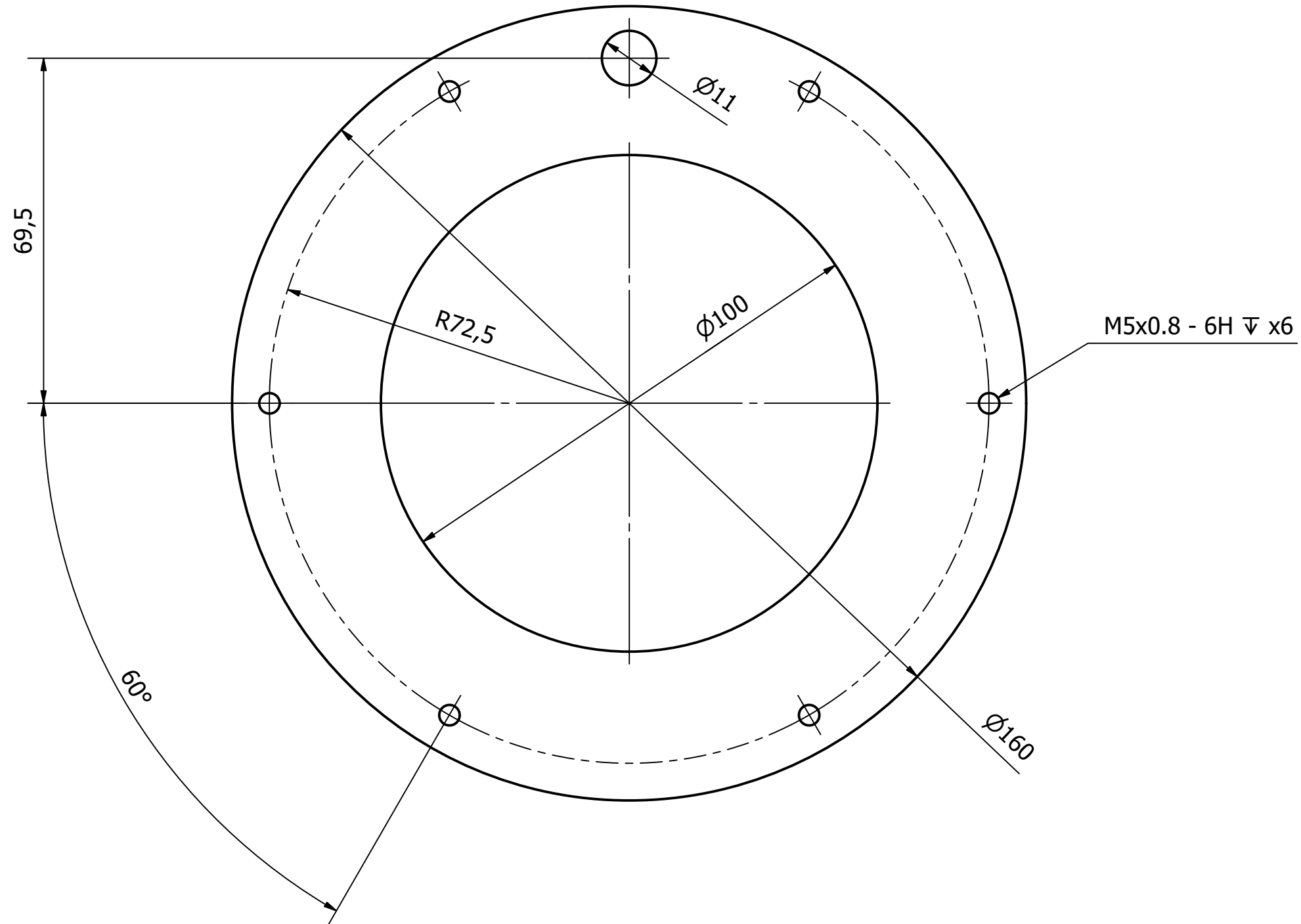
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	B5_CILINDRO VARILLA ROSCADA DISTRIBUIDOR	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	09/02/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
3 : 1	B5_CILINDRO VARILLA ROSCADA DISTRIBUIDOR			8
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



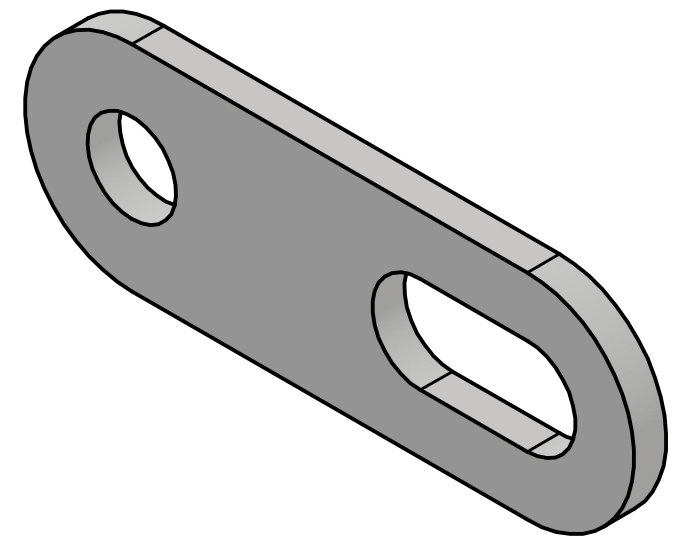
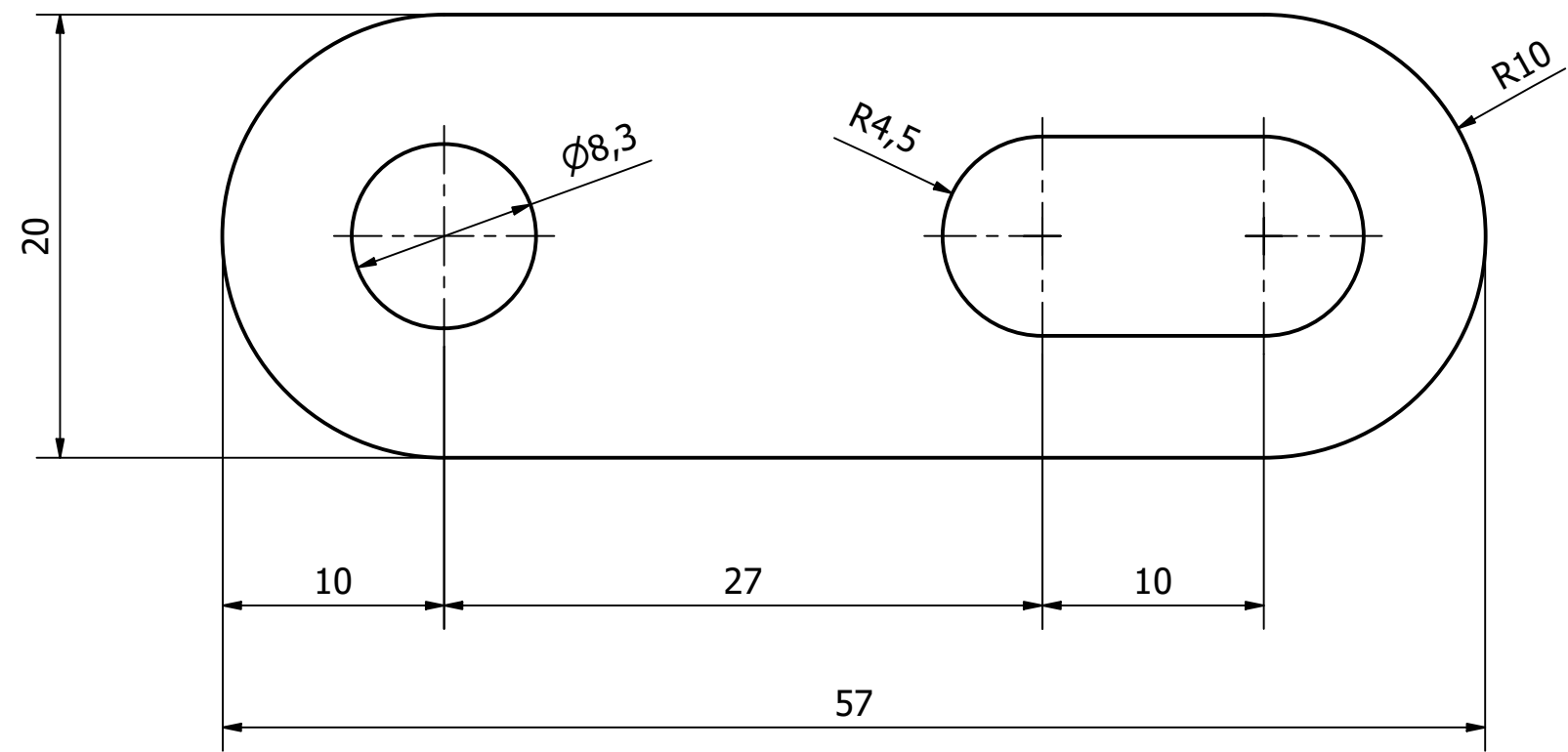
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	B6_CHAPA UNIÓN CARCASA DISTRIBUIDOR	Aluminio 3 mm.

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	02/12/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
3 : 1	B6_CHAPA UNIÓN CARCASA DISTRIBUIDOR			9
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



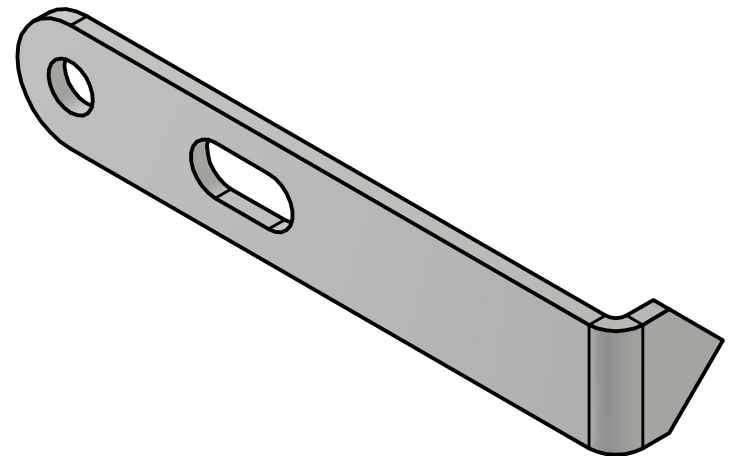
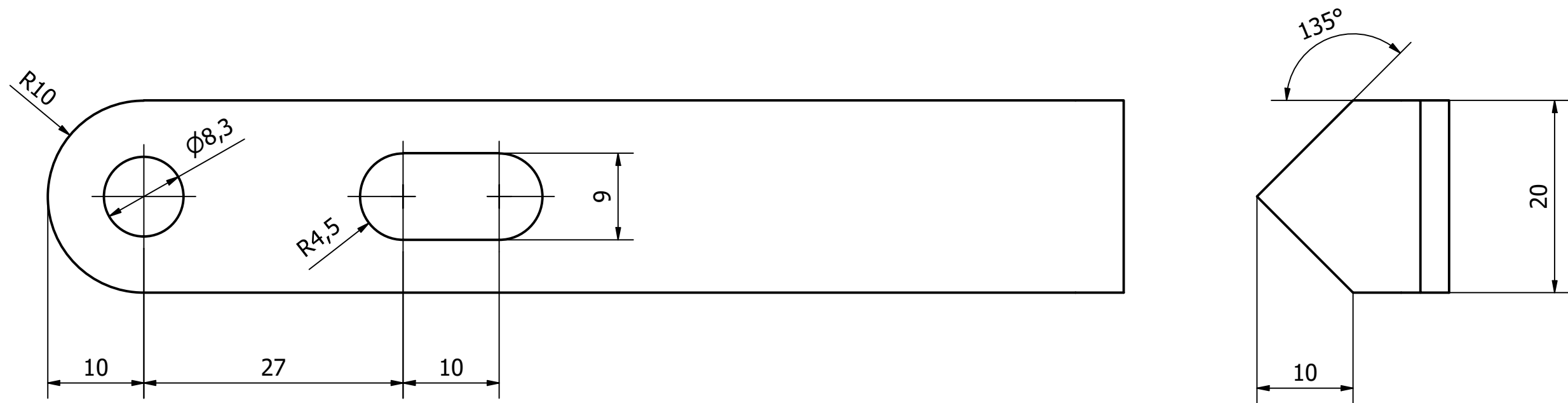
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	B7_ANILLO SUJECIÓN CHAPAS	Aluminio 3mm.

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	02/12/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 1	B7__ANILLO SUJECIÓN CHAPAS			10
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



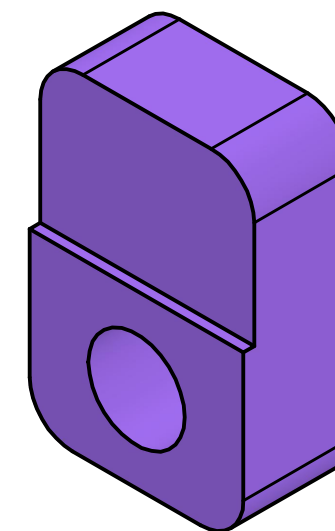
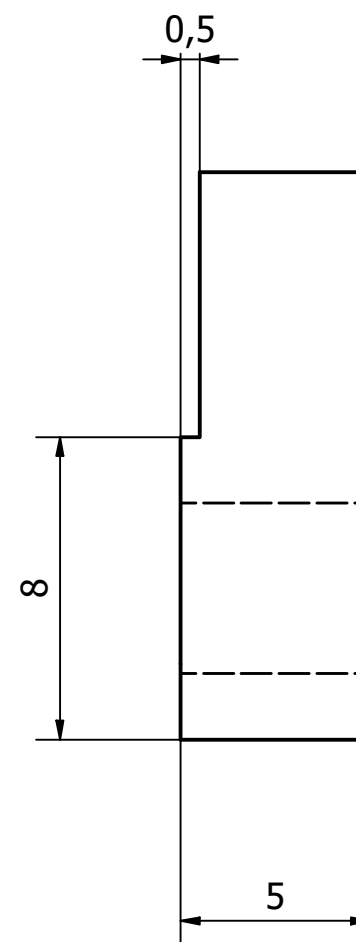
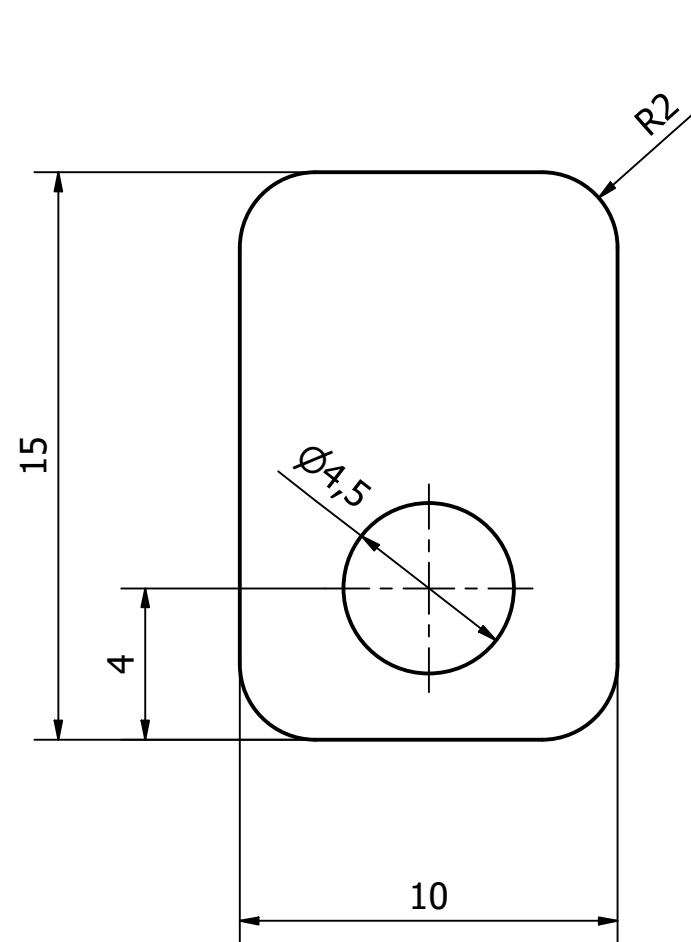
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	5	B8_CHAPA DISTRIBUIDOR	Aluminio 3mm.

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	02/12/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
3 : 1	B8__CHAPA DISTRIBUIDOR			11
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



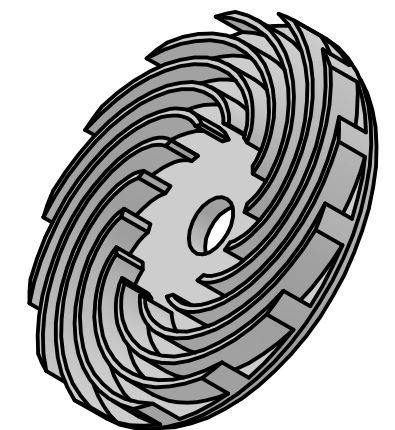
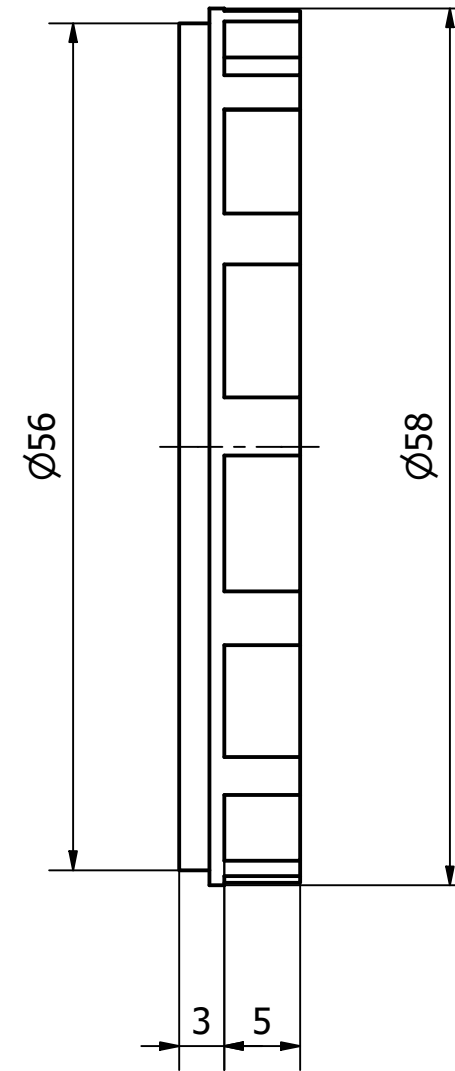
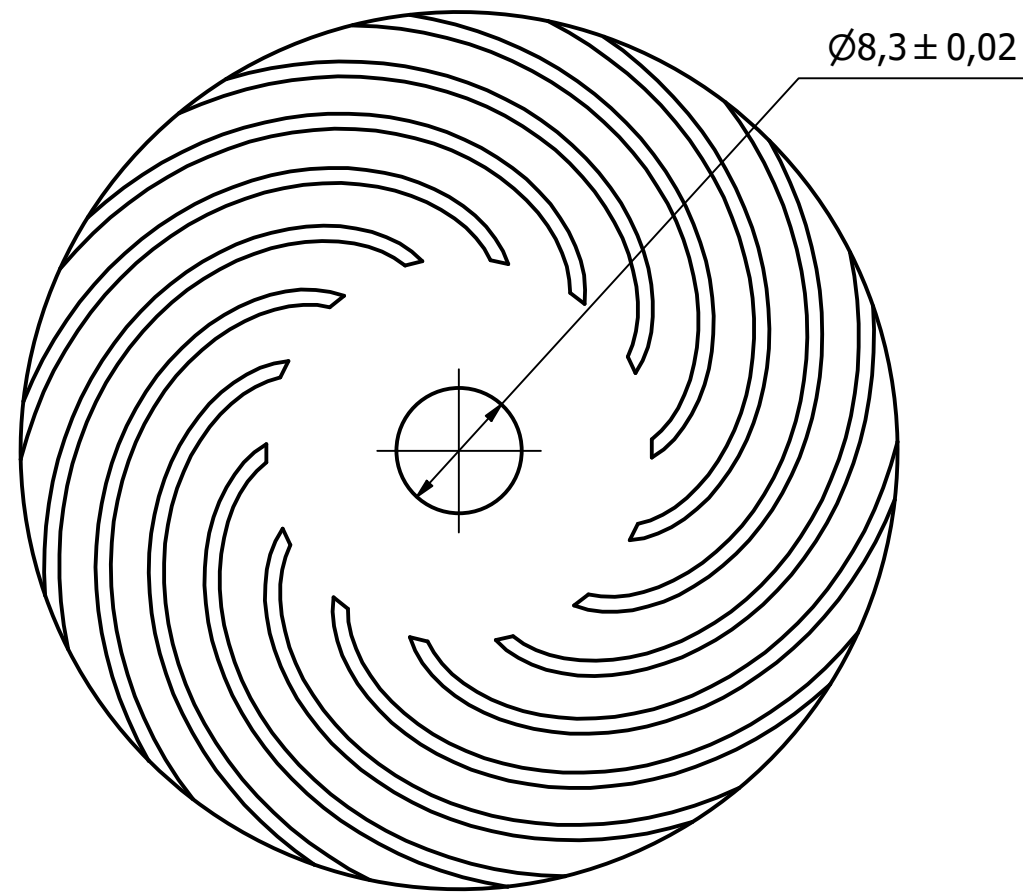
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	B9_CHAPA INDICADORA	Aluminio 3mm.

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	17/02/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
2 : 1	B9_CHAPA INDICADORA			12
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



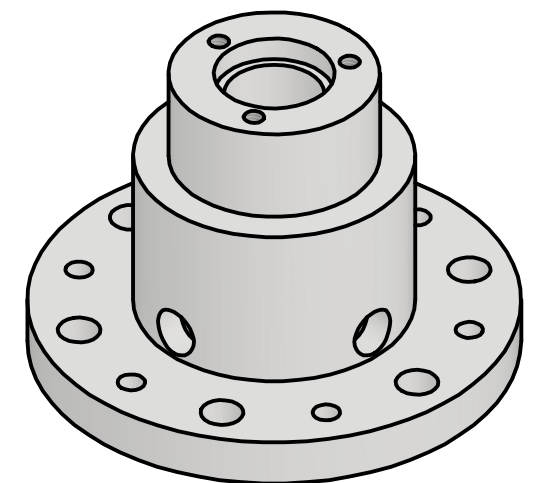
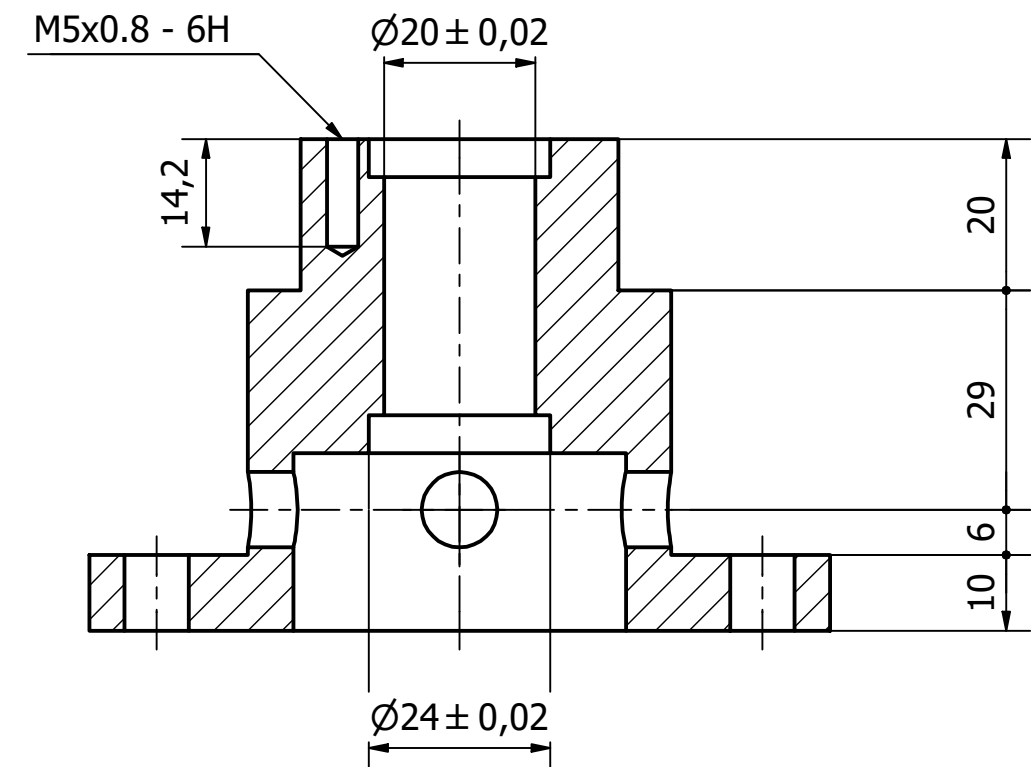
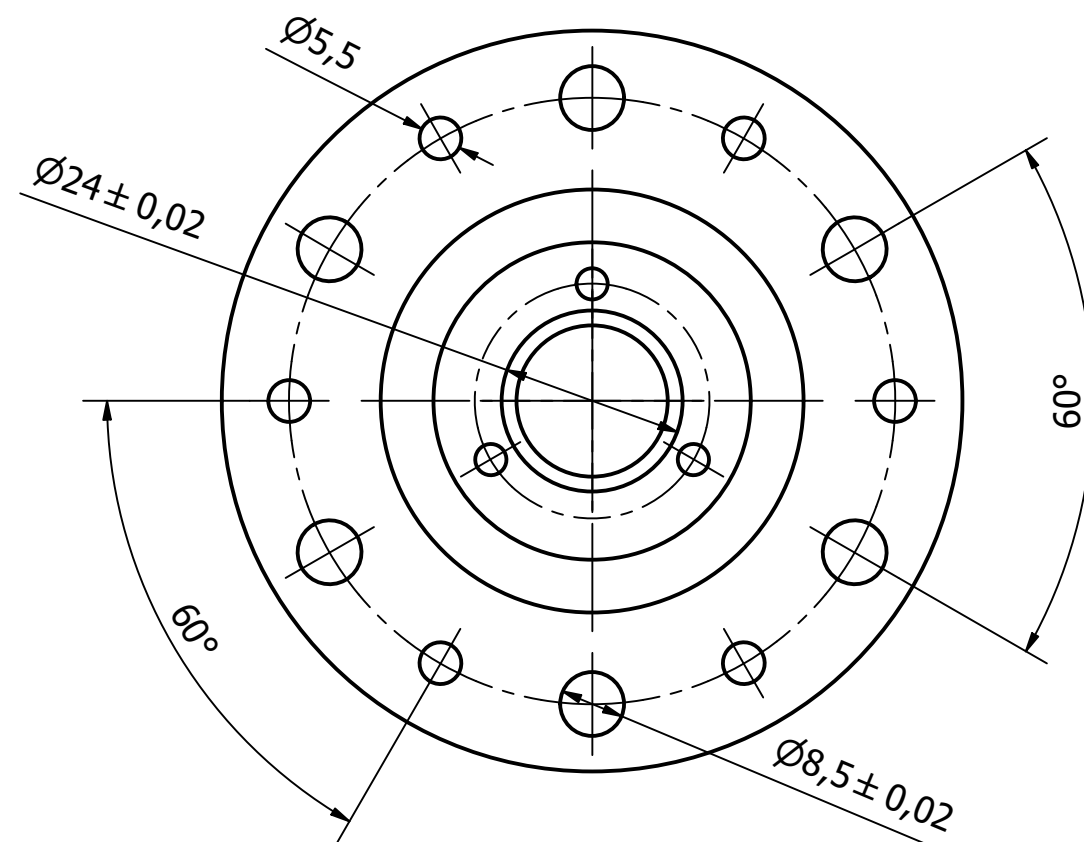
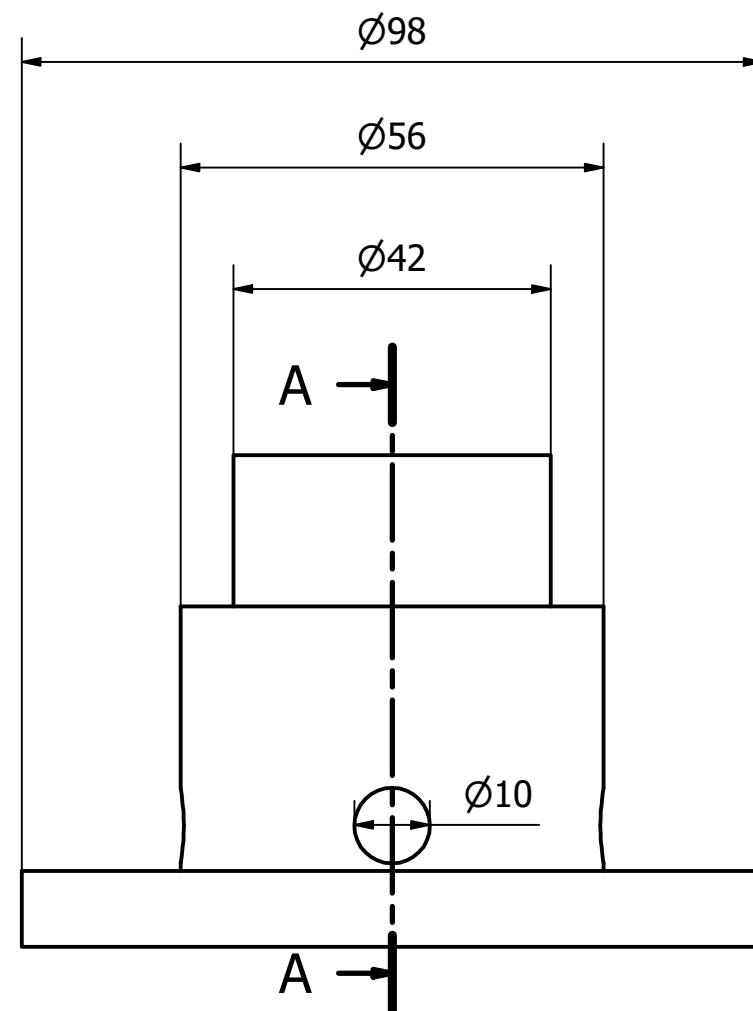
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	3	B15_TOPE_ANILLO_SUJ	ECION

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10/06/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
5 : 1	B15__TOPE__ANILLO__SUJECION			12
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



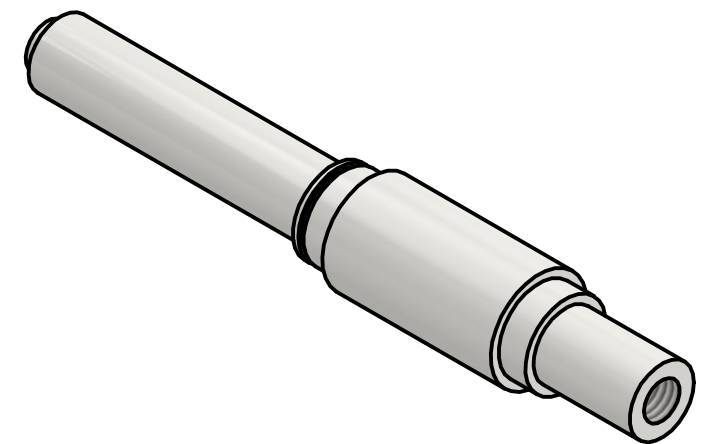
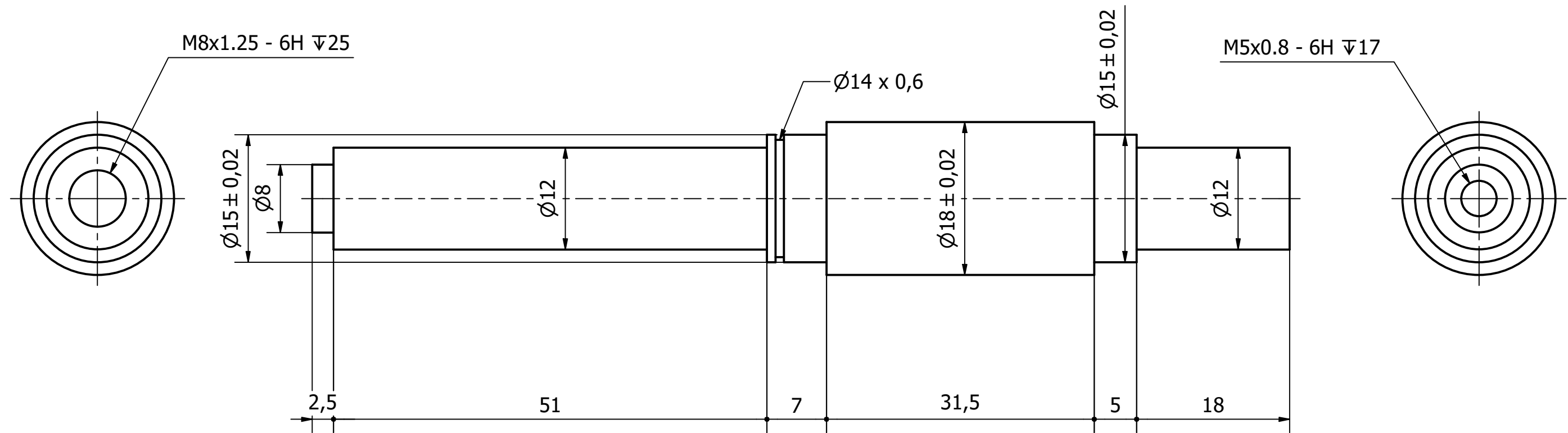
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	C1_RODETE	Coor. cartesianas álabe rodete (Tabla 3).

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	20/04/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
2 : 1	C1_RODETE			13
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



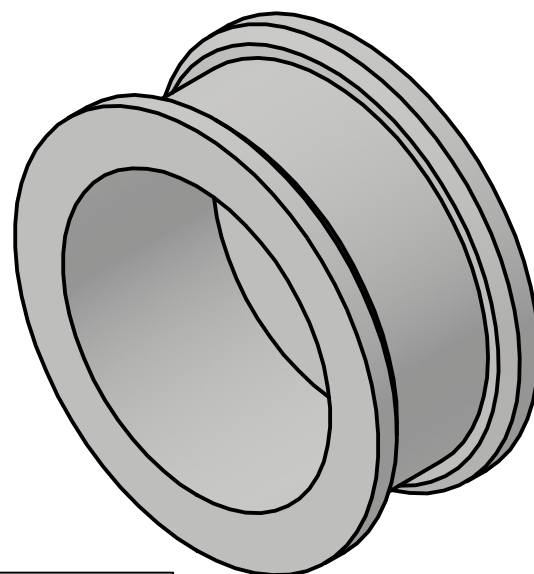
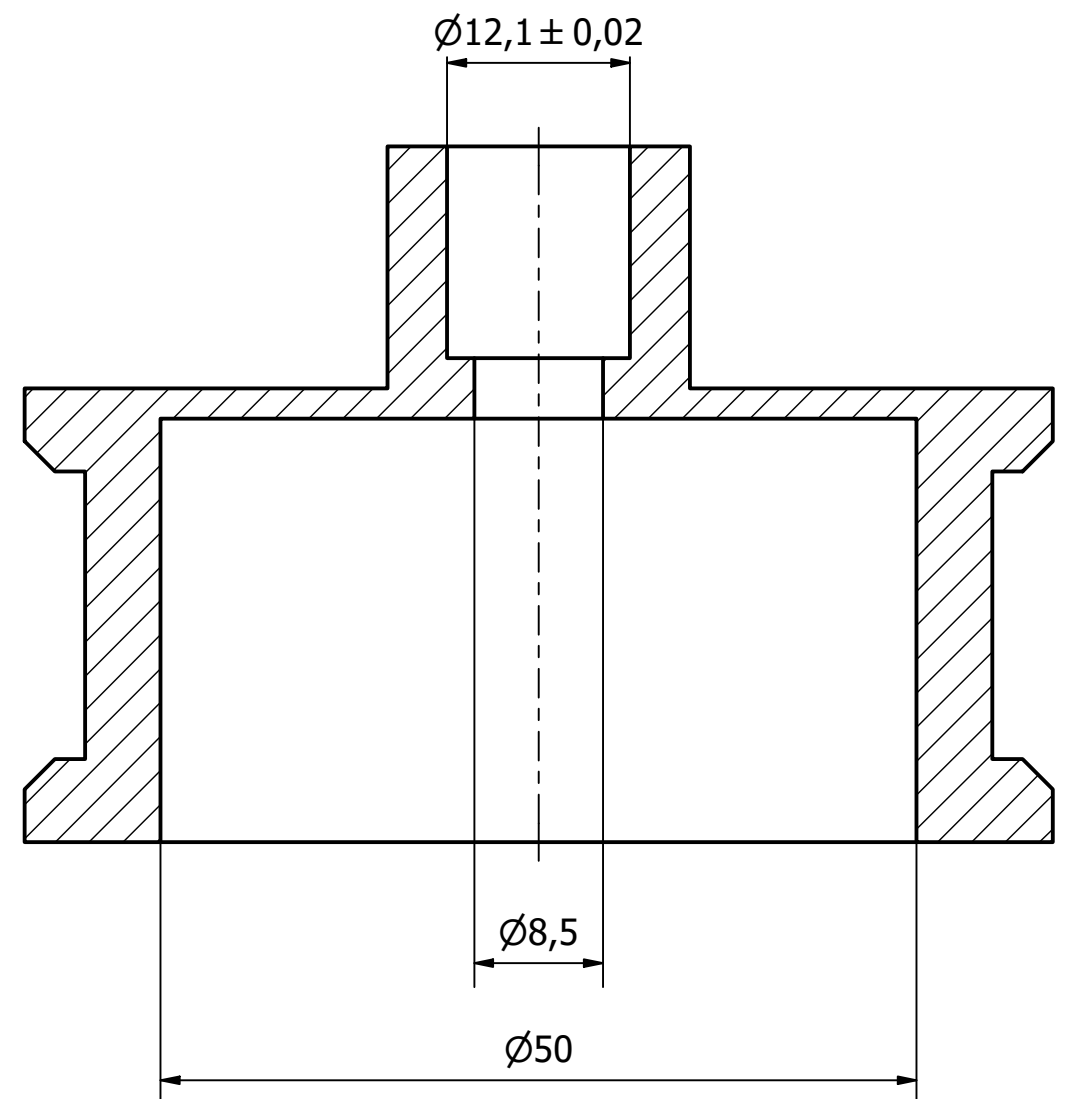
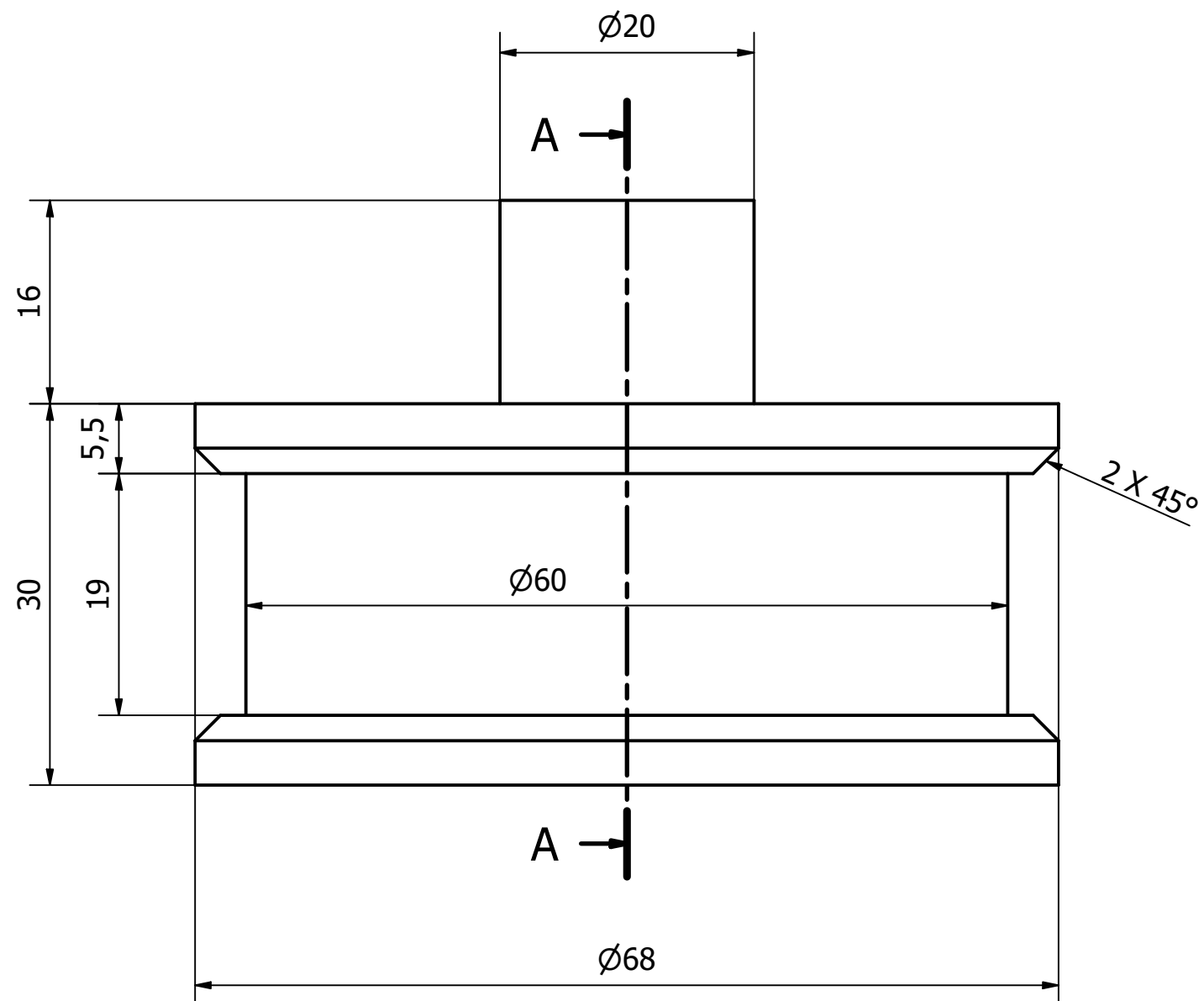
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	C2_ACOPLAMIENTO POLEA CARCASA	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	28/10/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 1	C2_ACOPLAMIENTO POLEA CARCASA			14
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



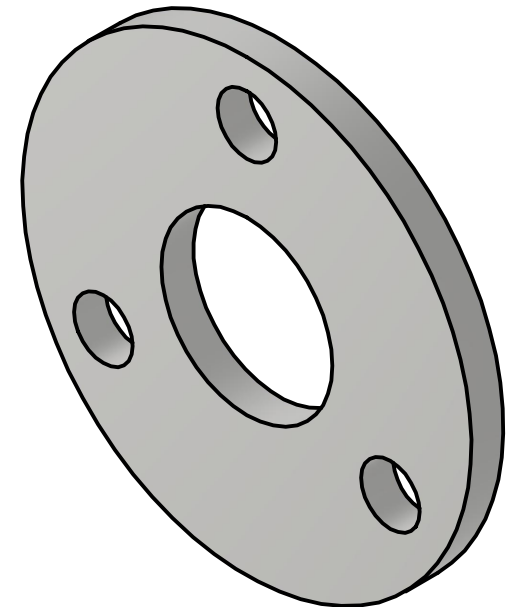
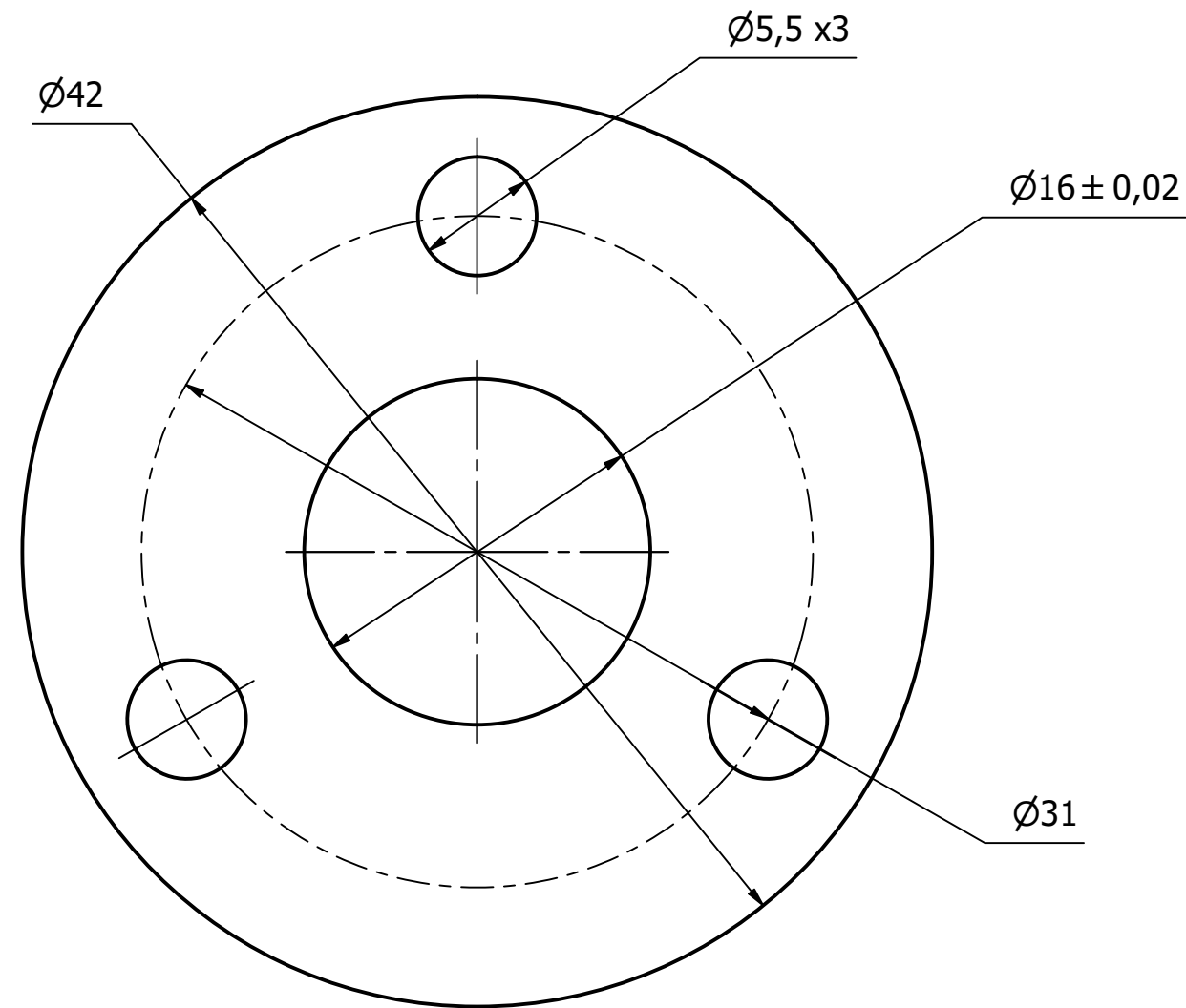
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	C3_EJE PRINCIPAL	RODETE

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	04/03/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
2 : 1	C3_EJE PRINCIPAL RODETE			15
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



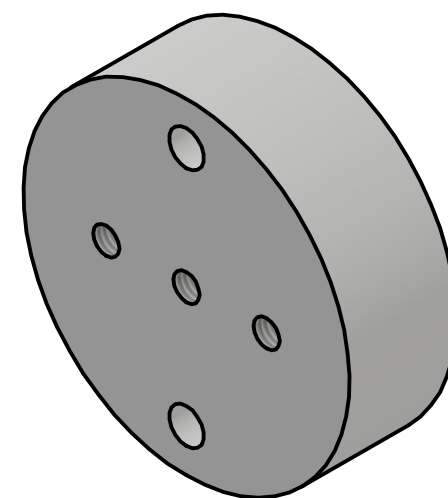
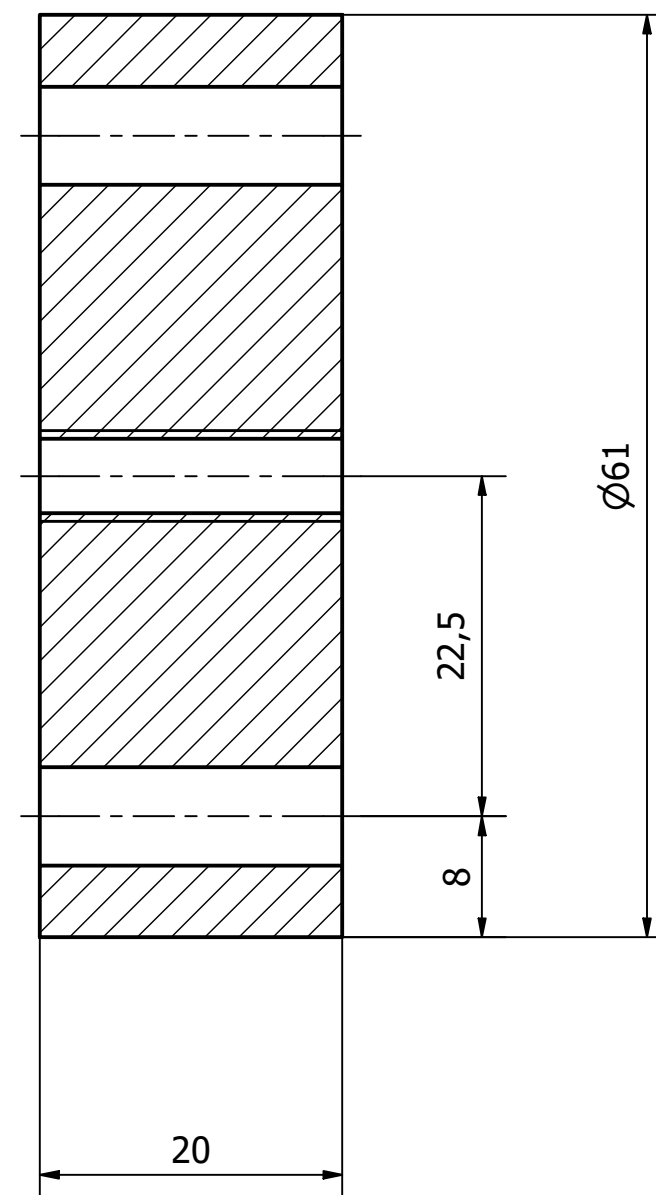
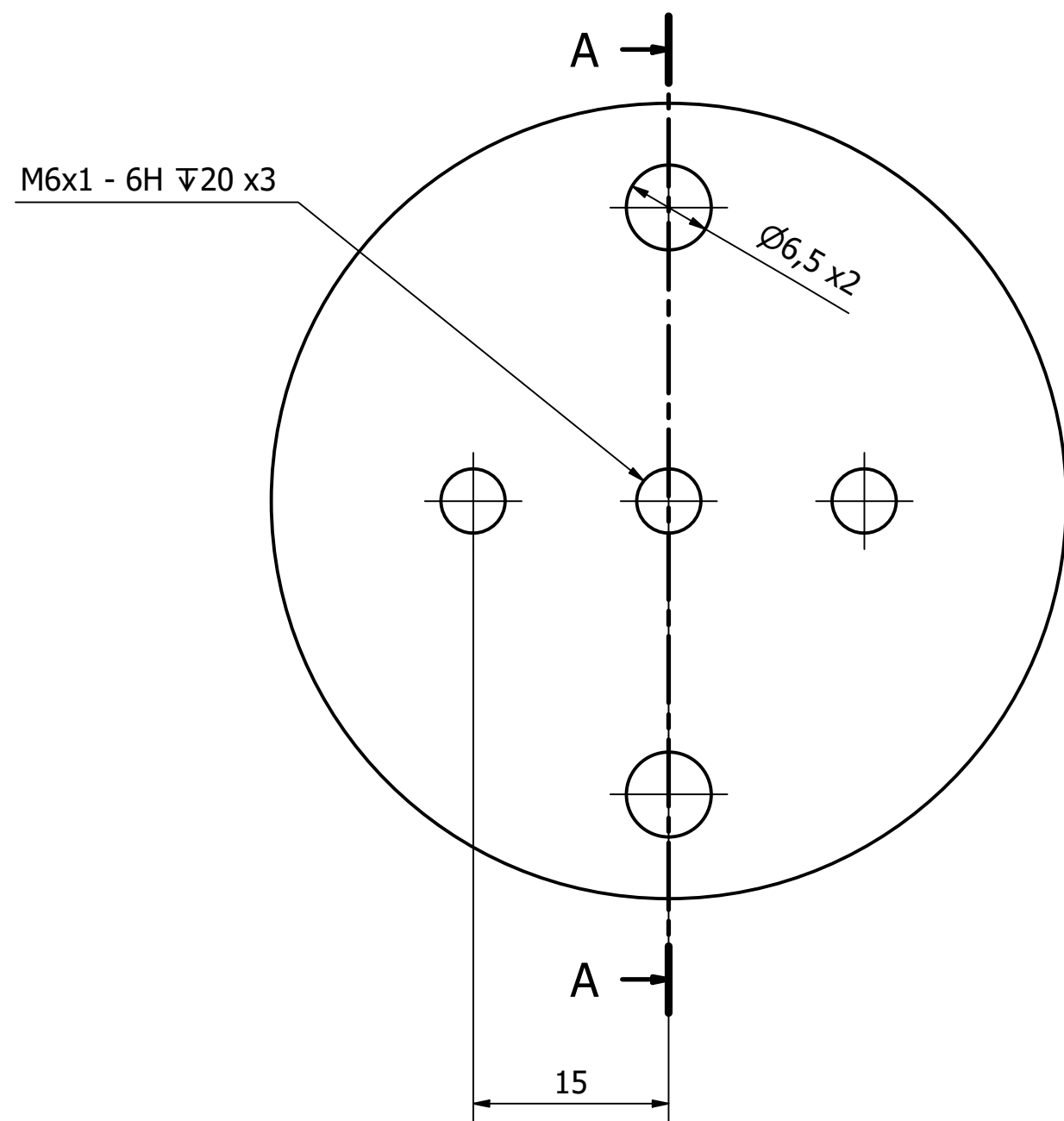
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	C4_POLEA FRENO	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	25/11/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
2 : 1	C4_POLEA FRENO			16
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



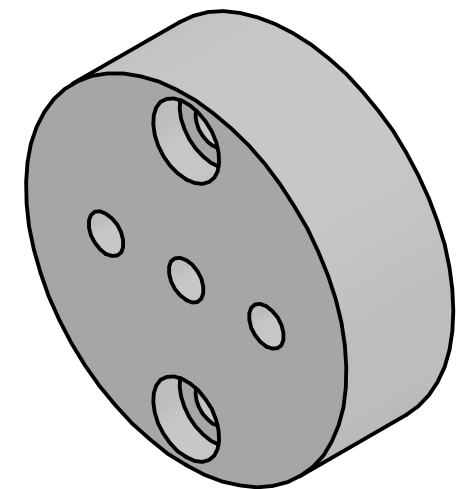
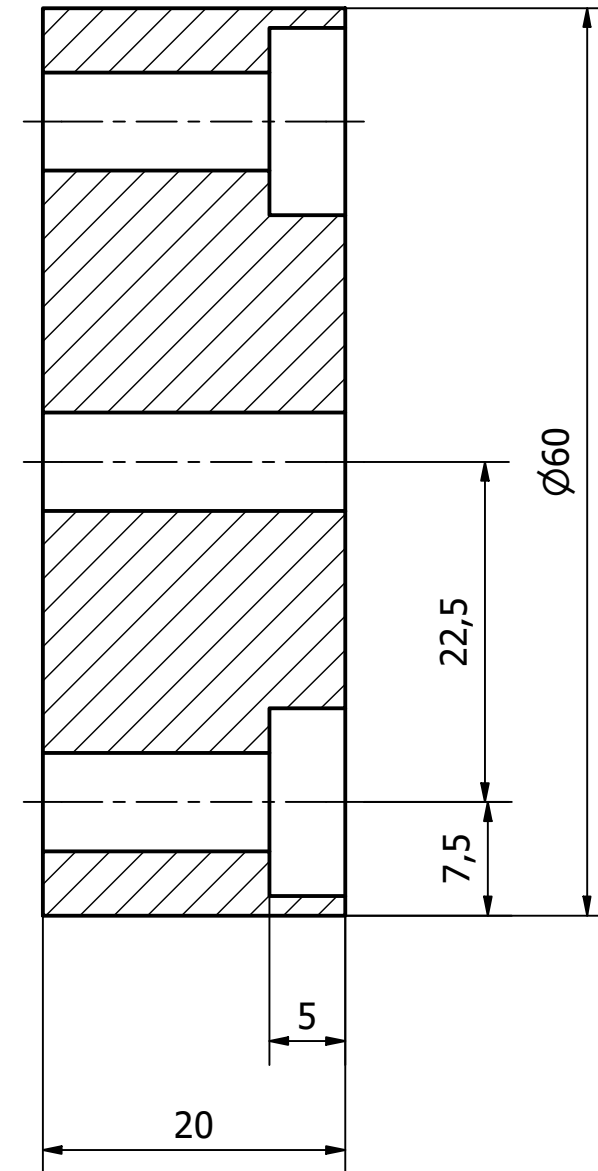
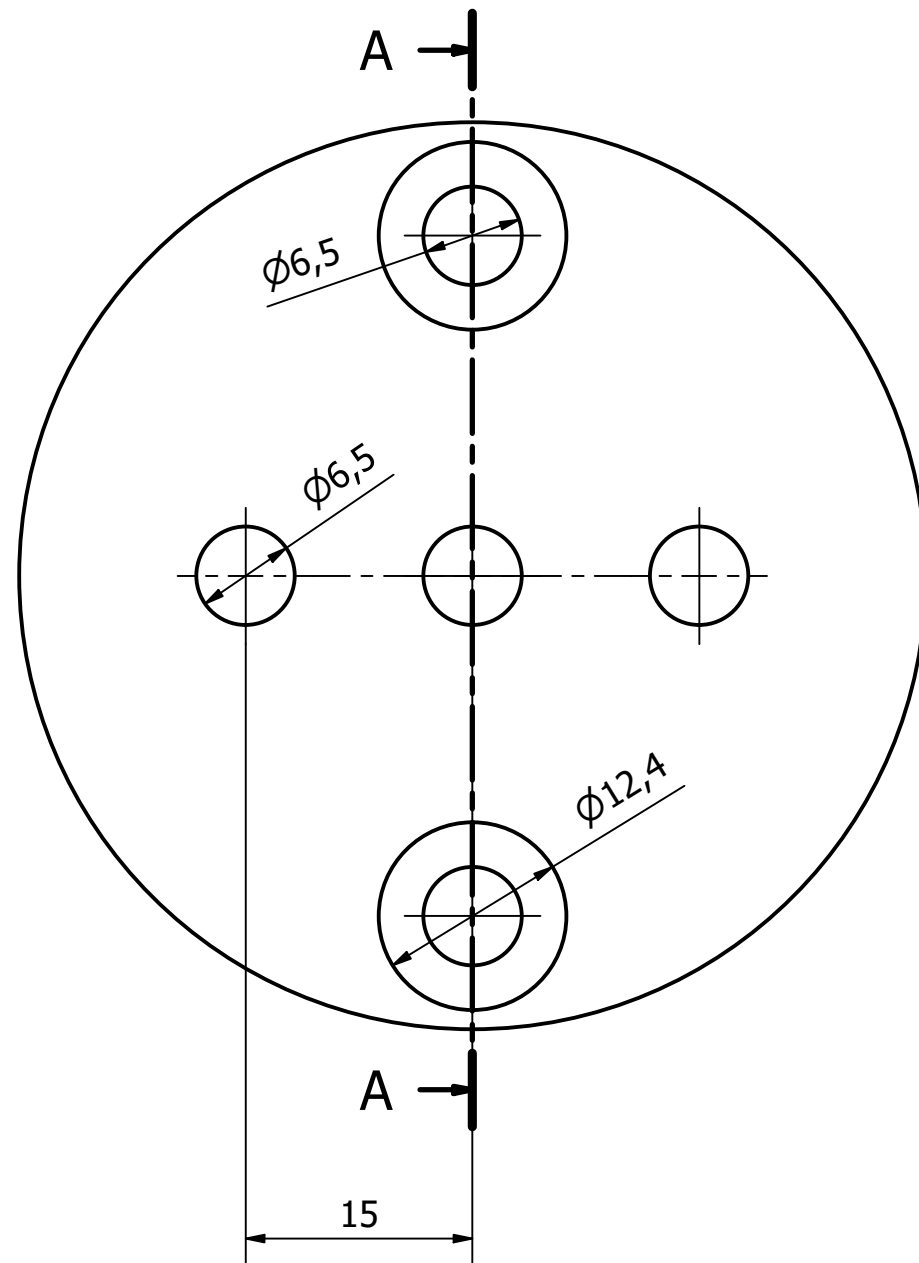
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	C5_CHAPA PROTECTORA RODAMIENTO	Aluminio 3mm.

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	26/01/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
3 : 1	C5_CHAPA PROTECTORA RODAMIENTO			17
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



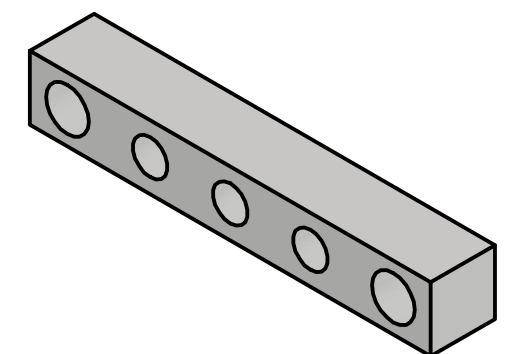
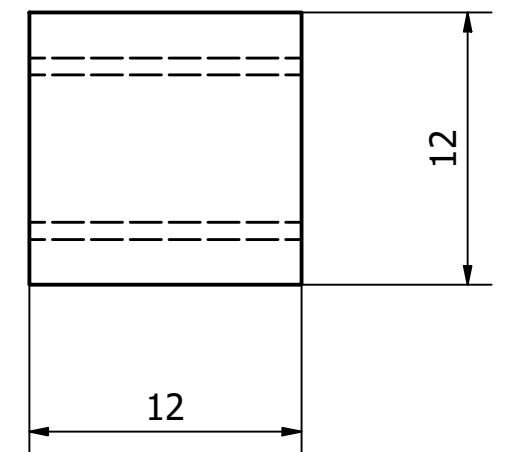
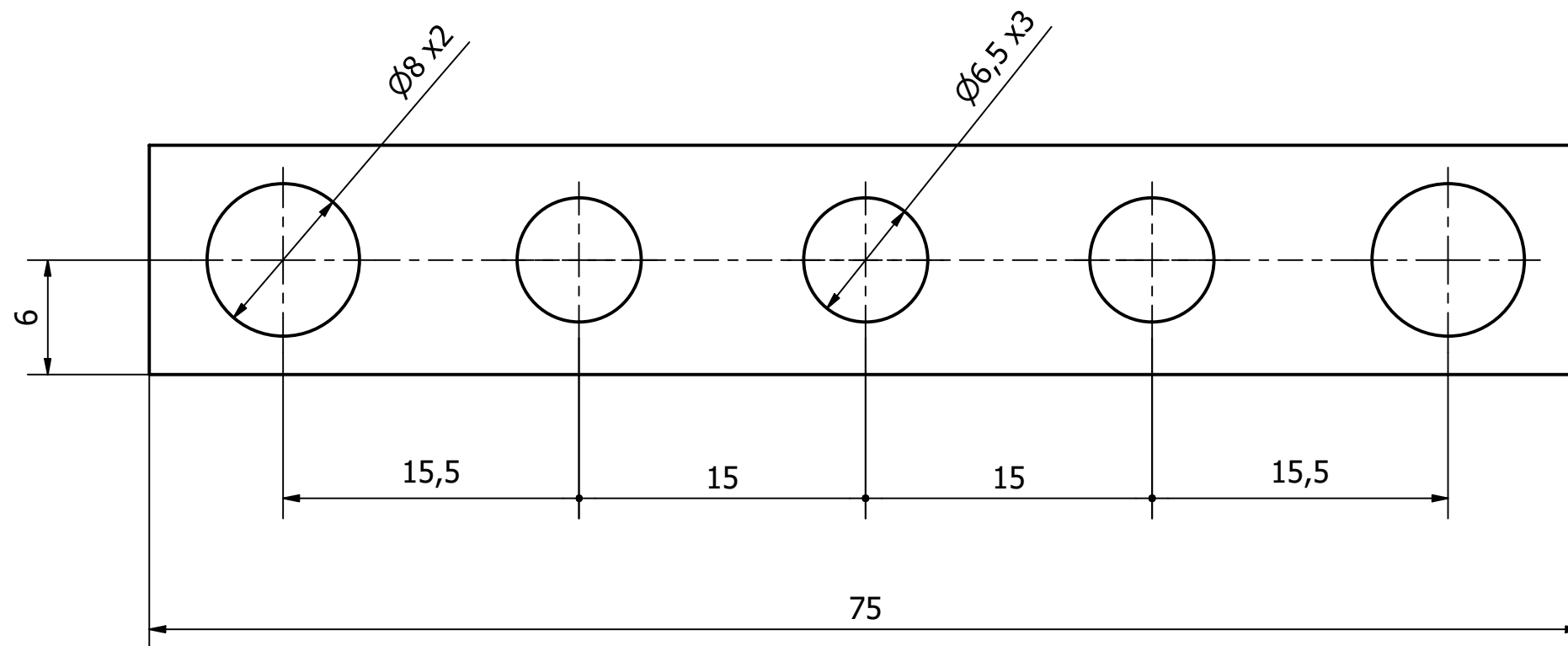
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	D1_CILINDRO FRENO INFERIOR	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	06/12/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
2 : 1	D1_CILINDRO FRENO INFERIOR			18
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



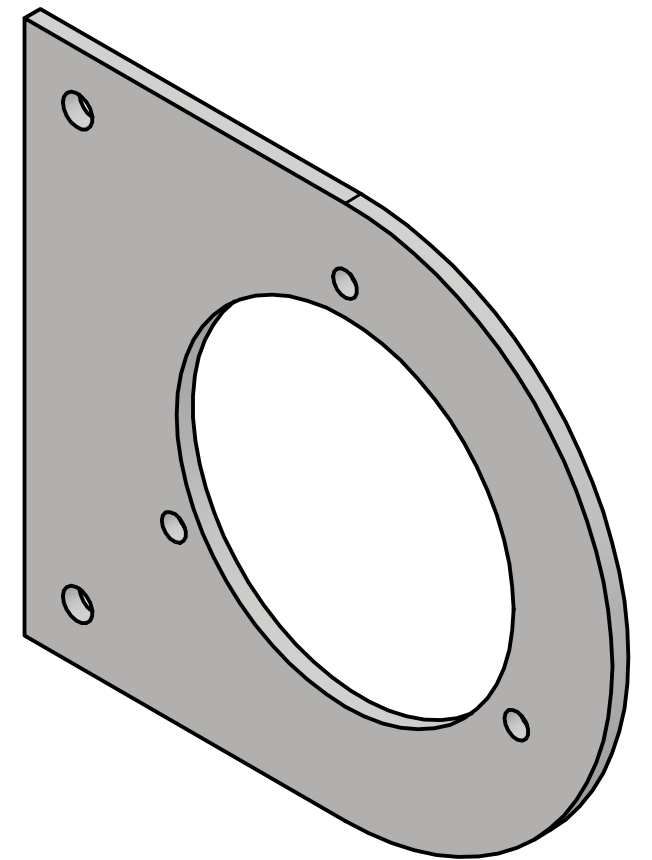
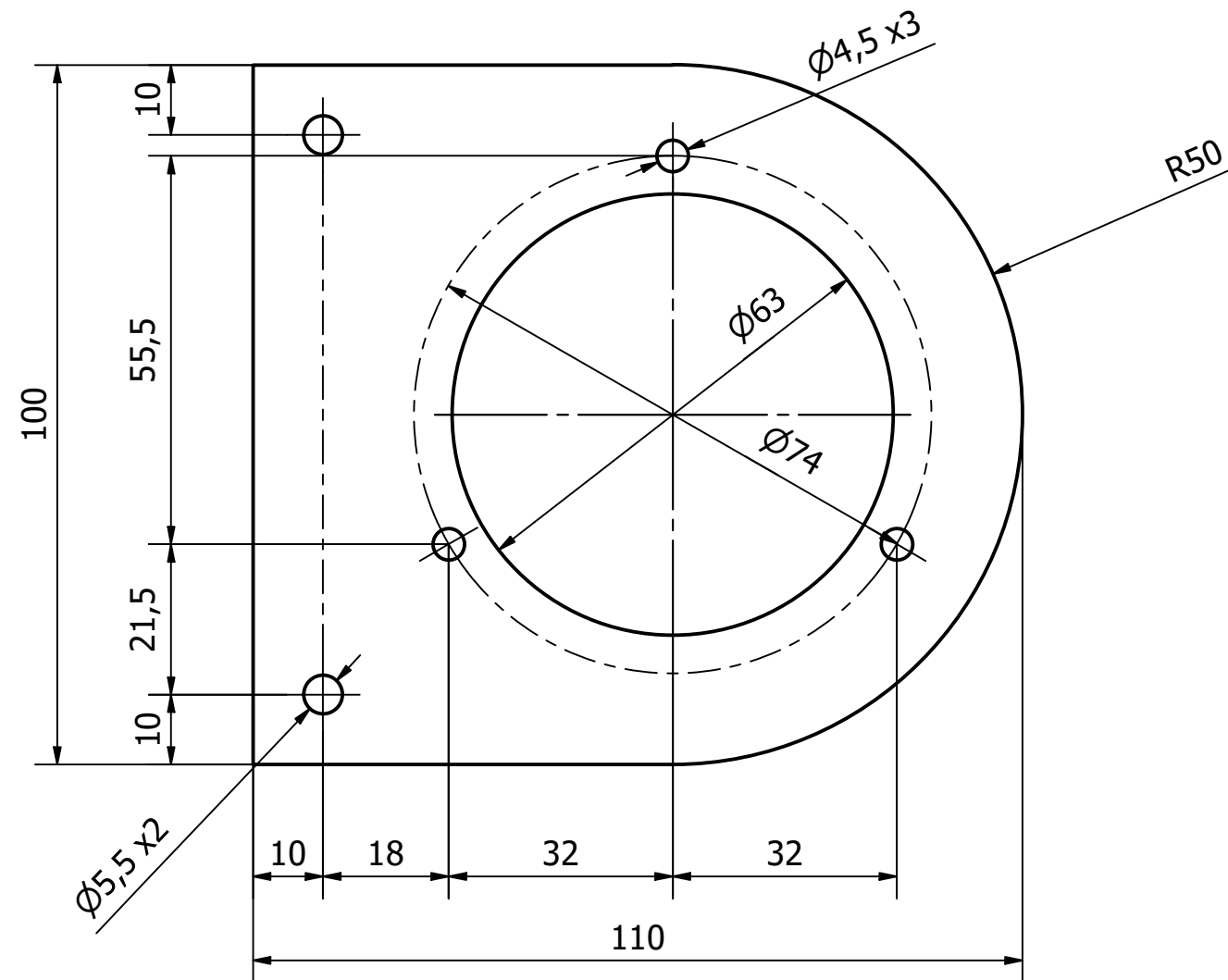
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	D2_CILINDRO FRENO SUPERIOR	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	13/10/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
2 : 1	D2_CILINDRO FRENO SUPERIOR			19
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



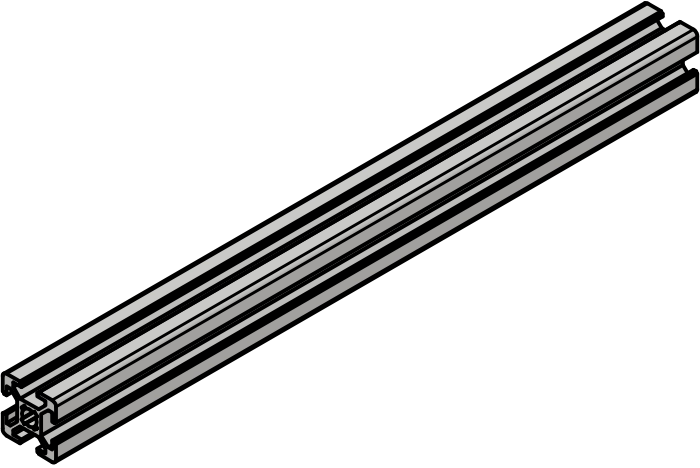
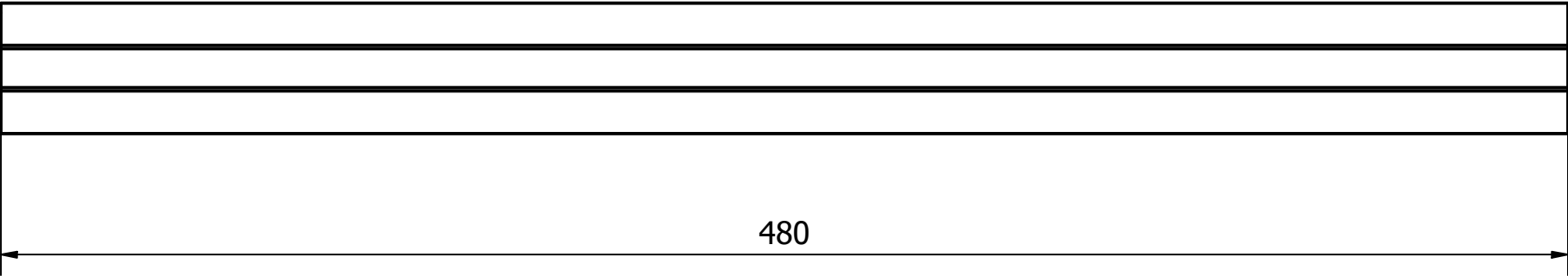
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	D3_SOPORTE DINAMÓMETROS	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	02/02/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
3 : 1	D3_SOPORTE DINAMÓMETROS			20
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



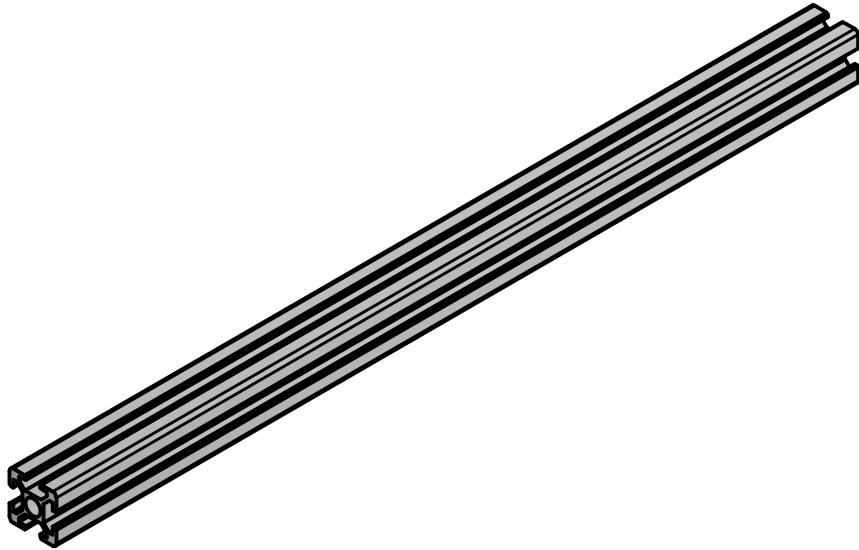
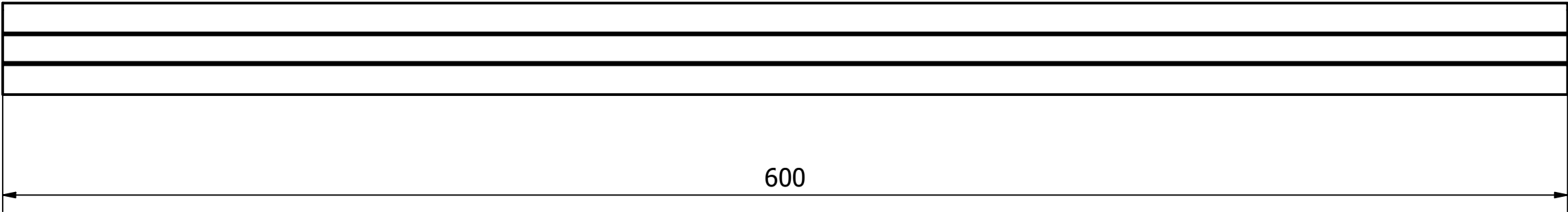
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	D4_ PLACA SOPORTE MANÓMETRO	Aluminio 3mm.

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	22/11/2022	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBIBNA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 1	D4__ PLACA SOPORTE MANÓMETRO			21
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



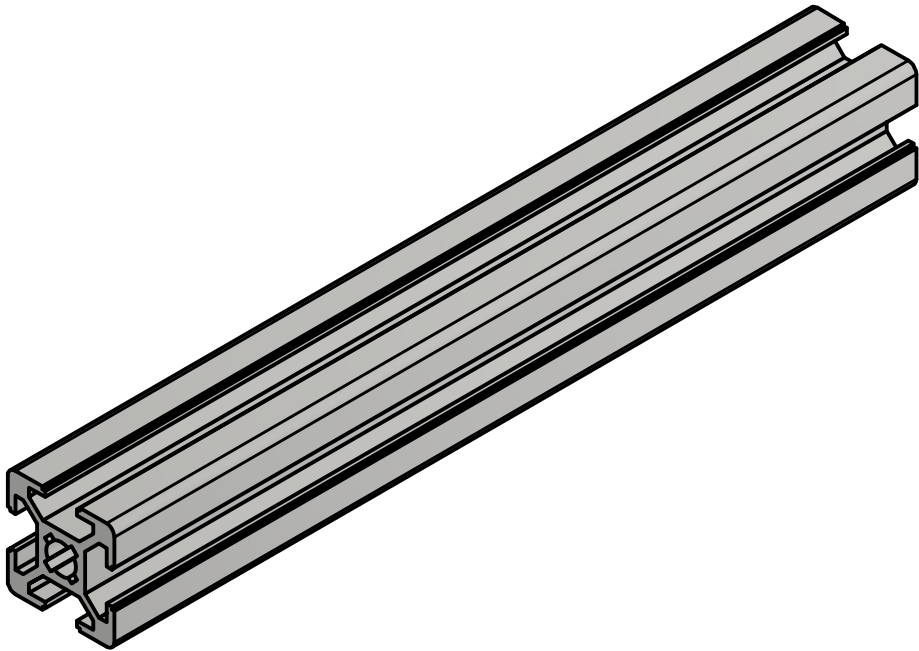
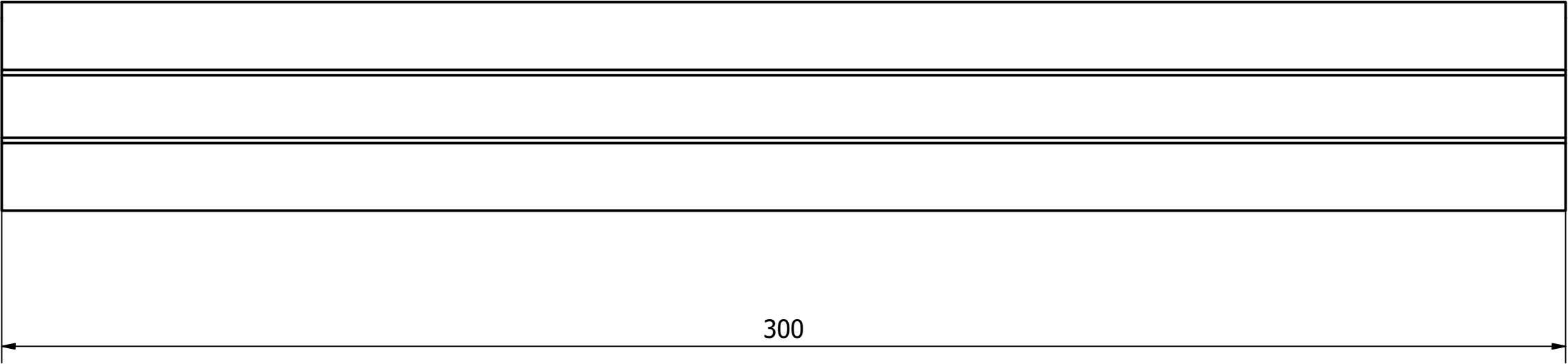
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	D11_Perfil Bosch 480 mm	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	08/05/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 2	D11_Perfil Bosch 480 mm			22
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



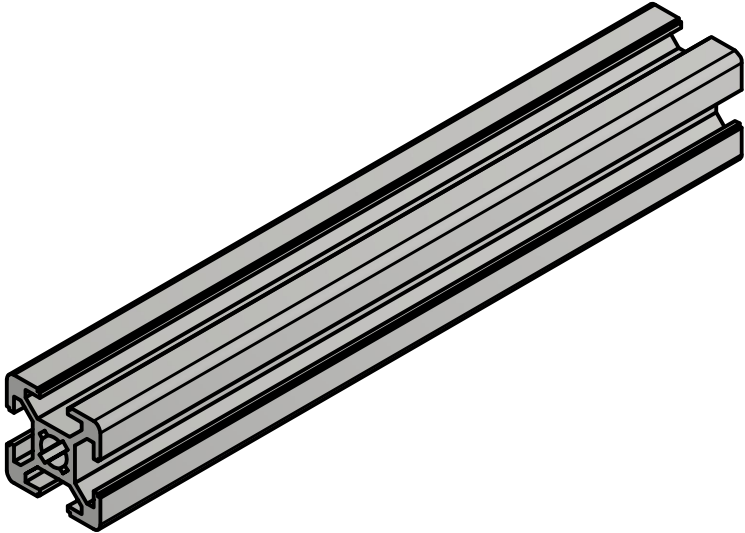
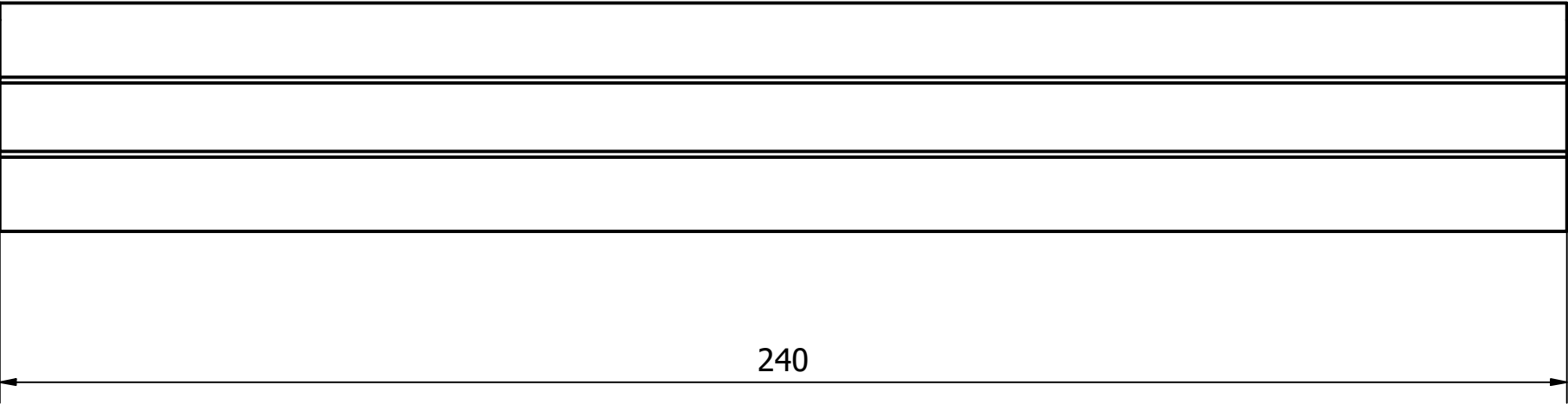
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	D11_Perfil Bosch pequeño 600 mm	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	08/05/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 2	D11_Perfil Bosch pequeño 600 mm			23
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



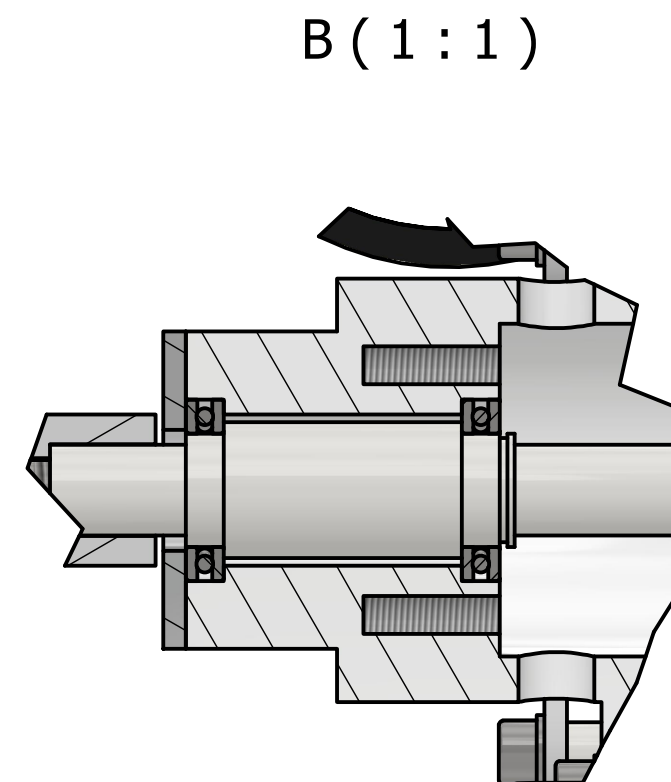
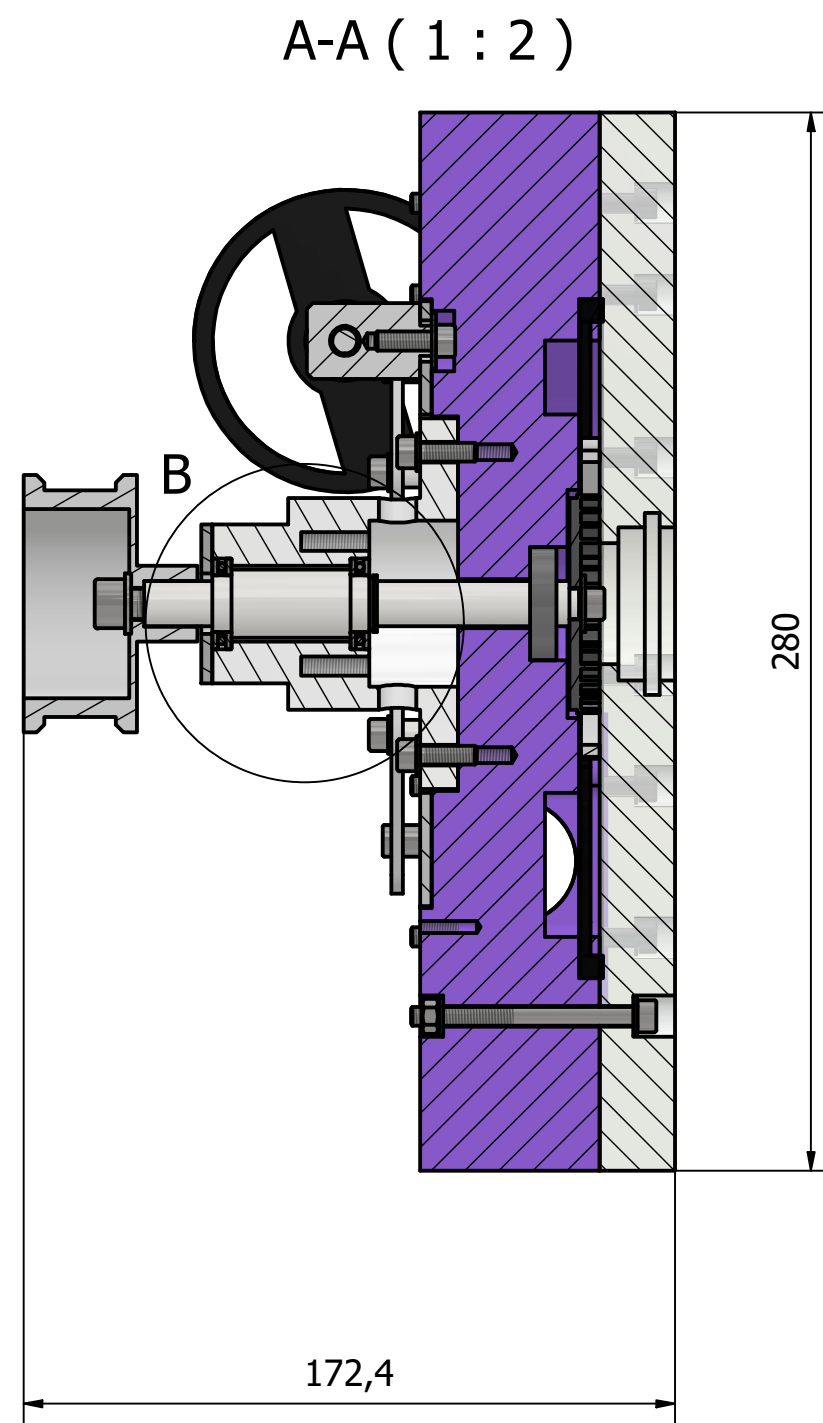
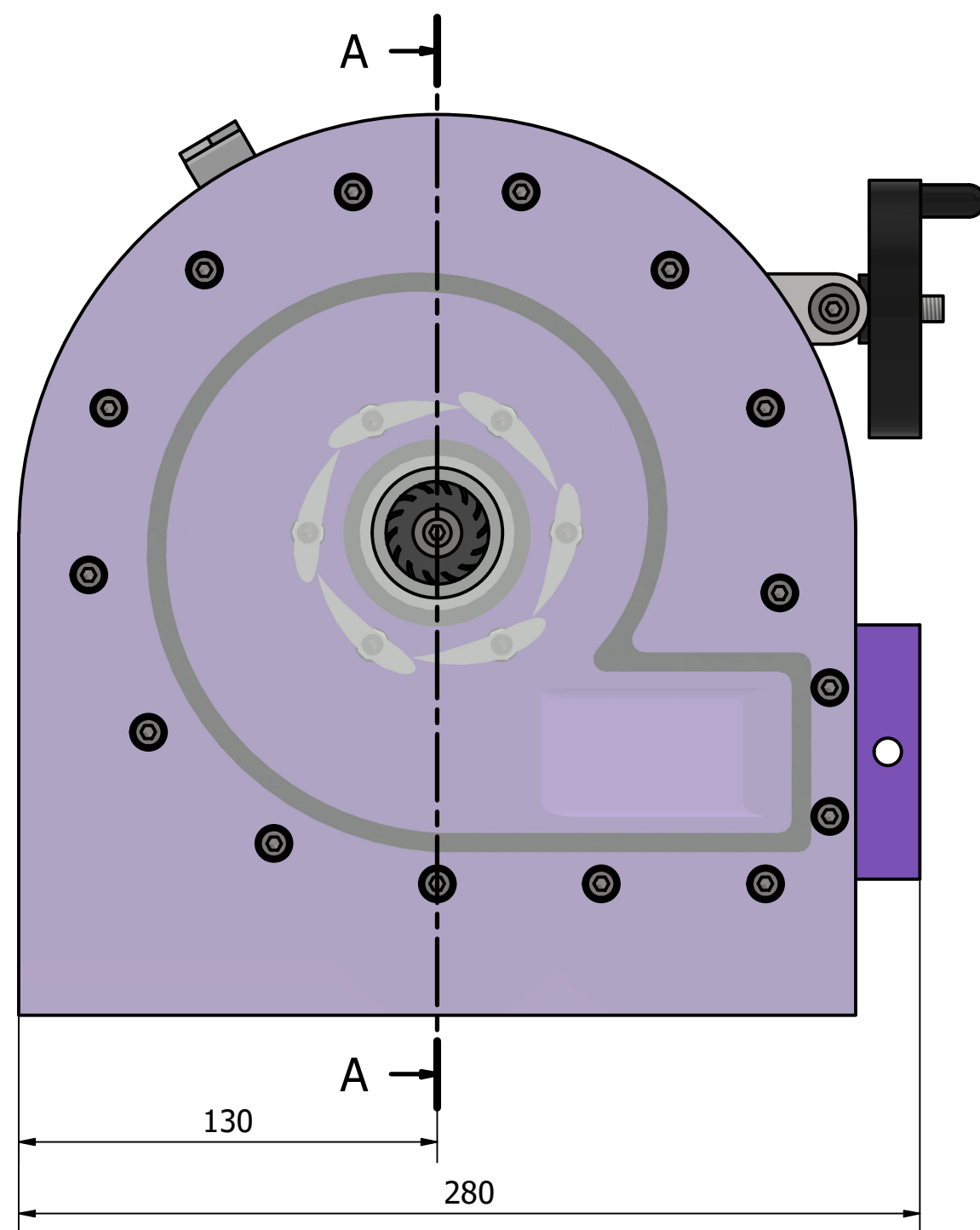
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	D11_Perfil Bosh 300 mm	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	08/05/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 1	D11_Perfil Bosh 300 mm			24
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



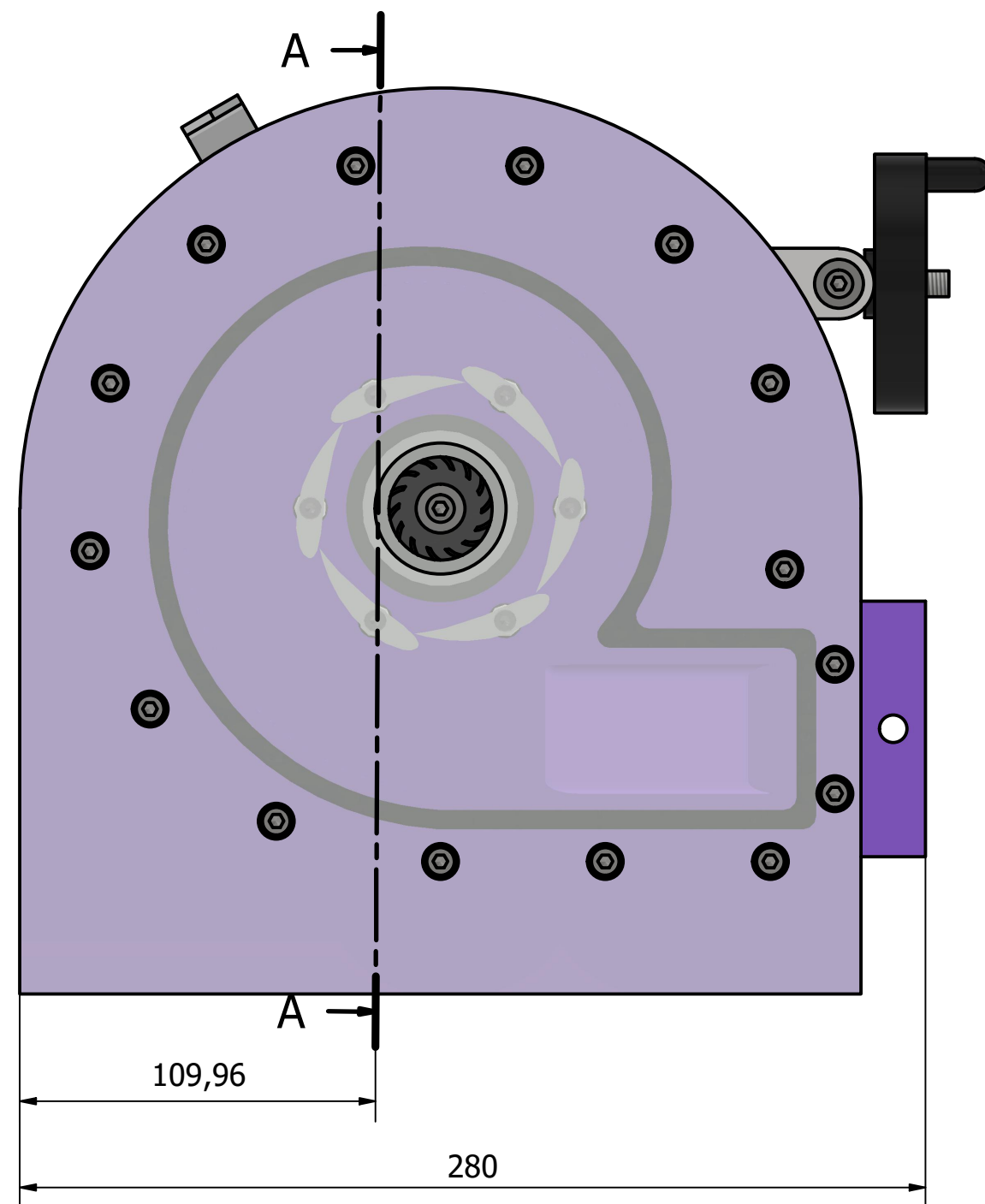
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	D11_Perfil Bosh pequeño 240 mm	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	08/05/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 1	D11_Perfil Bosh pequeño 240 mm			25
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

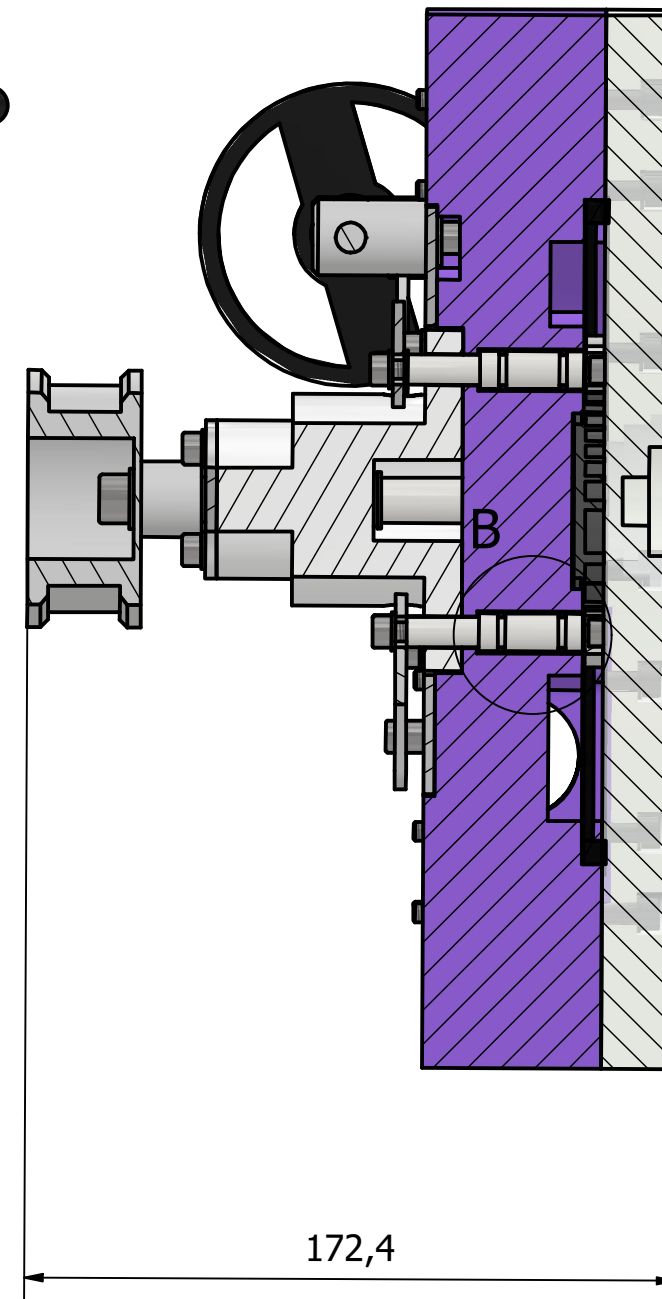


Sección eje principal

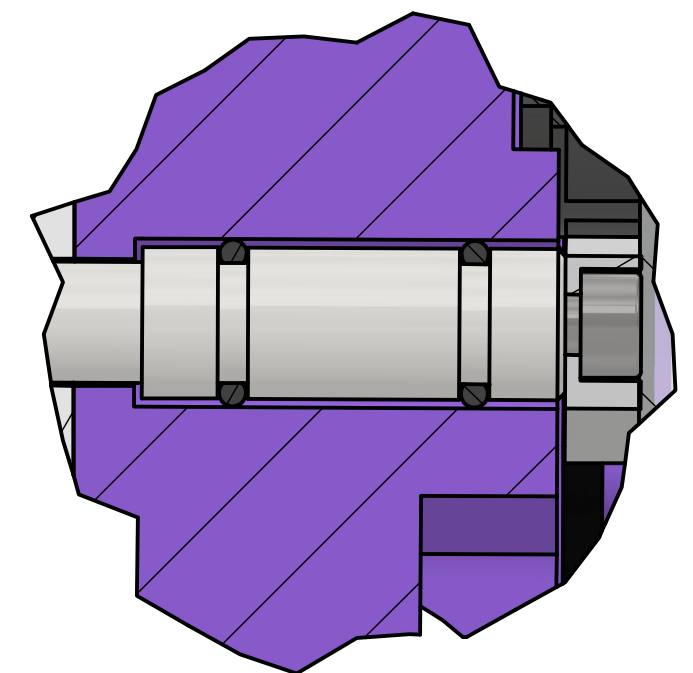
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	08/02/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 2	TURBINA FRANCIS- Eje principal			26
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



A-A (1 : 2)

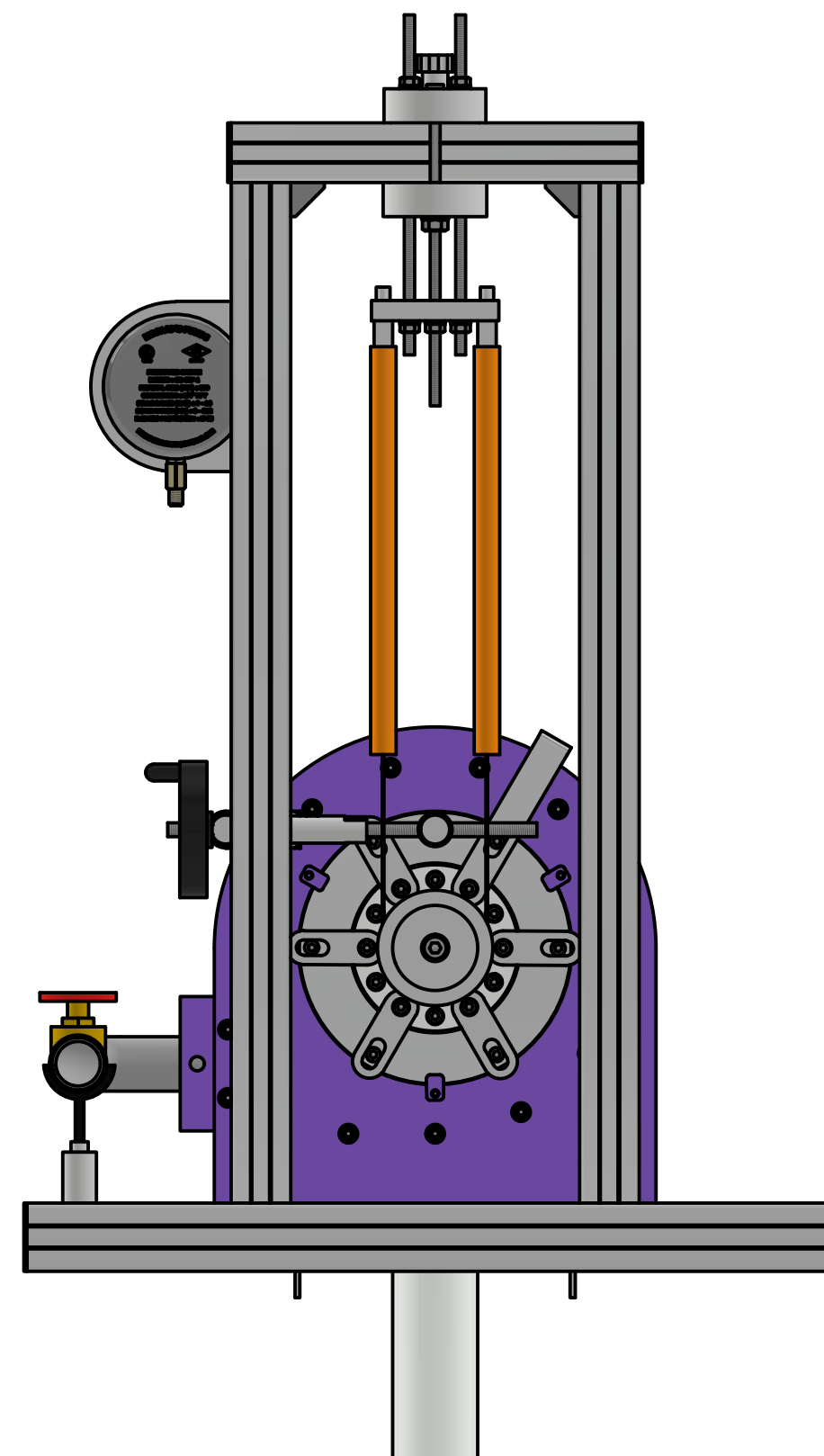
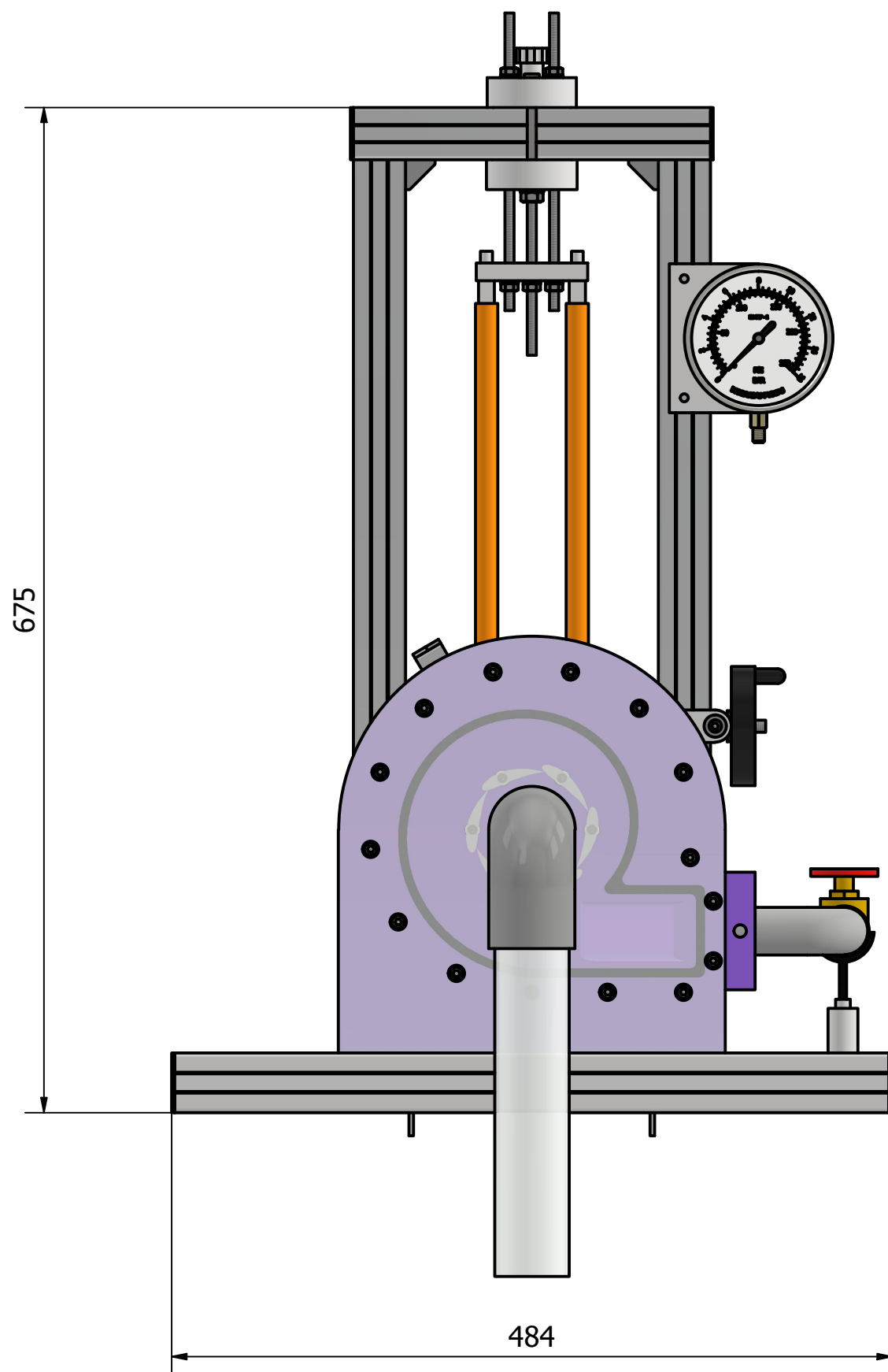


B (2 : 1)



Sección eje álabe

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	08/02/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS			Nº PLANO
1 : 2	TURBINA FRANCIS- Eje álabe			27
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	08/02/2023	ALBA SERNA		
COMPROBADO				
ESCALA:	TURBINA FRANCIS MONTAJE CONJUNTO TURBINA FRANCIS			Nº PLANO 28
1 : 4				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR: