



Facultad Regional Villa María

PROYECTO FINAL DE GRADO

**DISEÑO DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO
(BANKI/OSSBERGER)**

Docentes:

Ing. Di Cola, Américo.
Ing. Costamagna, Marcelo.

Alumnos:

Franco, Renzo.
Revello, Federico.



*Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Villa María
Departamento de Ingeniería
Mecánica*

Villa María, 5 de agosto de 2021

En la mesa de examen del día de la fecha, los alumnos Franco, Renzo; Revello, Federico; presentaron el trabajo de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica en la UTN Facultad Regional Villa María. El tribunal examinador estuvo compuesto por el docente Titular de la Cátedra Proyecto Final, Ing. Di Cola Américo, el docente Jefe de Trabajos Prácticos, Ing. Costamagna Marcelo, y por el Director de Departamento de Ingeniería Mecánica, Ing. Fernández Huber.

El tribunal determinó que el alumno aprobó el examen con la siguiente calificación:.....

.....
Ing. Costamagna Marcelo
JTP de la Cátedra

.....
Ing. Di Cola Américo
Titular de la Cátedra

.....
Ing. Fernández Huber
Director Dpto. Ing. Mecánica



Agradecimiento

Este proyecto está dedicado a nuestras familias, amigos, novias, profesores y universidad por enseñarnos buenos valores y por apoyarnos durante todo el proceso de nuestra carrera incondicionalmente y que aportaron a que podamos lograr nuestro sueño.

Agradecemos especialmente a la Facultad Regional Villa María por habernos permitido formarnos en ella. A todos los profesores que de forma directa o indirecta fueron partícipes de este proceso. Gracias a todos y cada uno de ustedes que fueron los responsables de realizar su pequeño aporte que el día de hoy se verá reflejado en la culminación de nuestro paso por la universidad.

Resumen

Este proyecto busca dar una solución energética para el aprovechamiento de pequeños recursos hídricos y también brindar una alternativa a las turbinas convencionales de flujo cruzado.

Está orientado a pequeñas empresas comprometidas con el medio ambiente y dispuestas a hacer una mínima inversión inicial a cambio de autoabastecerse energéticamente, la energía generada por el dispositivo es 100% renovable y no genera un impacto ambiental negativo ya que no modifica el ecosistema en el cual va a estar instalado.

El dispositivo cuenta con un diseño innovador y económico, además requiere un escaso mantenimiento de sus componentes. Todas estas propiedades dan como resultado un proyecto de alta fiabilidad.

Preface

This Project was designed looking for provide a power solution through small hydric resources and also give an alternative for the conventional cross flow hydric turbines.

It is focus on medium and small companies which are able to reinforce their compromise with the natural environment, affording a small investment and reaching an auto power supply, this power is 100% renewable and doesn't make any kind of negative impact on the related ecological system.

The device has a very innovative and economic design with the advantage of a very low maintenance requirement. All these properties become it on a high reliable opportunity.

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE TABLAS	vi
LISTA DE IMAGENES	viii
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Características	1
1.2 Campo de aplicación.....	1
2 METODOLOGÍA	4
3 ANTECEDENTES.....	5
3.1 Energía Hidroeléctrica	5
3.2 Turbina de Flujo Cruzado	6
3.3 Área de Aplicación	7
4 DESARROLLO	10
4.1 Energía.....	11
4.2 Energía eléctrica	11
4.3 Energía hidráulica	12
4.4 Centrales de Generación Hidroeléctrica	12
4.5 Microcentrales hidroeléctricas	14
4.5.1 Componentes	14
4.6 Clasificación de las turbinas hidráulicas.....	16
4.6.1 Según la trayectoria de sus partículas.....	16
4.6.2 Según el grado de reacción.....	17
4.7 Rango de aplicación de la turbina.....	17
4.8 La turbina de flujo transversal como turbina de acción.....	20
5 DIMENSIONAMIENTO	23
5.1 Análisis del diseño hidráulico de la turbina de flujo cruzado.....	24
5.2 Dimensionamiento del rodete	29
5.2.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina.....	29
5.2.2 Número de álabes del rotor.....	30
5.2.3 Determinación de la geometría del álabe	31
5.2.4 Resultados obtenidos	35
5.3 Cálculo de torque	37
5.4 Cálculo de potencia.....	39
5.5 Inyector	41



5.5.1	Inyector sin regulación	42
5.5.2	Cálculo del ángulo de admisión.....	44
5.6	Regulador.....	47
5.6.1	Tipo de Regulación.....	47
5.7	Rodete	49
5.7.1	Material.....	49
5.7.2	Cálculo de álabes	49
5.8	Eje.....	56
5.8.1	Cálculo de las fuerzas actuantes en el mismo.....	56
5.8.2	Material.....	56
5.8.3	Coefficiente de seguridad “N”	58
5.8.4	Caso 1	58
5.8.5	Caso 2 (regulador al 50%).....	63
5.8.6	Caso 3 (regulador al 100%).....	72
5.8.7	Velocidad crítica.....	79
5.8.8	Simulación Eje.....	80
5.9	Diseño de regulador	81
5.10	Rodamientos	83
5.10.1	Rodamientos del regulador.....	83
5.10.2	Rodamientos principales	90
5.11	Bridas	99
5.11.1	Bulones de Bridas.....	99
5.11.2	Brida 1	100
5.11.3	Brida 2	102
5.12	Laterales.....	104
5.12.1	Tapa Lateral Ciega.....	105
5.12.2	Tapa Lateral de Acceso	106
5.13	Pintura.....	107
5.14	Calculo Multiplicador de Velocidad.....	108
5.15	Selección de Acoples	110
5.16	Sellos.....	112
5.16.1	Sello hidráulico.....	112
5.16.2	Sello mecánico.....	114
5.17	Generador.....	115
6	INSTALACIÓN.....	118



6.1	Layout	118
6.2	Memoria Descriptiva Edilicia	119
6.3	Seguridad de Máquinas	120
6.3.1	Diseño de descarga	122
7	BALANCEO DE LA TURBINA	125
7.1	Introducción	125
7.2	Desbalanceo	125
7.3	Pasos del proceso	127
7.4	Validación experimental de la metodología	128
7.4.1	Antes del balanceo	128
7.4.2	Después del balanceo	129
7.4.3	Valores de Balanceo	130
8	SISTEMA DE CODIFICACIÓN DE PLANOS	132
8.1	Planos de ensamblaje general	132
8.2	Planos de subconjuntos	132
8.3	Planos de subensamblajes	133
8.4	Planos de piezas	134
9	ANEXOS	136
9.1	Propiedades de sección álabe 3mm x 109,5mm	136
9.2	Características del material del eje	137
10	BIBLIOGRAFIA	139
11	PLANOS	140

LISTA DE TABLAS

Tabla 5-1 Relación entre α_1 y β_1	27
Tabla 5-2 Dimensiones de referencia de diferentes autores	31
Tabla 5-3 Tabla maestra de cálculo de los parámetros de la turbina.....	36
Tabla 5-4 Tabla de dependencia de factores intervinientes en el desarrollo de la turbina	41
Tabla 5-5 Datos obtenidos de diversos trabajos de investigación	43
Tabla 5-6 Valores de espesor, dureza y límite de elasticidad correspondiente a Hardox 400	49
Tabla 5-7 Tabla obtenida a partir de la hoja de cálculo de Excel con los valores de Caudal y Álabes activos correspondientes a 0 RPM	52
Tabla 5-8 Propiedades Mecánicas AISI 4140	57
Tabla 5-9 Coeficiente de reducción de Resistencia a la Fatiga según terminación superficial	57
Tabla 5-10 Coeficiente de Reducción de Resistencia a la Fatiga para resaltes	67
Tabla 5-11 Coeficiente de Reducción de Resistencia a la Fatiga para resaltes	68
Tabla 5-12 Características de los rodamientos Orkot.....	87
Tabla 5-13 Rodamientos de bolas a rotula	94
Tabla 5-14 Tabla 4 SKF (Factor de ensuciamiento).....	97
Tabla 5-15 Tabla 1 SKF (Valores de ajuste vida útil).....	97
Tabla 5-16 Diagrama 5 SKF (Viscosidad nominal v_1 a temp. de funcionamiento)	98
Tabla 5-17 Diagrama 6 SKF (Temp. de viscosidad según grado ISO).....	98
Tabla 5-18 Diagrama 1 SKF (Coeficiente aSKF de vida útil)	99
Tabla 5-19 Tabla Roscas Bastas UNC (AT 14 Faires).....	104
Tabla 5-20 Factores de servicio.....	109
Tabla 5-21 Selección de Reductores TA1E.....	109
Tabla 5-22 Selección de multiplicador	110
Tabla 5-23 Factores de Servicio para distintas aplicaciones	111
Tabla 5-24 Selección de Acoplamientos de Grilla	112
Tabla 5-25 Selección de sellos manual SKF	113
Tabla 5-26 Dimensiones de sellos mecánicos LMS11	115
Tabla 5-27 Tipo de generadores según aplicación	115
Tabla 5-28 Tipo de generadores según potencia	116



Tabla 5-29 Tabla selección de generador	117
Tabla 7-1 Fragmento de tabla. Guía para los grados de calidad de balanceo para rotores en estado constante (rígido).....	131

LISTA DE IMAGENES

Imagen 1-1: Esquema de instalación de turbina de flujo cruzado	2
Imagen 1-2: Mapa Físico-Político Córdoba-La Cumbrecita	3
Imagen 3-1: Instalación típica de molino de agua impulsado energía hidráulica	5
Imagen 3-2 Instalación turbina Ossberger	7
Imagen 3-3 Cisterna Cascada Grande, La Cumbrecita, Córdoba	8
Imagen 3-4 Corte de elevación entre el punto de toma de agua hasta el punto de implantación de la turbina	8
Imagen 4-1 Instalación completa tipo de una central hidroeléctrica	15
Imagen 4-2 Tipos de turbinas	16
Imagen 4-3: Rangos de operación de la TFC considerando potencia, cabeza de presión y revoluciones. [NHT Engineering e IT Power Ltd., 2004]	18
Imagen 4-4 Rango de Nq y Triángulo de velocidades	19
Imagen 4-5 Rango de Nq para la TFC según el fabricante Ossberger (válida desde 1987) [Ossberger GmbH & Co, 2007]	20
Imagen 4-6 Relación del tipo de turbinas en función del salto y el caudal.	20
Imagen 5-1 Velocidades a la entrada y salida del alabe de entrada	24
Imagen 5-2 Semejanza de triángulos en salida de alabes primarios y entrada de alabes secundarios	25
Imagen 5-3 Triángulo de velocidades a la entrada de los alabes primarios	26
Imagen 5-4 Triángulo de velocidades a la salida de los alabes secundarios	28
Imagen 5-5 Ángulos fundamentales del álabe	34
Imagen 5-6 Tabla de Valores de Entrada y Salida y gráficos correspondientes a Potencia, Torque y Rendimiento en función de las RPM de la turbina	37
Imagen 5-7 Triangulo de Velocidades a la entrada del alabe	37
Imagen 5-8 Triangulo de velocidades a la salida del álabe	38
Imagen 5-9 Gráfico Torque vs rpm	40
Imagen 5-10 Gráfico Potencia vs rpm	40
Imagen 5-11 Gráfico Rendimiento vs rpm	40
Imagen 5-12 Inyector sin regulación de caudal	42
Imagen 5-13 Ángulo de admisión	44
Imagen 5-14(a- Flap hidráulico en una turbina de flujo cruzado Ossberger ; b- Sección del flujo cruzado con el dispositivo de control Cink.)	48
Imagen 5-15 Ángulo de entrada y salida de chorro de agua que circula por el álabe	50



Imagen 5-16 Velocidades de entrada y salida	51
Imagen 5-17 Dirección, Sentido y aplicación de fuerza sobre alabe	53
Imagen 5-18 Ejes principales de inercia con sus respectivos valores de momentos de inercia	53
Imagen 5-19 Esquema de cuerpo libre y momento flector de álabe	54
Imagen 5-20 Simulación estática de álabe indicando la tensión en el centro de este	55
Imagen 5-21 Simulación estática de alabe indicando tensión por concentrador de tensión en la unión con las tapas laterales del rodete.....	56
Imagen 5-22 Representación de cargas caso 1	59
Imagen 5-23 Diseño del eje	60
Imagen 5-24 Zonas de cálculo.....	61
Imagen 5-25 Distribución de fuerzas caso 2 y 3	64
Imagen 5-26 Esquema de deformaciones totales	80
Imagen 5-27 Esquema de tensiones equivalentes.....	81
Imagen 5-28 Simulación Regulador (Tensiones)	82
Imagen 5-29 Simulación Regulador (Deformaciones).....	82
Imagen 5-30 Conjunto Regulador y Rodete	83
Imagen 5-31 Rodamientos Orkot	84
Imagen 5-32 Diseño rodamiento Orkot	86
Imagen 5-33 Disposición de rodamientos principales.....	90
Imagen 5-34 Rodamiento de bolas a rotula	93
Imagen 5-35 Bridas	100
Imagen 5-36 Simulación tapa lateral ciega.....	105
Imagen 5-37 Simulación tapa lateral ciega.....	105
Imagen 5-38 Simulación tapa lateral acceso	106
Imagen 5-39 Simulación tapa lateral acceso	106
Imagen 5-40 Esquema Eje-Multiplicador-Generador	108
Imagen 5-41 Acoplamiento de Grilla	110
Imagen 5-42 Manual de sellos SKF	113
Imagen 5-43 Sello mecánico LMS11	114
Imagen 5-44 Dimensiones de sello mecánico LMS11	114
Imagen 6-1 Layout general de la instalación.....	118
Imagen 6-2 Puerta Cortafuegos con barral anti pánico	120
Imagen 6-3 Elementos de bloqueo para tareas de mantenimiento seguras	121



Imagen 6-4 Corte de sección longitudinal de la descarga	123
Imagen 6-5 Simulación de cámara de descarga.....	123
Imagen 7-1 Modelos de balanceo	126
Imagen 7-2 Relación L/D (Rodete)	127
Imagen 7-3 Metodología de trabajo en balanceo de rotores.....	128
Imagen 7-4 Banco de ensayos	129
Imagen 7-5 Espectro de frecuencia y ángulo de desfase antes del balanceo.....	129
Imagen 7-6 Espectro de frecuencia después del balanceo.....	130
Imagen 8-1 Rótulo de ensamblaje general	132
Imagen 8-2 Rótulo subconjunto	133
Imagen 8-3 Rótulo subensamblaje	134
Imagen 8-4 Rótulo pieza.....	134
Imagen 9-1 Álabe	136
Imagen 9-2 Propiedades del álabe	137
Imagen 9-3 Propiedades del álabe	137
Imagen 11-1 Listado de planos.....	141

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Características

La turbina de Flujo Cruzado es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Basa sus ventajas fundamentalmente en un sencillo diseño y fácil construcción lo que la hace especialmente atractiva en el balance económico de un aprovechamiento en pequeña escala. No obstante, esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones. Aunque la turbina de flujo transversal se conoce como una máquina de pequeña escala, existen actualmente máquinas de este tipo de hasta seis mega watts (6 MW).

La característica principal de la turbina de flujo cruzado es el flujo de agua de sección transversal rectangular que pasa dos veces a través de los álabes del rotor, ubicados en la periferia del rotor cilíndrico, perpendicular al eje de éste. El agua fluye a través de los álabes, primero desde la periferia hacia el centro y entonces, después de cruzar el espacio abierto del rotor, desde dentro hacia fuera.

Este tipo de turbinas tienen un campo de aplicación muy amplio, ya que se pueden instalar en aprovechamientos con saltos comprendidos entre 1 y 200 metros con un rango de variación de caudales muy grande.

Las principales características de esta máquina son las siguientes:

- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango.
- Se puede regular el caudal
- De fácil construcción en contraste con otras turbinas
- Utilizada para aplicaciones de microcentrales hidroeléctricas
- La capacidad de auto evacuar residuos provenientes en el agua

1.2 Campo de aplicación

Para seleccionar la ubicación de la turbina se investigó sobre potenciales localidades que tuvieran causas de agua que pudieran suplir una microcentral hidroeléctrica. Para esto se eligió la localidad de La Cumbrecita. En esta comuna la Cooperativa de Luz y Fuerza y Aguas Corrientes cuenta con la problemática de tener altas

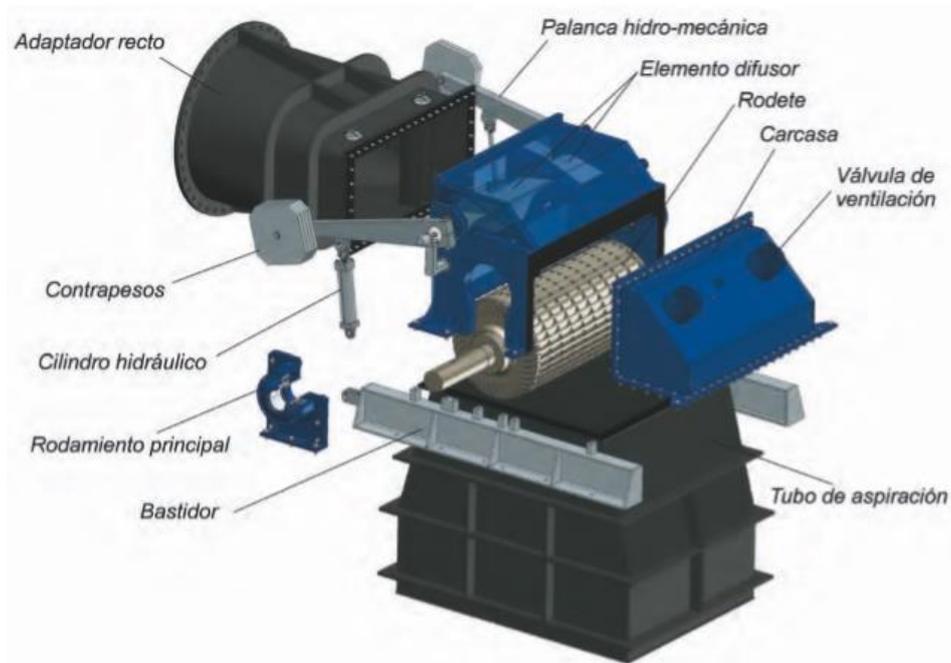


Imagen 1-1: Esquema de instalación de turbina de flujo cruzado

presiones en el suministro de agua potable a la red, esto se debe al tener una toma de agua sobre la ladera de la montaña lo que genera una altura de hasta 80 m de columna de agua. Percibiendo esto, se propone realizar una aplicación en la cual esta presión pueda ser utilizada para impulsar una turbina de flujo cruzado. Este proyecto no solo evitaría la presión excesiva en las cañerías de la red de agua potable, sino que también haría uso de esta para poder transformarla en energía eléctrica.

Otros campos de aplicación:

- Salidas de plantas de tratamiento
- Esclusas en canales
- Suministro de agua potable
- Sistemas de enfriamiento en plantas convencionales
- Dosificación/aguas residuales
- Agua potable y protección contra las inundaciones
- Sistemas de riego
- Plantas desalinizadoras



Imagen 1-2: Mapa Físico-Político Córdoba-La Cumbrecita

2 METODOLOGÍA

La metodología de trabajo adoptada para este proyecto será la siguiente:

En principio, se realizará una recolección de información con respecto al tema tratado.

Esta información incluye:

- Informes y/o investigaciones realizadas del tipo de turbina a estudiar
- Bibliografía sobre diseño y cálculo de turbinas
- Información sobre proyectos similares
- Recursos hídricos disponibles
- Situación energética actual

Con los datos y la información recopilada se hará una evaluación de los factores geográficos y energéticos de la ciudad. Una vez realizada esta evaluación, se procederá a analizar las posibles características y prestaciones básicas que deberá tener la turbina.

Ya definidos estos valores, se continuará con el cálculo y dimensionamiento de cada elemento del conjunto. Paralelamente, se realizará un análisis de las piezas más críticas utilizando el Método de Elementos Finitos.

Posteriormente, ya definidas las dimensiones de cada pieza y verificadas sus dimensiones, seguirá la planimetría asociada.

3 ANTECEDENTES

3.1 Energía Hidroeléctrica

La energía hidroeléctrica es electricidad generada aprovechando la energía del agua en movimiento. La lluvia o el agua de deshielo, provenientes normalmente de colinas y montañas, crean arroyos y ríos que desembocan en el océano. La energía que generan esas corrientes de agua puede ser considerable, como sabe cualquiera que haya hecho descenso de rápidos.

Este tipo de energía lleva años explotándose. Los agricultores, desde la Grecia antigua han utilizado molinos de agua para moler trigo y hacer harina. Localizados en los ríos, los molinos de agua recogen el agua en movimiento en cubos situados alrededor del molino. La energía cinética del agua en movimiento gira el molino y se convierte en la energía mecánica que mueve todo el sistema.

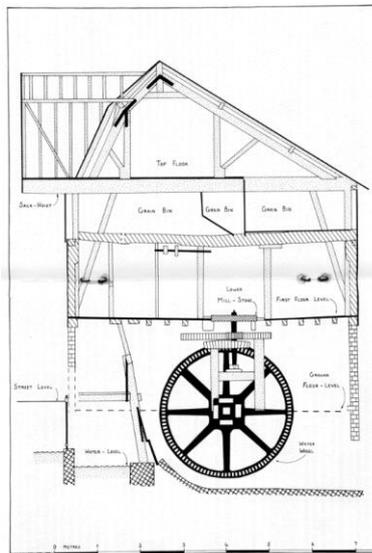


Imagen 3-1: Instalación típica de molino de agua impulsado energía hidráulica

A finales del siglo XIX, la energía hidroeléctrica se convirtió en una fuente para generar electricidad. En 1882, la primera central hidroeléctrica del mundo comenzó a funcionar en Estados Unidos en Appleton, Wisconsin.

Una central hidroeléctrica clásica es un sistema que consiste en tres partes: una central eléctrica en la que se produce la electricidad; una presa que puede abrirse y cerrarse para controlar el paso del agua; y un depósito en que se puede almacenar agua.



El agua de detrás de la presa fluye a través de una entrada y hace presión contra las palas de una turbina, lo que hace que éstas se muevan. La turbina hace girar un generador para producir la electricidad. La cantidad de electricidad que se puede generar depende de hasta dónde llega el agua y de la cantidad de ésta que se mueve a través del sistema. La electricidad puede transportarse mediante cables eléctricos de gran longitud hasta casas, fábricas y negocios.

La energía hidroeléctrica proporciona casi un quinto de la electricidad de todo el mundo. China, Canadá, Brasil, Estados Unidos y Rusia fueron los cinco mayores productores de este tipo de energía en 2004.

Este tipo de energía es la que genera electricidad de forma más barata en la actualidad. Esto se debe a que, una vez que la presa se ha construido y se ha instalado el material técnico, la fuente de energía (agua en movimiento) es gratuita. Esta fuente de energía es limpia y se renueva cada año a través del deshielo y las precipitaciones.

Además, este tipo de energía es fácilmente accesible, ya que los ingenieros pueden controlar la cantidad de agua que pasa a través de las turbinas para producir electricidad según sea necesario. Lo que, es más, los depósitos pueden ofrecer oportunidades recreativas, tales como zonas de baño, deportes acuáticos, etc.

Sin embargo, la construcción de presas en los ríos puede destruir o afectar a la flora y la fauna y otros recursos naturales. Algunos peces, podrían encontrarse con la imposibilidad de nadar río arriba para desovar. Esto ha llevado al desarrollo de nuevas técnicas, como las escaleras de peces, que ayudan a los peces a pasar por encima de las presas y a entrar en zonas de desove a contracorriente, pero la presencia de las presas hidroeléctricas cambia sus patrones migratorios y perjudica a las poblaciones de peces. Las centrales hidroeléctricas también pueden provocar la disminución de los niveles de oxígeno disuelto en el agua, lo que resulta dañino para los hábitats fluviales.

3.2 Turbina de Flujo Cruzado

Una turbina de flujo transversal o turbina de flujo cruzado (también llamada por los nombres comerciales turbina Banki-Michell o Turbina Ossberger) es una turbina hidráulica desarrollada por el australiano Anthony Michell, el húngaro Donát Bánki y el alemán Fritz Ossberger. Michell obtuvo una patente por su diseño en 1903 y la compañía Weymouth la fabricó durante años. La patente de Ossberger data de 1933 ("Free Jet Turbine" 1922, Imperial Patent No. 361593 y "Cross Flow Turbine" 1933, Imperial Patent



No. 615445), y fabricó dicha turbina desde entonces. Al día de hoy la compañía de Ossberger es el principal fabricante mundial de este tipo de turbinas.



Imagen 3-2 Instalación turbina Ossberger

3.3 Área de Aplicación

Como se mencionó anteriormente, en la localidad de La Cumbrecita se tienen grandes desniveles en su topografía, debido a sus accidentes orográficos que caracterizan esta zona. Por lo tanto, las alturas manométricas que se presentan en los cursos de agua de la región presentan grandes saltos.

Si bien la población de este pueblo es reducida (776 hab. según censo 2010), la dispersión de sus habitantes y los grandes contingentes turísticos requieren de una sólida infraestructura de servicios públicos y sobre todo en agua potable. Debido a esto y a la dificultad de extracción de agua por medio de perforaciones a napa, todo el suministro a la red de agua se realiza mediante los cuerpos de agua que atraviesan al pueblo (Rio del Medio y Arroyo Almbach).

Debido a su alta dispersión de habitantes y su escarpada topografía los puntos de extracción de agua se encuentran estratégicamente dispersos a fin de poder garantizar un servicio uniforme en todas las viviendas.

Para este estudio se relevó la cisterna ubicada en la zona noroeste del pueblo, la cual tiene su alimentación proveniente de la llamada “Cascada Grande” ubicada en el sector Norte.

La distribución de esta cisterna es la siguiente:

- Entrada de agua conducida por cañerías desde la toma río arriba.
- Cuadro de válvulas de corte

- Cisterna de decantación, filtrado y cloración.
- Cisterna de almacenamiento y distribución.



Imagen 3-3 Cisterna Cascada Grande, La Cumbrecita, Córdoba

Haciendo uso de la herramienta Google Earth es posible realizar una estimación de alturas entre dos puntos topográficos seleccionados, que en nuestro caso será la toma de agua río arriba y la entrada al cuadro de válvulas de la cisterna. Trazando un estimado

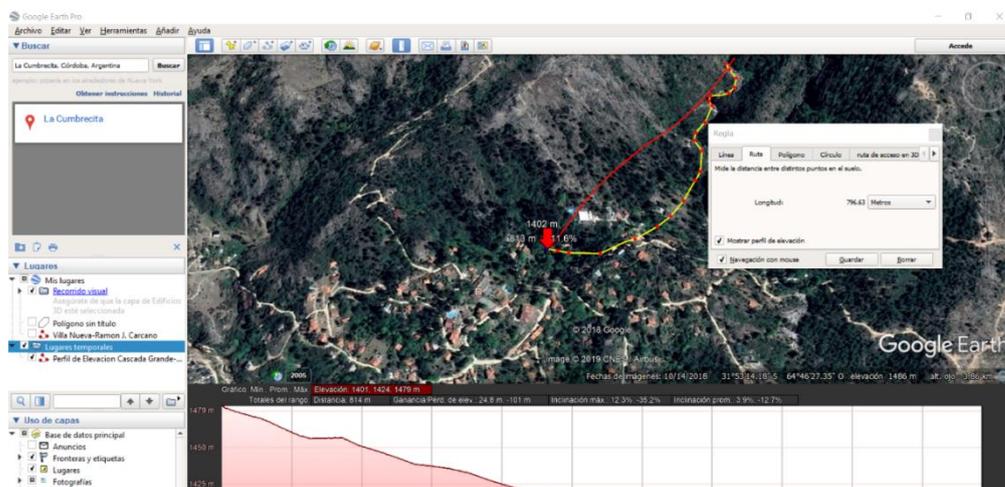


Imagen 3-4 Corte de elevación entre el punto de toma de agua hasta el punto de implantación de la turbina



de la traza de cañería entre ambos puntos se ve el perfil de elevación y la distancia del recorrido.

Si bien el caudal disponible utilizado para el diseño de la turbina en este trabajo se tomó de 0,5 m/s, el caudal presente en este tipo de instalación es solo una fracción del anterior. Sin embargo, a fines de poder obtener una turbina de características constructivas interesantes para la presentación de este trabajo se optó por seguir manteniendo este valor ($Q = 0,5 \text{ m/s}$).

4 DESARROLLO

El aprovechamiento del agua como fuente de energía es muy antiguo. Antes de la Era Cristiana, se utilizaron los cursos de agua para mover ruedas de molinos o elevar el agua para el riego. Sin embargo, recién a fines del siglo XIX, comenzó a usarse la energía del agua para generar electricidad. En la actualidad, alrededor del 20% de la electricidad del mundo se genera a partir de grandes centrales relacionadas a embalses de agua. En Argentina, el 30% de la electricidad es generada a partir de energía hidráulica, y tiene un potencial hídrico que le permitirá aumentar la utilización de este tipo de energía.

Argentina cuenta con un total de 31 represas hidroeléctricas, entre las que se destacan las binacionales Yacyereta (3200 MW) y Salto Grande (1890 MW), y las centrales de Piedra del Águila (1400 MW) y El Chocón (1200 MW) en la provincia de Neuquén.

La Provincia de Córdoba es una de las mayores generadoras de energía de nuestro país, esto se debe en gran parte a la riqueza hídrica de sus suelos, lo que permitió la construcción de grandes represas generadoras de energía.

Existen muchas formas de generar energía eléctrica en el mundo, y las preponderantes hasta el momento son las que utilizan como fuente de energía recursos no renovables. Por un lado, se tiene la energía hidroeléctrica, que utiliza la fuerza del agua (lograda gracias al desnivel que producen los diques en los ríos) para hacer girar las turbinas que generarán la energía. Algunos de los problemas que ha causado este tipo de plantas se centraron más que nada en el área ecológica, ya que la construcción de las presas va acompañada con la inundación de grandes áreas y la esporádica reducción de los caudales de aquellos ríos que son “frenados” por semejantes estructuras.

En el caso de nuestra provincia podemos encontrar diez represas generadoras de energía (más de la cuarta parte de las que existen en todo el país).

- Río Grande 750 MW
- Los Molinos I y II 56,5 MW
- Reolín 33 MW
- San Roque 24 MW
- Cassaffouth 16,2 MW

- La Viña 16 MW
- Fitz Simon 10,5 MW
- Piedras Moras 6,3 MW
- La Calera 4,4 MW
- Cruz del Eje 1,2 MW

Las represas hidroeléctricas son por ahora las mayores generadoras de electricidad de Córdoba, con un total de 918,1 MW. Pero pronto van a ser superadas por aquellas que utilizan combustibles fósiles, y que se conocen como centrales térmicas.

4.1 Energía

La energía es una propiedad de todo cuerpo o sistema material en virtud de la cual éste puede transformarse, modificando su estado o posición, así como actuar sobre otros originando en ellos procesos de transformación.

La energía puede tener distintos orígenes y, dependiendo de ellos se denomina de una forma u otra:

- Energía cinética: Asociada al movimiento de los cuerpos.
- Energía potencial: Es la posición de un campo de fuerzas.
- Energía interna: Temperatura de los cuerpos.
- Energía luminosa: Radiación solar.
- Energía nuclear: Se encuentra en los procesos de fusión (unión de núcleos) o fisión (ruptura de los núcleos) que tienen lugar en el interior de los átomos.

4.2 Energía eléctrica

Actualmente en casi todas las actividades que realizamos los seres humanos, utilizamos la energía eléctrica para satisfacer nuestras necesidades y para mejorar el nivel de vida.

La energía eléctrica es una forma de energía basada en la generación de diferencias de potencial eléctrico entre dos puntos, que permiten establecer una corriente eléctrica entre ambos.



Esta energía es una de las más utilizadas, debido principalmente a la facilidad de transportarla, para convertirla en otras energías y para producirla también a partir de diversas fuentes.

La generación de energía eléctrica se lleva a cabo mediante diferentes tecnologías. Las principales aprovechan un movimiento rotatorio para generar corriente alterna en un alternador o generador eléctrico. El movimiento rotatorio puede provenir de una fuente de energía mecánica directa, como la corriente de un salto de agua, el viento, o de un ciclo termodinámico.

4.3 Energía hidráulica

Se denomina energía hidráulica o energía hídrica a aquella que se obtiene del aprovechamiento de la energía cinética y la energía potencial de la corriente de los ríos, saltos de agua o mareas, siendo la energía renovable más utilizada en todo el mundo.

Se le denomina energía renovable ya que no se consume el recurso debido al ciclo hidrológico natural, más conocido como ciclo del agua, que se rige por el sol, desde el calentamiento del agua de océanos, mares y ríos con su consiguiente evaporación, hasta las precipitaciones, flujo superficial y aguas subterráneas que devuelven el agua a estas masas de agua.

4.4 Centrales de Generación Hidroeléctrica

Una central hidroeléctrica es la que aprovecha la energía hidráulica para producir energía eléctrica. Si se concentran grandes cantidades de agua en un embalse, se obtiene inicialmente, energía potencial, la que por la acción de la gravedad adquiere energía cinética o de movimiento, es decir, pasa de un nivel superior a otro muy bajo, a través de las obras de conducción (la energía desarrollada por el agua al caer se le conoce como energía hidráulica). Por su masa y velocidad, el agua produce un empuje que se aplica a las turbinas, las cuales transforman la energía hidráulica en energía mecánica.

Esta energía se propaga a los generadores que se encuentran acoplados a las turbinas, los que la transforman en energía eléctrica, luego pasa a la subestación elevadora de tensión para que la energía llegue a los centros de consumo con la debida calidad.

Las centrales de generación hidroeléctrica se pueden clasificar como sigue:

- Según sus fines:
 - Centrales que suministran directamente trabajo mecánico.



- Centrales que suministran solo energía eléctrica.
- Centrales que suministran energía eléctrica y cuyo embalse cumple simultáneamente otras finalidades, tales como regadío, navegación, suministro de agua y protección contra las inundaciones.
- Según el tipo de embalse:
 - Centrales de agua fluyente o centrales sin embalse. El agua no turbinada se derrama por el aliviadero de la central, se subdividen en centrales con reserva o sin reserva.
 - Centrales con embalse alimentadas por cursos naturales.
 - Centrales de acumulación por bombeo.
 - Centrales mareomotrices.
- Según la potencia en el eje de la turbina instalada:
 - Micro centrales: $P < 100$ kW.
 - Pequeñas centrales: $100 < P < 1000$ kW.
 - Centrales medianas: $1000 < P < 10000$ kW.
 - Centrales de gran potencia: $P > 10000$ kW.
- Según el sistema de explotación:
 - Centrales aisladas o independientes: alimentan una red de sistema particular sin conexión a una red general alimentada por otras centrales.
 - Centrales coordinadas: alimentan una red general de consumo junto con otras centrales térmicas de combustible fósil. La tendencia moderna es la de unificación de la red nacional con interconexiones a esta red de todas las centrales incluso las más pequeñas.
- Según la demanda que satisfacen:
 - Centrales de base.



- Centrales de semibase.
- Centrales de punta.

4.5 Microcentrales hidroeléctricas

4.5.1 Componentes

Las centrales o aprovechamientos están integrados por un conjunto de obras e instalaciones que permiten crear el desnivel y derivar el caudal utilizado. Están dotadas con los equipos necesarios para el control y la transformación de la energía hidráulica en energía eléctrica y para el transporte de estos últimos hasta los centros de consumos. Los elementos son los siguientes:

- Presa: Es la estructura que eleva el nivel del agua en el río para crear un desnivel y para facilitar un control y la derivación del caudal utilizado. Las presas pueden ser de derivación, en las que el nivel del embalse permanece constante, o de regulación, en las que el embalse varía para aumentar el caudal regulado o modular el caudal turbinado.
- Bocatoma: Se encarga de regular y captar el caudal de agua requerido por la microcentral desde el río, el cual es transportado a través de sus componentes, que son:
- Canal de acceso o abducción: Conduce el agua hasta la cámara de carga y/o desarenador.
- Desarenador: Cumple la función de sedimentar las partículas que lleva el agua (reduciendo la velocidad del caudal) para removerlas adecuadamente.
- Aliviadero: Permite conducir el excedente de agua que rebosa de la cámara de carga.
- Cámara de carga: Se encuentra entre el canal de abducción y la tubería de presión. Se encarga de amortiguar la caída del agua para evitar sobrepresiones en la conducción forzada.
- Tubería de presión: Se encarga de dirigir el agua desde la cámara de carga hasta la turbina, entregándola a la presión generada debido a la caída. Si se selecciona tubería de acero, esta va instalada sobre apoyos. Si es de PVC, esta necesariamente debe ir enterrada o ser recubierta con pintura para permanecer a la intemperie.

- Casa de máquinas: Es el lugar donde se encuentra instalado el grupo hidroeléctrico, conformado por: la turbina hidráulica, el generador eléctrico, el sistema de transmisión de potencia y el tablero de control.
- Canal de descarga: Es a través del cual el agua, después de entregar su energía a la turbina, retorna al río o a otro canal para continuar su paso.
- Chimenea de equilibrio: Es una estructura para amortiguar la energía durante la parada o para movilizarla durante el arranque de la turbina, en esencia, es un depósito en comunicación con la galería.
- Equipo hidromecánico: Es el conjunto de elementos encargados de transformar la energía potencial de la corriente de agua.
- Equipo electromecánico: Es el encargado de transformar la energía mecánica suministrada por la turbina en energía eléctrica, el elemento encargado de hacer esta transformación se denomina alternador o generador.
- Subestación: Son los equipos o instalaciones que se encargan de la protección frente a las perturbaciones eléctricas externas y del transporte de la energía generada hasta los centros de consumo, entre ellos se tienen a los transformadores, centros de control y reguladores.

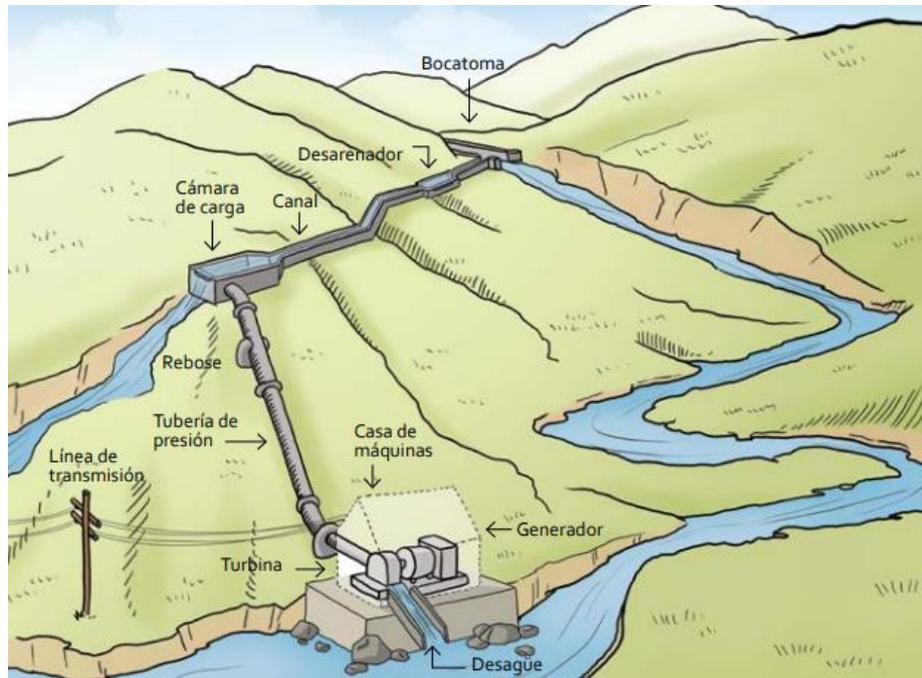


Imagen 4-1 Instalación completa tipo de una central hidroeléctrica

El equipo hidromecánico de una central hidroeléctrica es el conjunto de elementos encargados de transformar la energía potencial de la corriente de agua en energía

mecánica giratoria que se transmite por un eje al generador de corriente alterna. El elemento principal de este conjunto es la turbina.

Las turbomáquinas son máquinas rotativas que permiten una transferencia energética entre un fluido y un rotor provisto de álabes, mientras el fluido pasa a través de ellos.

Una turbina es una máquina hidráulica receptora que transforma energía hidráulica en energía mecánica mediante el paso de fluido por su interior, el cual no sufre un cambio de densidad considerable a través de su paso por el rodete.

4.6 Clasificación de las turbinas hidráulicas

Se pueden clasificar según la trayectoria de sus partículas y el grado de reacción.

4.6.1 Según la trayectoria de sus partículas

- Turbinas de flujo tangencial: La partícula del fluido ingresa tangencialmente a la superficie de revolución del rodete, moviéndose esencialmente en un plano tangencial.
- Turbinas radiales: La partícula del fluido recorre un el rodete una trayectoria situada en un plano transversal al eje de la turbomáquina: la velocidad absoluta y relativa en todo punto del rodete carece de componente axial.
- Turbinas axiales: Toda partícula del fluido recorre en el rodete una trayectoria situada en un cilindro coaxial con el eje de la turbomáquina. La velocidad absoluta y relativa en todo punto del rodete carece de componente radial.
- Turbinas de flujo mixto o diagonal: Toda partícula de fluido recorre en el rodete una trayectoria situada en la superficie cónica o en una superficie cualquiera de revolución no desarrollable.

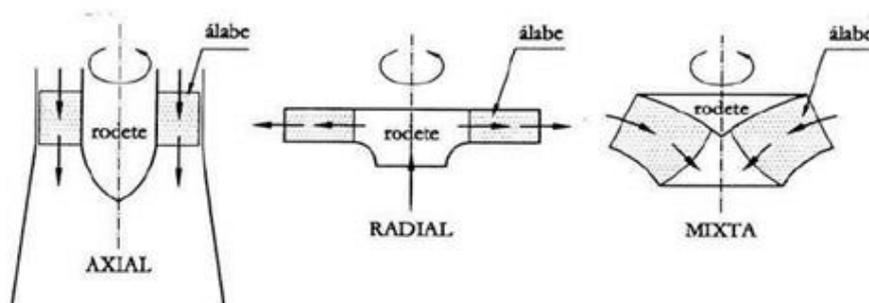


Imagen 4-2 Tipos de turbinas

4.6.2 Según el grado de reacción

Se clasifican en dos grupos: turbinas de acción cuando el grado de reacción es cero y turbinas de reacción si es distinto de cero.

El grado de reacción se define como:

$$Gr = \frac{\textit{Presion Estatica del fluido en Rodete}}{\textit{Presion total del fluido en sistema}}$$

Turbinas de acción

Son turbinas en las que el caudal de agua se utiliza en forma de chorro, impactando a los álabes a presión atmosférica, conservando una presión constante en su paso por el rodete, para lo que previamente se ha de transformar toda la energía potencial en energía cinética.

Turbinas de reacción

Son aquellas en el que el fluido sufre un cambio de presión considerable en su paso por el rodete. El fluido entra en el rodete con una presión superior a la atmosférica y a la salida de este presenta una depresión. Se caracterizan por presentar una tubería de aspiración, la cual une la salida del rodete con la zona de descarga de fluido. Las alturas de salto neto que utilizan las turbinas actuales, así como los tamaños y potencias de las mismas, oscilan entre amplios límites, según se muestra en la Imagen 4-3.

4.7 Rango de aplicación de la turbina

Estudios realizados en 2004 por el programa de tecnología del Reino Unido llevado a cabo por el grupo intermediario para las tecnologías energéticas (IT Power Group) en conjunto con una firma privada de ingenieros NHT Engineering Ltd. Examinó la información disponible de algunos de los fabricantes y sus modelos construidos, con el objetivo de crear una guía para el para realizar un estudio de prefactibilidad para una pequeña central hidroeléctrica con una TFC (Turbina de Flujo Cruzado). Del estudio se obtuvo el siguiente gráfico (Ver Imagen 4-3), que muestra el rango de operación de las TFC.

Como puede observarse la mínima altura de salto recomendado para esta turbina según la Imagen 4-3, es de 5 metros; además, dependiendo del diámetro seleccionado para la turbina, existe un amplio rango de revoluciones en la que puede trabajar la TFC. Siendo lo más recomendable que trabaje en el área sombreada por facilidades

constructivas. Se observa además que la potencia máxima empleada en la gráfica es de 500 kW. Cabe aclarar que dicho estudio considera que estas turbinas no deberían utilizarse en aplicaciones donde se generen potencias superiores a 500 kW.

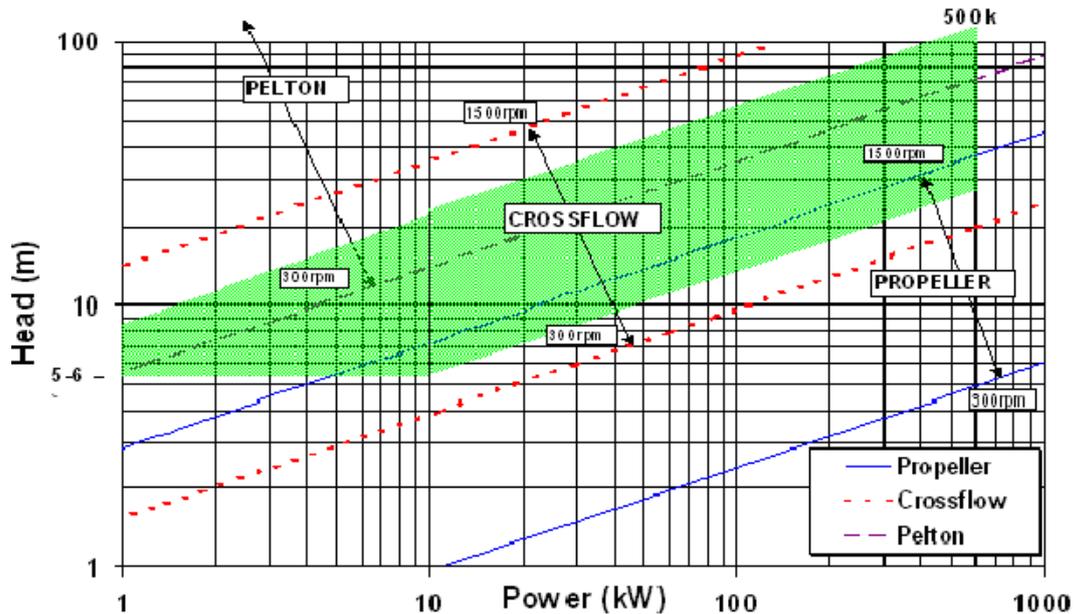


Imagen 4-3: Rangos de operación de la TFC considerando potencia, cabeza de presión y revoluciones. [NHT Engineering e IT Power Ltd., 2004]

Esto no significa que no puedan ser empleadas para obtener potencias superiores. Los rangos generales de operación de esta turbina son los siguientes:

- Altura (H) 1m - 100m.
- Caudal (Q) 0,2 m³/s - 7 m³/s.
- Potencia (P) P 15kW – 6MW.
- Velocidad específica $30 < N_s < 210$ ó $23 < N_q < 70$.

Dichos valores de N_s (Velocidad Especifica en función de Potencia y H) como N_q (Velocidad especifica en función de caudal) dan un rango establecido en base a las experiencias e investigaciones por parte de los fabricantes y universidades que han realizado estudios sobre la turbina. Este es un rango donde la operación de la turbina ha mostrado mayores eficiencias.

La **velocidad específica** (N_s), es aquella velocidad a la cual gira un modelo geoméricamente semejante a la turbina real o prototipo, bajo una cabeza de un metro para producir una potencia de 1 kW.

La **velocidad específica** (N_q) es el número característico más importante para las turbinas hidráulicas. Es el número específico de revoluciones que debería tener un tipo de turbina determinado, para evacuar un caudal $Q = 1 \text{ m}^3$, bajo un salto de $H = 1 \text{ m}$, con el máximo rendimiento posible. Es una medida para la relación entre la velocidad del agua y el número de revoluciones. Se diferencia entre turbinas lentas, en las que la velocidad del agua es claramente superior a la velocidad circunferencial, y turbinas rápidas, en las que se da el caso contrario.

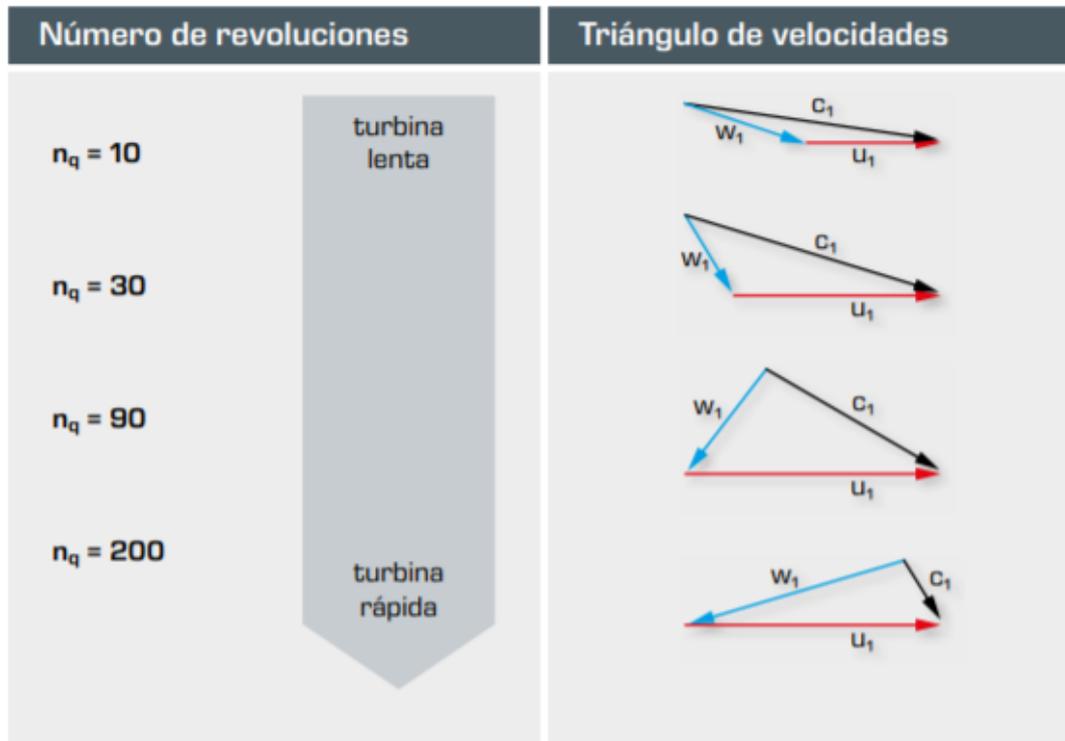


Imagen 4-4 Rango de N_q y Triángulo de velocidades

El rango de N_s y N_q depende de las condiciones de diseño como: la altura neta disponible y el caudal de diseño. Fabricantes de turbinas de flujo cruzado, concuerdan que existe un rango de aplicación definido por las velocidades específicas.

En el caso del Fabricante Ossberger, establece un rango de aplicación para las TFC en función de N_q , tal como se muestra en la Imagen 4-5, en función de N_q y la altura neta.

La ventaja de (N_q) frente a (N_s) radica en que no se basa en hechos hipotéticos, sino sobre datos que se pueden determinar exactamente antes de construir la turbina.

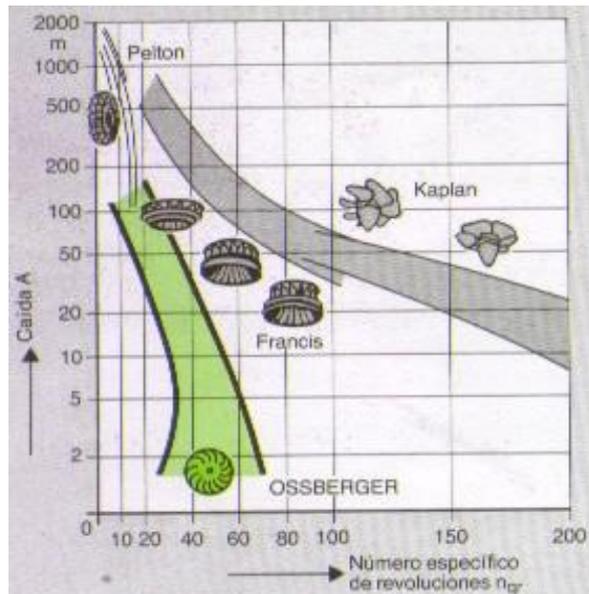


Imagen 4-5 Rango de N_q para la TFC según el fabricante Ossberger (válida desde 1987) [Ossberger GmbH & Co, 2007].

Además, se puede seleccionar la turbina deseada mediante el gráfico altura-caudal. El diagrama salto-caudal permite seleccionar tipos de turbinas, orientado principalmente para aplicaciones en mini, micro y pico centrales hidroeléctricas.

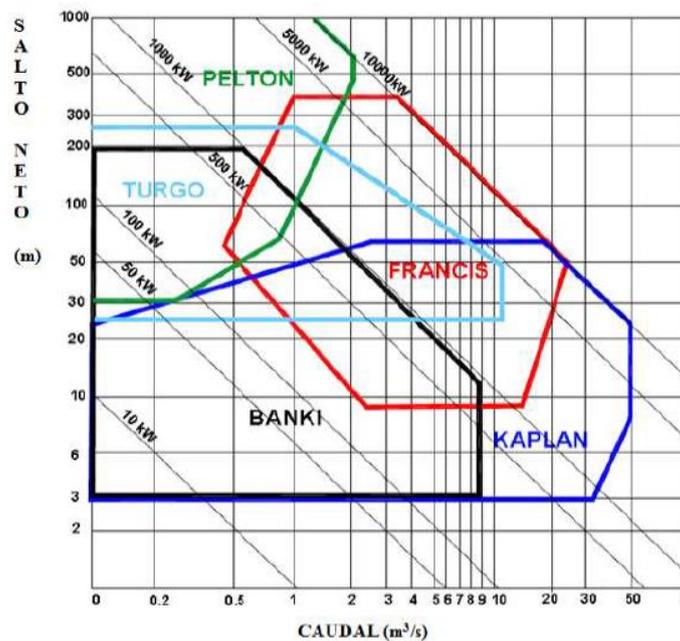


Imagen 4-6 Relación del tipo de turbinas en función del salto y el caudal.

4.8 La turbina de flujo transversal como turbina de acción

Según la teoría de las turbomáquinas, se puede relacionar la cupla en el eje de una turbina con el salto o altura útil, arribando a la ecuación de Euler para turbomáquinas, de la cual una de sus formas es la siguiente:



$$g \cdot Hr = \underbrace{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}}_{1^{\text{er}} \text{ término}} + \underbrace{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}_{2^{\text{do}} \text{ término}} + \underbrace{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}}_{3^{\text{er}} \text{ término}} \quad (1)$$

Donde:

- g = Aceleración de gravedad expresada en metros sobre segundo al cuadrado (m/s^2).
- Hr = Altura útil expresada en metros (m).
- c = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).
- u = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).
- w = Velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (m/s).

El primer término de esta ecuación representa la variación de la energía cinética que se produce en el fluido entre la entrada y la salida de la turbina.

El segundo término representa el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga entre la entrada y la salida de la misma.

El tercer término finalmente traduce el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la salida. Por lo tanto, el primer término es energía cinética y los otros dos términos son de energía de presión, es decir se expresa de la siguiente manera:

$$g \cdot Hr = g \cdot (H_{est} + H_{din}) \quad (2)$$

Donde:

- g = Aceleración de gravedad expresada en metros sobre segundo cuadrado (m/s^2).
- H_r = Altura útil expresada en metros (m).
- H_{est} = Altura estática o de presión expresada en metros (m).
- H_{din} = Altura dinámica o de presión expresada en metros (m).

El cambio energético está formado por un término que podemos llamar dinámico y un término representativo del trabajo de las fuerzas de presión, que denominaremos estático. El grado de reacción es la relación entre la energía estática que se transforma dentro del rotor y la energía total, o sea:

$$Gr = \frac{H_{est}}{H_{tot}} \quad (3)$$

Donde:

- Gr = Grado de reacción.
- H_{est} = Altura estática o de presión expresada en metros (m).
- H_{tot} = Altura del inyector en cada punto expresada en metros (m).

En las turbinas de "acción" el grado de reacción es igual a cero, es decir que se puede demostrar que la presión en la entrada es igual a la presión en la salida, ($p_1 = p_2$), o sea que el escurrimiento a través del rotor es a presión constante. En definitiva, en este caso, a la entrada y salida del rodete reina la presión atmosférica.



5 DIMENSIONAMIENTO

El proceso para el dimensionamiento de una TFC se detalla con los siguientes puntos:

- Determinar que las condiciones con que se dimensionara la turbina se encuentren efectivamente en el rango de aplicación de las TFC. Para ello se calcula el valor de N_q o N_s . Debido a que inicialmente no se conoce el caudal de diseño con plena certeza se evaluará, mejor, un rango constituido por el máximo y mínimo caudal registrado en el lugar de la aplicación.
- Dimensionar el diámetro y largo del rodete. Es posible partir de la velocidad angular que se busca a la salida del sistema, con ello es más fácil determinar el diámetro y consecuentemente el largo del rodete.
- Se selecciona el número de alabes necesarios para el rodete. Estudios recientes demuestran que el número de estos no depende del tamaño del rodete.
- Se selecciona el número de alabes que se encontrarán activos simultáneamente a la salida del inyector. Es recomendable que la relación entre los activos con respecto al total no sea mayor a 0.35
- El diseño del inyector depende del acondicionamiento del flujo de agua que se requiere al ingreso al rodete. Si no se requiere regulación de caudal, se recomienda dimensionar un inyector a partir de la curva helicoidal propuestas por la Intermediate Technology Development Group (ITDG). Si una regulación de caudal es necesaria, es posible optar por dimensionar una geometría propuesta por organizaciones como la Organización Latinoamericana de la Energía (OLADE) o el Centro Suizo para la cooperación de desarrollo en Tecnología y Gerencia (SKAT).

Considerando a la turbina Michell-Banki como una máquina de acción pura y haciendo el análisis análogamente a lo realizado por diferentes autores para otras turbinas, en dichas investigaciones se parte del hecho de que, para la obtención de la máxima energía proveniente del agua, se deberá cumplir con la siguiente ecuación:

$$U_1 = \frac{C_1}{2} \quad (4)$$

Donde:

- U_1 = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).

- C_1 = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).

5.1 Análisis del diseño hidráulico de la turbina de flujo cruzado

En la Imagen 5-1 pueden apreciarse los triángulos de velocidades para las dos etapas ya mencionadas. Como puede verse, existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de entrada a la segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es una corriente libre que no interfiere con elemento alguno del rotor.

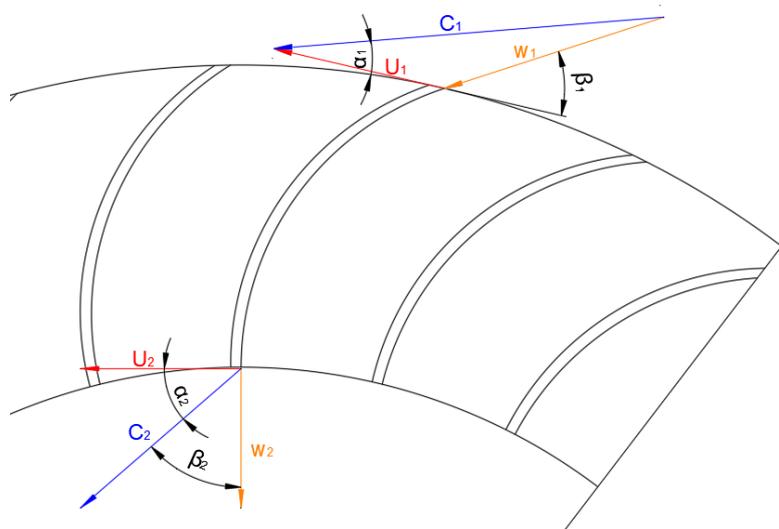


Imagen 5-1 Velocidades a la entrada y salida del alabe de entrada

Como se mencionó anteriormente se realizará el diseño hidráulico de esta máquina en base a la suposición de que es una turbina de acción.

Debido a las características de ésta se va a modificar el principio de máxima utilización de la energía en lo referente a la relación de velocidades.

De lo anterior se desprende que para obtener la máxima eficiencia deberá cumplirse:

$$U_1 = \frac{C_{u1}}{2} \quad (5)$$

$$C_{u1} = C_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad (6)$$

Donde:

- U_1 = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).

- C_{u1} = Componente de la velocidad absoluta en la dirección tangencial expresada en metros sobre segundo (m/s).

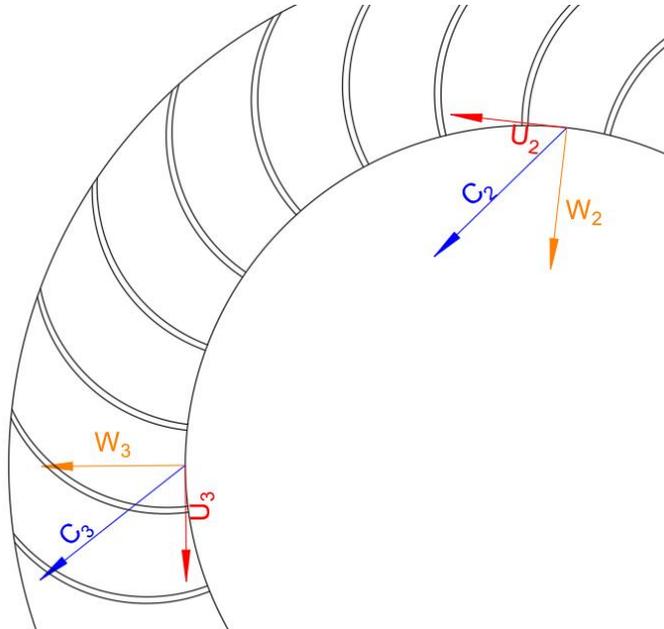


Imagen 5-2 Semejanza de triángulos en salida de alabes primarios y entrada de alabes secundarios

Esto se debe a que el agua no ingresa en forma totalmente paralela al plano longitudinal que contiene al eje como ocurre en una turbina Pelton.

La velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector para una máquina de acción está dada por la siguiente ecuación:

$$C_1 = k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (7)$$

Donde:

- C_1 = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).
- K_c = Coeficiente de velocidad del inyector.
- g = Aceleración de gravedad expresada en metros sobre segundo cuadrado (m/s^2).
- H_n = Altura neta expresada en metros (m).

Triángulo de velocidades unificado

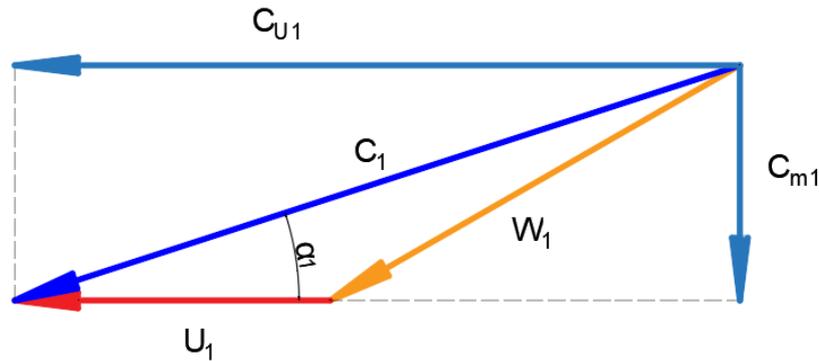


Imagen 5-3 Triángulo de velocidades a la entrada de los alabes primarios

$$w_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad (8)$$

Donde:

- W_1 = Velocidad relativa del fluido expresada en metros sobre segundo (m/s).
- C_1 = Velocidad absoluta expresada en metros sobre segundo (m/s).
- U_1 = Velocidad tangencial de la turbina expresada en metros sobre segundo (m/s).
- α_1 = Angulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial expresado en grados ($^\circ$).

Por lo tanto, para la máxima utilización de la energía utilizaremos la siguiente ecuación:

$$w_1^2 = C_1^2 + \left(\frac{C_{u1}}{2}\right)^2 - 2 \cdot C_1 \cdot \frac{C_{u1}}{2} \cdot \cos(\alpha_1) \quad (9)$$

Observando los vectores de la Imagen 5-3 obtenemos la siguiente ecuación:

$$w_1^2 = C_1^2 + \left(\frac{C_1 \cdot \cos(\alpha)}{2}\right)^2 - 2 \cdot C_1 \cdot \frac{C_{u1}}{2} \cdot \cos(\alpha_1) \quad (10)$$

Finalmente reduciendo la ecuación anterior obtenemos que:

$$w_1^2 = C_1^2 \cdot \left(1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2(\alpha_1)\right) \quad (11)$$



Si se cumplen con las siguientes condiciones:

$$C_{m1} = C_1 \cdot \text{sen}(\alpha_1) \quad (12)$$

$$C_{m1} = w_1 \cdot \text{sen}(\beta_1) \quad (13)$$

Donde:

- C_m = Componente de la velocidad absoluta en la dirección meridiana.
- β_1 = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad Tangencial ($^\circ$).

Relacionando las ultimas 3 ecuaciones obtenemos lo siguiente:

$$\beta_1 = \arcsen\left(\frac{\text{sen}(\alpha_1)}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2(\alpha_1)}}\right) \quad (14)$$

El ángulo α_1 varía generalmente entre los catorce y diecisiete grados ($14^\circ - 17^\circ$). De acuerdo con esta ecuación tenemos que el ángulo β_1 variará de acuerdo a los valores mostrados en la siguiente tabla.

Tabla 5-1 Relación entre α_1 y β_1

α_1		β_1	
<i>Radianes</i>	<i>Grados</i>	<i>Radianes</i>	<i>Grados</i>
0,26	15	0,49	28,19
0,27	15,2	0,50	28,52
0,27	15,4	0,50	28,85
0,27	15,6	0,51	29,18
0,28	15,8	0,52	29,51
0,28	16	0,52	29,83
0,28	16,102	0,52	30,00
0,28	16,2	0,53	30,16
0,29	16,4	0,53	30,48
0,29	16,6	0,54	30,80
0,29	16,8	0,54	31,13
0,30	17	0,55	31,44

El ángulo β_1 influye en la construcción del rotor lo que lleva a tratar de utilizar valores que faciliten dicha construcción.

De acuerdo con esto será conveniente adoptar un ángulo α_1 de $16,102^\circ$ con lo que se obtendrá un ángulo β_1 de 30° .

Para los álabes secundarios (los álabes a la salida del rodete) se tomará el siguiente triángulo de velocidades con sus respectivas formulas.

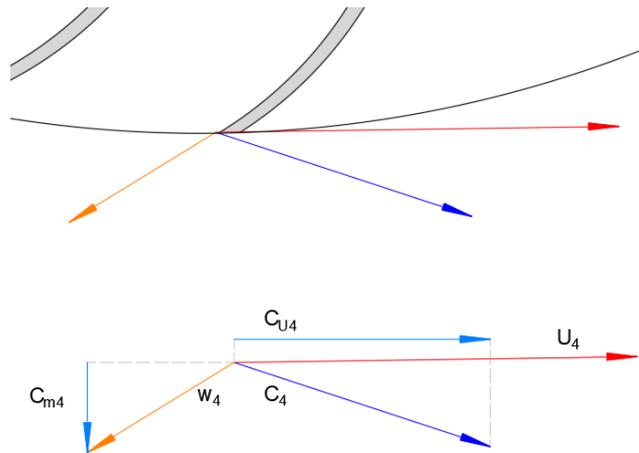


Imagen 5-4 Triángulo de velocidades a la salida de los álabes secundarios

Para obtener las velocidades y ángulos de salida para los álabes de salida o álabes secundarios se plantean las siguientes ecuaciones:

$$C_{m4} = C_{m1} \quad (15)$$

$$W_4 = \frac{C_{m4}}{\text{sen } \beta} \quad (16)$$

$$C_4 = \sqrt{(W_4 * \text{sen}(\beta))^2 + (U_4 - W_4 * \text{cos}(\beta))^2} \quad (17)$$

$$U_4 = U_1 \quad (18)$$

$$C_{U4} = C_4 * \cos(\alpha_4) \quad (19)$$

Donde α_4 se definirá en función de los valores de W_4 y U_4 . Cabe aclarar que la velocidad absoluta de salida ira variando a medida que la turbina adquiera velocidad y por lo tanto el valor de α_4 acompañará las variaciones de los vectores de la velocidad relativa y tangencial del rodete.

5.2 Dimensionamiento del rodete

5.2.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina

De acuerdo a lo dicho con anterioridad el diámetro de esta máquina no depende del caudal. Esta premisa facilita el diseño, pues otorga al diámetro el carácter de parámetro independiente.

Esto se afirma por el hecho de que esta turbina puede trabajar dentro de un amplio rango de velocidades de rotación. De acuerdo con esto el diámetro podrá ser seleccionado en primer término. Muchos autores señalan que para pequeños aprovechamientos hidráulicos los diámetros comúnmente utilizados van desde los 200mm hasta los 500mm. Lo que se hace frecuentemente es seleccionar el diámetro de los diagramas estandarizados que ofrece la bibliografía disponible y tomar a éste como base del diseño.

Algunos factores a tener en cuenta son los siguientes:

- Si se reduce el diámetro del rodete se reduce el rendimiento hidráulico.
- Los rodetes más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.

Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina a fin de evitar cambios de sección demasiado bruscos entre la tubería y el inyector que provocan fuertes perturbaciones en la vena fluida.

Se debe tener en cuenta al seleccionar el diámetro del rodete el grado de simplicidad en la fabricación de la turbina.

Una vez seleccionado el diámetro se procede a calcular la velocidad de giro esperada en la turbina. Para ello se calcula previamente la velocidad del chorro libre (C_1) a la salida del inyector.

$$C_1 = k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (20)$$

La velocidad de giro relativa al rodete en la periferia de turbina para la cual se obtiene la máxima eficiencia será U_1 .

$$U_1 = \frac{C_{u1}}{2} = \frac{C_1 \cdot \cos(\alpha_1)}{2} = N \cdot \pi \cdot \frac{D_1}{60} \quad (21)$$

Despejando para $\alpha_1=16^\circ$ (Angulo de diseño sugerido por el doctor Banki) la velocidad de la turbina (N) será:

$$N = \omega \cdot \frac{60}{2\pi} = 40,632 \cdot \frac{k_c \cdot \sqrt{H_n}}{D_1} \quad (22)$$

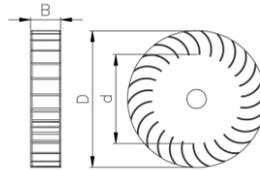
5.2.2 Número de álabes del rotor

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal. Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja (causado por el espesor de los álabes a la entrada del rodete)

Según las investigaciones de A. Ulku y H. Olgun existe un número óptimo de álabes. En la tabla siguiente (Tabla 5-2) se transcriben los resultados de diferentes investigaciones reflejadas en la literatura.

Tabla 5-2 Dimensiones de referencia de diferentes autores

REFERENCIA	D/d	D/B	Z	η_h (%)
YOKOHAMA (1985) JAPON	0.66	4.25	26	80.60
VIGM (1986) CCCP	0.63	3.00	24	78.00
GANZ (1984) HUNGRIA	0.66	1.00	30	75.00
ALABAMA (1983) USA	0.66	0.25	20	75.00
RESITA (1983) RUMANIA	0.66	1.28	24	73.00
KTU (1987) TRAZBON TURKIA	0.54	0.81	24	71.30
OREGON (1949) USA	0.66	1.09	20	68.00
VDI (1981) ETIOPIA	0.67	3.26	36	66.00
LOS ANDES (1973) COLOMBIA	0.62	1.87	27	60.60
ODTU (1985) ANKARA TURKIA	0.83	1.44	30	55.50



De esta tabla se desprende que el número óptimo de álabes (Z) está entre 24 y 30.

En este caso se van a realizar los cálculos con 26 álabes.

5.2.3 Determinación de la geometría del álabe

De acuerdo a lo analizado, el álabe de una turbina de flujo cruzado tiene la forma de una sección circular.

Según el número de álabes seleccionado anteriormente se tendrá el paso entre álabes automáticamente con la siguiente ecuación:

$$\hat{z} = \frac{360^\circ}{Z} \quad (23)$$

El siguiente paso es determinar los diferentes parámetros y ubicación de dichos álabes. Observando la Imagen 5-5 se pueden obtener los ángulos característicos así:

$$\theta = \gamma + 30^\circ \quad (24)$$



$$\lambda = 90^\circ + \theta = 180 - \hat{z} - \gamma \quad (25)$$

Que reemplazando en la ecuación anterior:

$$\gamma = 30^\circ - \frac{\hat{z}}{2} \quad (26)$$

Trabajando análogamente a la ecuación anterior:

$$\theta = 60^\circ - \frac{\hat{z}}{2} \quad (27)$$

$$\lambda = 150^\circ - \frac{\hat{z}}{2} \quad (28)$$

Por relación geométrica se tiene:

$$\delta = 180^\circ - \gamma - 30^\circ - \theta \quad (29)$$

$$\delta = \hat{z} + 60^\circ \quad (30)$$

Definiendo el ancho radial del álabe A como:

$$A = R_1 - R_2 \quad (31)$$

El ancho radial del álabe es una medida muy importante ya que si es demasiado corto no se puede aprovechar bien la vena fluida y si es largo radialmente se producirán mayores pérdidas por rozamiento y perturbaciones a la salida del mismo, que serán mayores si el eje es pasante.

Por lo tanto, debería hallarse una expresión que vincule el ancho radial A con los parámetros fundamentales de la turbina.

Por el teorema del seno:

$$\frac{\text{sen}(\lambda)}{R_1} = \frac{\text{sen}(\gamma)}{R_2} \quad (32)$$

$$R_2 = \frac{\text{sen}(\gamma) \cdot R_1}{\text{sen}(\lambda)} \quad (33)$$

Por lo tanto:

$$A = R_1 - \frac{\text{sen}(\gamma) \cdot R_1}{\text{sen}(\lambda)} \quad (34)$$

La cuerda A_p puede determinarse de la siguiente manera:

$$\frac{\text{sen}(\hat{z})}{A_p} = \frac{\text{sen}(\lambda)}{R_1} \quad (35)$$

$$A_p = R_1 \cdot \frac{\text{sen}(\hat{z})}{\text{sen}(\lambda)} \quad (36)$$

Por último, el radio del álabe R_a se obtiene como sigue:

$$\frac{\text{sen}(\delta)}{A_p} = \frac{\text{sen}(\theta)}{R_a} \quad (37)$$

$$R_a = A_p \cdot \frac{\text{sen}(\theta)}{\text{sen}(\delta)} \quad (38)$$

Luego:

$$R_a = \frac{\text{sen}(\theta)}{\text{sen}(\delta)} \cdot R_1 \cdot \frac{\text{sen}(\hat{z})}{\text{sen}(\lambda)} \quad (39)$$

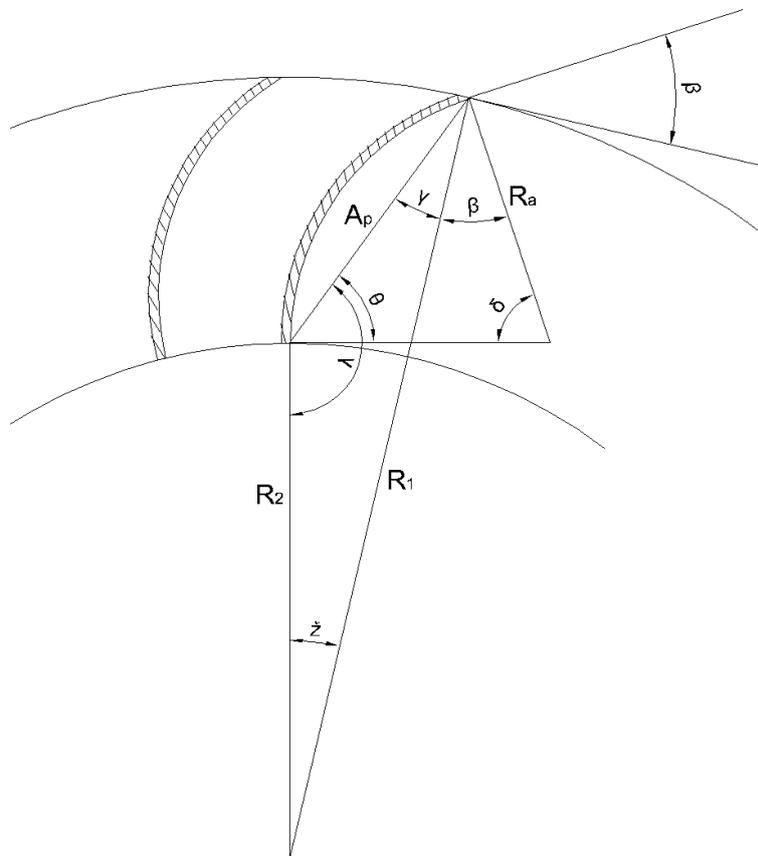


Imagen 5-5 Ángulos fundamentales del álabe

Como puede verse, todos los parámetros han sido expresados en función del radio R_1 de la turbina con lo que, una vez seleccionado el diámetro, todos los parámetros surgen automáticamente.



5.2.4 Resultados obtenidos

Según lo desarrollado anteriormente se propuso obtener los parámetros fundamentales de la turbina mediante las ecuaciones correspondientes y suponiendo algunos de ellos como sabidos.

Estos fueron volcados en una hoja de cálculo de Excel y la misma se construyó con las ecuaciones antes expuestas. Esta tabla no solo permite determinar valores importantes de la turbina (como ser torque y potencia máximos) sino que también permite generar las curvas características de Turbomáquinas. Adicionalmente, esta tabla permite realizar cambios en los datos de entrada (salto neto, caudal disponible, geometría del rodete, etc.) y poder visualizar instantáneamente el cambio de los valores de salida. Cabe aclarar que esta tabla solo brinda valores nominales teóricos (con posibilidad de ajustar estos por medio de coeficientes) y el funcionamiento en condiciones reales solo podrá ser analizado por medio de ensayos a escala respetando las reglas de semejanza con el modelo real.

En primer lugar, se definirán los parámetros fijos o predefinidos que harán de input a la tabla. Luego se encontrarán los valores arrojados para el cálculo de los parámetros de salida.

La tabla estará compuesta por 5 secciones:

- Parámetros de entrada
- Ángulos Fundamentales
- Geometría Rodete
- Triangulo de Velocidades
- Valores de Salida

Parámetros fijos

- Altura neta (H)= 50 m
- Diámetro Exterior de rodete (D_1) = 0,5 m
- Coeficiente del inyector (K_c)= 0,95
- Ángulo de ataque (β)= 30°
- Coeficiente (X_z)= 0,21

El coeficiente X_z se emplea para considerar la fracción máxima de apertura del inyector y por lo tanto los alabes activos que se encuentran trabajando simultáneamente. Constructivamente este equivale a $0,21$ (75°) el cual se utilizará para los cálculos de potencia y torque máximos.

A continuación, se muestra una tabla de Excel (Tabla 5-3) donde se ven los datos obtenidos

Tabla 5-3 Tabla maestra de cálculo de los parámetros de la turbina

		Columna de Ingreso	Valores		
Parametros de Entrada	Coef del Inyec	K_c	0,95	0,95	0,95
	Salto neto	H (m)	50	50	50
	Q disponible	(m^3/s)	0,5	0,5	0,5
	Numero de Alabes	Z	26	26	26
	Angulo (U-W)	ξ (rad,°)		2,61799388	2,61799388
	Angulo (U-W)	β (°)	30		
	Angulo (U-W)	β (rad)		0,52359878	0,52359878
	RPM	n (rpm)		0	20
	Velocidad de Rotacion	ω (rad/s)		0	2,0943951
Angulos Fundamentales	Paso	ζ (rad,°)		0,24166097	0,24166097
	Angulos Fundamentales de Rodete	θ (rad,°)		0,92636706	0,92636706
		γ (rad)		0,40276829	0,40276829
		λ (rad)		2,49716339	2,49716339
		δ (rad)		1,28885852	1,28885852
	Angulo (C-U)	α (rad)		0,52359878	0,51438337
		α (°)		30	29,4719962
	Angulo (C-W)	φ (rad)		0	0,0092154
Geometria de Rodete	Radio Exterior	R_1 (m)	0,25	0,25	0,25
	Radio Interior	R_2 (m)		0,16311763	0,16311763
	Radio de Alabe	R_a (m)		0,0828905	0,0828905
	Ancho del Rodete	B (m)	0,1	0,1	0,1
	Area activa	A_a (m ²)		0,03298672	0,03298672
	Area alabe ext.	A_{a1} (m ²)		0,00604152	0,00604152
	Area alabe int.	A_{a2} (m ²)		0,00394192	0,00394192
	Álabes act	Z_a		5,46	5,46
Paso	P_z (m)		0,06041524	0,06041524	
Triangulos de Velocidades	Alabes Primarios	U_1 (m/s)		0	0,52359878
		C_1 (m/s)		29,7497168	29,7497168
		W_1 (m/s)		29,7497168	29,2736087
		C_{m1} (m/s)		14,8748584	14,6368044
		C_{u1} (m/s)		25,7640105	25,8999924
	Alabes Secundarios	C_{m4} (m/s)		14,8748584	14,6368044
		W_4 (m/s)		29,7497168	29,2736087
		C_4		29,7497168	28,821348
		U_4 (m/s)		0	0,52359878
		α_4		0,52359878	0,53268242
	C_{u4}		-25,7640105	-24,8280901	
Valores de Salida	Coef de Eficiencia Flujo Cruzado	K_e	0,95	0,95	0,95
	Torque Total	T (Nm)		6004,8075	5816,97906
	Potencia Total [KW]	P (KW) { T, ω }		0	12,1830525
	Potencia Total [CV]	P (CV) { T, ω }		0	16,337717
	Potencia Hidraulica [KW]	P (kW) { H, Q }		240,675024	236,823313
	Rendimiento	(P_t/P_h) %		0%	5%
	Coef Z_a/Z (0,05;0,35)	X_z	0,21	0,21	0,21
Caudal	Q (m ³ /s)		0,49067283	0,48282021	

A partir de estos valores es posible calcular los valores del torque, potencia y rendimiento asociados a este rodete.

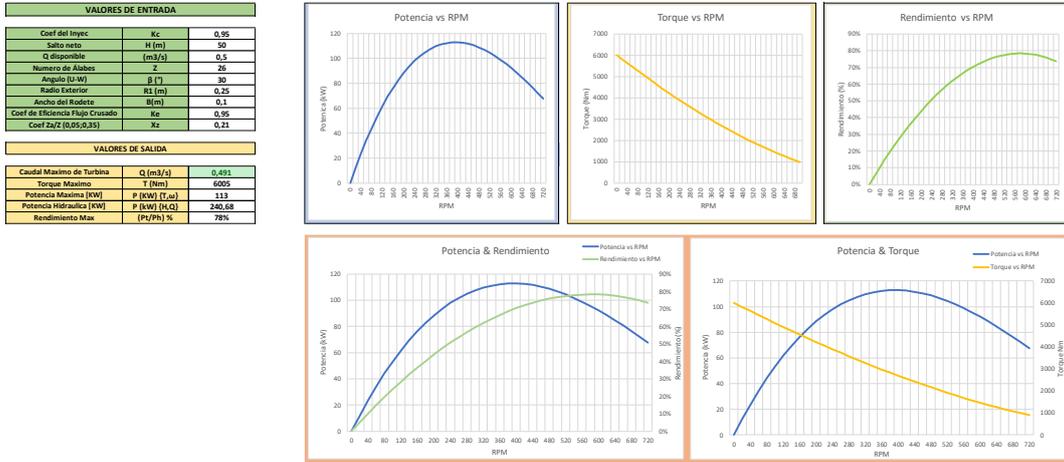


Imagen 5-6 Tabla de Valores de Entrada y Salida y gráficos correspondientes a Potencia, Torque y Rendimiento en función de las RPM de la turbina

5.3 Cálculo de torque

Para el cálculo del torque entregado por un alabe se debe encontrar el momento angular del chorro antes de entrar al alabe y después de salir. La variación de momento angular que genera el alabe generará el torque que hace girar la turbina.

Para encontrar el momento angular en cada punto se descompone la velocidad absoluta en una dirección tangencial a la turbina (C_u)

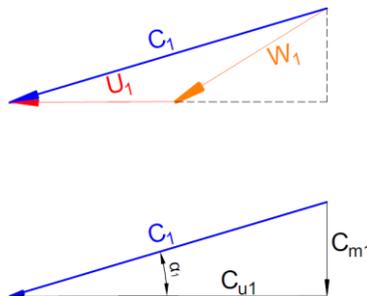


Imagen 5-7 Triangulo de Velocidades a la entrada del alabe

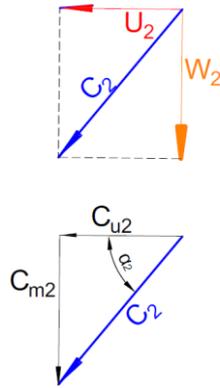


Imagen 5-8 Triangulo de velocidades a la salida del álabe

El valor de cada velocidad proyectada por la distancia al eje de rotación por el producto del caudal que atraviesa el álabe dará el momento angular en ese punto.

$$\frac{Ln}{dt} = C_{un} * r_n * \dot{m} \quad (40)$$

Para encontrar el momento que genera el cambio de dirección del chorro dentro del álabe se debe hacer la diferencia de momentos angulares en cada punto.

$$\frac{dL}{dt} = M \quad (41)$$

$$L_1 - L_2 = (C_{u1} * R_1 * \dot{m}) - (C_{u2} * R_2 * \dot{m}) \quad (42)$$

$$T_1 = \dot{m}(C_{u1} * R_1 - C_{u2} * R_2) \quad (43)$$

Los álbes a la entrada de la turbina generaran el correspondiente torque T_1 . Teniendo en cuenta ahora los álbes a la salida de la turbina (álbes secundarios), estos generan la misma acción que los de entrada al presentar una variación de momento angular de la turbina. Por lo tanto, para los álbes de salida se tendrá la ecuación siguiente.

$$T_2 = \dot{m}[(C_{u3} * R_2 - C_{u4} * R_1)] \quad (44)$$

Sumando los efectos de ambos álbes se tiene:



$$T = \dot{m}[(C_{u1} * R_1 - C_{u2} * R_2) + (C_{u3} * R_2 - C_{u4} * R_1)] = T_1 + T_2 \quad (45)$$

Como se presenta una semejanza de triángulos de velocidades entre la salida de los álabes primarios y la entrada de los secundarios, estos podrían anularse quedando la ecuación anterior como:

$$T = \dot{m} * [(C_{u1} * R_1 - C_{u4} * R_1)] \quad (46)$$

Esta ecuación considera que el flujo en los alabes secundarios entran perfectamente desde que sale de los alabes primarios, pero como se puede inferir esto no es así. Las trayectorias de los flujos salientes deberían chocar tanto con el eje como con los demás flujos en tráfico dentro del rodete.

Por lo tanto, debería considerarse la utilización de un coeficiente de eficiencia de los álabes secundarios, modificando la ecuación anterior:

$$T = Kea * \dot{m} * R_1 * [(C_{u1} - C_{u4})] \quad (47)$$

Para el análisis teórico este coeficiente tomará un valor de 0,95. Cabe aclarar que este valor (para ser representativo de la situación dentro de la turbina) deberá ser consolidado con la prueba de prototipos o durante la puesta en marcha del equipo.

5.4 Cálculo de potencia

Una vez obtenido el momento puede obtenerse la potencia desarrollada por la turbina en función del número de RPM que esta tenga a partir de la siguiente ecuación.

$$P = T * \omega \quad (48)$$

A partir de estos datos se realizó una tabla de torque, potencia y rendimiento de la turbina para diferentes velocidades (rpm).

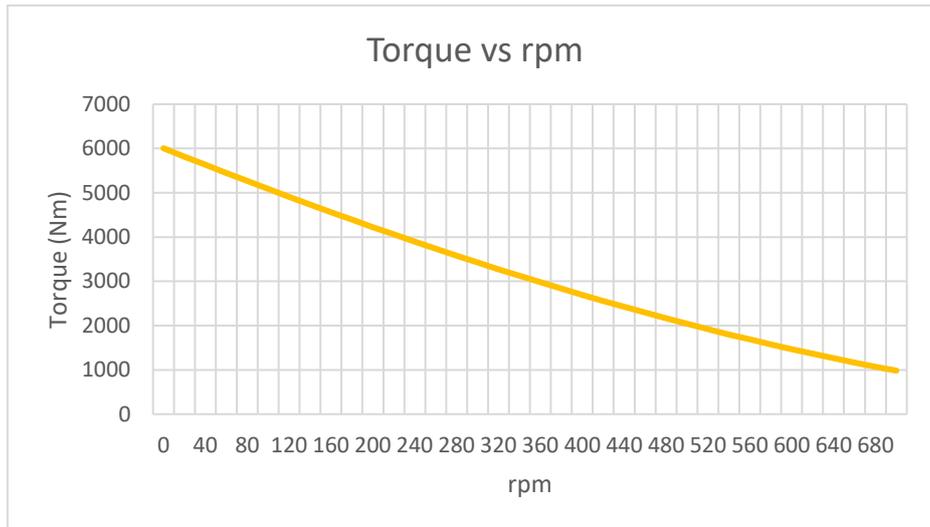


Imagen 5-9 Gráfico Torque vs rpm

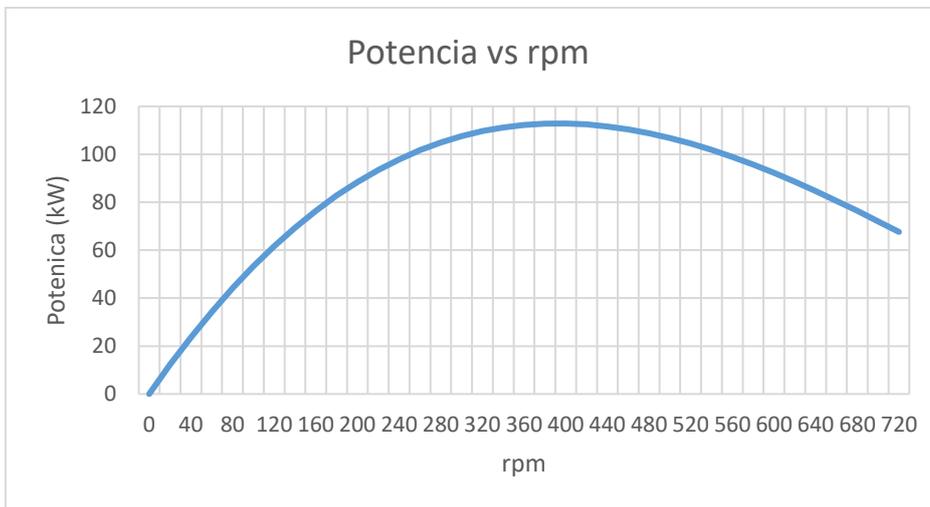


Imagen 5-10 Gráfico Potencia vs rpm

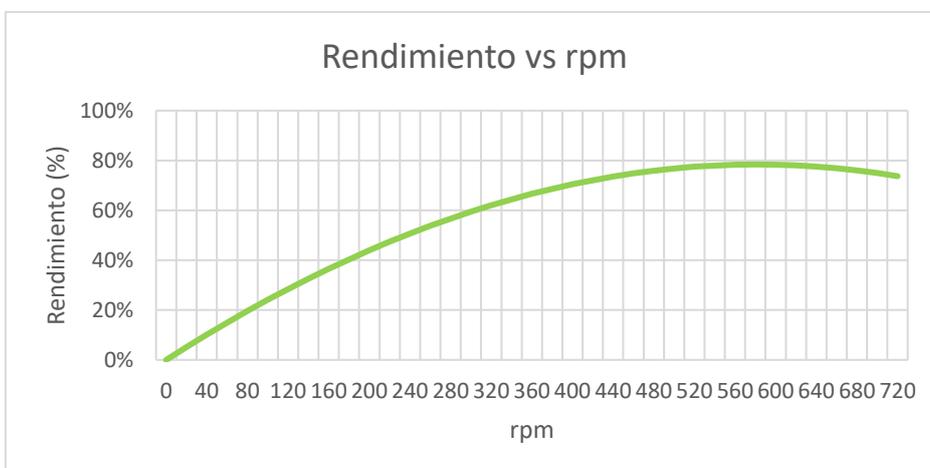


Imagen 5-11 Gráfico Rendimiento vs rpm

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular, compuesta principalmente de dos caras laterales rectas y una cara superior envolvente, que guía el flujo y que permite descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor.

Actualmente existen varias propuestas para diseñar el inyector, diferenciadas fundamentalmente por el ángulo de admisión y, si posee o no un órgano regulador. Todas estas configuraciones buscan orientar el flujo que sale del inyector a un ángulo constante con respecto a la periferia del rotor.

5.5.1 Inyector sin regulación

El inyector sin regulación es diseñado a partir de una curva elíptica siguiendo las teorías de vórtice libre. Esto permite una verdadera flexibilidad en el diseño ya que se puede obtener una curva suave para todo tamaño de rodete, y al mismo tiempo asegurar el ingreso de agua con un ángulo de ataque α_1 óptimo constante en cada punto de la curva de rodete, y que la velocidad absoluta sea tangente a esta curva en todo punto.

La Imagen 5-12 muestra una geometría típica de un inyector sin regulación diseñado a partir de una curva elíptica.

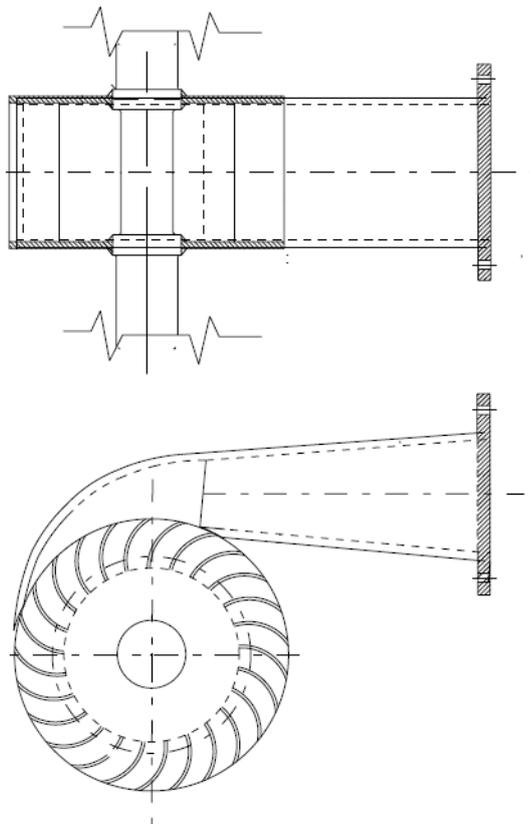


Imagen 5-12 Inyector sin regulación de caudal

El chorro entra al rotor con un ángulo α_1 que es constante en toda la admisión y tangente a la periferia de la rueda. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre. La velocidad a la salida del inyector tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño lo que provoca un incremento en el arco de entrada.

Como ya se mencionó, la diversidad de diseño en la geometría del inyector hace que se adopten distintos ángulos de admisión. A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina los ángulos de admisión del inyector van desde los 30° hasta los 120° .

Gran parte de la bibliografía existente parece coincidir en que el ángulo de admisión óptimo para este tipo de turbina es de alrededor de los 90° .

Comúnmente en los inyectores con arco de admisión de 90° , no se ha considerado la instalación de un regulador por que fue concebido para una turbina de baja potencia o para trabajar con un caudal con una probabilidad de excedencia del 100%.

En la Tabla 5-5 que se presenta a continuación se presentan los datos obtenidos de algunos de los trabajos realizados a través de los años por varios investigadores.

Tabla 5-5 Datos obtenidos de diversos trabajos de investigación

NOMBRE	MAX REND. [%]	ARCO DE ADMISION	DIAMETRO ROTOR [cm]	ANCHO ROTOR [cm]	Nº ALABES
MOCKMORE & MERRIFIELD	68	?	33.27	30.48	20
SHEPPHERD	68	?	33	30.48	20
VARGA (1959)	?	?	20	30.48	30
JHONSON Y OTROS (1980)	69	106	26.67	30.48	20
NAKASE Y OTROS	82	30/60	30.48	30.48	26
DURGIN (1984)	61	50/63	?	?	20
KHOSROWPANAH	79.8	70/80	15.24 30.48	30.48	10, 15, 20
BUSHMAN Y OTROS (1989)	79	90/120	30.48	15.24	?

Tanto el ángulo como el arco de admisión quedan definidos al adoptar un valor de Xz , que relaciona la cantidad total de álabes con los álabes activos.

De acuerdo a esto el ángulo de admisión queda definido geoméricamente como se denota en la Imagen 5-13.

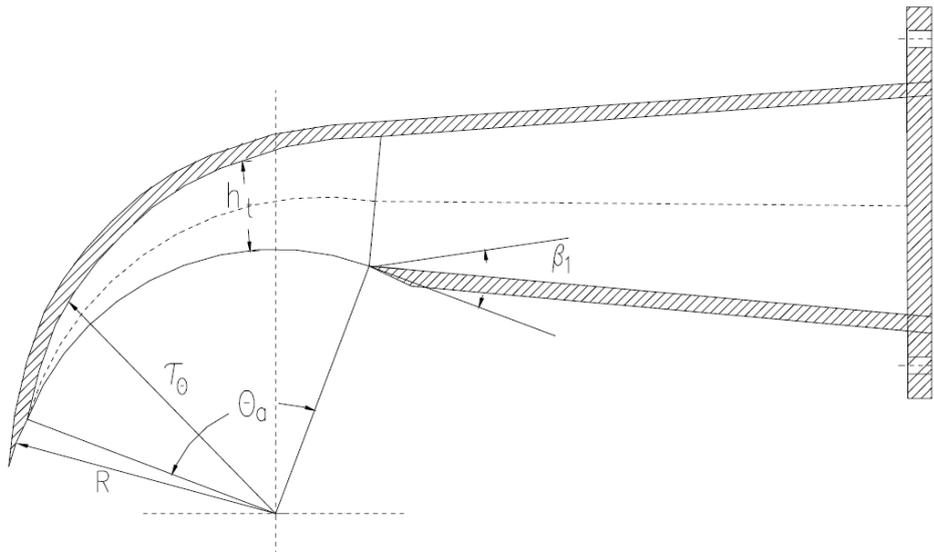


Imagen 5-13 Ángulo de admisión

5.5.2 Cálculo del ángulo de admisión

$$La = \frac{\pi \cdot D}{z} \cdot Za + Za \cdot e \quad (49)$$

Donde:

- e= Espesor del álabe
- La= Arco de admisión
- D= Diámetro del rodete
- z= N° de álaves
- Za= N° de álaves activos

Luego el ángulo de admisión será

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi \cdot D} \cdot La \quad (50)$$

Resta hallar ahora una función que represente la curva envolvente del inyector (cara superior). El modelo matemático de la entrada y salida de caudal en el inyector se puede representar como un flujo potencial. Teniendo en cuenta el principio de vórtice libre se puede analizar el comportamiento del flujo dentro del inyector.

Así:

$$\frac{\theta}{\theta a} = \frac{Q - Q_{\theta}}{\theta} \quad (51)$$

Luego

$$Q_{\theta} = \left(1 - \frac{\theta}{\theta a}\right) \cdot Q \quad (52)$$

Tomando un diferencial del área en el inyector según la Imagen 5-13 se tiene:

$$dQ_{\theta} = c_u \cdot dS = c_u \cdot B \cdot d\tau_{\theta} \quad (53)$$

Por otra parte, si se cumple la ley de torbellino potencial, entonces:

$$C = c_u \cdot \tau_{\theta} \quad (54)$$

Igualando las dos ecuaciones anteriores:

$$dQ_{\theta} = B \cdot d\tau_{\theta} \cdot \frac{C}{\tau_{\theta}} \quad (55)$$

Integrando sobre todo el ancho del inyector e igualando con 52

$$\int dQ_{\theta} = \int_R^{\tau_{\theta}} B \cdot d\tau_{\theta} \cdot \frac{C}{\tau_{\theta}} = \left(1 - \frac{\theta}{\theta a}\right) \cdot Q \quad (56)$$

$$\left(1 - \frac{\theta}{\theta a}\right) \cdot Q = B \cdot C \cdot \ln\left(\frac{\tau_{\theta}}{R}\right) \quad (57)$$

Por lo tanto:

$$\theta = \theta a \cdot \left(1 - \frac{B \cdot C}{Q} \cdot \ln\left(\frac{\tau_{\theta}}{R}\right)\right) \quad (58)$$



Analizando para los valores extremos:

$$\text{Si } \theta = \theta a \rightarrow \tau_{\theta} = R \quad (59)$$

$$\text{Si } \theta = 0 \rightarrow \tau_{\theta} = R \cdot e^{\frac{Q}{B \cdot C}} \quad (60)$$

En general para cualquier ángulo entre 0° y θa° la curva envolvente del inyector está dada por:

$$\tau_{\theta} = R \cdot e^{\left[\frac{1 - \frac{\theta}{\theta a}}{B \cdot C} \right] \cdot Q} \quad (61)$$

El valor de la constante C se puede determinar de la siguiente manera.

Por la ecuación de Euler se tiene:

$$\eta_h \cdot g \cdot H_n = C_{u1} \cdot U_1 \quad (62)$$

Y considerando la ecuación 21

$$C = \eta_h \cdot g \cdot H_n \cdot \frac{60}{\pi \cdot 2 \cdot N} = C_{u1} \cdot R \quad (63)$$

Reemplazando esta última en 22 se obtiene:

$$C = \eta_h \cdot g \cdot H_n \cdot \frac{60}{\pi \cdot 2} \cdot \frac{1}{40,631 \cdot \frac{k_c \cdot \sqrt{H_n}}{D1}} \quad (64)$$

Finalmente:

$$C = 2,3 \cdot \eta_h \cdot \frac{D \cdot \sqrt{H_n}}{K_c} \quad (65)$$

Como puede apreciarse la curva envolvente del inyector quedó definida por la ecuación de una espiral logarítmica (Ecuación 61) que guiará al fluido en forma suave y con la menor pérdida de carga posible.

La altura del inyector en cada punto de la envolvente será:

$$h_t = r_\theta - R \quad (66)$$

De acuerdo con las ecuaciones anteriores se obtiene el siguiente ángulo de admisión

$$L_a = \frac{\pi \cdot 500 \text{ mm}}{26} \cdot 5,46 + 5,46 \cdot 3 \text{ mm} = 347 \text{ mm}$$

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi \cdot 500 \text{ mm}} \cdot 347 \text{ mm} = 79,35^\circ$$

5.6 Regulador

5.6.1 Tipo de Regulación

Hasta este punto no se tuvo en cuenta la implementación de un regulador de caudal. Esto sería posible si se diseñara una máquina de baja potencia y a carga constante.

Se presentan dos tipos de reguladores de caudal.

En la turbina de flujo cruzado, la altura hidráulica se puede regular utilizando una válvula hidráulica que se instala fácilmente en la boquilla aguas arriba del impulsor (Imagen 5-14). En este sistema, la aleta se gira alrededor de su eje de acuerdo con la descarga real, como se muestra simplemente en (Imagen 5-14-a), con el objetivo de reducir la sección transversal de entrada y mantener una norma de velocidad de entrada cerca del valor óptimo. Por otro lado, es fácil reconocer que este tipo de regulador conduce a:

Desaceleración local de partículas dentro de la boquilla aguas abajo de la aleta, y las correspondientes pérdidas de energía.

Distribución irregular de la velocidad a lo largo de la entrada del impulsor y la desviación correspondiente de la norma óptima y los valores de dirección.

El resultado es una curva de eficiencia relativamente pobre, especialmente para posiciones parcialmente cerradas del flaper hidráulico.

Estudios experimentales y numéricos muestran que el uso de aletas hidráulicas dentro de la boquilla podría aumentar la eficiencia de la turbina para la descarga dada, pero este dispositivo no puede utilizarse para garantizar una H constante en la entrada de la turbina.

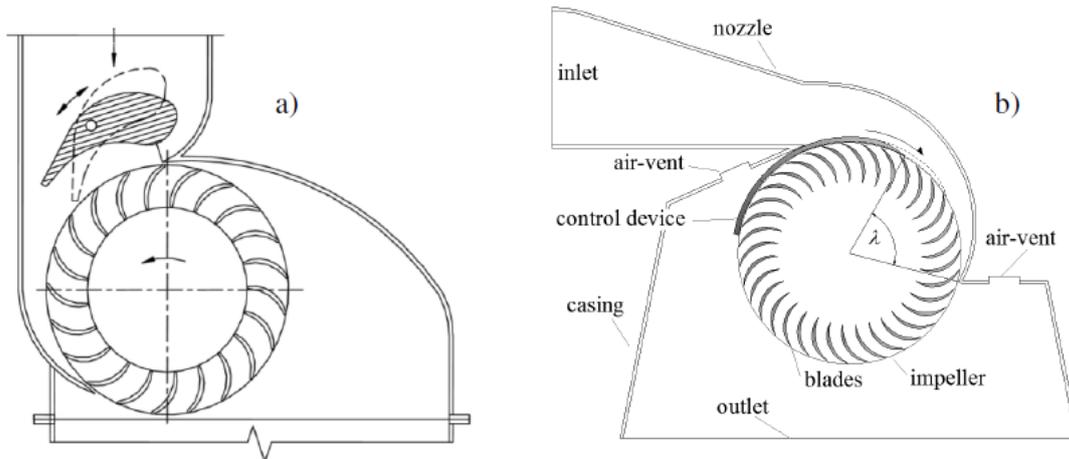


Imagen 5-14(a- Flap hidráulico en una turbina de flujo cruzado Ossberger ; b- Sección del flujo cruzado con el dispositivo de control Cink.)

El ingeniero checo Miroslav Cink introdujo un desarrollo adicional de la turbina radial de flujo cruzado. Esta turbina de flujo cruzado tiene un segmento perfilado circular para la regulación de entrada (Imagen 5-14-b). La diferencia principal entre el Cink y los sistemas originales de Ossberger es que en el primero las partículas ingresan inmediatamente al impulsor después de la restricción dada por el segmento circular, sin ninguna desaceleración preliminar, e intercambian su energía con el impulsor. No hay información específica sobre la eficiencia dinámica de fluidos de la turbina, basada en experimentos o análisis de CFD (Dinámica de fluidos computacional), pero el sistema de regulación Cink parece el más prometedor para el objetivo de alcanzar altos valores de eficiencia total, ya que proporciona una reducción variable de la superficie de entrada del impulsor, sin ninguna disipación adicional dentro de la boquilla.

Por lo tanto, teniendo en cuenta lo dicho anteriormente con respecto a los reguladores de caudal se optará por el propuesto por el Ingeniero Miroslav Cink.

5.7 Rodete

5.7.1 Material

Las condiciones interiores de la turbina van a generar entornos de alto desgaste debido a las altas velocidades del agua y a la erosión debida a los áridos presentes en ella. Por esto para el proyecto de cálculo del rodete se debe considerar la utilización de un material que cumpla con una alta resistencia al desgaste.

Por lo tanto, analizando las propuestas de materiales con estas características que se encuentran en el mercado se propone utilizar el que provee la empresa SSAB Hardox®. Este material cuenta tanto con altos valores de resistencia de fluencia y como de dureza. Las materias primas disponibles en este material incluyen: chapas delgadas, chapas gruesas, tubos y macizos. Aquí se presenta una tabla extraída del catálogo del fabricante correspondiente al Hardox 400.

Tabla 5-6 Valores de espesor, dureza y límite de elasticidad correspondiente a Hardox 400

Calidad	Espesor (mm)	Dureza (HBW)	Límite de elasticidad típico (MPa), no garantizado
Hardox ® 400 Chapa	2.0-8.0	370-430	1100
Hardox ® 400 Chapa gruesa	4.0-130.0	370-430	1100

5.7.2 Cálculo de álabes

El álabe fue pre dimensionado a fin de poder realizar este cálculo (espesor, longitud y desarrollo). La selección del espesor se definió con una chapa de 3mm, esto se debe a que el material disponible comienza a partir de los 2mm y este espesor de material proporciona una buena soldabilidad al no presentar deformaciones debido a la dilatación. Para obtener las fuerzas actuantes en el álabe de la turbina se prosigue de la siguiente forma.

Dada una velocidad de entrada al álabe V_1 y una velocidad de salida V_2 la fuerza a la cual va a estar sometido el mismo va a ser causada por la variación en la cantidad de movimiento del flujo dentro de este.

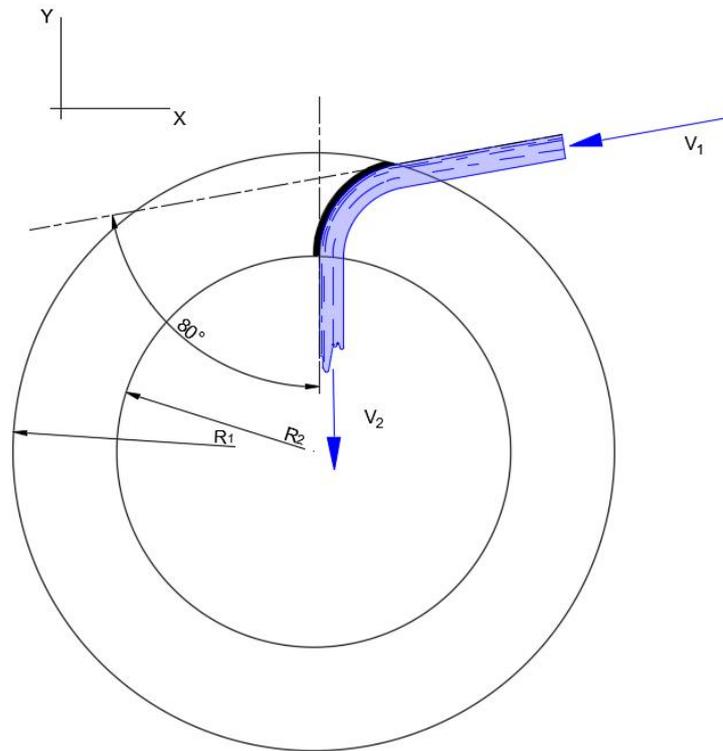


Imagen 5-15 Ángulo de entrada y salida de chorro de agua que circula por el álabe

Para el caso de la turbina Banki se toman las velocidades (Velocidades de entrada y salida tangentes al álabe) para el instante de velocidad rotacional 0 ya que aquí se encuentra el mayor esfuerzo (Torque máximo).

En este instante los valores de velocidad son:

$$C_1 = 29,7 \frac{m}{s}$$

$$C_2 = \frac{A_{e1}}{A_{e2}} * C_1$$

$$\frac{R_1}{R_2} * C_1 = 45,58 \frac{m}{s}$$

Lógicamente, la velocidad de salida del álabe corresponde que sea mayor a la de entrada para cumplir con la ecuación de continuidad del flujo.

Con las velocidades de entrada y salida definidas se procede a calcular la variación de estas con respecto a los ejes coordenados X e Y.

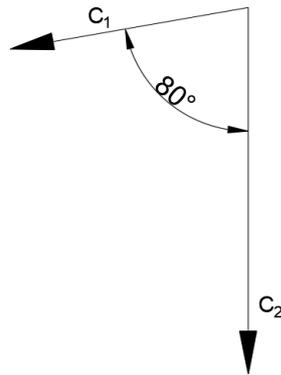


Imagen 5-16 Velocidades de entrada y salida

Para el eje X se tiene:

$$\Delta V_X = -C_1 * \text{sen} (80^\circ) - 0 = -29,3 \frac{m}{s}$$

Y para el eje Y:

$$\Delta V_Y = -C_1 * \text{cos} (80^\circ) - (-C_2) = 40,41 \frac{m}{s}$$

Encontrando la resultante ΔV_R

$$\Delta V_R = \sqrt{\Delta V_X^2 + \Delta V_Y^2} = 49,9 \frac{m}{s}$$

Para calcular el caudal individual que circula por el álabe se considera el caudal total obtenido en la tabla para el instante 0.

Se obtiene un caudal de 0,49 m³/s en 5,46 álaves (álaves activos).

Por lo tanto:

$$Q_a = \frac{0,49 \text{ m}^3/\text{s}}{5,46 \text{ alaves}} = 0,089 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \rightarrow 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,089 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 89 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Tabla 5-7 Tabla obtenida a partir de la hoja de cálculo de Excel con los valores de Caudal y Álabes activos correspondientes a 0 RPM

Álabes act	Za		5,46
Paso	Pz (m)		0,06041524
Alabes Primarios	U1 (m/s)		0
	C1 (m/s)		29,7497168
	W1 (m/s)		29,7497168
	Cm1 (m/s)		14,8748584
	Cu1 (m/s)		25,7640105
Alabes Secundarios	Cm4(m/s)		14,8748584
	W4 (m/s)		29,7497168
	C4		29,7497168
	U4 (m/s)		0
	α4		0,52359878
	Cu4		-25,764011
Coef de Eficiencia Flujo Cruzado	Ke	0,95	0,95
Torque Total	T (Nm)		6004,8075
Potencia Total [KW]	P (KW) {T,ω}		0
Potencia Total [CV]	P (CV) {T,ω}		0
Potencia Hidraulica [KW]	P (kW) {H,Q}		240,675024
Rendimiento	(Pt/Ph) %		0%
Coef Za/Z (0,05;0,35)	Xz	0,21	0,21
Caudal	Q (m3/s)		0,49067283

Para el cálculo del módulo de la fuerza se procede a calcular el producto del caudal que circula por la variación resultante de velocidad:

$$F = \dot{m} * \Delta V = 89 \frac{kg}{s} * 49,9 \frac{m}{s} = 4441 N = 452 kg \quad (67)$$

Para obtener la dirección de esta fuerza se procede a analizar el ángulo del vector ΔV_R

$$\Delta \widehat{V}_R = \tan^{-1} \frac{\Delta V_Y}{\Delta V_X} = \tan^{-1} \frac{40,41}{29,3} = 54^\circ \quad (68)$$

Esta fuerza va a estar aplicada sobre el centro del arco del álabe como indica en la Imagen 5-17.

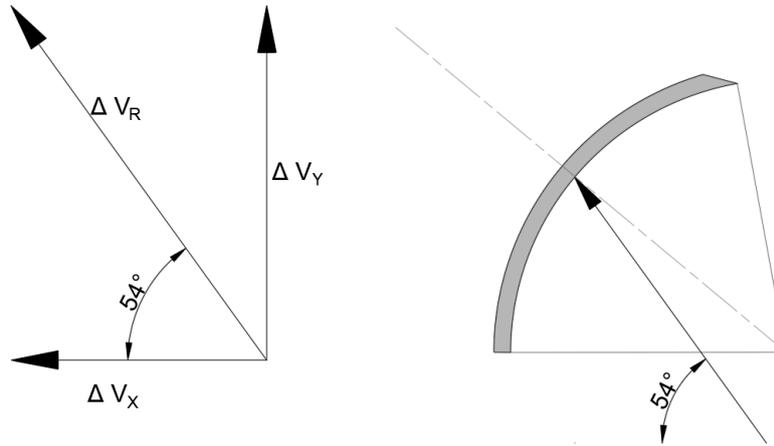


Imagen 5-17 Dirección, Sentido y aplicación de fuerza sobre alabe

Por medio del analizador de secciones del programa SolidWorks se puede encontrar los momentos de inercia principales correspondientes a la sección transversal del álabe (Ver Propiedades de sección álabe 3mm x 109,5mm)

Los valores obtenidos son los siguientes:

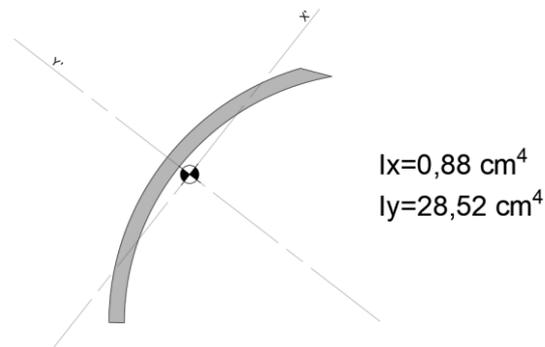


Imagen 5-18 Ejes principales de inercia con sus respectivos valores de momentos de inercia

Haciendo uso de las distancias a los puntos más alejados del anexo (ver referencia) se obtienen los correspondientes módulos resistentes de la sección para cada eje:

$$W_x = \frac{I_x}{c_y} = \frac{0,88 \text{ cm}^4}{1,413 \text{ cm}} = 0,622 \text{ cm}^3$$

$$W_y = \frac{I_y}{c_x} = \frac{28,52 \text{ cm}^4}{5,12 \text{ cm}} = 5,57 \text{ cm}^3$$

El análisis de resistencia del álabe se puede realizar tomando este como una viga biempotrada en ambos extremos (Extremos soldados a las tapas del rodete). Aplicando la carga en el centro de geométrico de la sección, esta presenta un ángulo de desplazamiento con respecto al eje Y' de 17°, por lo tanto, para el proceso de cálculo se procede a analizar esta como una flexión disimétrica.

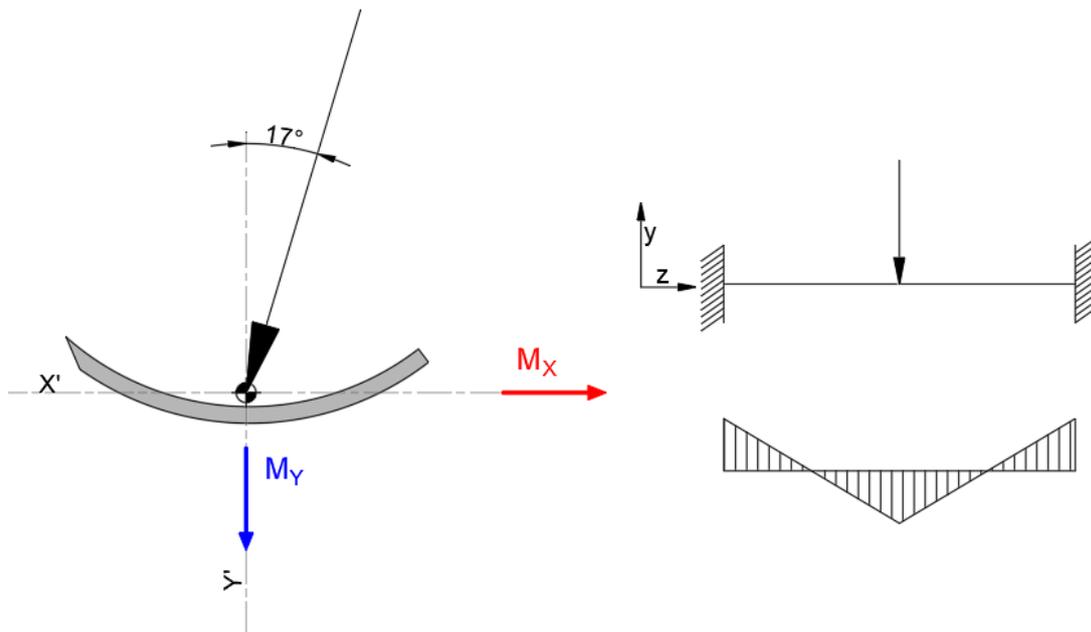


Imagen 5-19 Esquema de cuerpo libre y momento flector de álabe

Para una viga biempotrada con una carga simple aplicada se tiene que el momento flector máximo corresponde a:

$$M = \frac{P * L}{8} \quad (69)$$

Se procede a calcular el momento flector de cada plano

$$M_x = \frac{452kg * \cos(17^\circ) * 10cm}{8} = 540 kg * cm$$

$$M_y = \frac{452kg * \sen(17^\circ) * 10cm}{8} = 165 kg * cm$$

Se tiene que para una flexión disimétrica la tensión en el punto más alejado de la sección es:

$$\sigma = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \quad (70)$$

Aplicando a los valores obtenidos se tiene:

$$\sigma = \frac{540 \text{ kg} * \text{cm}}{0,622 \text{ cm}^3} + \frac{165 \text{ kg} * \text{cm}}{5,57 \text{ cm}^3} = 897 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Haciendo uso del software de simulación estática de SolidWorks se realizó el análisis del álabe diseñado. Para esto se toma el valor obtenido de la fuerza aplicada sobre el mismo de 4441 N y con un ángulo de aplicación de 54° con respecto a la horizontal. Se colocan restricciones de geometría fija a ambos lados del álabe, ya que este va a estar unido a los laterales del rodete por soldadura.

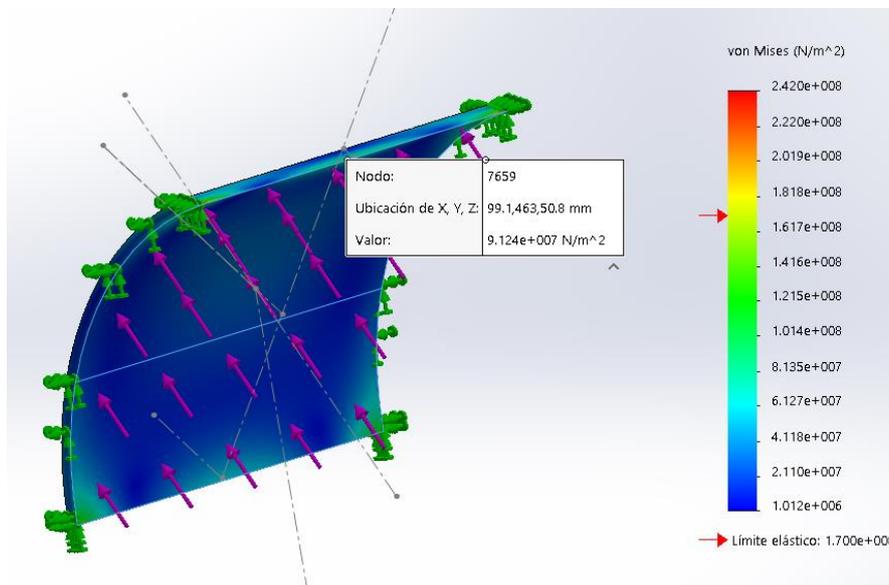


Imagen 5-20 Simulación estática de álabe indicando la tensión en el centro de este

Como resultados de la simulación realizada se obtiene una tensión en el punto que indica la imagen de 91,24 MPa (930 kg/cm²).

Comparando este valor con el obtenido del cálculo de viga biempotrada se tiene una diferencia del 3,3% con respecto al obtenido por simulación.

Sin embargo, como se puede ver en la escala, los valores máximos de tensión llegan hasta los 240 MPa (2447 Kg/cm²). Estos valores corresponden a los puntos superiores del alabe donde se encuentran ángulos pronunciados generando así concentradores de tensiones.

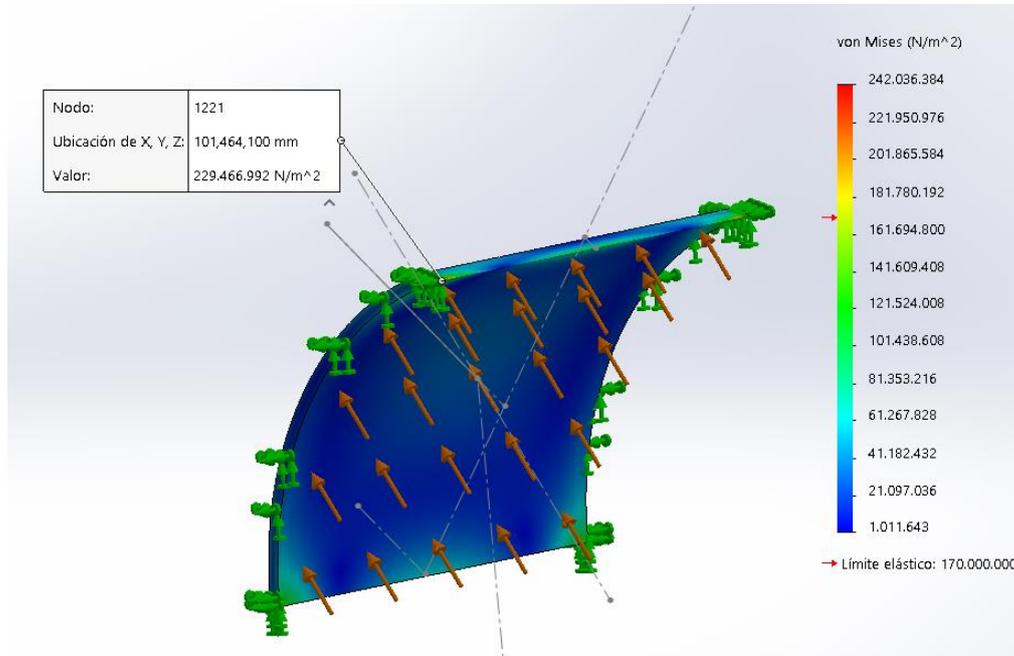


Imagen 5-21 Simulación estática de alabe indicando tensión por concentrador de tensión en la unión con las tapas laterales del rodete

5.8 Eje

5.8.1 Cálculo de las fuerzas actuantes en el mismo.

Se presentan 3 casos a analizar:

- Caso 1: Cuando el regulador está totalmente cerrado (no hay flujo de agua).
- Caso 2: Cuando el regulador está abierto en un 50 %.
- Caso 3: El regulador abierto al 100 %.

5.8.2 Material

Se utiliza acero AISI 4140 bonificado. Las características del mismo se detallan en la Tabla 5-8.

Las características del material son las siguientes:

$$Su = 11216 \frac{kg}{cm^2}$$

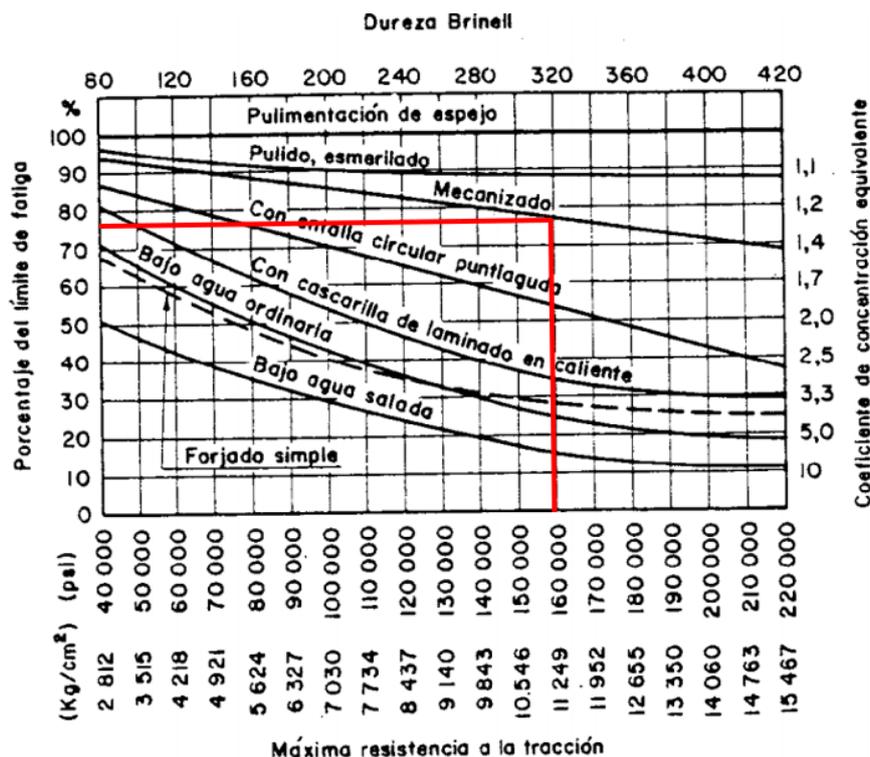
$$Sy = 9177 \frac{kg}{cm^2}$$

Tabla 5-8 Propiedades Mecánicas AISI 4140

Medida (mm)	Dureza HB	RT (N/mm ²)	LE(N/mm ²)	Al (%)	Est (%)
27,75	280 - 320	931 - 1079	mín 785	mín 11	mín 45
32,03	295 - 335	981 - 1177	mín 785	mín 11	mín 45
42,45	270 - 320	1040 - 1250	mín 900	mín 9	---

Para la obtención de la tensión de fatiga Sn se utilizan los siguientes coeficientes:
Utilizando la Tabla 5-9 obtenemos un coeficiente de reducción de la resistencia a la fatiga de 0,77.

Tabla 5-9 Coeficiente de reducción de Resistencia a la Fatiga según terminación superficial



Por tratarse de un material de BHN<400 Tenemos que S'n=0,5 Su.

Se supone que el diámetro de la pieza es mayor que ½", por lo tanto, se debe utilizar el coeficiente de 0,85.

Y por tratarse de un esfuerzo de flexión y torsión se utiliza el coeficiente 1.



$$S_n = 11216 \frac{kg}{cm^2} \cdot 0,5 \cdot 0,77 \cdot 0,85 \cdot 1 = 3670 \frac{kg}{cm^2}$$

$$S_{ns} = S_n \cdot 0,6 = 2202 \frac{kg}{cm^2}$$

$$S_{ys} = S_y \cdot 0,6 = 5506 \frac{kg}{cm^2}$$

5.8.3 Coeficiente de seguridad “N”

Se utiliza un coeficiente mínimo de 1,5 para dimensionamiento con esfuerzos variables y 7 para dimensionamiento con cargas estáticas.

5.8.4 Caso 1

5.8.4.1 Cálculo de fuerzas

Las fuerzas que van a estar presentes en el eje van a ser los pesos propios de los componentes y la fuerza de presión ejercida por los 50 metros de columna de agua sobre el regulador que provienen del tubo que conduce el agua hasta la turbina.

Fuerza sobre el regulador debida a la presión del agua

Área de presión

$$A = \vartheta \cdot R \cdot b = 1,36 \text{ rad} \cdot 26 \text{ cm} \cdot 10 \text{ cm} = 354 \text{ cm}^2$$

Donde:

- ϑ = Angulo de apertura total del inyector.
- R = Radio del regulador.
- b = Ancho del inyector.

La presión de los 50 metros de columna de agua equivale a 5 kg/cm^2 “Pa”

Fuerza de presión de agua:

$$F_a = A \cdot P_a = 1770 \text{ kg}$$

Fuerza peso propio del regulador:

$$F_r = 9 \text{ kg}$$

Fuerza peso propio del eje:

$$F_e = 18 \text{ kg}$$

Fuerza peso de rodete

$$F_t = 22 \text{ kg}$$

Se hará una verificación estática ya que en este caso la turbina no se encuentra en movimiento debido a que el regulador está totalmente cerrado.

En la siguiente imagen se ilustra cómo está solicitado el eje para este caso particular.

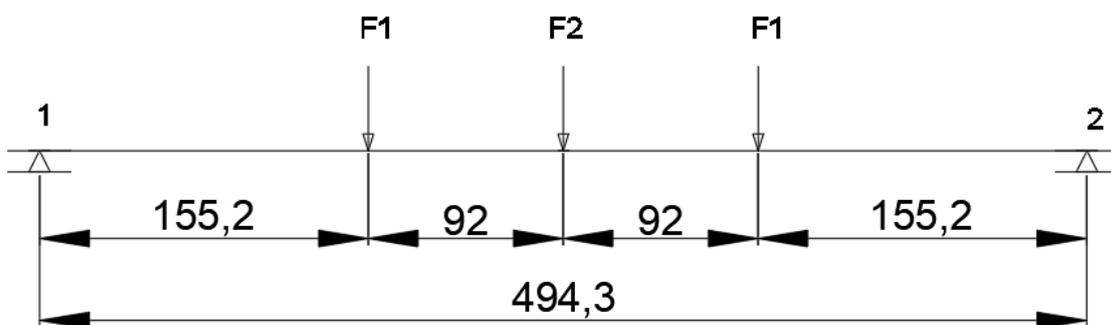


Imagen 5-22 Representación de cargas caso 1

Donde:

$$F_1 = \frac{F_a + F_r}{2} = 890 \text{ kg}$$

$$F_2 = F_t + F_e = 40 \text{ kg}$$

5.8.4.2 Cálculo de reacciones

Debido a la simetría de la distribución de las fuerzas y los apoyos la reacción en el apoyo 1 es igual a la reacción en el apoyo 2.

$$R1 = R2 = F1 + \frac{F2}{2} = 909,4kg$$

5.8.4.3 Cálculo de momentos flectores

Se propone un diseño de eje como se representa en la siguiente imagen

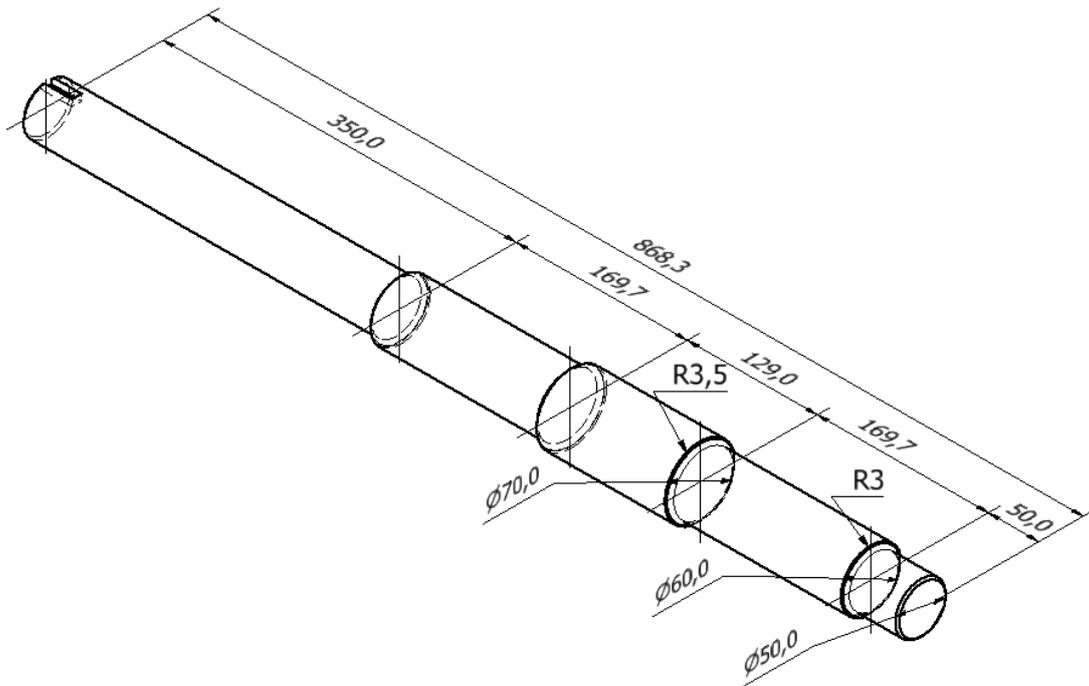


Imagen 5-23 Diseño del eje

Se observan tres zonas críticas en donde se van a llevar a cabo las verificaciones de las tensiones actuantes en la pieza. La primera de ellas es donde se encuentra el primer radio de entalla de 3mm, la segunda es donde está el segundo radio de entalla de 3,5mm, y la tercera es en la mitad del eje entre apoyos principales. A demás de las tres secciones

mencionadas se debe hacer una verificación donde se apoyan los rodamientos del regulador.

Entonces va a haber 4 secciones a verificar: a-a) “primer radio de entalla 3mm”, b-b) “apoyo de los rodamientos del regulador”, c-c) “radio de entalla de 3,5mm” y d-d) “mitad de eje”.

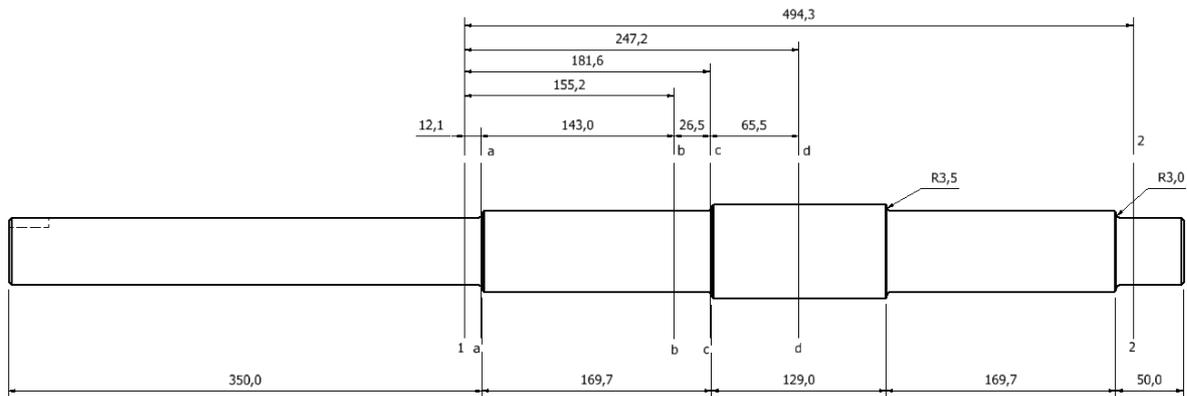


Imagen 5-24 Zonas de cálculo

$$M_{fa} = R_1 \cdot 1,21cm = 1100 \text{ kg} \cdot cm$$

$$M_{fb} = R_1 \cdot 15,51cm = 14105 \text{ kg} \cdot cm$$

$$M_{fc} = R_1 \cdot 18,6cm - F_1 \cdot 2,65cm = 14158 \text{ kg} \cdot cm$$

$$M_{fd} = R_1 \cdot 24,71cm - F_1 \cdot 9,2cm = 14289 \text{ kg} \cdot cm$$

Módulos resistentes:

$$W_{\phi=70} = \frac{\pi \cdot 7cm^3}{32} = 33,67 \text{ cm}^3$$

$$W_{\phi=50} = \frac{\pi \cdot 5cm^3}{32} = 12,27 \text{ cm}^3$$

$$W_{\phi=60} = \frac{\pi \cdot 6cm^3}{32} = 21,21 \text{ cm}^3$$



$$W_o^{\phi=70} = \frac{\pi \cdot 7cm^3}{16} = 67,34 cm^3$$

$$W_o^{\phi=50} = \frac{\pi \cdot 5cm^3}{16} = 24,54 cm^3$$

$$W_o^{\phi=60} = \frac{\pi \cdot 6cm^3}{16} = 42,41 cm^3$$

Donde:

- W= Módulo resistente de la sección.
- Wo= Módulo resistente polar de la sección.

5.8.4.4 Cálculo de tensiones en las 4 secciones:

$$S(a) = \frac{Mfa}{W^{\phi=50}} = 89,5 \frac{kg}{cm^2}$$

$$S(b) = \frac{Mfb}{W^{\phi=60}} = 663,2 \frac{kg}{cm^2}$$

$$S(c) = \frac{Mfc}{W^{\phi=60}} = 665,4 \frac{kg}{cm^2}$$

$$S(d) = \frac{Mfd}{W^{\phi=70}} = 422,6 \frac{kg}{cm^2}$$

A partir de los datos obtenidos se verificará el coeficiente de seguridad que posee la pieza en su sección más solicitada.

5.8.4.5 Cálculo coeficiente de seguridad

La sección más solicitada es la c-c.

$$N = \frac{Sy}{S(c)} = 13,8$$

Se puede observar que el coeficiente que se obtuvo es muy alto comparado con el coeficiente (entre 5 y 7) que se utiliza normalmente para una carga de choque recomendado por “DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS de Virgil Moring Faires”, cabe aclarar que todavía restan los coeficientes de cálculo en los dos casos que se enunciaron en el comienzo (regulador al 50% y al 100% de apertura).

5.8.5 Caso 2 (regulador al 50%)

5.8.5.1 Cálculo de fuerzas

En este caso las fuerzas F_r y F_e se mantienen iguales, la fuerza de presión de agua se va a ver modificada ya que el área abarcada por el regulador va a ser la mitad de la obtenida en el caso 1 por lo tanto esta fuerza es la mitad de la anteriormente calculada. Por el descubrimiento del regulador que abre paso del agua hacia la turbina quedan expuestos los filos de los álabes activos (2,73 álabes activos) que poseen un área de 6,9 cm^2 , la cual produce una fuerza de presión sobre el eje incrementado la fuerza F_t .

El torque obtenido debido al flujo de agua en el rotor en este caso es de 30592 kg cm el cual va a producir una fuerza de empuje radial en el eje desfasada 90° con respecto a todas las otras fuerzas.

Fuerza peso propio del regulador:

$$F_r = 9 \text{ kg}$$

Fuerza peso propio del eje:

$$F_e = 18 \text{ kg}$$

Fuerza presión de agua sobre álabes de rodete:

$$F_t = 22 \text{ kg} + 6,9 \text{ cm}^2 \cdot 5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 2,73 = 116,2 \text{ kg}$$

Fuerza de presión de agua:

$$F_a = \frac{1770}{2} \text{ kg} = 885 \text{ kg}$$

Fuerza radial debida al torque:

Teniendo en cuenta que el radio del rodete es de 25cm entonces:

$$F_q = \frac{30592 \text{ kg cm}}{25 \text{ cm}} = 1223,7 \text{ kg}$$

Fuerzas resultantes:

$$F_1 = \frac{F_a + F_r}{2} = 447 \text{ kg}$$

$$F_2 = F_t + F_e = 134,2 \text{ kg}$$

$$F_3 = F_q = 1223,7 \text{ kg}$$

La distribución de las fuerzas queda como se muestra en la siguiente imagen:

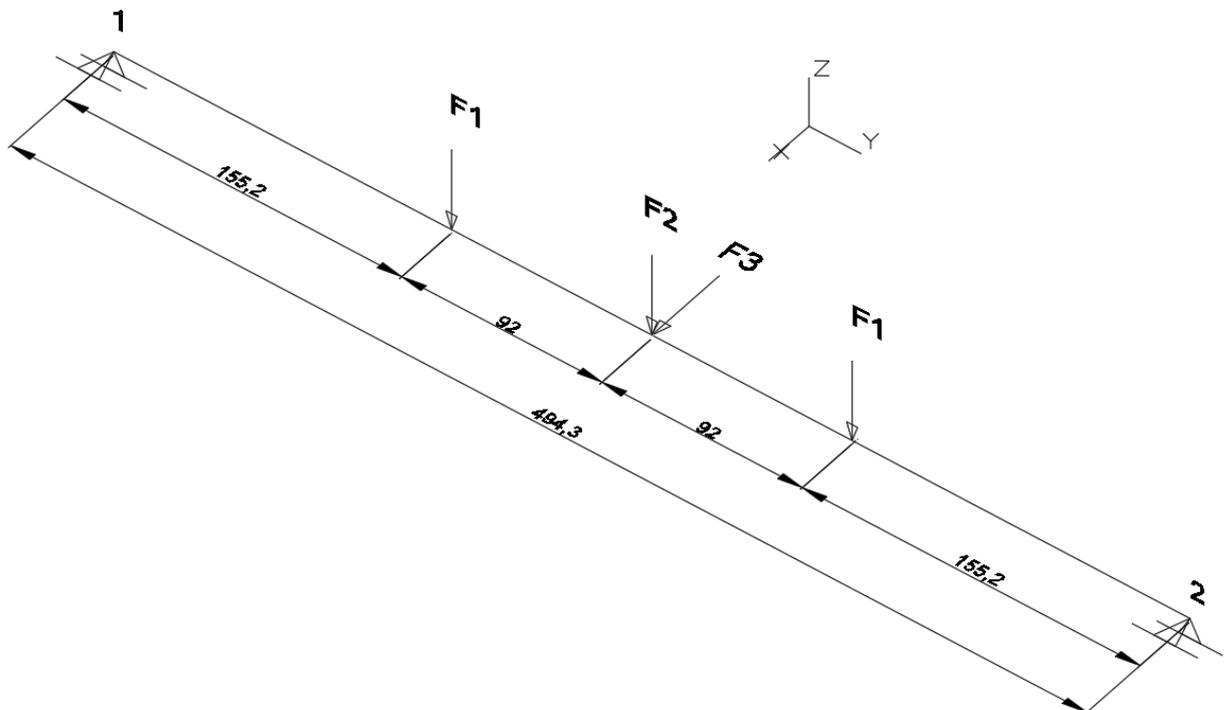


Imagen 5-25 Distribución de fuerzas caso 2 y 3



5.8.5.2 Cálculo de reacciones en el plano z-y:

Debido a la simetría de la distribución de las fuerzas y los apoyos la reacción en el apoyo 1 es igual a la reacción en el apoyo 2.

$$R1^z = R2^z = F1 + \frac{F2}{2} = 514 \text{ kg}$$

Cálculo de reacciones en el plano x-y:

$$R1^x = R2^x = \frac{F3}{2} = 612 \text{ kg}$$

5.8.5.3 Cálculo de momentos flectores

Cálculo de momentos flectores en el plano z-y:

$$Mfa^x = R2^z \cdot 1,21\text{cm} = 619 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfb^x = R2^z \cdot 15,51\text{cm} = 7934\text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfc^x = R2^z \cdot 18,16\text{cm} - F1 \cdot 2,65\text{cm} = 8105\text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfd^x = R2^z \cdot 24,71\text{cm} - F1 \cdot 9,2\text{cm} = 8528 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Cálculo de momentos flectores en el plano x-y:

$$Mfa^z = R2^x \cdot 1,21\text{cm} = 740 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfb^z = R2^x \cdot 15,51\text{cm} = 9489 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfc^z = R2^x \cdot 18,16\text{cm} = 11111 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfd^z = R2^x \cdot 24,71\text{cm} = 15118 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$



Composición de momentos flectores:

$$Mfa = \sqrt{Mfa^{x^2} + Mfa^{z^2}} = 965 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfb = \sqrt{Mfb^{x^2} + Mfb^{z^2}} = 12369 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfc = \sqrt{Mfc^{x^2} + Mfc^{z^2}} = 13753 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfd = \sqrt{Mfd^{x^2} + Mfd^{z^2}} = 17358 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

5.8.5.4 Coeficientes de concentración de esfuerzos

Sección a-a

En esta sección se tiene un coeficiente de concentración de esfuerzo, debido al radio de entalla (3mm) que posee el eje.

Para obtener el coeficiente teórico de concentración de esfuerzo utilizamos la tabla Tabla 5-10 con los siguientes valores:

$$\frac{r}{d} = 0,06$$

$$\frac{D}{d} = 1,2$$

Este resultado de K_t se obtiene utilizando las curvas de flexión.

Coeficiente real de concentración:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} = \frac{1}{1 + \frac{0,0025}{2,5}} = 0,999$$

$$Kfa = q \cdot (Kt - 1) + 1 \cong 1,83$$

$$K_t = 1,83$$

Tabla 5-10 Coeficiente de Reducción de Resistencia a la Fatiga para resaltes

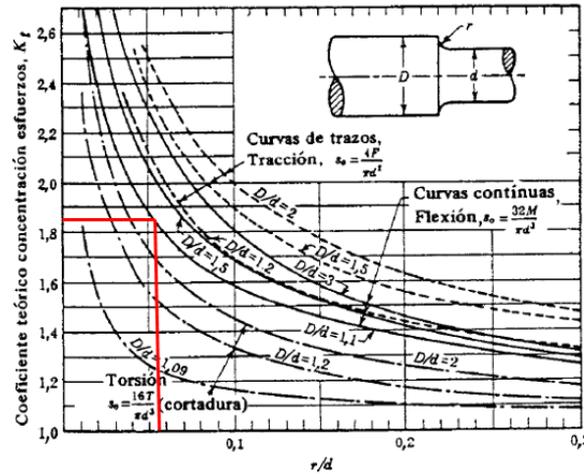


Fig. AF 12 Eje con acuerdo de enlace en el resalte. La carga de tracción es central. La curva de torsión $D/d = 1,2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1,01$; la curva de torsión $D/d = 2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1,02$ (hasta $r/d \approx 0,04$ o menos). La curva de flexión $D/d = 1,1$ se aproxima a la curva de tracción $D/d = 1,1$. (Según R. E. Peterson.)^[1-21]

El valor de “a” se obtiene al tener en cuenta que el material de construcción del eje supera los 200 Brinell de dureza.

Sección c-c

En esta sección se tiene un coeficiente de concentración de esfuerzo, debido al radio de entalla (3,5mm) que posee el eje.

Para obtener el coeficiente teórico de concentración de esfuerzo se utiliza la Tabla 5-11 con los siguientes valores:

$$\frac{r}{d} = 0,06$$

$$\frac{D}{d} = 1,16$$

Este resultado de K_t se obtiene utilizando las curvas de flexión.

Coeficiente real de concentración:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} = \frac{1}{1 + \frac{0,0025}{3}} = 0,999$$

$$K_{fc} = q \cdot (K_t - 1) + 1 \cong 1,81$$

$$K_t = 1,81$$

Tabla 5-11 Coeficiente de Reducción de Resistencia a la Fatiga para resaltes

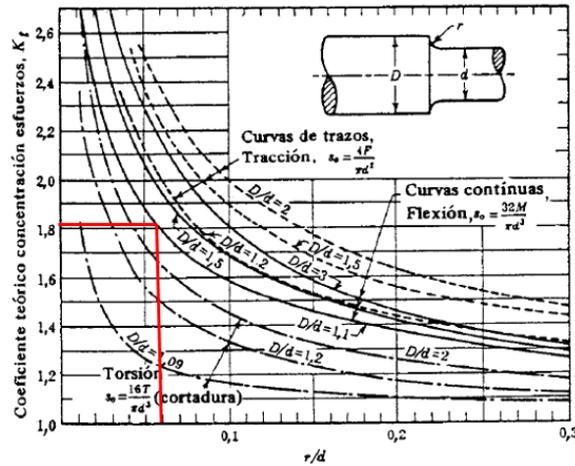


Fig. AF 12 Eje con acuerdo de enlace en el resalte. La carga de tracción es central. La curva de torsión $D/d = 1,2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1,01$; la curva de torsión $D/d = 2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1,02$ (hasta $r/d \cong 0,04$ o menos). La curva de flexión $D/d = 1,1$ se aproxima a la curva de tracción $D/d = 1,1$. (Según R. E. Peterson.) [4-21]

5.8.5.5 Cálculo de tensiones en las 4 secciones:

Para el cálculo de las tensiones se va a utilizar la teoría de combinación de esfuerzos variables según el criterio de Soderberg presentado en la bibliografía (“DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS de Virgil Moring Faires”)

Tensiones medias y alternantes:

$$S_m = 0$$

$$S_a = \frac{Mf}{W}$$

$$S_{ms} = \frac{T}{W_o}$$

$$S_{as} = 0$$

Tensiones equivalentes:



$$Se = \frac{Sn}{Sy} Sm + Kf \cdot Sa = Kf \cdot Sa$$

$$Ses = \frac{Sns}{Sys} Sms + Kfs \cdot Sas = \frac{Sns}{Sys} Sms$$

5.8.5.6 Coeficiente de seguridad:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

Se va a determinar como en el primer caso el coeficiente de seguridad que afecta a cada sección.

Sección a-a

$$Sa = \frac{Mfa}{W_{\phi=50}} = \frac{965 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{12,27 \text{ cm}^3} = 79 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Sms = \frac{T}{W_o^{\phi=50}} = \frac{30592 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{24,54 \text{ cm}^3} = 1247 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Se = Kfa \cdot Sa = 1,83 \cdot 79 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 144 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Ses = \frac{Sns}{Sys} Sms = \frac{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{5506 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \cdot 1247 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 499 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$



$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{144 \frac{kg}{cm^2}}{3670 \frac{kg}{cm^2}} \right)^2 + \left(\frac{499 \frac{kg}{cm^2}}{2202 \frac{kg}{cm^2}} \right)^2 \right]^{1/2}} = 4,3$$

Para las próximas secciones se procede de la misma manera que se hizo anteriormente.

Sección b-b

$$Sa = \frac{Mfb}{W^{\phi=60}} = \frac{12369 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{21,21 \text{ cm}^3} = 583 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Sms = \frac{T}{W_o^{\phi=60}} = \frac{30592 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{42,41 \text{ cm}^3} = 721 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Se = Kfb \cdot Sa = 1 \cdot 583 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 583 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Ses = \frac{Sns}{Sys} Sms = \frac{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{5506 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \cdot 721 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 289 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{583 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{3670 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 + \left(\frac{289 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 \right]^{1/2}} = 4,8$$

Sección c-c

$$Sa = \frac{Mfc}{W^{\phi=60}} = \frac{13753 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{21,21 \text{ cm}^3} = 649 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Sms = \frac{T}{W_o^{\phi=60}} = \frac{30592 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{42,41 \text{ cm}^3} = 721 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Se = Kfc \cdot Sa = 1,81 \cdot 649 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 1174 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$



$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} S_{ms} = \frac{2202 \frac{kg}{cm^2}}{5506 \frac{kg}{cm^2}} \cdot 721 \frac{kg}{cm^2} = 289 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{1174 \frac{kg}{cm^2}}{3670 \frac{kg}{cm^2}} \right)^2 + \left(\frac{289 \frac{kg}{cm^2}}{2202 \frac{kg}{cm^2}} \right)^2 \right]^{1/2}} = 2,8$$

Sección d-d

$$S_a = \frac{Mfd}{W^{\phi=70}} = \frac{17358 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{33,67 \text{ cm}^3} = 516 \frac{kg}{cm^2}$$

$$S_{ms} = \frac{T}{W_o^{\phi=70}} = \frac{30592 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{67,35 \text{ cm}^3} = 454 \frac{kg}{cm^2}$$

$$S_e = Kfd \cdot S_a = 1 \cdot 516 \frac{kg}{cm^2} = 516 \frac{kg}{cm^2}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} S_{ms} = \frac{2202 \frac{kg}{cm^2}}{5506 \frac{kg}{cm^2}} \cdot 454 \frac{kg}{cm^2} = 182 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{516 \frac{kg}{cm^2}}{3670 \frac{kg}{cm^2}} \right)^2 + \left(\frac{182 \frac{kg}{cm^2}}{2202 \frac{kg}{cm^2}} \right)^2 \right]^{1/2}} = 6,1$$

Se puede observar que la sección más solicitada es la “c-c” pero entra dentro de los límites admisibles de coeficiente de seguridad.



5.8.6 Caso 3 (regulador al 100%)

5.8.6.1 Cálculo de fuerzas

En este caso las fuerzas F_r y F_e se mantienen iguales, la fuerza de presión de agua no se va a tener en cuenta, ya que el área abarcada por el regulador es nula. Por el descubrimiento del regulador que abre paso del agua hacia la turbina quedan expuestos los filos de los álabes activos (5,5 álabes activos) que poseen un área de $6,9 \text{ cm}^2$, la cual produce una fuerza de presión sobre el eje incrementado la fuerza F_t .

El torque obtenido debido al flujo de agua en el rotor en este caso es de 61184 kg cm el cual va a producir una fuerza de empuje radial en el eje desfasada 90° con respecto a todas las otras fuerzas.

Fuerza peso propio del regulador:

$$F_r = 9 \text{ kg}$$

Fuerza peso propio del eje:

$$F_e = 18 \text{ kg}$$

Fuerza presión de agua sobre álabes de rodete:

$$F_t = 22 \text{ kg} + 6,9 \text{ cm}^2 \cdot 5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 5,5 = 211,8 \text{ kg}$$

Fuerza radial debida al torque:

Teniendo en cuenta que el radio del rodete es de 25 cm entonces:

$$F_q = \frac{61184 \text{ kg cm}}{25 \text{ cm}} = 2447,4 \text{ kg}$$

Fuerzas resultantes:

$$F_1 = \frac{F_r}{2} = 4,5 \text{ kg}$$



$$F2 = Ft + Fe = 230 \text{ kg}$$

$$F3 = Fq = 2447,4 \text{ kg}$$

5.8.6.2 Cálculo de reacciones

Cálculo de reacciones en el plano z-y:

Debido a la simetría de la distribución de las fuerzas y los apoyos la reacción en el apoyo 1 es igual a la reacción en el apoyo 2.

$$R1^z = R2^z = F1 + F2 + \frac{F3}{2} = 120 \text{ kg}$$

Cálculo de reacciones en el plano x-y:

$$R1^x = R2^x = \frac{F4}{2} = 1224 \text{ kg}$$

5.8.6.3 Cálculo de momentos flectores

Cálculo de momentos flectores en el plano z-y:

$$Mfa^x = R2^z \cdot 1,21\text{cm} = 142 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfb^x = R2^z \cdot 15,51\text{cm} = 1813 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfc^x = R2^z \cdot 18,16\text{cm} - F1 \cdot 2,65\text{cm} = 2111 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfd^x = R2^z \cdot 24,71\text{cm} - F1 \cdot 9,2\text{cm} = 2847 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Cálculo de momentos flectores en el plano x-y:

$$Mfa^z = R2^x \cdot 1,21\text{cm} = 1481 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$



$$Mfb^z = R2^x \cdot 15,51cm = 18980 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfc^z = R2^x \cdot 18,16cm = 22223 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfd^z = R2^x \cdot 24,71cm = 30238 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Composición de momentos flectores:

$$Mfa = \sqrt{Mfa^{x^2} + Mfa^{z^2}} = 1488 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfb = \sqrt{Mfb^{x^2} + Mfb^{z^2}} = 19066 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfc = \sqrt{Mfc^{x^2} + Mfc^{z^2}} = 22322 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Mfd = \sqrt{Mfd^{x^2} + Mfd^{z^2}} = 30371 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

5.8.6.4 Coeficientes de concentración de esfuerzos

Sección a-a

En esta sección se tiene un coeficiente de concentración de esfuerzo, debido al radio de entalla (2,5mm) que posee el eje.

Para obtener el coeficiente teórico de concentración de esfuerzo utilizamos la Tabla 5-10 con los siguientes valores:

$$\frac{r}{d} = 0,06$$

$$\frac{D}{d} = 1,2$$

$$K_t = 1,83$$

Este resultado de K_t se obtiene utilizando las curvas de flexión.

Coeficiente real de concentración



$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} = \frac{1}{1 + \frac{0,0025}{2,5}} = 0,999$$

$$Kfa = q \cdot (Kt - 1) + 1 \cong 1,83$$

El valor de “a” se obtiene al tener en cuenta que el material de construcción del eje supera los 200 Brinell de dureza.

Sección c-c

En esta sección se tiene un coeficiente de concentración de esfuerzo, debido al radio de entalla (3mm) que posee el eje.

Para obtener el coeficiente teórico de concentración de esfuerzo utilizamos la Tabla 5-11 con los siguientes valores:

$$\frac{r}{d} = 0,057$$

$$\frac{D}{d} = 1,16$$

$$K_t = 1,81$$

Este resultado de K_t se obtiene utilizando las curvas de flexión.

Coefficiente real de concentración:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} = \frac{1}{1 + \frac{0,0025}{3}} = 0,999$$

$$Kfc = q \cdot (Kt - 1) + 1 \cong 1,81$$

5.8.6.5 Cálculo de tensiones en las 4 secciones

Tensiones medias y alternantes



$$S_m = 0$$

$$S_a = \frac{M_f}{W}$$

$$S_{ms} = \frac{T}{W_o}$$

$$S_{as} = 0$$

Tensiones equivalentes

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} S_m + K_f \cdot S_a = K_f \cdot S_a$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} S_{ms} + K_{fs} \cdot S_{as} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} S_{ms}$$

5.8.6.6 Coeficiente de seguridad

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

Se va a determinar como en el 1^{er} y 2^{do} caso el coeficiente de seguridad que afecta a cada sección.

Sección a-a

$$S_a = \frac{M_{fa}}{W^{\phi=50}} = \frac{1488 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{12,27 \text{ cm}^3} = 121 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$



$$Sms = \frac{T}{W_o^{\phi=50}} = \frac{61184 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{24,54 \text{ cm}^3} = 2493 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Se = Kfa \cdot Sa = 1,83 \cdot 121 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 221 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Ses = \frac{Sns}{Sys} Sms = \frac{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{5506 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \cdot 2493 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 997 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{221 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{3670 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 + \left(\frac{997 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 \right]^{1/2}} = 2,1$$

Sección b-b

$$Sa = \frac{Mfb}{W_o^{\phi=60}} = \frac{19066 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{21,21 \text{ cm}^3} = 899 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Sms = \frac{T}{W_o^{\phi=60}} = \frac{61184 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{42,41 \text{ cm}^3} = 1443 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Se = Kfb \cdot Sa = 1 \cdot 899 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 899 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Ses = \frac{Sns}{Sys} Sms = \frac{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{5506 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \cdot 1443 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 577 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{899 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{3670 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 + \left(\frac{577 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 \right]^{1/2}} = 2,7$$

Sección c-c



$$S_a = \frac{Mfc}{W^{\phi=60}} = \frac{22322 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{21,21 \text{ cm}^3} = 1053 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{ms} = \frac{T}{W_o^{\phi=60}} = \frac{61184 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{42,41 \text{ cm}^3} = 1443 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_e = Kfc \cdot S_a = 1,81 \cdot 1053 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 1905 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} S_{ms} = \frac{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{5506 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \cdot 1443 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 577 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{1/2}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{1905 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{3670 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 + \left(\frac{577 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 \right]^{1/2}} = 1,7$$

Sección d-d

$$S_a = \frac{Mfd}{W^{\phi=70}} = \frac{30371 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{33,67 \text{ cm}^3} = 902 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{ms} = \frac{T}{W_o^{\phi=70}} = \frac{61184 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{67,35 \text{ cm}^3} = 909 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_e = Kfd \cdot S_a = 1 \cdot 902 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 902 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} S_{ms} = \frac{2202 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{5506 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \cdot 909 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 364 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$



$$N = \frac{1}{\left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}} = \frac{1}{\left[\left(\frac{902 \frac{kg}{cm^2}}{3670 \frac{kg}{cm^2}} \right)^2 + \left(\frac{364 \frac{kg}{cm^2}}{2202 \frac{kg}{cm^2}} \right)^2 \right]^{1/2}} = 3,3$$

Se puede observar que la sección más solicitada es la “c-c” pero se ubica dentro de los límites admisibles de coeficiente de seguridad.

5.8.7 Velocidad crítica

Al tratarse de un elemento que gira a altas revoluciones se debe realizar el dimensionamiento a partir de la velocidad crítica de este.

Para calcular la velocidad crítica se tiene la siguiente ecuación:

$$n_c = \frac{30}{\pi} * \left[\frac{g_0 * W * y}{W * y^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Donde $g_0=981 \text{ cm/s}^2$, W es la carga aplicada en Kg e “ y ” la deformación en el punto de aplicación de la carga en cm.

Se tiene que la velocidad de embalamiento de la turbina (máxima velocidad obtenida por la turbina sin carga) es de 1100 RPM.

El peso correspondiente al rodete (obtenido a partir del cálculo de propiedades físicas de Autodesk Inventor) es de 22 kg. Adicionalmente a este peso se considera el peso del agua en el interior del rodete, para este valor se tiene:

$$W_a = \pi * R^2 * \delta * B = \pi * 0,25m^2 * 1000 \frac{kg}{m^3} * 0,1m = 19 \text{ kg}$$

Sumando ambos valores se obtiene que $W=41\text{kg}$

Despejando la ecuación de Velocidad Crítica para encontrar la deformación “ y ”

$$n_c = \frac{30}{\pi} * \left[\frac{g_0 * W * y}{W * y^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{30}{\pi} * \left[\frac{g_0}{y} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{g_0}{\left(\frac{\pi n_c}{30}\right)^2} = y$$

$$\frac{981 \frac{cm}{s^2}}{\left(\frac{\pi * 1100rpm}{30}\right)^2} = 0,074cm = 0,74mm$$

5.8.8 Simulación Eje

A fin de verificar que tanto las deformaciones como la tensiones en todos los puntos del eje no sean excesivas, se realiza la simulación de este elemento utilizando un software para análisis de elementos finitos. Para este caso se utilizó el software ANSYS v19 con el módulo Static Structural. Para esto se tomó solo el eje tomado desde sus apoyos con las cargas puntuales y torque máximos.

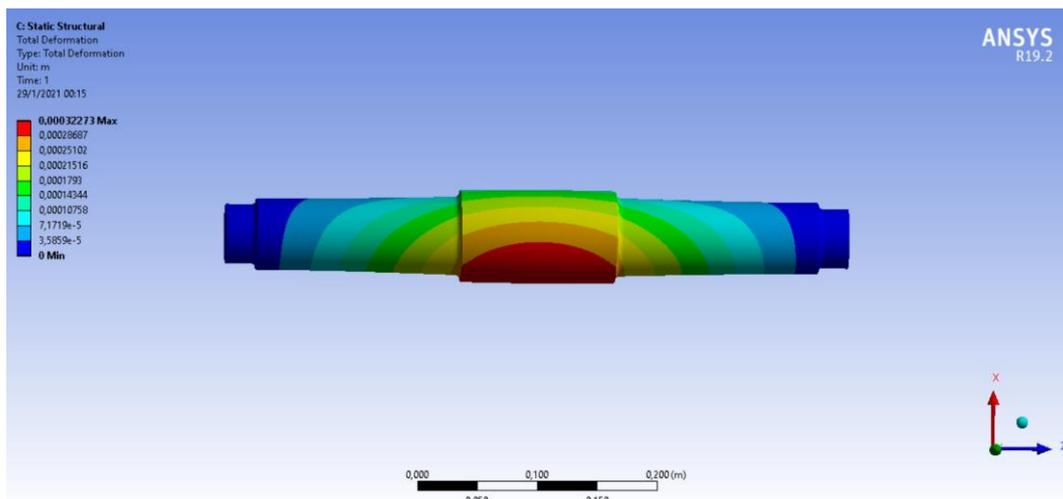


Imagen 5-26 Esquema de deformaciones totales

Como se puede ver, para deformación la misma es máxima en el centro del eje y esta no supera los 0,3mm.

Para las tensiones se puede visualizar la presencia de concentradores de tensiones en las entallas de cambio de diámetro del eje donde las tensiones llegan a tener un valor de $4,37 \times 10^8$ Pa o lo que es equivalente 4465 kg/cm^2 .

Por lo tanto, como se puede verificar, tanto las deformaciones como tensiones se encuentran dentro del rango admisible.

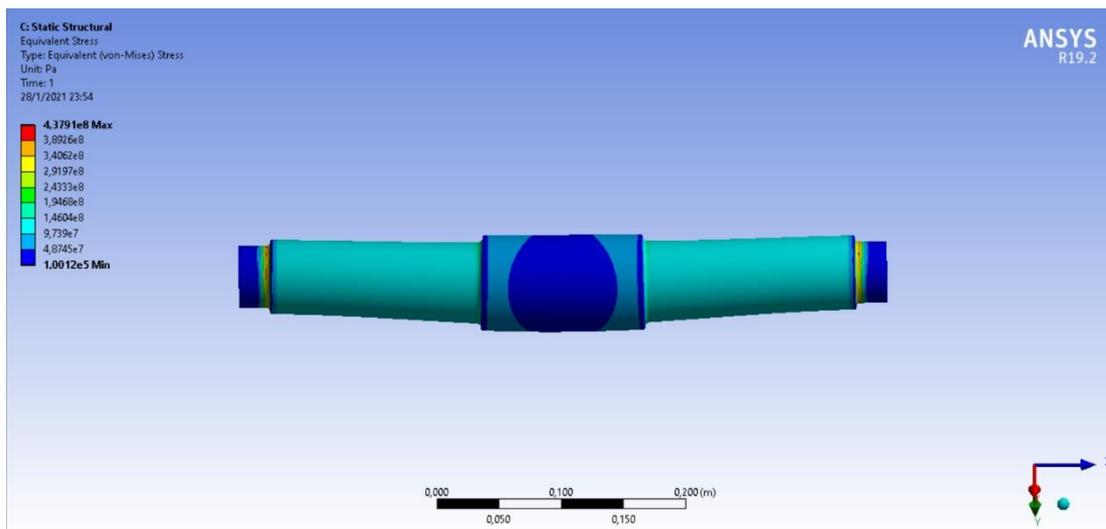


Imagen 5-27 Esquema de tensiones equivalentes

5.9 Diseño de regulador

Para el diseño del regulador se considera el mismo material utilizado en el rodete (Acero Hardox). El regulador debe poder correr libremente sobre el rodete, por lo tanto, se admite un espaciamiento de 35mm del mismo. Dejando el radio interior del regulador de 255mm.

Constructivamente, el elemento regulador se proyecta para ser realizado con una chapa de 4,75mm de Acero Resistente al desgaste Hardox, tratándose de unos elementos que presentara mayor sollicitación a la erosión. Dada la complejidad del cálculo manual (por el tipo de elemento que se debe calcular) se realiza la verificación del diseño mediante la utilización del software de simulación de SolidWorks.

Para realizar la verificación del elemento regulador se lo somete a la mayor sollicitación estática posible. Esta situación se da para una apertura totalmente cerrada, resistiendo este la presión de la columna de agua correspondiente.

Para una altura de 50 mca se tienen los siguientes resultados:

Tensión máxima: 291 MPa (2967 kg/cm²)

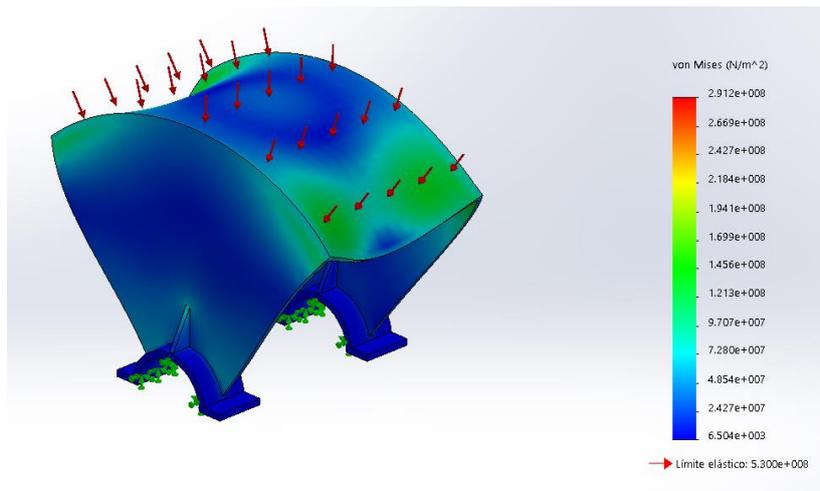


Imagen 5-28 Simulación Regulador (Tensiones)

Deformación Maxima:0,8mm

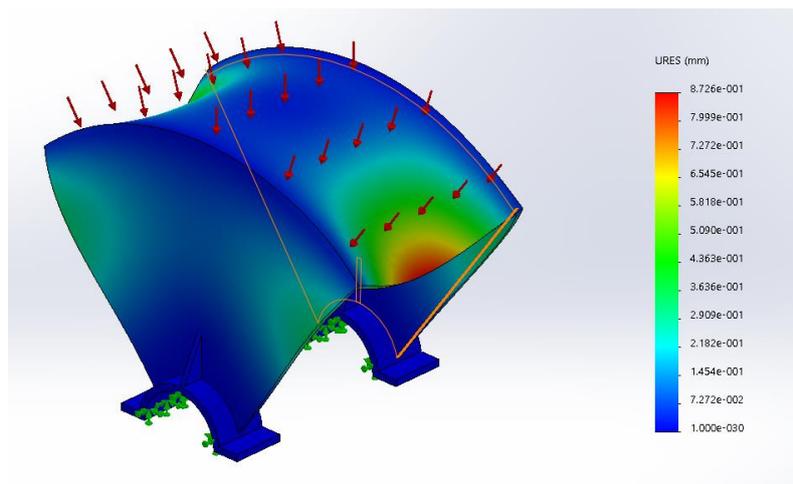


Imagen 5-29 Simulación Regulador (Deformaciones)

Como se puede ver estos valores verifican según el material y consideraciones de diseño aplicadas. Este queda suficientemente satisfactorio en cuanto a resistencia y rigidez por lo que se podría optar por un espesor de menor calibre, sin embargo, se provee de esta forma ya que tanto una rigidez elevada como un espesor importante (tratándose del punto de mayor desgaste del equipo) son fundamentales para evitar la falla de este elemento crítico de la turbina.

Es indispensable que el regulador se encuentre basculante con respecto al eje de rotación del rodete, por lo tanto, se implementa una sujeción al eje del rodete por medio

de rodamientos no convencionales (sin elementos rodantes) alojados es su soporte como puede observarse en la Imagen 5-30

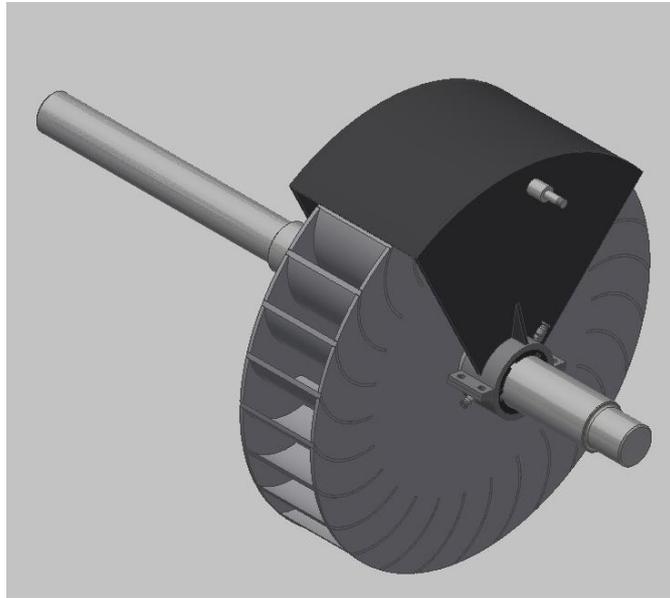


Imagen 5-30 Conjunto Regulador y Rodete

5.10 Rodamientos

Selección de rodamientos

Para la selección de rodamientos se opta por el procedimiento de selección de la empresa Orkot para los rodamientos del regulador de caudal y SKF para los rodamientos de soporte principal del eje.

En la selección de rodamientos se tiene en cuenta que 2 de los 4 rodamientos utilizados van a estar en contacto permanente con el agua que pasa por la turbina, los mismos son los que vinculan el regulador de caudal con el eje de la misma, por lo tanto, se va a optar por un material que sea resistente a la oxidación como los que ofrece la marca Orkot.

5.10.1 Rodamientos del regulador

El regulador de la turbina va a estar en contacto directo con el agua circulante, por lo tanto, también lo estará el elemento utilizado para girar sobre el eje de giro del mismo. Por este motivo se va a seleccionar un nuevo material de rodamiento autolubricado llamado “composite” y no rodamientos con materiales convencionales, ya que al estar en contacto con agua se deberá tener mucho cuidado a la hora de la selección de los mismos y los sellos correspondientes para evitar el contacto del agua con la pista, bolas y jaula del mismo.

Los materiales termoendurecibles Orkot®, a nivel molecular, incorporan largas cadenas de moléculas de polímeros reticulados químicamente en una densa red 3D. Esta red reticulada garantiza la integridad del material sólido. Una vez que el polímero se ha vuelto sólido (curado), posee una alta estabilidad mecánica y química. A diferencia de los polímeros termoplásticos, el proceso de solidificación en los materiales Orkot® es irreversible. El polímero no exhibe un punto de fusión a alta temperatura, ni tiene un punto de transición vítrea a baja temperatura. No hay riesgo de fragilidad cuando se usa en condiciones extremadamente frías, incluso criogénicas.

En la siguiente imagen se muestran los rodamientos (en azul) seleccionados para soportar el regulador.

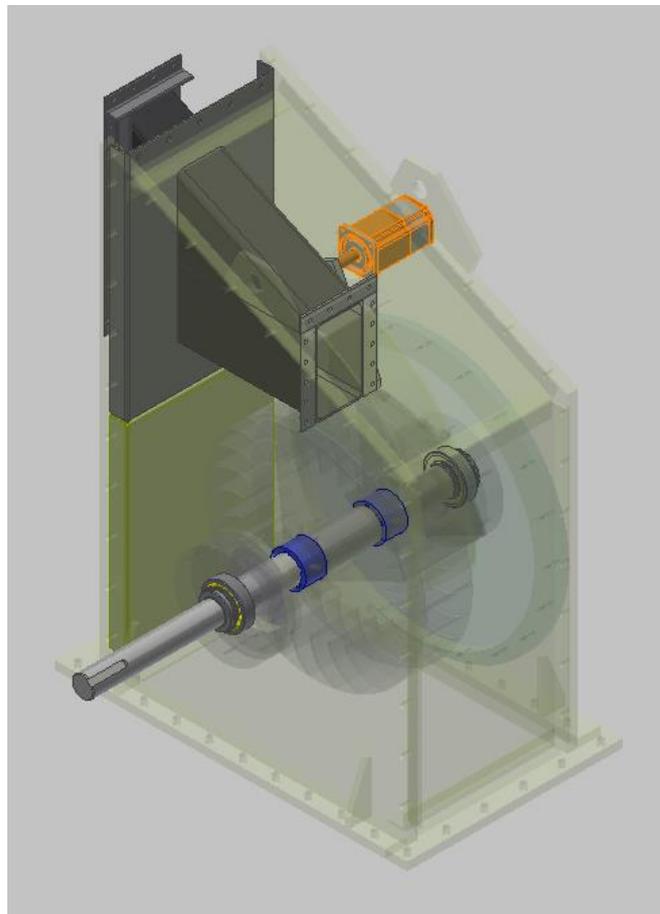


Imagen 5-31 Rodamientos Orkot

5.10.1.1 Condiciones del fabricante para la utilización de este tipo de rodamientos

Material del eje

Se pueden usar los materiales de eje más reconocidos, como el acero inoxidable (por ejemplo, 316L), Inconel, Monel y bronce fosforoso. El acabado de la superficie del



eje debe ser 0.4 - 0.8 Ra. Trelleborg Sealing Solutions recomienda una dureza del eje de al menos 200 HV.

El eje que se emplea es de material AISI 4140 con una dureza mínima de 270 RBW lo que es equivalente a 272 HV.

El acabado superficial que solicita el fabricante se logra mediante una terminación del eje con una bruñidora la cual arroja unos valores aproximados de Ra (rugosidad aritmética) entre 0,4 y 0,8 μm .

Cargas dinámicas y estáticas máximas

El fabricante especifica un máximo de 40 N/mm^2 de carga estática y 20 N/mm^2 para cargas dinámicas.

La carga a la que está sometido el rodamiento no supera los 0,3 N/mm^2 estática ni dinámicamente.

Funcionamiento hidrodinámico

Los rodamientos hidráulicos Orkot® para guías de turbina deben lubricarse con agua y funcionar hidrodinámicamente (en una película de agua). Para garantizar el funcionamiento hidrodinámico se recomienda:

$$V / P > 320$$

Donde V es la velocidad del eje en la superficie del rodamiento, en m/min y P es la presión proyectada del rodamiento en N/mm^2 .

En este caso se dispone de una velocidad de 113 m/min con el eje de 60 mm de diámetro en la parte de montaje del rodamiento y una presión de 0,25 N/mm^2 en cada uno.

Velocidad del flujo de agua

El rodamiento debe recibir un suministro positivo de agua limpia a través del rodamiento para evitar el sobrecalentamiento. El caudal de agua recomendado es de 0,18 l/min por mm de diámetro del eje para garantizar que se genere una película de agua hidrodinámica completa, sin embargo, las pruebas internas han demostrado que un mínimo de 0,12 l/min por mm de diámetro del eje seguirá funcionando hidrodinámicamente. El suministro de agua limpia y filtrada puede extender la vida útil del rodamiento. Trelleborg Sealing Solutions recomienda usar un sistema de filtración de dos etapas. Las pruebas han demostrado que un filtro de malla 20 seguido de un filtro de malla 100 proporciona el mejor equilibrio entre los requisitos de filtración y mantenimiento. Un rodamiento de guía de turbina lubricado con agua generalmente tendrá un diseño de múltiples ranuras. Para garantizar que el área de funcionamiento del

rodamiento siempre esté llena de agua, se puede usar un dispositivo de restricción debajo del rodamiento. Alternativamente, las ranuras axiales se pueden detener cerca del fondo del rodamiento para obtener un efecto similar.

Para solucionar este problema se dispone de dos alemites en cada rodamiento con el cual se va a suministrar el caudal necesario de 0,18 l/min. Los alemites van a estar provistos de agua mediante mangueras de 5 mm de diámetro. El agua se va a extraer de uno de los laterales de la tubería principal y se la hará pasar por dos filtros de malla uno de 20 y el otro de 100 micrones como indica el fabricante.

Recomendaciones de instalación para rodamientos hidrodinámicos lubricados con agua

Los cojinetes de guía de la turbina a menudo son de diseño dividido y se ajustan a la carcasa con tornillos avellanados, adhesivo o un diseño patentado de llave cónica. Permiten la instalación sin quitar el eje.

Se empleará este tipo de rodamiento partido unidos a la carcasa del regulador mediante tornillos avellanados ya que es la única opción fiable para el montaje de los mismos.

Recomendaciones de diseño para rodamientos de múltiples ranuras

El diseño de los rodamientos se modifica en función de cómo están destinados a ser instalados. Para los rodamientos colocados verticalmente, las ranuras están igualmente espaciadas sobre la circunferencia. Para los rodamientos colocados horizontalmente, omite la ranura inferior. Los rodamientos de ranuras múltiples generalmente tienen chaflanes de 3 mm x 30 grados en los diámetros exterior e interior.

En este caso se va a colocar horizontalmente el rodamiento por lo tanto se va a prescindir de la ranura inferior.

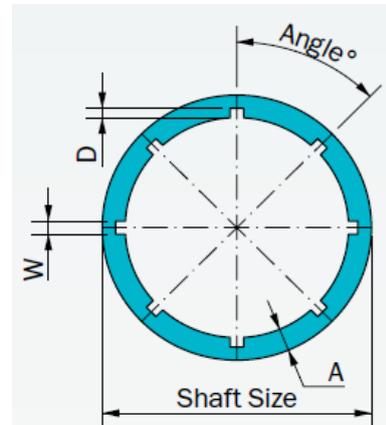


Figure 2 – Cross-section of a multi-groove bearing.

Imagen 5-32 Diseño rodamiento Orkot

De acuerdo a

Tabla 5-12 se confecciona el diseño del rodamiento.

Por lo tanto, queda conformado de forma provisoria (hasta definir las tolerancias) el rodamiento con las siguientes dimensiones:

- Diámetro interior= 60,1mm

- Diámetro exterior= 80,1mm
- Espesor de pared= 10mm
- Numero de ranuras= 4 (se omite la ranura inferior)
- Ángulo entre ranuras= 72°
- Ancho de ranura= 8mm
- Profundidad de ranura= 4mm

Tabla 5-12 Características de los rodamientos Orkot

Shaft Size	Minimum Wall Thickness A	Minimum Interference (If applicable)	Minimum Shaft Clearance	Number of Grooves	Angle between grooves	Groove Width W	Groove Depth D
mm	mm	mm	mm		Degrees	mm	mm
30 - 60	8	0.15	0.10	5	72.0	8	4
60 - 100	9	0.22	0.10	6	60.0	8	4
100 - 150	10	0.34	0.15	7	51.4	10	6
150 - 200	12	0.43	0.20	8	45.0	10	6
200 - 250	14	0.56	0.25	9	40.0	12	7
250 - 300	14	0.70	0.30	10	36.0	12	7
300 - 350	16	0.84	0.35	11	32.7	14	8
350 - 400	16	0.97	0.40	12	30.0	14	8
400 - 450	20	1.11	0.45	13	27.7	16	10
450 - 500	20	1.25	0.50	14	25.7	16	10
500 - 550	22	1.40	0.55	15	24.0	18	11
550 - 600	22	1.50	0.60	16	22.5	18	11

Longitud

El fabricante especifica una longitud de rodamiento igual a 0,8 veces el diámetro del eje.

Por lo tanto, su longitud es $L = 0,8 \cdot 60mm = 48 mm$

Tolerancias

El fabricante especifica una tolerancia H7 para el agujero de la carcasa y una tolerancia g6 para el eje o mejor.

Por lo tanto, se adopta para el conjunto carcasa-rodamiento (se adopta agujero único el de la carcasa) el grado de tolerancia normalizado IT7 y para el conjunto agujero del rodamiento-eje (se adopta agujero único el agujero del rodamiento) el grado de tolerancia normalizado IT6.

Se obtienen los siguientes resultados según la Organización Internacional de Normalización **ISO 286-2:1988**.

Características de tolerancia de eje g6:



- IT6: Calidad de la tolerancia
 - $IT6 = t = 10i = 10 \cdot (0,45 \cdot \sqrt[3]{60} + 0,001 \cdot 60) = 19 \mu m$
- g: Posición de la tolerancia
 - $DI = 10 \mu m$
 - $DS = DI + t = 29 \mu m$
 - $\varnothing_{max} = \varnothing_{nominal} - DI = 60mm - 0,01mm = 59,99mm$
 - $\varnothing_{min} = \varnothing_{nominal} - DS = 60mm - 0,029mm = 59,97mm$

Se adopta el sistema de agujero único con tolerancia H6 para el agujero del buje (rodamiento).

Característica de tolerancia de agujero de buje H6:

- IT6: Calidad de la tolerancia
 - $IT6 = t = 10i = 10 \cdot (0,45 \cdot \sqrt[3]{60,1} + 0,001 \cdot 60,1) = 18 \mu m$
- H: Posición de la tolerancia
 - $DI = 0 \mu m$
 - $DS = t = 18 \mu m$
 - $\varnothing_{max} = \varnothing_{nominal} + DS = 60,1mm + 0,018mm = 60,118mm$
 - $\varnothing_{min} = \varnothing_{nominal} = 60,1mm$

Juego máximo y mínimo:

- Juego máximo
 - $J_{max} = \varnothing_{max buje} - \varnothing_{min eje} = 60,118 - 59,97mm = 0,14 mm$
- Juego mínimo
 - $J_{min} = \varnothing_{min buje} - \varnothing_{max eje} = 60,1 - 59,99mm = 0,11 mm$

Cumple con lo especificado por el fabricante (juego mínimo=0,1mm).

Característica de tolerancia de agujero de carcasa H7:

- IT7: Calidad de la tolerancia



- $IT7 = t = 16i = 16 \cdot (0,45 \cdot \sqrt[3]{79,9} + 0,001 \cdot 79,9) = 32 \mu m$
- H: Posición de la tolerancia
 - $DI = 0 \mu m$
 - $DS = t = 32 \mu m$
 - $\varnothing_{max} = \varnothing_{nominal} + DS = 79,9mm + 0,032mm = 79,932mm$
 - $\varnothing_{min} = \varnothing_{nominal} = 79,9mm$

Se adopta la tolerancia m7 para el eje del buje (rodamiento).

Características de tolerancia de eje m7:

- IT7: Calidad de la tolerancia
 - $IT7 = t = 16i = 16 \cdot (0,45 \cdot \sqrt[3]{80,1} + 0,001 \cdot 80,1) = 32 \mu m$
- m: Posición de la tolerancia
 - $DI = 13 \mu m$
 - $DS = DI + t = 45 \mu m$
 - $\varnothing_{max} = \varnothing_{nominal} + DS = 80,1mm + 0,045mm = 80,145mm$
 - $\varnothing_{min} = \varnothing_{nominal} + DI = 80,1mm + 0,013mm = 80,113mm$

Interferencia máxima y mínima:

- Interferencia máxima
 - $I_{max} = \varnothing_{min car} - \varnothing_{max buje} = 79,9mm - 80,145 = -0,245 mm$
- Interferencia mínima
 - $I_{min} = \varnothing_{max car} - \varnothing_{min buje} = 79,932 - 80,113mm = -0,181 mm$

Cumple con lo especificado por el fabricante (interferencia mínima=0,15mm).

Las medidas definitivas del agujero de la carcasa, eje del rodamiento, agujero del rodamiento y eje son las siguientes:

- Dado que el diámetro del eje va tener una medida nominal de 60mm entonces su tolerancia g6 es $\varnothing 60_{-0,03}^{-0,01} mm$.
- El rodamiento tiene un diámetro interior nominal de 60,1mm, por lo tanto, la medida de su tolerancia H6 es $\varnothing 60,1_{0,00}^{+0,018} mm$.
- El rodamiento tiene una medida nominal de diámetro exterior de 80,1mm, por lo que con su tolerancia m7 queda la medida de $\varnothing 80,1_{+0,013}^{+0,045} mm$.
- El agujero de la carcasa tiene un diámetro nominal de 79,9mm, con la tolerancia H7 su medida es $79,9_{0,00}^{+0,032} mm$.

5.10.2 Rodamientos principales

Los 2 rodamientos faltantes al estar ubicados fuera de la carcasa donde se aloja la turbina y no estar en contacto con el agua son de acero al carbono, los mismos poseen mayor capacidad de carga que los que sostienen el regulador y son menos costosos.

Para la fijación al eje, se opta por rodamientos con manguito de fijación para evitar añadir más concentradores de tensiones al eje.

Ver disposición de rodamientos (en color amarillo) en la Imagen 5-33.

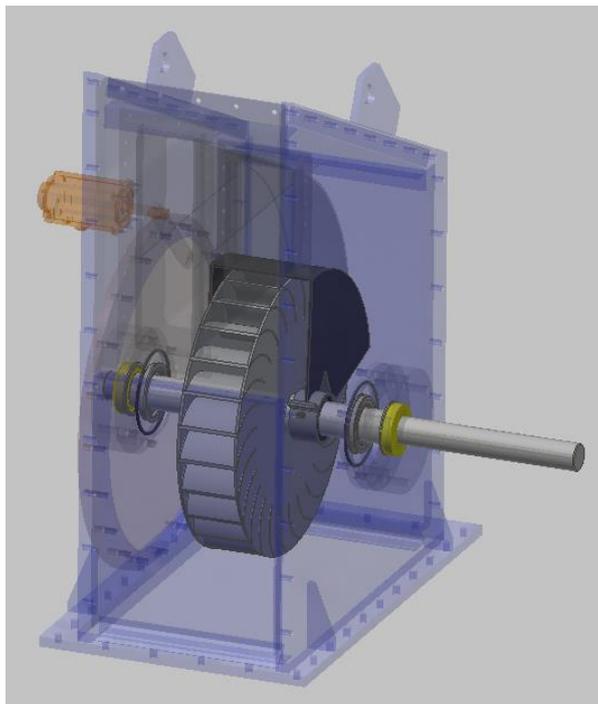


Imagen 5-33 Disposición de rodamientos principales

5.10.2.1 Cargas aplicadas

Sobre estos rodamientos van a estar aplicadas las cargas del peso propio del regulador, peso propio del eje y peso propio del rodete, la carga que genera la presión del agua sobre los flancos de los álabes activos cuando esté totalmente abierto el regulador y la fuerza generada por el torque. De las tres situaciones posibles (regulador cerrado, 50% abierto y 100%), esta es la más desfavorable, aunque la fuerza estática es la que produce el empuje del agua sobre el regulador todo cerrado más las fuerzas propias de los elementos.

Peso del regulador

$$Fre = 9 \text{ kg}$$

Peso del eje

$$Fej = 18 \text{ kg}$$

Peso rodete

$$Fro = 22 \text{ kg}$$

Fuerza sobre los flancos de los álabes activos

$$Fal = 189,8 \text{ kg}$$

Fuerza debida al torque a 400 rpm (desfasada 90° con respecto a las otras)

$$Fto = 1100 \text{ kg}$$

Fuerza producida por la presión del agua sobre el regulador

$$Fa = 1770 \text{ kg}$$

Fuerza estática

$$F_e = F_{re} + F_{ej} + F_{ro} + F_a = 1829 \text{ kg} = 18 \text{ kN}$$

Fuerza dinámica

$$F_d = \sqrt{(F_{re} + F_{ej} + F_{ro} + F_{al})^2 + F_{to}^2} = 1126 \text{ kg} = 11,1 \text{ kN}$$

Se van a seleccionar rodamientos de bolas a rotula.

Se obtienen las cargas estática y dinámica equivalente de la siguiente manera:

5.10.2.2 Carga estática equivalente

$$P_o = F_r + Y_o \cdot F_a$$

$$P_o = \frac{(F_e)}{2} + Y_o \cdot 0 = 915 \text{ kg} = 9 \text{ kN}$$

Donde:

- P_o = Carga estática equivalente
- F_r = Carga radial
- F_a = Carga axial

5.10.2.3 Carga dinámica equivalente

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a$$

$$P = \frac{F_d}{2} + Y_1 \cdot 0 = 563 \text{ kg} = 5,6 \text{ kN}$$

Donde:

- P= Carga dinámica equivalente

Para la selección del rodamiento se toma como referencia un valor de vida útil de 1 año (8760 horas). Con este valor se determina la capacidad de carga dinámica equivalente mínima que debería presentar el rodamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{n \cdot 60} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = 8760 h$$

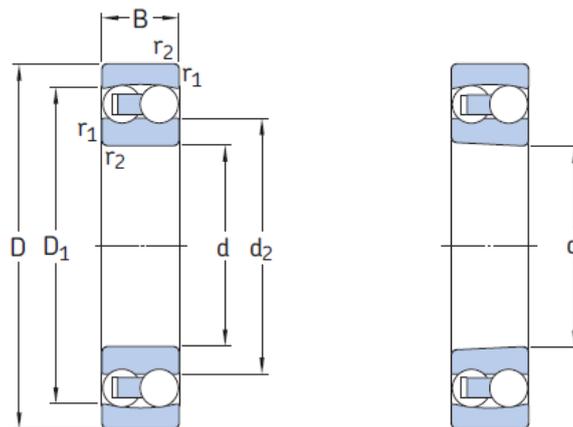
Entonces

$$C_{min} = \sqrt[p]{\frac{8760 \cdot n \cdot 60}{10^6}} \cdot P = \sqrt[3]{\frac{8760 \cdot 400 \cdot 60}{1000000}} \cdot 5,6 kN = 33,3 kN$$

Donde:

- p= 3 para rodamientos de bolas

Del catálogo de SKF de rodamientos de bolas a rótula se selecciona el rodamiento **2211 E-2RS1KTN9**. Es un rodamiento con agujero interior cónico sellado y diámetro interno de 55mm, al mismo se le añade un manguito de fijación **H311** para fijar el rodamiento al eje, cuyo diámetro interno es de 50mm.



Agujero cilíndrico

Agujero cónico

Imagen 5-34 Rodamiento de bolas a rótula

El sistema de designación es la siguiente:

- 22= Rodamiento de bolas a rótula.
- 11= Diámetro interior/5.
- E= Diseño interno optimizado para una mayor capacidad de carga.
- 2RS1= sello de contacto en ambos lados hecho de aceite y caucho de acrilonitrilo-butadieno (acrylonitrile-butadiene rubber, NBR) resistente al desgaste, y están reforzados con una inserción de chapa de acero.
- K= Agujero cónico, conicidad de 1:12.
- TN9= Jaula de PA66 reforzada con fibra de vidrio, centrada respecto de las bolas.

Tabla 5-13 Rodamientos de bolas a rotula

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidad límite	Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	r. p. m.	kg	Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.	kg	-	
10	30	14	5,53	1,18	0,06	17 000	0,048	2200 E-2RS1TN9	—
12	32	14	6,24	1,43	0,08	16 000	0,053	2201 E-2RS1TN9	—
15	35	14	7,41	1,76	0,09	14 000	0,058	2202 E-2RS1TN9	—
	42	17	10,8	2,6	0,14	12 000	0,11	2302 E-2RS1TN9	—
17	40	16	8,84	2,2	0,12	12 000	0,089	2203 E-2RS1TN9	—
	47	19	12,7	3,4	0,18	11 000	0,16	2303 E-2RS1TN9	—
20	47	18	12,7	3,4	0,18	10 000	0,14	2204 E-2RS1TN9	—
	52	21	14,3	4	0,21	9 000	0,21	2304 E-2RS1TN9	—
25	52	18	14,3	4	0,21	9 000	0,16	2205 E-2RS1TN9	2205 E-2RS1KTN9
	62	24	19	5,4	0,28	7 500	0,34	2305 E-2RS1TN9	2305 E-2RS1KTN9
30	62	20	15,6	4,65	0,24	7 500	0,26	2206 E-2RS1TN9	2206 E-2RS1KTN9
	72	27	22,5	6,8	0,36	6 700	0,51	2306 E-2RS1TN9	2306 E-2RS1KTN9
35	72	23	19	6	0,31	6 300	0,41	2207 E-2RS1TN9	2207 E-2RS1KTN9
	80	31	26,5	8,5	0,43	5 600	0,7	2307 E-2RS1TN9	2307 E-2RS1KTN9
40	80	23	19,9	6,95	0,36	5 600	0,5	2208 E-2RS1TN9	2208 E-2RS1KTN9
	90	33	33,8	11,2	0,57	5 000	0,96	2308 E-2RS1TN9	2308 E-2RS1KTN9
45	85	23	22,9	7,8	0,4	5 300	0,53	2209 E-2RS1TN9	2209 E-2RS1KTN9
	100	36	39	13,4	0,7	4 500	1,3	2309 E-2RS1TN9	2309 E-2RS1KTN9
50	90	23	22,9	8,15	0,42	4 800	0,57	2210 E-2RS1TN9	2210 E-2RS1KTN9
	110	40	43,6	14	0,72	4 000	1,65	2310 E-2RS1TN9	2310 E-2RS1KTN9
55	100	25	27,6	10,6	0,54	4 300	0,79	2211 E-2RS1TN9	2211 E-2RS1KTN9



5.10.2.4 Verificación de vida útil del rodamiento

Vida nominal

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{27,6}{5,6}\right)^3 = 119,7 \text{ Mrev}$$

Como la turbina va a funcionar a una velocidad que se puede tomar como constante (400 rpm aproximadamente), se expresa la duración del rodamiento en horas de funcionamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{n \cdot 60} \cdot L_{10} = \frac{1000000}{400 \text{ rpm} \cdot 60} \cdot 119,7 \text{ Mrev} = 4988 \text{ h}$$

Vida nominal SKF

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10}$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{n \cdot 60} \cdot L_{nm}$$

De la (Tabla 1 Catálogo SKF) se obtiene un coeficiente $a_1 = 0,64$ para una probabilidad de falla del 5%.

Determinación de la tasa de viscosidad

$$k = \frac{v}{v_1}$$

Diámetro medio del rodamiento

$$dm = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (55 + 100) = 77,5 \text{ mm}$$

Con el resultado anterior, se ingresa al diagrama 5 (Catálogo SKF) y se obtiene para 400 rpm una viscosidad $v_1 = 37 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Con este resultado se ingresa al (diagrama 6 Catálogo SKF) suponiendo una temperatura de funcionamiento real de $60 \text{ }^\circ\text{C}$ se obtiene que se necesita un lubricante en



la clase de viscosidad de la ISO VG 100, con una viscosidad real ν de, al menos, 100 mm²/s a la temperatura de referencia de 40 °C.

A partir de este resultado se obtiene la tasa de viscosidad

$$k = \frac{100}{40} = 2,5$$

De la (Tabla 4 Catálogo SKF) se selecciona un factor de ensuciamiento nc igual a 0,6 donde se elige una condición de limpieza normal.

Una vez obtenidos los resultados de $nc \cdot \frac{Pu}{P} = 0,058$ y k se ingresa al (Diagrama 1 Catálogo SKF) y se obtiene un valor de a_{SKF} igual a 2,7.

Entonces:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 0,64 \cdot 2,7 \cdot 119,7 \text{ Mrev} = 207 \text{ Mrev}$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{n \cdot 60} \cdot L_{nm} = \frac{1000000}{400 \cdot 60} \cdot 207 \text{ Mrev} = 8625 \text{ h}$$

5.10.2.5 Coeficiente de seguridad estático

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{10,9}{9} = 1,2$$

Analizando los resultados se observa que los rodamientos van a resistir aproximadamente un año, lo cual cumple con la condición que se planteó al inicio del cálculo. Cada medio año se le realizará un mantenimiento preventivo en conjunto con los rodamientos que soportan el regulador, siempre y cuando la turbina no incremente sus revoluciones, ya que esto disminuiría su tiempo de vida.

Tabla 5-14 Tabla 4 SKF (Factor de ensuciamiento)

Tabla 4		
Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación		
Condiciones	Factor $\eta_c^{(1)}$ para rodamientos con diámetro medio	
	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema • tamaño de las partículas aproximadamente igual al espesor de la película de lubricante • condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza • aceite lubricante con filtración muy fina • condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal • aceite lubricante con filtración fina • condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera • condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica • condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa • condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces • disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa • condiciones típicas: niveles de contaminación tan graves que los valores de η_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

Tabla 5-15 Tabla 1 SKF (Valores de ajuste vida útil)

Tabla 1			
Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
	n	L_{nm}	a_1
%	%	millones de revoluciones	—
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Tabla 5-16 Diagrama 5 SKF (Viscosidad nominal v_1 a temp. de funcionamiento)

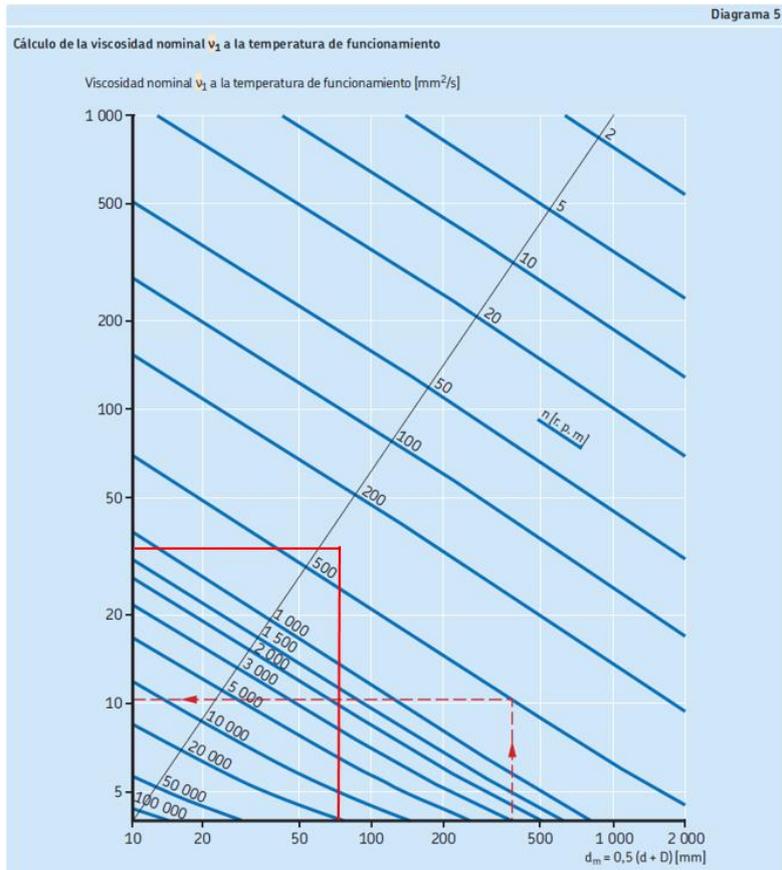


Tabla 5-17 Diagrama 6 SKF (Temp. de viscosidad según grado ISO)

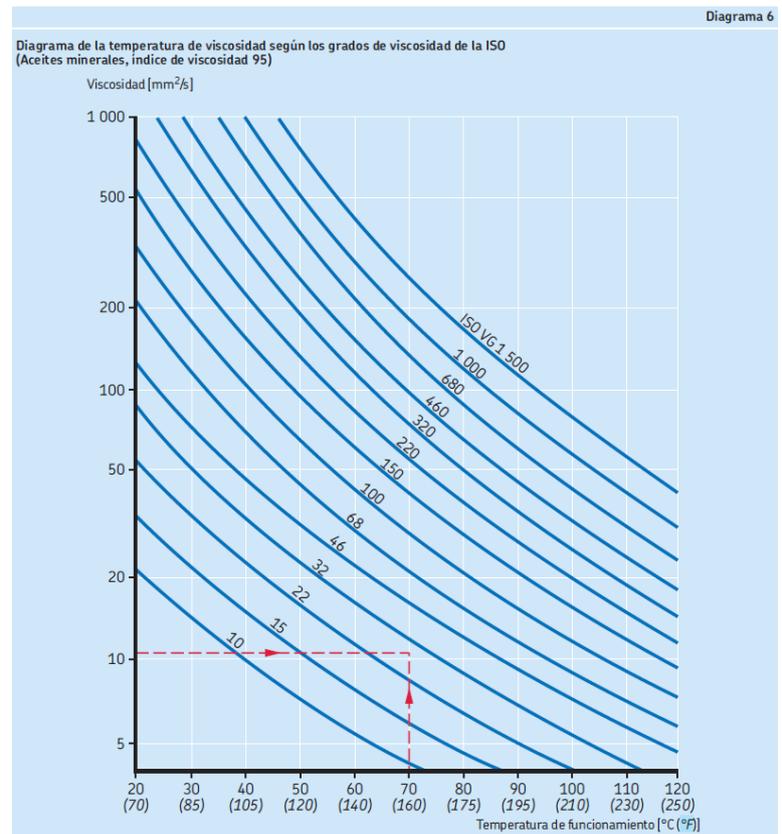
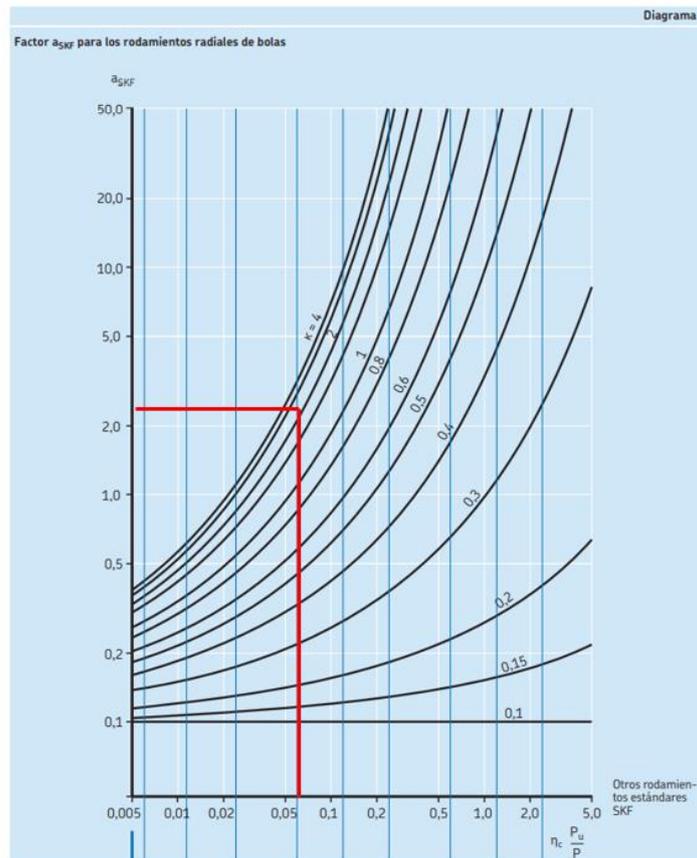


Tabla 5-18 Diagrama 1 SKF (Coeficiente aSKF de vida útil)



5.11 Bridas

5.11.1 Bulones de Bridas

Los bulones de las bridas van a estar sometidos a dos esfuerzos estáticos, uno de corte provocado por la fuerza estática del agua y el peso propio de los distintos elementos de la turbina como lo son el regulador, rodete y eje; el otro esfuerzo es producido por la fuerza mínima de apriete de los mismos.

Se seleccionan bulones con rosca Whitworth de diámetro $\frac{1}{4}$ de pulgada y rosca basta UNC.

La fuerza de corte a la que van a estar sometidos los bulones es de 1230 kg por presión máxima del agua sobre el rodete más los pesos de los elementos rotantes y se añaden los pesos de las bridas de suplemento a cada lado de la turbina según corresponda.

Las bridas a soportar por los mismos se muestran en la Imagen 5-35.

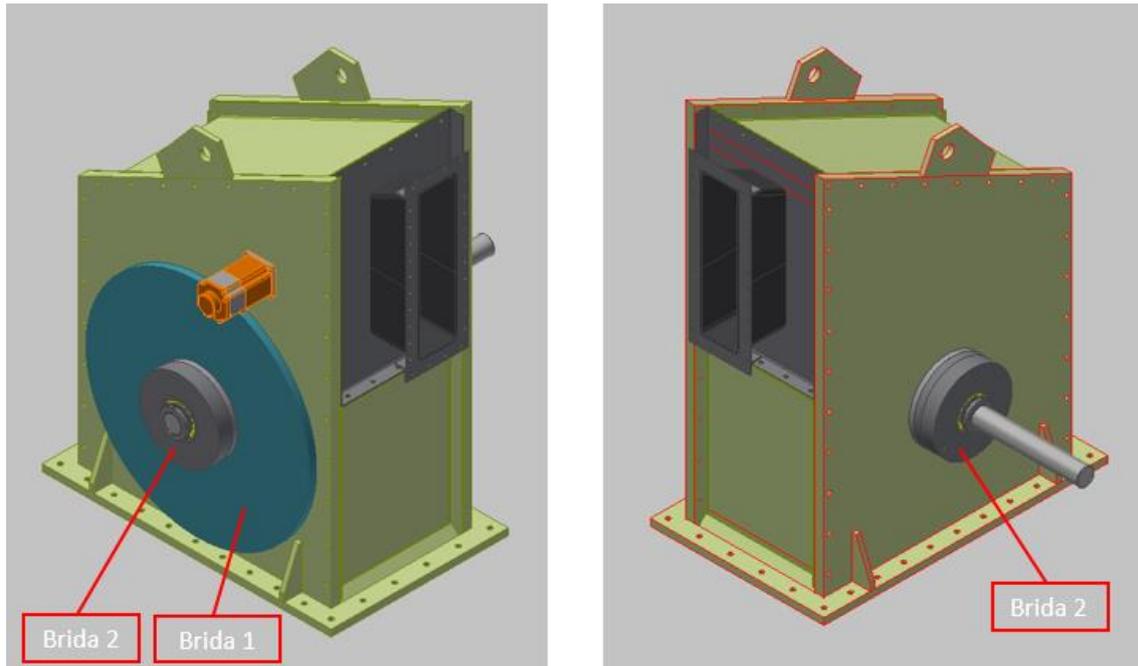


Imagen 5-35 Bridas

5.11.2 Brida 1

Esta brida tiene un espesor de $\frac{3}{4}$ de pulgada y consta de 6 agujeros de 13 mm de diámetro para alojar los bulones de $\frac{1}{2}$ que van a estar fijados a la carcasa mediante el roscado de la misma.

Para el cálculo de los bulones se suponen los de Grado 1 que poseen las siguientes características:

Área de esfuerzo (obtenida de la tabla AT 14 de “DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS de Virgil Moring Fairees”)

$$A_s = 0,9154 \text{ cm}^2$$

Área de corte y de tracción

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1,27 \text{ cm}^2}{4} = 1,266 \text{ cm}^2$$

5.11.2.1 Tensión de fluencia

$$S_y = 3867 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$



La fuerza de corte sobre cada bulón es 208 kg que se obtiene de dividir los 1248 kg por los 6 bulones que se utilizan en la brida.

Para obtener el torque inicial de apriete se tiene en cuenta la ecuación obtenida de “DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS de Virgil Moring Faires” con la cual se obtiene una fuerza externa mínima de apriete para cada tipo de bulón y se la iguala a la fuerza inicial de apriete para así multiplicarla por el diámetro del mismo y un coeficiente “C” que depende del estado de cómo se instala el bulón.

$$F_e = F_i = \frac{S_y}{15,24} (A_s)^{\frac{3}{2}} = \frac{3867 \frac{kg}{cm^2}}{15,24} (0,9154)^{\frac{3}{2}} cm^2 = 222 kg$$

$$T_i = C \cdot D \cdot F_i = 0,2 \cdot 1,27 cm \cdot 222 kg = 56,3 kg \cdot cm$$

5.11.2.2 Cálculo del coeficiente de seguridad

Para el cálculo del coeficiente de seguridad se utiliza el criterio de rotura de Von Mises y las fórmulas para esfuerzos combinados de “DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS de Virgil Moring Faires”

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ys}}\right)^2$$

Tensión de tracción

$$S = \frac{F_i}{A} = \frac{222 kg}{0,9154 cm^2} = 242,5 \frac{kg}{cm^2}$$

Tensión de corte

$$S_s = \frac{F_c}{A} = \frac{208 kg}{0,9154 cm^2} = 227,2 \frac{kg}{cm^2}$$

Coefficiente de seguridad

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{242,5 \frac{kg}{cm^2}}{3867 \frac{kg}{cm^2}} \right)^2 + \left(\frac{227,2 \frac{kg}{cm^2}}{3867 \frac{kg}{cm^2} \cdot 0,6} \right)^2$$

$$\rightarrow N = \sqrt{74} = 8,6$$

5.11.3 Brida 2

En este caso se cuenta con dos bridas de distintos espesores una de 51,2 mm (Imagen 5-35 izquierda) y 70,25 mm (Imagen 5-35 derecha) y constan de 6 agujeros de 13 mm de diámetro para alojar los bulones de ½ que van a estar fijados a la brida 1 una de ellas y la otra a la carcasa mediante el roscado de los dos componentes.

Para el cálculo de los bulones se suponen los de Grado 1 que poseen las siguientes características:

Área de esfuerzo (obtenida de la tabla AT 14 de “DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS de Virgil Moring Faires”)

$$A_s = 0,9154 \text{ cm}^2$$

Área de corte y de tracción

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,635 \text{ cm}^2}{4} = 1,266 \text{ cm}^2$$

5.11.3.1 Tensión de fluencia

$$S_y = 3867 \frac{kg}{cm^2}$$

La fuerza de corte sobre cada bulón es 209 kg que se obtiene de dividir los 1254 kg por los 6 bulones que se utilizan en la brida.



Para obtener el torque inicial de apriete se tiene en cuenta la ecuación obtenida de “DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS de Virgil Moring Faires” con la cual se obtiene una fuerza externa mínima de apriete para cada tipo de bulón y se la iguala a la fuerza inicial de apriete para así multiplicarla por el diámetro del mismo y un coeficiente “C” que depende del estado de cómo se instala el bulón.

$$F_e = F_i = \frac{S_y}{15,24} (A_s)^{\frac{3}{2}} = \frac{3867 \frac{kg}{cm^2}}{15,24} (0,9154)^{\frac{3}{2}} cm^2 = 222 kg$$

$$T_i = C \cdot D \cdot F_i = 0,2 \cdot 1,27 cm \cdot 222 kg = 56,3 kg \cdot cm$$

5.11.3.2 Cálculo del coeficiente de seguridad

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ys}}\right)^2$$

Tensión de tracción

$$S = \frac{F_i}{A} = \frac{222 kg}{0,9154 cm^2} = 242,5 \frac{kg}{cm^2}$$

Tensión de corte

$$S_s = \frac{F_c}{A} = \frac{208 kg}{0,9154 cm^2} = 227,2 \frac{kg}{cm^2}$$

Coeficiente de seguridad

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{242,5 \frac{kg}{cm^2}}{3867 \frac{kg}{cm^2}}\right)^2 + \left(\frac{227,2 \frac{kg}{cm^2}}{3867 \frac{kg}{cm^2} \cdot 0,6}\right)^2$$

$$\rightarrow N = \sqrt{74} = 8,6$$

Tabla 5-19 Tabla Roscas Bastas UNC (AT 14 Faires)

TAMAÑO	DIÁMETRO MAYOR BÁSICO		BASTA (UNC)				
	pulg	cm	Hilos/ Pulgada	Diámetro menor rosca exterior		Área de esfuerzo A_s	
				pulg	cm	pulg ²	cm ²
0	0,0600	0,1524					
1	0,0730	0,1854	64	0,0538	0,1366	0,00263	0,01697
2	0,0860	0,2184	56	0,0641	0,1628	0,00370	0,02387
3	0,0990	0,2514	48	0,0734	0,1864	0,00487	0,03142
4	0,1120	0,2845	40	0,0813	0,2065	0,00604	0,03897
5	0,1250	0,3175	40	0,0943	0,2395	0,00796	0,05135
6	0,1380	0,3505	32	0,0997	0,2532	0,00909	0,05864
8	0,1640	0,4166	32	0,1257	0,3192	0,0140	0,0903
10	0,1900	0,4826	24	0,1389	0,3527	0,0175	0,1129
12	0,2160	0,5486	24	0,1649	0,4188	0,0242	0,1561
1/4	0,2500	0,6350	20	0,1887	0,4792	0,0318	0,2052
3/16	0,3125	0,7938	18	0,2443	0,6204	0,0524	0,3381
1/8	0,3750	0,9525	16	0,2983	0,7576	0,0775	0,5000
7/16	0,4375	1,1113	14	0,3499	0,8886	0,1063	0,6857
1/2	0,5000	1,2700	13	0,4056	1,0302	0,1419	0,9154

5.12 Laterales

A fin de verificar que tanto las deformaciones como la tensiones en todos los puntos de la estructura de la carcasa no sean excesivas, se realiza la simulación de estos elementos utilizando un software para análisis de elementos finitos. Para este caso se utilizó el software ANSYS v19 con el módulo Static Structural. Se realizó la simulación a cada lateral al tener estas diferencias en sus geometrías.

5.12.1 Tapa Lateral Ciega

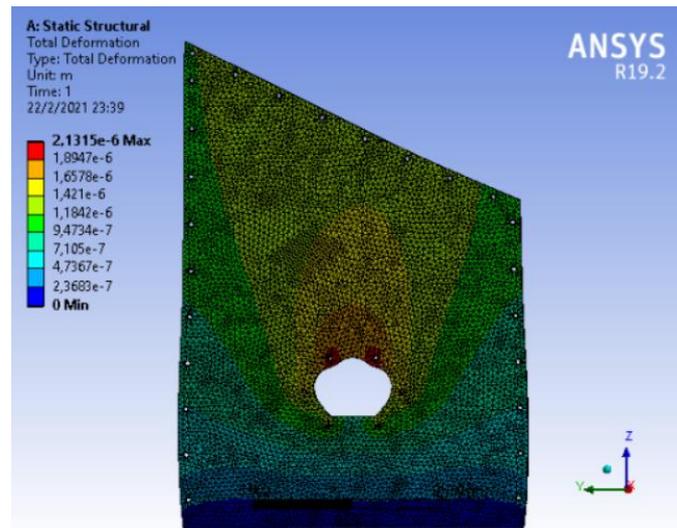


Imagen 5-36 Simulación tapa lateral ciega

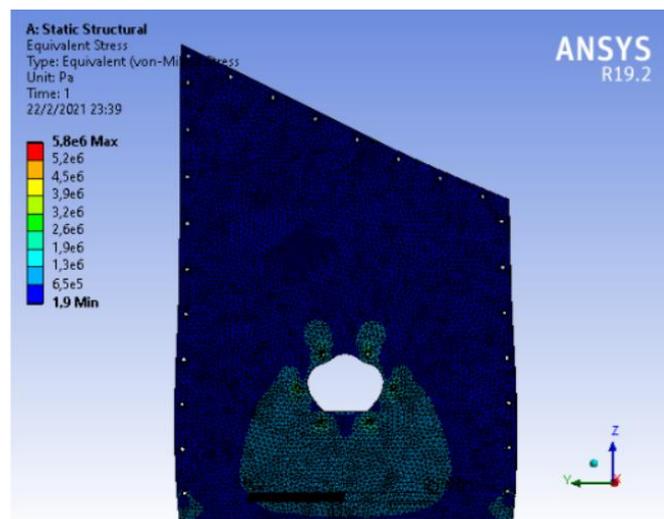


Imagen 5-37 Simulación tapa lateral ciega

Como se puede ver para deformación, la misma es máxima en la cara superior del despeje del eje y esta no supera los 0,003mm (Máxima 0,00213 mm)

Para las tensiones se puede visualizar la presencia de tensiones máximas en las caras de los agujeros donde apoyaran los bulones que es donde se aplican las fuerzas del eje y las tensiones llegan a tener un valor de $5,8 \times 10^6$ Pa o lo que es equivalente 58 kg/cm^2 .

5.12.2 Tapa Lateral de Acceso

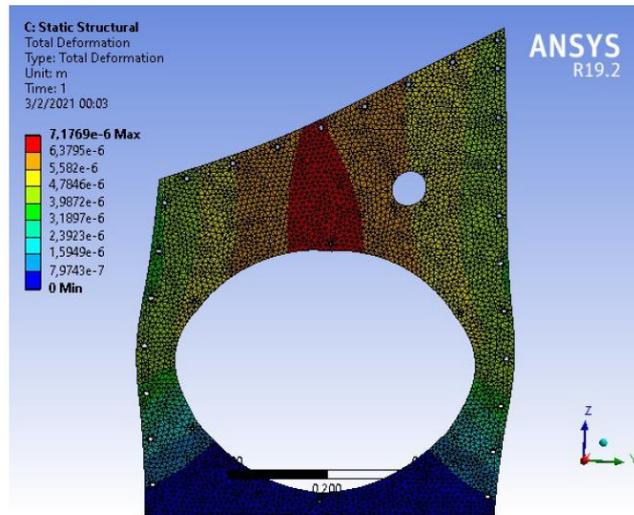


Imagen 5-38 Simulación tapa lateral acceso

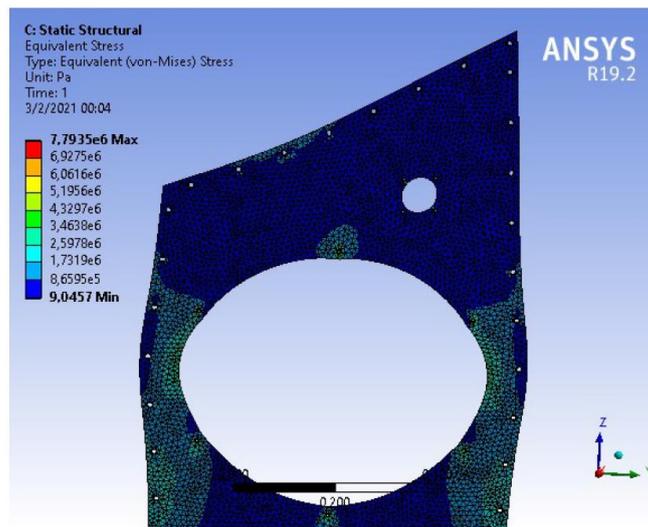


Imagen 5-39 Simulación tapa lateral acceso

Como se puede ver para deformación, la misma es máxima en la cara superior del despeje del eje y esta no supera los 0,008mm (Máxima 0,0071 mm)

Para las tensiones se puede visualizar la presencia de tensiones máximas en las caras de los agujeros donde apoyaran los bulones que es donde se aplican las fuerzas del eje y las tensiones llegan a tener un valor de $7,79 \times 10^6$ Pa o lo que es equivalente 79 kg/cm^2 .

Por lo tanto, como se puede verificar, tanto las deformaciones como tensiones se encuentran dentro del rango admisible. Cabe aclarar que es esperado que estos elementos cuenten con una rigidez adecuada para garantizar la mínima deformación en todo el conjunto de rodete/injector.

5.13 Pintura

Debido a la exposición al ambiente húmedo y corrosivo que presentara la instalación se debe recubrir todos los elementos de acero al carbono con pintura resistente para tal fin.

Para garantizar un correcto recubrimiento y que ese se lo mas duradero posible se plantea el siguiente esquema de pintura.

Para la limpieza de la superficie se deberá garantizar una limpieza del tipo SSPC-SP6, según la Norma SSPC (Steel Structures Painting Council).

El mismo esquema de limpieza está definido como:

Grado SSPC SP6 Arenado – Granallado Comercial: la superficie debe verse libre de aceite, grasa, polvo, óxido y los restos de capa de laminación no deben superar al 33% de la superficie en cada pulgada cuadrada de la misma. Los restos deben verse sólo como de distinta coloración. Generalmente se lo especifica en aquellas zonas muy poco solicitadas sin ambientes corrosivos.

Por lo tanto, se deberá realizar un arenado de toda la superficie a pintar, removiendo cascarilla y oxido. Adicionalmente se aplicará fosfatizante para quitar restos de partículas, grasas y aceites.

Dentro de los esquemas recomendados por Sherwin Williams para estructuras metálicas/equipos ubicados en el interior (sala de máquinas) se propone el siguiente esquema:

Primer

Se deberán aplicar 2 manos de imprimación con Macropoxy 646 Primer logrando un espesor de 300 micras.

Acabado

Para el acabado se selecciona poliuretano por su gran durabilidad, resistencia al desgaste y al impacto. Se seleccionará el producto Urelux 22 aplicando una capa de pintura logrando un espesor de 80 micras.

Para su aplicación se utilizará una pistola convencional similar DeVilbiss MBC-510 con una presión de atomización de 3,5 bar para garantizar una distribución uniforme de la pintura en toda la pieza.

5.14 Calculo Multiplicador de Velocidad

Debido a que las velocidades de rotación en los puntos de funcionamiento óptimos para la turbina y para el generador difieren, es necesaria la aplicación de una caja de velocidades para modificar estas.

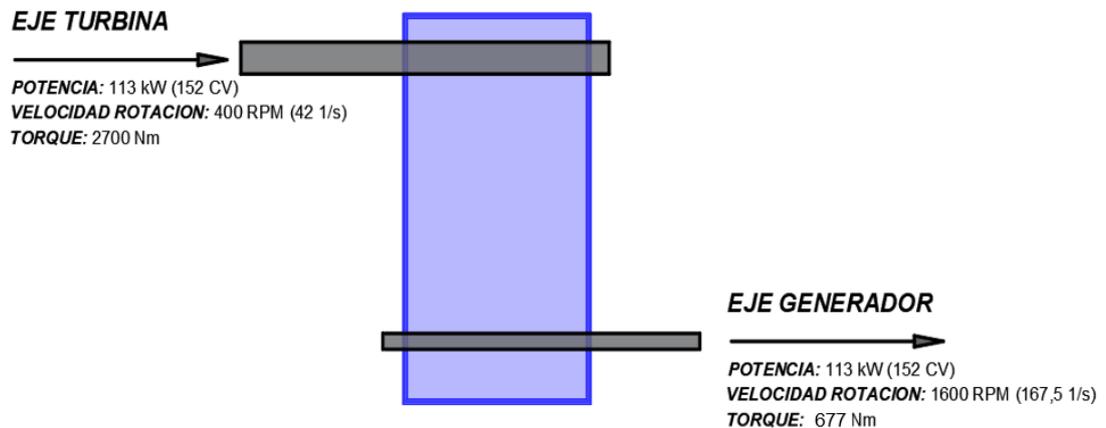


Imagen 5-40 Esquema Eje-Multiplicador-Generador

Por lo tanto, se propone la utilización de multiplicador de velocidad, este utiliza el mismo principio que los llamados reductores solo que en lugar de disminuir la velocidad en el árbol de salida este la multiplica aumentándola.

Los valores de entrada y salida de la misma se indican en el siguiente esquema planteado para la caja.

Para esta aplicación se encontró un fabricante de estos equipos por lo cual el dimensionamiento del mismo se realizará a partir del método de selección que se indica en el catálogo del mismo.

Para la determinación de la potencia a ser tratada en el equipo se debe afectar la potencia máxima de entrada por un factor de servicio dado en Tabla 5-20.

Debido a que se trata de una aplicación del tipo Mediano y tomando que el generador funcionaria 24 horas corridas se tiene un $F_s=1,5$.

Por lo tanto, la potencia de entrada a tomar para la selección será:

$$P_e = P * F_s = 152 CV * 1,5 = 228 CV$$

Para ingresar a la tabla de selección se deberán ingresar con los valores de velocidad (400RPM) y relación de reducción (4). Ver Tabla 5-21 Selección de Reductores TA1E.

Tabla 5-20 Factores de servicio

Factores de servicio para utilizar en la selección de reductores de velocidad*				
Tipo de motor	Duración del servicio	Tipo de trabajo realizado por la máquina mandada		
		Liviano	Mediano	Pesado
Eléctrico	Ocasional, 1/2 hora diaria	0.50	0.80	1.25
	Intermitente, 3 horas diarias	0.80	1.00	1.50
	Hasta 10 horas diarias	1.00	1.25	1.75
	Hasta 24 horas diarias	1.25	1.50	2.00
Combustión interna multicilíndrico	Ocasional, 1/2 hora diaria	0.80	1.00	1.50
	Intermitente, 3 horas diarias	1.00	1.25	1.75
	Hasta 10 horas diarias	1.25	1.50	2.00
	Hasta 24 horas diarias	1.25	1.75	2.25
Combustión interna monocilíndrico	Ocasional, 1/2 hora diaria	1.00	1.25	1.75
	Intermitente, 3 horas diarias	1.25	1.50	2.00
	Hasta 10 horas diarias	1.50	1.75	2.25
	Hasta 24 horas diarias	1.75	2.00	2.50

Tabla 5-21 Selección de Reductores TA1E

Modelo	Velocidad de entrada rpm	Potencia equivalente transmisible con relación de reducción nominal (CV)											Limite térmico (CV)	
		1.6	2	2.5	2.8	3.2	3.6	4	4.5	5	5.6	6.3		7.1
TA1E 100C	1450	66	55	45	39	34	29.5	26	22	19	16	13.5	11.5	36
	960	47	38.5	31	27.5	23.5	20.5	18	15.5	13	11	9.5	9	42
	580	30	25	20	17.5	15	12.5	11.5	9.5	8.5	7	6	5	46
TA1E 100N	1450	104	87	70	62	54	46	41	35	30	25.5	21.5	16	36
	960	73	61	49	43	37.5	32	28	24	21	17.5	15	12.5	42
	580	47	39	31.5	27.5	24	20.5	18	15	13.5	11	9.5	8	46
TA1E 125C	1450	130	108	88	78	67	58	51	43.5	38	32	27.5	22	52
	960	92	76	61	54	47	40	35.5	30.5	26.5	22.5	19	15	61
	580	59	49	39	35	30	26	22.5	19.5	16.5	14	12	9.5	66
TA1E 125N	1450	205	171	138	123	105	92	81	69	60	51	43	35	52
	960	145	120	97	86	74	64	56	48	42	35	30	24	61
	580	93	72	62	55	47	41	35.5	30.5	26.5	22	19	15	66
TA1E 160C	1450	223	186	151	134	116	100	88	75	65	56	47	39.5	73
	960	158	131	107	94	81	70	62	53	45	39	33	27.5	86
	580	102	85	89	61	52	45	39.5	34	30	24.5	21	17.5	94
TA1E 160N	1450	351	293	239	211	183	159	140	119	102	88	75	62	73
	960	249	207	168	148	126	111	98	83	71	61	52	43	86
	580	162	134	108	95	82	71	62	53	45	39	33	27.5	94
TA1E 200C	1450	414	347	282	251	217	188	166	142	123	105	89	75	100
	960	295	247	200	178	153	133	116	100	86	74	62	52	119
	580	193	161	130	115	99	85	73	64	55	47	39.5	33	130
TA1E 200N	1450	653	548	445	397	343	298	261	224	195	166	141	116	100
	960	466	390	315	281	242	210	184	157	145	116	98	82	119
	580	304	253	204	181	156	135	118	101	87	74	62	52	130
TA1E 250C	1450	801	667	567	488	421	367	323	277	241	206	175	146	151
	960	574	477	389	346	298	260	228	196	170	144	122	102	163
	580	377	312	254	225	193	168	147	126	109	93	78	65	201
TA1E 250N	1450	1265	1054	863	770	664	580	510	438	381	325	276	231	151
	960	907	752	615	547	470	410	360	309	268	228	193	161	163
	580	598	492	400	358	305	266	232	199	172	146	123	103	201
TA1E 300C	1450	1245	1053	851	764	661	577	508	437	381	326	274	231	187
	960	896	756	608	545	471	410	360	308	269	229	193	162	231
	580	592	497	398	356	307	266	234	200	174	148	124	104	255
TA1E 300N	1450	1966	1663	1344	1207	1044	911	803	689	601	514	433	364	187
	960	1415	1193	961	861	743	647	569	488	425	362	304	256	231
	580	935	785	629	563	484	420	369	316	274	233	196	164	255

Se seleccionará por lo tanto un multiplicador correspondiente al modelo TAIE 250N ya que este corresponde a una potencia nominal de 232 CV.

Tabla 5-22 Selección de multiplicador

Modelos TAIE C y N AC y AN UC y UN	Cotas comunes													Cotas propias										Peso promedio aprox Kg
	a todos los modelos					de los modelos C				de los modelos N				de los modelos TAIEC y TAIEN					de los modelos TAIEAC y TAIEAN y TAIEUC y TAIEUN					
						Rel >4		Rel <4		Rel >4		Rel <4												
	C	h	H	D	L	d	l	d	l	d	l	d	l	A	B	J	K	M	A	B	J	K	M	
100	100	110	220	40	100	25	60	35	80	30	70	40	90	345	186	105	110	112	*	*	*	*	*	55
125	125	135	270	45	120	30	70	40	90	35	80	45	100	405	215	117	120	125	420	234	135	135	140	75
160	160	170	340	55	130	35	80	50	110	45	100	55	120	480	240	115	140	145	520	280	160	160	165	130
200	200	215	430	65	150	45	100	65	130	55	120	70	140	590	235	140	180	165	650	330	205	190	195	190
250	250	265	530	80	180	55	120	75	145	65	130	90	165	735	355	172	215	220	760	370	212	215	220	350
300	300	320	640	100	210	65	130	80	150	75	145	100	180	875	415	205	235	240	910	420	255	230	235	520
355	355	370	740	120	235	70	140	100	180	85	160	115	200	1030	445	235	245	250	1060	445	265	245	250	830
400	400	420	840	140	255	80	150	105	185	95	175	130	220	1155	480	265	265	270	1210	490	340	265	275	1150
450	450	475	950	155	285	85	160	120	210	105	185	145	240	1310	545	303	320	325	1375	550	380	295	305	1650
500	500	530	1060	175	300	95	175	135	230	115	200	160	260	Estos modelos se fabrican solamente en ejecución TAIEA y TAIEU					1530	640	420	345	355	2300
560	560	590	1160	190	310	105	185	150	250	125	210	180	290						1690	690	450	380	365	3000
630	630	670	1340	200	330	120	210	160	260	140	235	200	310						1870	740	500	400	420	-

5.15 Selección de Acoples

Para la transmisión de potencia entre los ejes de los elementos de la instalación (turbina, aumentador de velocidad y generador) se debe contar con dispositivos para vincular dichos ejes, estos son los acoplamientos. Para esta aplicación se realizó la selección de los acoplamientos de grilla a que estos se utilizan en aplicaciones del alto rendimiento (kW) y torque elevado, donde se producen vibraciones, cargas de choque y desalineación.



Imagen 5-41 Acoplamiento de Grilla

La grilla es el principal componente de desgaste, y está diseñada para su reemplazo sencillo y rápido.

Para la selección del tamaño del acoplamiento se siguen los pasos suministrados por el catálogo de SKF.

Obtenido el torque nominal se afecta este por un factor de servicio suministrado en el mismo catálogo, el cual se toma como $F_s=1,0$

Por lo tanto, el valor de torque para la selección del acoplamiento será el nominal que se tiene a la salida de la turbina $T=2700 \text{ Nm}$.

Seleccionando de la tabla de acoplamiento de grilla se busca un tamaño que cumpla tanto con el torque como las dimensiones mínimas y máximas de los ejes a unir. Por lo tanto, se seleccionará un tamaño correspondiente al modelo 1090 TGH.

Tabla 5-23 Factores de Servicio para distintas aplicaciones

Service factors for chain, gear and grid couplings by application			
Application	Electric motor with standard torque	Application	Electric motor with standard torque
Aerator	2.0	Man lifts	Not approved
Agitators		Mills (rotary type)	
Vertical and horizontal	1.0	Ball or pebble	2.0
Screw, propeller, paddle	1.5	Rod or tube	2.0
Barge haul puller		Metal forming machines	
Blowers		Dryer and cooler	1.75
Centrifugal	1.0	Continuous caster	1.75
Lobe or vane	1.25	Draw bench carriage and main drive	2.0
Car dumpers	2.5	Extruder	2.0
Car pullers	1.5	Forming machine and forming mills	2.0
Classifier or classifier	1.0	Sifters	1.0
Clay working machines		Wire drawing or flattening	1.75
Brick press	1.75	Wire winder	1.5
Pug mill	1.75	Coilers and uncoilers	1.5
Briquette machine	1.75	Mixers (see agitators)	
Compressors		Concrete	1.75
Centrifugal	1.0	Muller	1.5
Rotary, lobe or vane	1.25	Press, printing	1.5
Rotary, screw	1.0	Pug mill	1.75
Reciprocating	1.0	Pulverizers	
Direct connected	Contact SKF	Hammermill and hog	1.75
Without flywheel	Contact SKF	Roller	1.5
With flywheel and gear between compressor and prime mover		Pumps	
1 cylinder, single acting	3.0	Boiler feed	1.5
1 cylinder, double acting	3.0	Centrifugal	
2 cylinders, single acting	3.0	Constant speed	1.0
2 cylinders, double acting	3.0	Frequent speed changes under load	1.25
3 cylinders, single acting	3.0	Descaling, with accumulators	1.25
3 cylinders, double acting	2.0	Gear, rotary, or vane	1.25
4 or more cylinders, single acting	1.75	Reciprocating, plunger, piston	
4 or more cylinders, double acting	1.75	1 cylinder, single or double acting	3.0
Conveyors		2 cylinders, single acting	2.0
Apron, assembly, belt, chain	1.0	2 cylinders, double acting	1.75
Bucket flight, screw	1.25	3 or more cylinders	1.5
Live roll, shaker	1.0	Screw pump, progressing cavity	1.25
Inclined belt and screw	3.0	Vacuum pump	1.25
Reciprocating	1.75	Screens	
Main hoist	1.75	Air washing	1.0
Skip hoist	1.5	Grizzly	2.0
Slope	1.75	Rotary coal or sand	1.5
Bridge, travel or trolley	2.5	Vibrating	2.5
Cranes and hoist	1.75	Water	1.0
Crushers		Ski tows and lifts	Not approved
Cable reel	1.25	Steering gear	1.0
Dredges		Stoker	1.0
Conveyors	2.0	Tyre shredder	1.5
Cutter head, jig drive	1.5	Tumbling barrel	1.75
Maneuvering winch	1.5	Winch, maneuvering	
Pumps (uniform load)	1.75	Dredge, marine	1.5
Dynamometer		Wind turbines	1.25
Screen drive, stacker	1.5	Windlass	1.5
Utility winch	1.0	Woodworking machinery	1.0
Elevators		Work lift platforms	Not approved
Bucket, centrifugal discharge	1.25		
Freight or passenger	Not approved		
Gravity discharge	1.25		
Exciters, generator	1.0	Exciter, generator	1,0
Extruder, plastic	1.5		
Fans			
Centrifugal	1.0		

De igual, forma el catálogo también expone el cálculo de verificación de acoplamientos para torques pico los cuales podrían llegar a generarse eventualmente. Si bien, el torque de funcionamiento nominal de la turbina se encuentra en los 2700 Nm

podría llegar a generarse un pico en caso que la regulación falle y cuando la turbina se encuentra en estado estacionario. Esto puede generar un torque instantáneo de 6000 Nm, lo cual debería verificarse para evitar daños en el acople.

Tabla 5-24 Selección de Acoplamientos de Grilla

Size	Power per 100 r/min	Rated torque	Speed	Bore diameter			Dimensions							Gap			Lubricant weight	Coupling weight without bore
				Max.	Min.	Max.	A	B	C	D	J	F	S	G Min.	Normal	Max.		
	kW	Nm	r/min	mm										mm			kg	
1020 TGH	0,54	52	4 500	13	28	101,6	98,2	47,5	39,7	66	-	39,1	1,5	3	4,5	0,027	1,9	
1030 TGH	1,6	149	4 500	13	25	110	98,2	47,5	49,2	68,3	-	39,1	1,5	3	4,5	0,040	2,6	
1040 TGH	2,6	249	4 500	13	43	117,5	104,6	50,8	57,2	70	-	40,1	1,5	3	4,5	0,054	3,4	
1050 TGH	4,6	435	4 500	13	50	138	123,6	60,3	66,7	79,5	-	44,7	1,5	3	4,5	0,068	5,4	
1060 TGH	7,2	684	4 500	20	56	150,5	130,0	63,5	76,2	92	-	52,3	1,5	3	4,5	0,086	7,3	
1070 TGH	10,4	994	4 125	20	67	161,9	155,4	76,2	87,3	95	-	53,8	1,5	3	4,5	0,113	10	
1080 TGH	21,5	2050	3 600	27	80	194	180,8	88,0	104,8	114	-	64,5	1,5	3	6	0,172	18	
1090 TGH	39,0	3 730	3 600	27	95	213	199,8	98,4	123,8	122	-	71,6	1,5	3	6	0,254	25	
1100 TGH	65,7	6 280	2 400	42	110	250	240,2	120,0	142,1	155,5	-	81,5	1,5	3	7,5	0,420	42	
1110 TGH	97,6	9 320	2 250	42	120	270	259,0	127,0	160,3	161,5	-	-	1,5	5	9,5	0,508	54	
1120 TGH	143,0	13 700	2 025	61	140	308	304,4	149,2	179,4	191,5	-	-	1,5	6	13	0,735	81	
1130 TGH	208,0	19 900	1 800	67	170	346	329,8	161,9	217,5	195	-	-	1,5	6	13	0,907	121	
1140 TGH	299,0	28 600	1 650	67	200	384	374,4	184,2	254,0	201	-	-	1,5	6	13	1,13	178	
1150 TGH	416,0	39 800	1 500	108	215	453,1	371,8	182,9	269,2	271,3	391,2	-	1,5	6	13	1,95	234	
1160 TGH	586,0	55 900	1 350	121	240	501,4	402,2	198,1	304,8	278,9	436,9	-	1,5	6	13	2,81	317	
1170 TGH	781,0	74 600	1 225	134	280	566,4	437,8	215,9	355,6	304,3	487,2	-	1,5	6	13	3,49	448	
1180 TGH	1 080,0	103 000	1 100	153	300	629,9	483,6	238,8	393,7	321,1	554,7	-	1,5	6	13	3,76	619	
1190 TGH	1 430,0	137 000	1 050	153	335	675,6	524,2	259,1	436,9	325,1	607,8	-	1,5	6	13	4,40	776	
1200 TGH	1 950,0	186 000	900	178	360	756,9	564,8	279,4	497,8	355,6	660,4	-	1,5	6	13	5,62	1057	
1210 TGH	2 611,0	249 000	820	178	390	844,5	622,3	304,8	533,4	431,8	750,8	-	1,5	13	19	10,5	1 425	
1220 TGH	3 523,0	336 000	730	203	420	920,7	662,9	325,1	571,5	490,2	822,2	-	1,5	13	1	16,1	1 785	
1230 TGH	4 555,0	435 000	680	203	450	1 003,3	703,8	345,4	609,6	546,1	-	-	3,0	13	22	24,0	2 265	
1240 TGH	5 853,0	559 000	630	254	480	1 087,1	749,6	368,3	647,7	647,7	-	-	3,0	13	22	33,8	2 950	
1250 TGH	7 812,0	746 000	580	-1)	-1)	1 181,1	815,5	401,3	711,2	698,5	-	-	3,0	13	22	50,1	3 835	
1260 TGH	9 759,0	932 000	540	-1)	-1)	1 260,9	876,5	431,8	762,0	762,0	-	-	3,0	13	25	67,2	4 680	

El catálogo recomienda que para valores de torque picos que ocurran menos de 1000 veces durante la vida esperada del dispositivo se debe seguir la siguiente formula:

$$T(Nm) = 0,5 * Torque\ pico$$

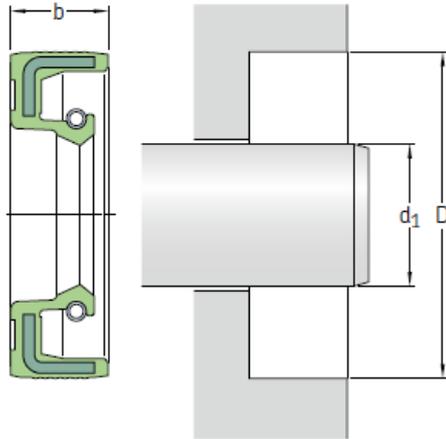
Dando esto un torque de 3000 Nm, el cual verifica con el nominal seleccionado anteriormente (3730 Nm)

5.16 Sellos

5.16.1 Sello hidráulico

Para la selección de los sellos de la turbina se utiliza el catálogo de la marca SKF en el cual se opta por sellos radiales de eje de caucho fluorado con resorte de acero inoxidable.

Se selecciona el sello 60x100x10 HMSA10 RG.



1) Designation to be followed by the design and material codes, indicating one of the four variants available for each dimension:

HMS5 RG without auxiliary lip, nitrile rubber
HMS5V without auxiliary lip, fluoro rubber
HMSA10 RG with auxiliary lip, nitrile rubber
HMSA10V with auxiliary lip, fluoro rubber
 Example: **6x16x5 HMSA10 RG**

2) Design execution differs from the basic design and is indicated by a number, see also **page 102**.

Imagen 5-42 Manual de sellos SKF

Donde:

- 60= Diámetro del eje en mm
- 100= Diámetro exterior del sello en mm
- 10= Espesor de pared del sello en mm
- HSMA10= Diseño con labio extra de retención
- RG= Materiales de los labios obturadores (Caucho de acrilonitrilo-butadieno)

Tabla 5-25 Selección de sellos manual SKF

HMS5 and HMSA10				
Dimensions		Nominal seal width b	Designation ¹⁾	ISO / DIN
Shaft d ₁	Bore D			
mm		-	-	-
57	67	7	57x67x7	
58	72	8	58x72x8	
	80	8	58x80x8	
	80	10	58x80x10	
	80	12	58x80x12	
60	72	8	60x72x8	
	75	8	60x75x8	•
	80	7	60x80x7	
	80	8	60x80x8	•
	80	10	60x80x10	
	82	12	60x82x12	
	85	8	60x85x8	•
	85	10	60x85x10	
	90	8	60x90x8	
	90	10	60x90x10	
	95	10	60x95x10	
	100	10	60x100x10	
	110	8	60x110x8	
	110	8	60x110x10	

5.16.2 Sello mecánico

El sello mecánico se selecciona del catálogo de la marca Lidering, sello de fuelle de PTFE.

El sello se fija al eje mediante tornillo allen, cuenta con sentido de rotación independiente.

LMS11



Imagen 5-43 Sello mecánico LMS11

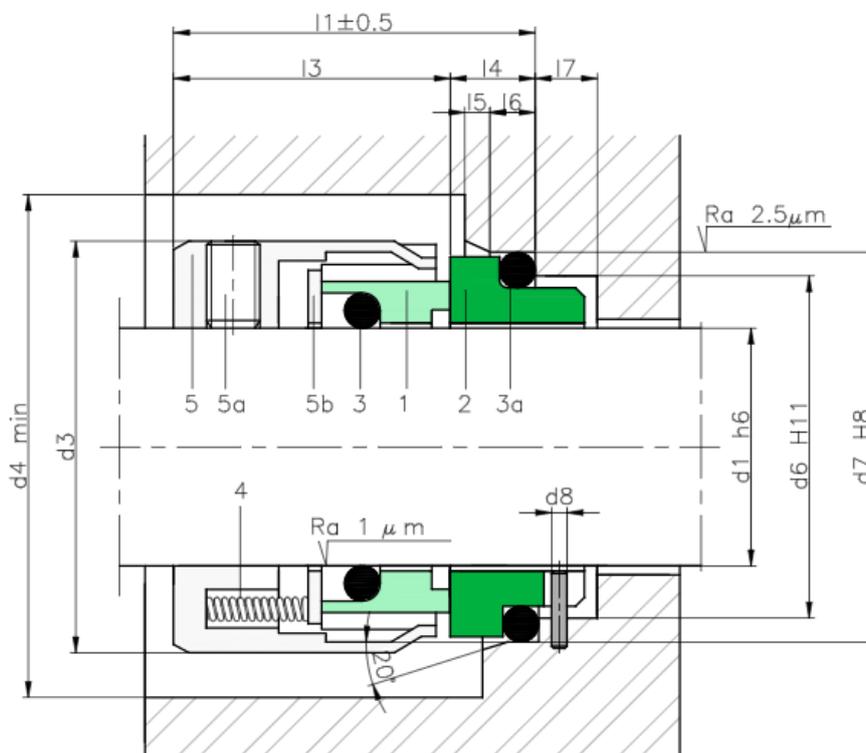


Imagen 5-44 Dimensiones de sello mecánico LMS11

De acuerdo a la Tabla 5-26 se selecciona el sello LMS11-60 para un diámetro de eje 60 mm.

Tabla 5-26 Dimensiones de sellos mecánicos LMS11

Eje mm	Parte rotante			Parte fija							Longitud total l ₁
	d ₃	d ₄	l ₃	d ₆	d ₇	d ₈	l ₄	l ₅	l ₆	l ₇	
18	32	37	21.0	27	33	3	10.0	2.0	4	9	31
20	34	39	21.0	29	35	3	10.0	2.0	5	9	31
22	36	41	21.0	31	37	3	10.0	2.0	5	9	31
24	38	43	24.0	33	39	3	10.0	2.0	5	9	34
25	39	44	24.0	34	40	3	10.0	2.0	5	9	34
28	42	47	24.0	37	43	3	10.0	2.0	5	9	34
30	44	49	25.0	39	45	3	10.0	2.0	5	9	35
32	46	51	25.0	42	48	3	10.0	2.0	5	9	35
33	47	52	25.0	42	48	3	10.0	2.0	5	9	35
35	49	54	25.0	44	50	3	10.0	2.0	5	9	35
38	54	59	28.0	49	56	4	11.0	2.0	6	9	39
40	56	61	28.0	51	58	4	11.0	2.0	6	9	39
43	59	64	28.0	54	61	4	11.0	2.0	6	9	39
45	61	66	28.0	56	63	4	11.0	2.0	6	9	39
48	64	69	28.0	59	66	4	11.0	2.0	6	9	39
50	66	71	28.0	62	70	4	13.0	2.5	6	9	41
53	69	74	28.0	65	73	4	13.0	2.5	6	9	41
55	71	76	28.0	67	75	4	13.0	2.5	6	9	41
58	78	83	29.0	70	78	4	13.0	2.5	6	9	42
60	80	85	29.0	72	80	4	13.0	2.5	6	9	42
63	83	88	32.0	75	83	4	13.0	2.5	6	9	45
65	85	90	32.0	77	85	4	13.0	2.5	6	9	45

5.17 Generador

Dentro de los generadores utilizados en la industria se separan en dos grupos: Asíncronos y Síncronos.

La selección de cualquiera de estos dos se debe realizar en función de la aplicación que va a tener este (cuales van a ser los tipos consumidores y la potencia a suministrar) y el tipo de red que alimentará (red aislada o red paralela a existente)

Para ambos tipos de generadores se tienen las siguientes aplicaciones:

Tabla 5-27 Tipo de generadores según aplicación

Características de la red	Tipo de generador
Pequeña potencia Calefacción por aire o agua Iluminación Pequeños aparatos electrodomésticos	Generador asíncrono GA
Cos φ variable Numerosos motores eléctricos	Alternador (GS)

Tabla 5-28 Tipo de generadores según potencia

Potencias	Conexión a la red de distribución	Alimentación de una red independiente
Pequeñas (hasta 50 kW aprox.)	GA	GA preferentemente
Medianas (50 kW a 5 MW aprox.)	GA preferentemente	GS preferentemente
Fuertes (> 5 MW)	GS	GS

Para la aplicación planteada se propone el uso de un generador asíncrono por los siguientes motivos:

Al tratarse de una micro turbina instalada para el suministro de red de iluminación pública y/o edificios municipales.

Turbina con una capacidad de generación nominal de 110 kW.

Además de estas condiciones las ventajas de un generador asíncrono son:

Mayor fiabilidad: construcción más simple y generalmente más robusta, ningún bobinado giratorio (sin anillos ni escobillas), rotor pesado que soporta bien el embalamiento (turbinas hidráulicas, eólicos).

Simplicidad y seguridad de utilización: acoplamiento muy fácil, ningún riesgo de alimentación repentina de la red por desacoplamiento (ver Anexo A).

No necesita un circuito independiente para su excitación y no tiene que girar continuamente a una velocidad fija.

Siempre que su velocidad sea ligeramente superior a la de sincronismo, funcionará como un generador con respecto al sistema de potencia al que se encuentre conectado.

A medida que el par aplicado a su eje sea mayor, tanto mayor será la potencia de salida resultante.

Generalmente la salida nominal se alcanza con poco deslizamiento, normalmente inferior al 3%.

Además, no necesita regulación de tensión, pues ésta le viene impuesta por la red externa, lo cual hace que este generador sea una buena alternativa en centrales eólicas, donde las velocidades del viento son muy dispares.

Por lo tanto, se dispone a seleccionar un generador del tipo asíncrono. Para esto se realiza la búsqueda en catálogos de varios fabricantes. De la firma VEM GmbH se encuentran generadores asíncronos que van desde los 5,5 KW a los 355 KW de potencia generada. Del mismo se hace la selección del marcado en la tabla siguiente:

Tabla 5-29 Tabla selección de generador

Generator type	P	P _{in}	S	n	η	cos φ	I _N	I _x /I _N	M _k /M _N	Q _n	Q _o	J	m	n _{max}	
	kW	kW	kVA	r.p.m.	%	-	A	-	-	kVar	kVar	kgm ²	kg	r.p.m.	
Synchronous speed 1500 r.p.m. – 4pole version															
G11R 132 S4	G10R 112 M4	5,5	6,7	8,3	1556	82,3	0,66	12	6,5	8,7	6,2	4,2	0,015	50	3600
G11R 132 M4	G10R 132 S4	7,5	8,9	11,2	1550	84,6	0,67	16	5,5	5,3	8,3	5,5	0,028	69	3600
G11R 160 M4	G10R 132 M4	11	12,8	15,1	1553	86,3	0,73	21,5	6	3,9	11,3	6,3	0,035	86	3600
G11R 160 L4	G10R 160 S4	15	17	19,1	1537	88,4	0,79	27,5	6	4,3	11,8	7,1	0,078	120	3600
G11R 180 M4	G10R 160 M4	18,5	20,9	23	1542	88,7	0,80	33,5	6	4,3	13,7	8,2	0,09	136	3000
G11R 180 L4	G10R 180 S4	22	24,5	29	1530	89,7	0,76	42	6,5	4,7	18,9	12,1	0,138	170	3000
G11R 200 L4	G10R 180 M4	30	32,9	36,5	1532	91,2	0,82	53	6	4	20,8	13,1	0,168	200	3000
G11R 225 S4	G10R 200 M4	37	39,8	46	1527	93	0,81	66	6,5	3,4	27,3	16	0,275	270	3000
G11R 225 M4	G10R 200 L4	45	48,6	55	1530	92,5	0,82	79	6,5	3,3	31,6	18,2	0,313	300	3000
G11R 250 M4	G10R 225 M4	55	58,8	65,5	1522	93,5	0,84	94,5	7	3,1	35,6	18,4	0,525	375	3000
G11R 280 S4	G10R 250 S4	75	79,7	89,5	1519	94,1	0,84	129	7	2,9	48,8	23,8	0,95	520	3000
G11R 280 M4	G10R 250 M4	90	95,1	106	1520	94,6	0,85	153	7	2,9	56	26	1,1	580	3000
G11R 315 S4	G10R 280 S4	110	116,2	132	1516	94,6	0,83	191	7	3,1	73	37,2	1,96	740	3000
G11R 315 M4	G10R 280 M4	132	139	158	1516	94,9	0,84	227	7	3,1	87	41	2,384	840	3000*
G11R 315 MX4	G10R 315 S4	160	168,3	187	1518	95,1	0,86	269	6,5	2,6	97	43,4	2,7	1000	3000*
G11R 315 MY4	G10R 315 M4	200	208,8	229	1515	95,8	0,87	332	6,8	2,9	111	54	4,82	1200	3000*
G11R 315 L 4	G10R 315 L4	250	261,8	284	1513	95,5	0,88	410	8,9	3	135	59	5,93	1450	3000*
G11R 315 LX4	G10R 315 LX4	315	328,1	354	1515	96	0,89	511	8	2,5	161	100	6,82	1630	3000*
G22R 355 MY4		315	328,1	384	1512	96	0,82	554	7,1	3	220	121	5,6	1950	3000*
G22R 355 M4		355	369,8	428	1509	96	0,83	617	8,2	3,2	239	155	7,9	2150	3000*
G22R 355 MX4		400	414,5	482	1508	96,5	0,83	696	8,5	3,5	269	177	9,5	2400	3000*
G22R 355 LY4		420	436,6	506	1509	96,2	0,83	730	8,5	3,5	282	185	10	2500	3000*

Donde los datos son los siguientes:

Características	Valores
P (Potencia Eléctrica de Salida KW)	110
P_{in} (Potencia Mecánica de Entrada KW)	116
S (Potencia aparente KVA)	132
n (Velocidad síncrona rpm)	1516
η (Eficiencia)	94,6%
n_{max} (Velocidad límite rpm)	3000

6 INSTALACIÓN

Si bien la turbina es el centro en este proyecto de la generación de energía se deberán definir elementos y equipos anexos a modo de asegurar una operación eficiente y segura. En estas definiciones se evaluarán los aspectos necesarios que confieren tanto a las tareas de operación como de mantenimiento, asegurando que las condiciones óptimas y seguras para estas.

6.1 Layout

En cuanto a la distribución general del sitio se tendrán los siguientes elementos:

- Turbina (1)
- Aumentador de Velocidad (2)
- Generador (3)
- Tablero de Potencia (4)
- Tablero de control (5)
- Armario Herramientas y Lubricantes (6)
- Armario Elementos de Protección Personal (EPP) (7)

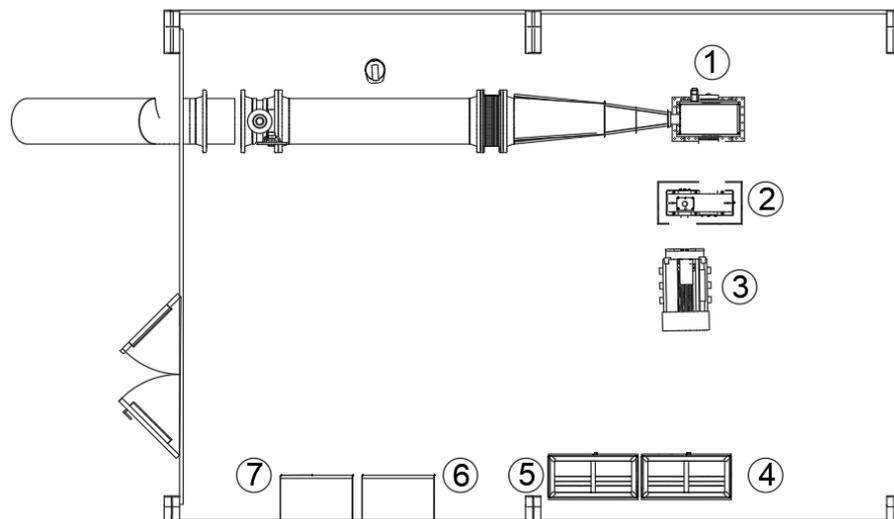


Imagen 6-1 Layout general de la instalación



6.2 Memoria Descriptiva Edilicia

El sitio se encuentra emplazado en el lugar donde hoy se ubica una de las centrales de distribución de agua de la localidad (-31.894117, -64.776876). El nuevo asentamiento estará ubicado en el mismo sector y este ocupará un área de 45,6 m² (8m x 5,7m). y un volumen medio de 157 m³ (altura 3,5m de altura media)

Tanto el techo como las paredes están contruidos de paneles tipo sándwich de material PIR (Poliisocianurato) montados sobre una estructura de acero al carbono pintada con pintura poliuretánica la cual está fijada a una platea de hormigón arma H25 ejecutada con un acabado de cemento alisado.

La iluminación será suministrada por 3 artefactos de iluminación con dos tubos LED marca Phillips EM/ Mains T8 a fin de garantizar los 300 lux en un plano de trabajo de 1m de altura.

Para seguridad antincendios se tendrán tanto protecciones pasivas como activas. Paras las pasivas se tienen:

- Muros de cubierta y techo realizados en paneles de poliisocianurato el cual a diferencia del poliuretano contiene propiedades retardantes de llama.
- Para el ingreso al recinto se utilizará una puerta de doble hoja con resistencia FP60 y barral antipático.

Para la protección activa se considerarán los siguientes elementos:

- 1x Extintor tipo ABC de 10 kg utilizado para fuegos provenientes de combustible sólidos y líquidos (lubricantes)
- 1x Extintor tipo BC de 10 kg para incendios de origen eléctrico (tableros y cableado)
- 2 Sensores Marca Notifier NFXI-OPT espaciados a lo largo del sitio.



Imagen 6-2 Puerta Cortafuegos con barral anti pánico

6.3 Seguridad de Máquinas

Los peligros más frecuentes generados que se pueden encontrar en esta instalación son:

a) Peligro mecánico

Es aquél que puede producir lesiones debidas principalmente a los elementos móviles de la máquina, o de las piezas o material con el que se trabaje. Se pueden subdividir en:

- Enganche
- Atrapamiento o arrastre
- Fricción o abrasión

b) Peligro eléctrico

Puede producir lesiones o la muerte debido al choque eléctrico. También pueden producirse quemaduras internas y/o externas.

El peligro eléctrico puede originarse por:

- Contacto eléctrico directo, con conductores activos
- Contacto eléctrico indirecto, con elementos puestos accidentalmente en tensión

- Fenómenos térmicos relacionados con cortocircuitos o sobrecargas

c) Peligro producido por la exposición a ruido

La exposición continua a ruido puede ocasionar en unos casos pérdida permanente de audición, y en otros, fatiga, estrés y trastornos generales. Dificulta los procesos de comunicación y puede invalidar, en algunos casos, las señales acústicas utilizadas para avisar de algún otro peligro o de una situación de emergencia.

h) Peligros debidos a defectos ergonómicos

El operador puede sufrir trastornos físicos por la adopción de posturas incorrectas o la necesidad de realizar esfuerzos mayores que los que serían propios de la tarea.

i) Peligro de incendio

Para mitigar estos se proponen los siguientes elementos:

- Protecciones de cero accesos para partes en movimiento (ejes de turbina, caja y generador)
- Elementos de bloqueo para tareas de mantenimiento (equipos para bloqueo de válvulas y suministro eléctrico)



Imagen 6-3 Elementos de bloqueo para tareas de mantenimiento seguras

- EPP para trabajos de mantenimiento mecánico y eléctrico:

1. Guantes



2. Gafas
3. Protectores auditivos de copa
4. Casco
5. Guantes aislantes para trabajos de alta tensión
6. Pantalla facial
7. Zapatos de seguridad
8. Ropa de trabajo/Overol

6.3.1 Diseño de descarga

Si bien la instalación propuesta se contemplara realizar en el lugar actual de llegada de agua previo al suministro del tanque reserva municipal, se deberá considerar su vinculación a este último. Actualmente el esquema de circulación es el siguiente:

El agua se toma del río y es transportada mediante cañerías a una estación de descarga (tanque de hormigón) donde la presión es reducida (descarga atmosférica). Luego esta agua es tratada mediante adición de hipoclorito, inyectado por sistema de bomba dosificadora y finalmente se dirige al tanque de reserva donde permanecerá el tiempo necesario hasta su uso.

Por lo tanto, se realizó el diseño de la descarga de la turbina a fin de garantizar un correcto flujo y separación de arenas y sedimentos que puedan venir en la corriente. Como se puede ver en la Imagen 6-4 se presenta un corte de la sección longitudinal de las instalaciones donde se visualiza la descarga de la turbina ubicada en el nivel inferior a esta. El fondo está ejecutado con pendientes a ambos lados para generar un efecto de remolino y decantación de sólidos y sedimentos que luego pueden ser removidos con una purga ubicada en el fondo.

A fin de verificar la eficacia del diseño de las instalaciones y controlar que el mismo pueda descargar correctamente el flujo máximo que pueda entregar la turbina se realizó una simulación utilizando el programa ANSYS junto con su módulo de CFX para análisis de fluidos.

En el mismo se definió la sección transversal y se dieron las condiciones de contorno para la situación más desfavorable (caudal máximo).

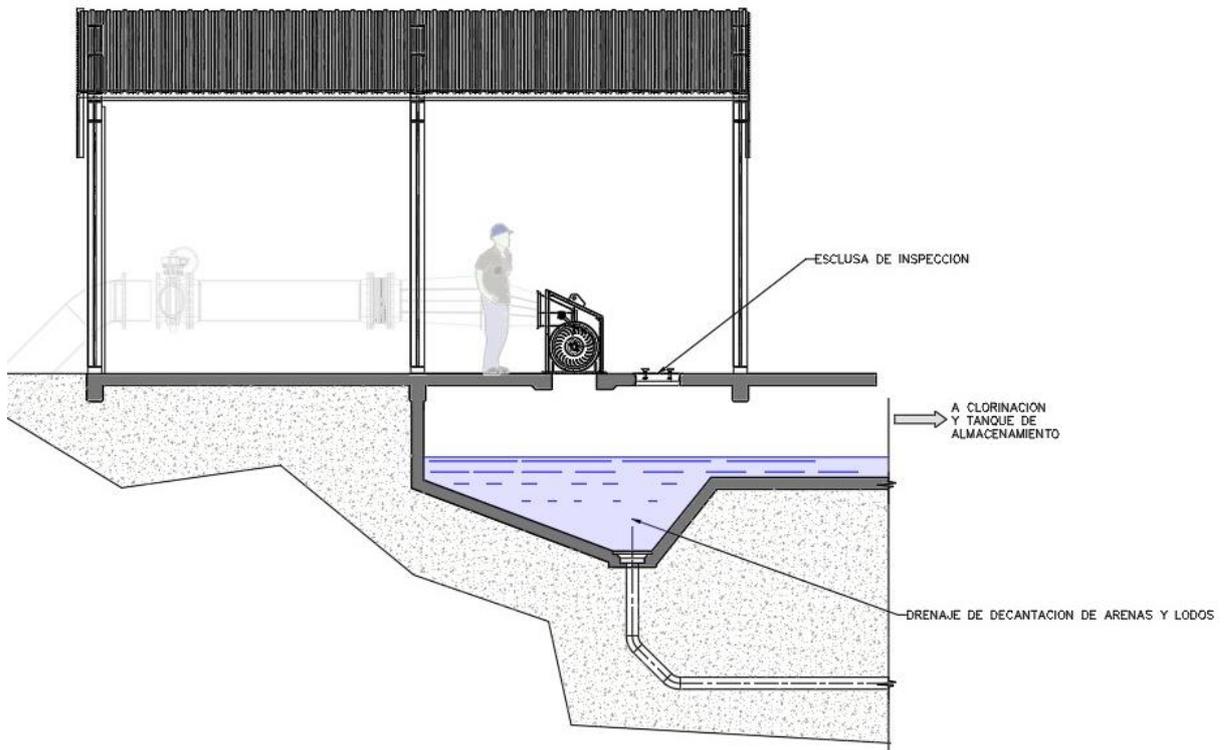


Imagen 6-4 Corte de sección longitudinal de la descarga

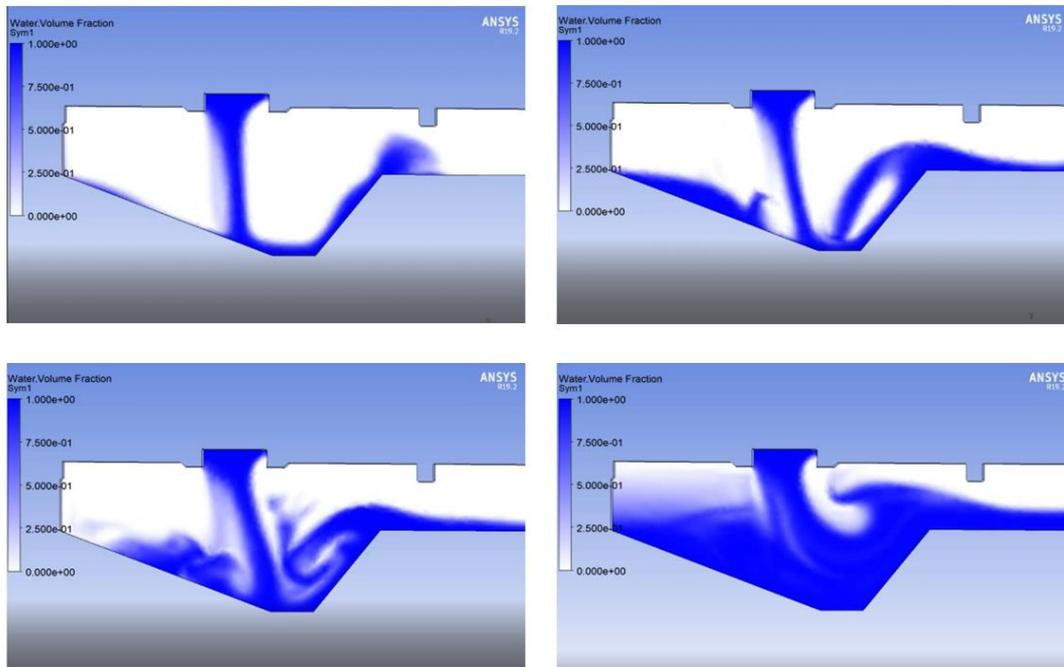


Imagen 6-5 Simulación de cámara de descarga

En los siguientes esquemas se ve la simulación realizada con 200 pasos en un total de 5 segundos. En los mismos se puede ver en una escala monocromática que indica la fracción de la fase aire-agua (representado mediante color azul y blanco



respectivamente) donde se observa un efecto remolino en la cara derecha de la cámara de descarga. Esto es beneficioso ya que propicia la separación de sólidos del agua.

Adicionalmente, como se ve en el último cuadro, se puede verificar que la altura del hilo de agua se mantiene debajo del techo superior de la cámara, validando así la capacidad de evacuación del agua de la cámara de descarga propuesta.



7 BALANCEO DE LA TURBINA

7.1 Introducción

La alta competencia industrial y el crecimiento de la tecnificación en los procesos industriales, ha generado un desarrollo tecnológico enfocado en las prácticas de mantenimiento, principalmente en el predictivo. En las máquinas de tipo rotativas el control sobre las fuerzas dinámicas, principales generadores de las grandes amplitudes de vibración y por tanto de los problemas de fatiga y desgaste, ha sido el foco de estudio.

Los métodos empleados para el monitoreo y establecimiento de la condición de la operación de las máquinas también se han ido desarrollando, incluyendo el análisis de vibraciones mecánicas consolidada como una de las técnicas no destructivas más empleadas y versátiles.

Una de las fuentes más comunes de vibración en máquinas rotativas es el desbalanceo. Por lo tanto, el balanceo de máquinas y equipos industriales, como turbinas, se considera fundamental en los procesos de fabricación y mantenimiento industrial.

En este trabajo se utilizará el procedimiento para el balanceo dinámico de ejes, fundamentado en la medida de vibraciones en los apoyos, empleando un analizador de señales y una aplicación para realizar los cálculos respectivos. El procedimiento está proyectado para ser aplicado en el sitio de operación del eje a balancear y evitar el desmontaje del eje y el uso de una máquina balanceadora dinámica.

7.2 Desbalanceo

Es la cuantificación del desplazamiento de la línea central de masa del rotor respecto a la línea central de rotación. La fuerza generada por el desbalanceo, fuerza centrífuga, se calcula en función de la masa de desbalanceo (m), la excentricidad (r) y la velocidad de rotación (ω), según la ecuación siguiente.

$$F_{centrifuga} = m * (r * \omega^2)$$

El desbalanceo se presenta de forma sincrónica a la velocidad de rotación de la máquina, y su dirección es mayoritariamente radial. Por lo tanto, en el espectro de

vibraciones las amplitudes de vibración asociadas a este fallo se registran en la componente 1X (primer armónico).

Respecto de los tipos de desbalanceo, la norma ISO 1925 lo clasifica según la distribución de masas desbalanceadoras en: desbalanceo estático, cuando el eje principal de inercia es paralelo al eje de rotación; desbalanceo por fuerzas par, cuando el eje principal de inercia intercepta al eje de rotación en el centro de gravedad del rotor; desbalanceo cuasi-estático, cuando el eje principal de inercia intercepta al eje de rotación en un punto distinto al centro de gravedad del rotor; y desbalanceo dinámico cuando el eje principal de inercia no intercepta al eje de rotación.

A partir de la geometría, la distribución de masas y la velocidad de operación del rotor, el balanceo se pueda realizar corrigiendo en un plano (balanceo estático), y en dos o más planos (balanceo dinámico). Dada la norma ISO 5406, se obtienen los modelos para balanceo teniendo en cuenta la relación entre el largo y el diámetro del rotor. En la Imagen 7-1, se exponen estos modelos. En la norma ISO 1940 se establece los niveles máximos de desbalanceo permitidos para las diferentes aplicaciones industriales.

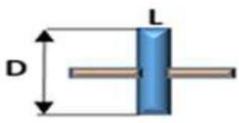
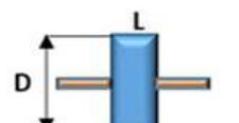
ROTOR \ MODELO	RELACIÓN L/D	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MULTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 RPM	Superior a 1000 RPM	NO
	Mayor que 0.5 Y Menor que 2	Hasta 150 RPM	150-2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 RPM	Superior a 100 RPM y Hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Imagen 7-1 Modelos de balanceo

En este proyecto se aplicaría el balanceo en un solo plano debido a que la relación L/D es menor a 0,5 ya que el largo del rotor es 110mm y su diámetro 500mm lo que da una relación de 0,22 y, además, la velocidad de rotación del mismo es menor a 1000 rpm.

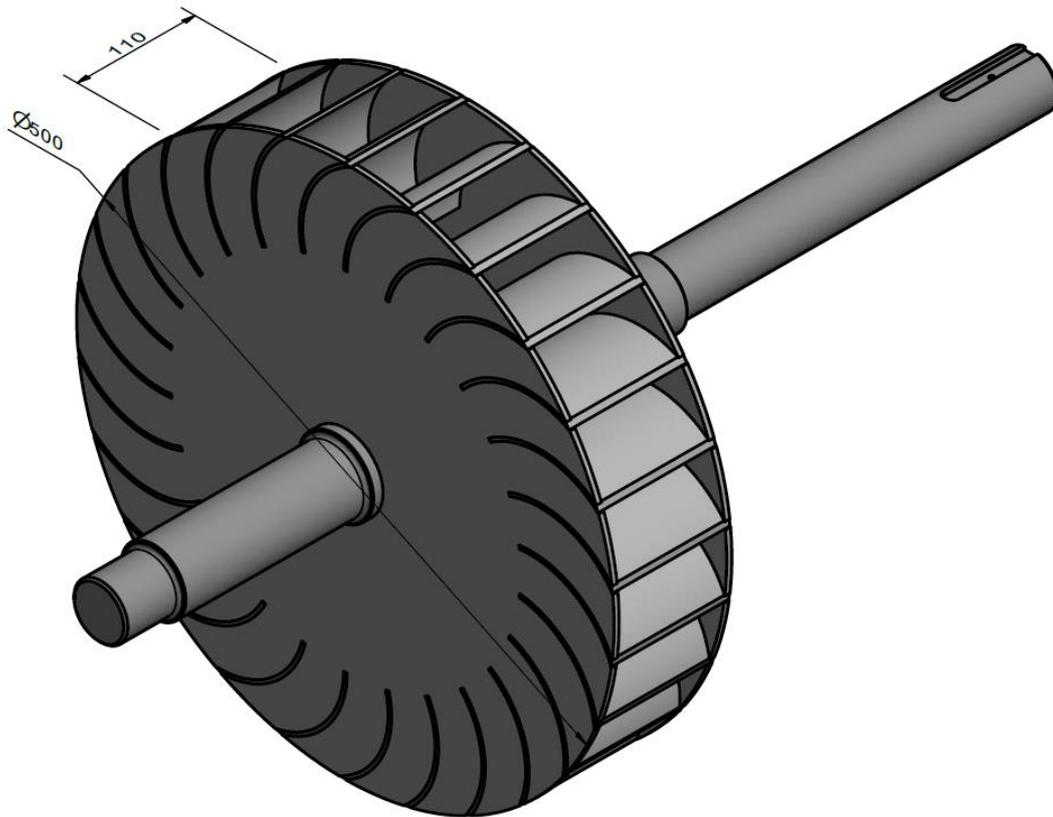


Imagen 7-2 Relación L/D (Rodete)

7.3 Pasos del proceso

El proceso está dividido en tres grandes pasos, tal como se aprecia en la Validación experimental de la metodología

Finalmente, el proceso se valida con el análisis de vibraciones, en el que se debe evidenciar la disminución de la amplitud de vibración, en el espectro en frecuencias, del primer armónico (1X) principalmente, y el cumplimiento de la norma.

. En términos generales, primero se determina el estado inicial de balanceo del sistema, esto permite definir si se requiere realizar el balanceo; segundo, se introducen, de forma controlada, masas de desbalanceo, fundamentales para determinar tanto la masa de desbalanceo como su posición; seguidamente se realiza los aportes o extracción de masa para balancear, según lo definido en el segundo paso. Finalmente se determina si se cumple con los niveles permitidos de desbalanceo, o si se hace necesario realizar nuevamente el proceso.

7.4 Validación experimental de la metodología

Finalmente, el proceso se valida con el análisis de vibraciones, en el que se debe evidenciar la disminución de la amplitud de vibración, en el espectro en frecuencias, del primer armónico (1X) principalmente, y el cumplimiento de la norma.



Imagen 7-3 Metodología de trabajo en balanceo de rotores

A modo de ejemplo se muestra el balanceo de un rotor cuya relación $L/D < 0,5$ y sus $\text{rpm} < 1000 \text{ rpm}$.

Para la reproducción de este caso se utilizó el banco de ensayos que se muestra en la Imagen 7-4. Puesto que el banco de ensayos está acondicionado para el estudio y análisis vibratorios, su condición operacional es óptima. Por lo tanto, se le induce, de forma controlada, masas de desbalanceo en el disco.

7.4.1 Antes del balanceo

Una vez agregada la masa aleatoria, se realiza el análisis de vibraciones para establecer la condición de operación del sistema. Como es evidente, se deben registrar amplitudes de vibración asociadas a problemas por desbalanceo.

El espectro de frecuencia obtenido se muestra en la Imagen 7-5, donde se evidencia un pico a una amplitud de 2.5 [mm/s] y una frecuencia de 45 [Hz] , correspondiente al armónico primario de vibración (1x), dada la frecuencia de giro del

rotor. Además de ello, el análisis de fase de este espectro, mediante la comparación de las señales de los dos acelerómetros ubicados en los dos soportes del eje, es aproximadamente igual a un desfase de 40° , lo que evidencia un desbalanceo estático en el rotor.

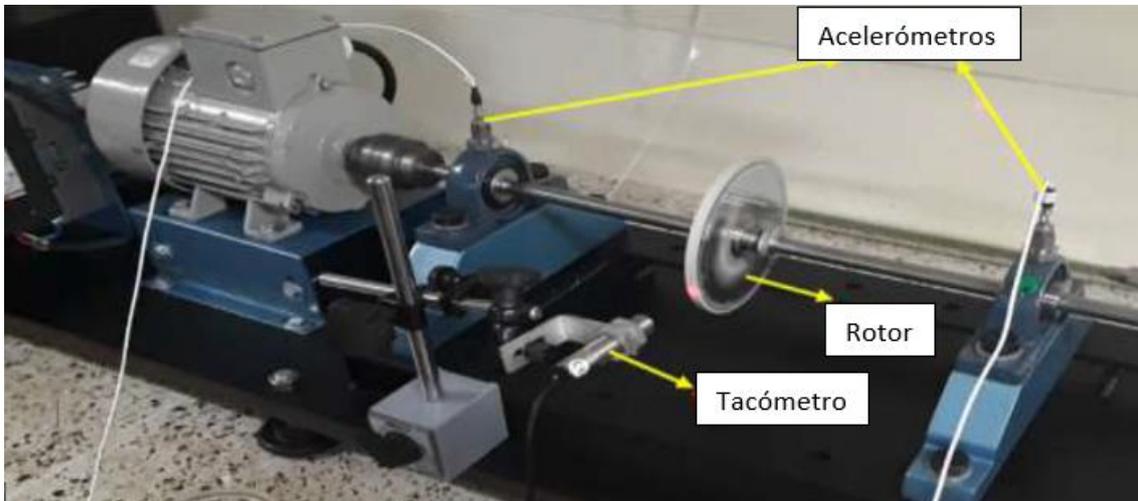


Imagen 7-4 Banco de ensayos

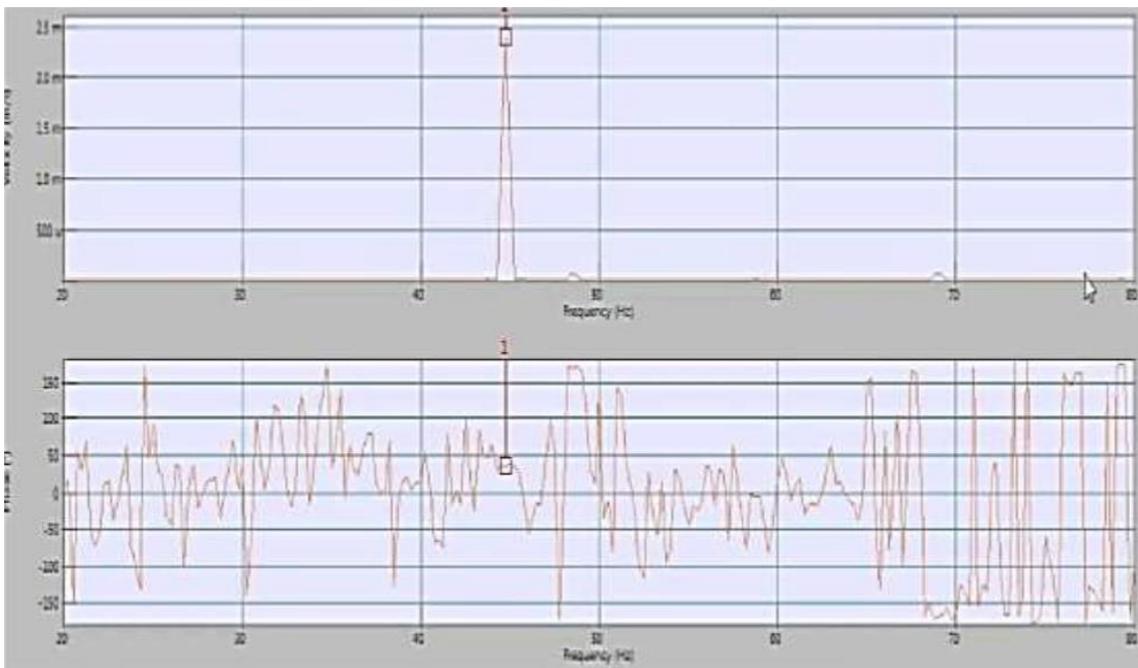


Imagen 7-5 Espectro de frecuencia y ángulo de desfase antes del balanceo

7.4.2 Después del balanceo

Al realizar el balanceo del banco de ensayos del caso I, a partir de las señales obtenidas en los acelerómetros y el desarrollo de la metodología previamente explicada,

se obtuvo el espectro que se muestra en la Imagen 7-6. Como se puede observar, la disminución del pico a 45 Hz es notable, ya que descendió hasta un valor de 1.8 [mm/s] y dada la norma ISO 10816, donde se evalúa la vibración de una máquina mediante medidas en partes no rotativas, el banco de ensayos está dentro de las condiciones deseables de trabajo.

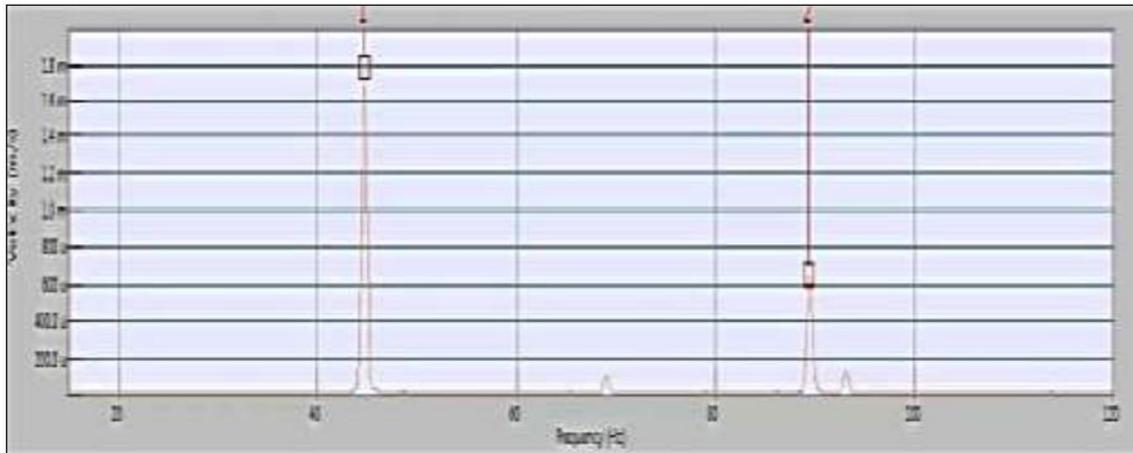


Imagen 7-6 Espectro de frecuencia después del balanceo

7.4.3 Valores de Balanceo

Para la definición de los valores estándar de balanceo se recurre a la norma ISO 1940 Tolerancias en Balanceo. Una de las formas detalladas en esta norma para obtener los valores de tolerancia de balanceo propone el uso de grados de calidad “G” derivados de valores prácticos obtenidos para equipos de aplicaciones similares.

El desbalanceo residual admisible U_{per} se puede derivar sobre la base de un grado de calidad de equilibrio seleccionado “G” mediante la siguiente ecuación:

$$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} \cdot \Omega) \cdot m}{\Omega}$$

Dónde:

- U_{per} es el valor numérico del desequilibrio residual admisible, expresado en milímetros de gramos (g·mm);
- $(e_{per} \cdot \Omega)$ es el valor numérico del grado de calidad del balanceo seleccionado, expresado en milímetros por segundo (mm / s);
- m es el valor numérico de la masa del rotor, expresado en kilogramos (kg);



- Ω es el valor numérico de la velocidad angular de la velocidad de servicio, expresada en radianes por segundo (rad / s).

El grado de calidad G se obtiene de la Tabla 7-1 como se indica debajo, seleccionando el valor

Obtenido este valor es posible calcular el valor de U_{per} para la fabricación del rodete y su aprobación final.

Los valores para la ecuación son los siguientes:

$$m = 22kg$$

$$n = 400 \text{ RPM} = 41,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$U_{per} = 1000 * \frac{(6,3 \text{ mm/s}) \cdot 22 \text{ kg}}{41,8 \text{ rad/s}}$$

$$U_{per} = 3315,7 \text{ g. mm}$$

correspondiente a 6,3 por el tipo de maquinaria.

Tabla 7-1 Fragmento de tabla. Guía para los grados de calidad de balanceo para rotores en estado constante (rígido)

Machinery types: General examples	Balance quality grade G	Magnitude $\epsilon_{per} \cdot \Omega$ mm/s
Crankshaft drives for large slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently unbalanced	G 4000	4 000
Crankshaft drives for large slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently balanced	G 1600	1 600
Crankshaft drives, inherently unbalanced, elastically mounted	G 630	630
Crankshaft drives, inherently unbalanced, rigidly mounted	G 250	250
Complete reciprocating engines for cars, trucks and locomotives	G 100	100
Cars: wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft drives, inherently balanced, elastically mounted	G 40	40
Agricultural machinery Crankshaft drives, inherently balanced, rigidly mounted Crushing machines Drive shafts (cardan shafts, propeller shafts)	G 16	16
Aircraft gas turbines Centrifuges (separators, decanters) Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds up to 950 r/min Electric motors of shaft heights smaller than 80 mm Fans Gears Machinery, general Machine-tools Paper machines Process plant machines Pumps Turbo-chargers Water turbines	G 6,3	6,3

8 SISTEMA DE CODIFICACIÓN DE PLANOS

8.1 Planos de ensamblaje general

TFC-EN-EG-XXX-XX

Donde:

- TFC hace referencia a “turbina de flujo cruzado”.
- EN hace referencia a “ensamblaje”.
- EG hace referencia a “ensamblaje general”
- XXX hace referencia al número de plano de ese ensamblaje general.
- XX hace referencia al número de revisión del plano

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm		
Dibujó	RF	4/2/2021	Nota:		
Revisó	FR	4/2/2021			
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:	
1 : 5			TFC-EN-EG-010	00	
	Título:			Formato: A1	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO TURBINA			Archivo: TFC-EN-EG-010 (TURBINA).dwg	

Imagen 8-1 Rótulo de ensamblaje general

Se lee:

- TFC= Turbina de flujo cruzado
- EN= Ensamblaje
- EG= Ensamblaje general
- 010= Plano 010
- 00= Revisión del plano

8.2 Planos de subconjuntos

TFC-EN-SC-XXX-XX

Donde:

- TFC hace referencia a “turbina de flujo cruzado”.
- EN hace referencia a “ensamblaje”.

- SC hace referencia a “subconjunto”
- XXX hace referencia al número de plano de ese subconjunto.
- XX hace referencia al número de revisión del plano

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +/- 1 mm		
Dibujó	FR	13/10/2020	Nota: Soldadura continua		
Revisó	RF	13/10/2020			
Escala: 1:10	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp: 60 micrones		Plano N°: TFC-EN-SC-010	Revisión: 00	
	Título: TURBINA FLUJO CRUZADO CARCASA		Formato: A3	Hoja: 1 de 1	
			Archivo: TFC-EN-SC-010-00 (CARCASA).dwg		

Imagen 8-2 Rótulo subconjunto

Se lee:

- TFC= Turbina de flujo cruzado
- EN= Ensamblaje
- SC= Subconjunto
- 010= Plano 010
- 00= Revisión del plano

8.3 Planos de subensamblajes

TFC-SE-SC-XXX-ZZZ-XX

Donde:

- TFC hace referencia a “turbina de flujo cruzado”.
- SE hace referencia a “subensamblaje”.
- SC hace referencia a “subconjunto”
- XXX hace referencia al número de subconjunto que pertenece.
- ZZZ hace referencia al número de subensamblaje
- XX hace referencia al número de revisión del plano

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm		
Dibujó	RF	24/5/2021	Nota: Soldadura continua		
Revisó	FR	24/5/2021			
Escala: 1:10	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp. 60 micrones		Plano N°: TFC-SE-SC-010-010	Revisión: 00	
	Título: TURBINA DE FLUJO CRUZADO ESTRUCTURA CARCASA		Formato: A3	Hoja: 1 de 1	
			Archivo: TFC-SE-SC-010-010-00 (ESTCARC).dwg		

Imagen 8-3 Rótulo subensamblaje

Se lee:

- TFC= Turbina de flujo cruzado
- SE= Subensamblaje
- SC= Subconjunto
- 010= Subconjunto 010
- 010= Subensamblaje 010
- 00= Revisión del plano

8.4 Planos de piezas

TFC-PI-(SC/SE)-XXX-ZZZ-XX

Donde:

- TFC hace referencia a “turbina de flujo cruzado”.
- PI hace referencia a “pieza”
- SC/SE hace referencia a “subconjunto o sub ensamblaje”.
- XXX hace referencia al subconjunto/subensamblaje que pertenece esa pieza
- ZZZ hace referencia al número de plano de la pieza
- XX hace referencia al número de revisión del plano.

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm		
Dibujó	RF	21/11/2020	Material: Acero, SAE 1010		
Revisó	FR	21/11/2020	Caract.: Chapa Esp. 1/2"		
Escala: 1:2	Acabado:		Plano N°: TFC-PI-SC-010-030	Revisión: 00	
	Título: TURBINA DE FLUJO CRUZADO CÁNCAMO		Formato: A4	Hoja: 1 de 1	
			Archivo: TFC-PI-SC-010-030-00 (CANCAMO).dwg		

Imagen 8-4 Rótulo pieza



Se lee:

- TFC= Turbina de flujo cruzado
- SC/SE= Subconjunto/subensamblaje
- PI= Pieza
- 010= Subconjunto/subensamblaje 010
- 030= Plano 030
- 00= Revisión del plano

9 ANEXOS

9.1 Propiedades de sección álabes 3mm x 109,5mm

Las propiedades de sección de la cara seleccionada de
Alabe (3 mm x 109,5mm)

$$\text{Área} = 3.23 \text{ cm}^2$$

Centro de gravedad con relación al origen del sistema
de coordenadas de salida: (centímetros)

$$X = 5.80$$

$$Y = 43.21$$

$$Z = 10.95$$

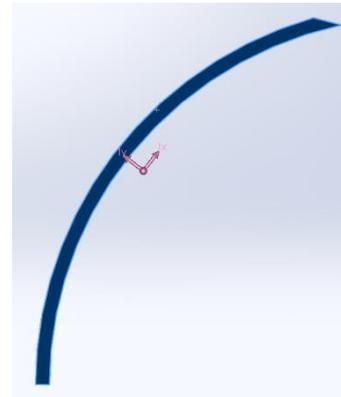


Imagen 9-1 Álabes

Momentos de inercia, del área, en el centro de gravedad: (cm⁴)

$$L_{xx} = 18.09 \quad L_{xy} = -13.40 \quad L_{xz} = 0.00$$

$$L_{yx} = -13.40 \quad L_{yy} = 11.32 \quad L_{yz} = 0.00$$

$$L_{zx} = 0.00 \quad L_{zy} = 0.00 \quad L_{zz} = 29.41$$

Momento polar de inercia, del área, en el centro de gravedad = 29.41 cm⁴

Ángulo entre ejes principales y ejes de pieza = 52.09 °

Momentos principales de inercia, del área, en el centro de gravedad: (cm⁴)

$$I_x = 0.88$$

$$I_y = 28.52$$

Momentos de inercia del área, en el sistema de coordenadas de salida: (cm⁴)

$$L_{XX} = 6431.17 \quad L_{XY} = 821.65 \quad L_{XZ} = 204.80$$

$$L_{YX} = 821.65 \quad L_{YY} = 506.64 \quad L_{YZ} = 1526.97$$

$$LZX = 204.80 \quad LZY = 1526.97$$

$$LZZ = 6163.98$$

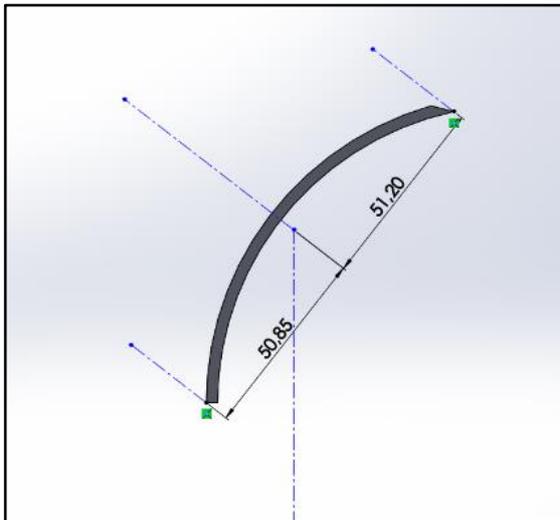


Imagen 9-2 Propiedades del álabe

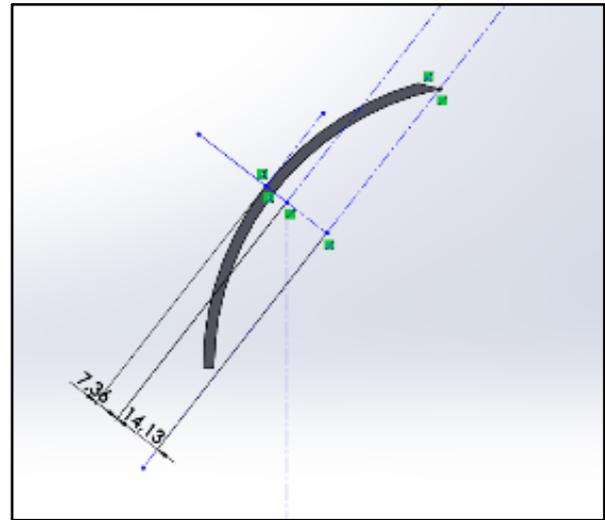


Imagen 9-3 Propiedades del álabe

9.2 Características del material del eje

SAE 4140

Composición química:

% Elementos							
	C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo
Mín.	0,38	0,50	0	0	0,15	0,90	0,15
Máx.	0,45	0,80	0,035	0,035	0,40	1,20	0,30

Normas/Similares:

JIS SCM440 – DIN WN-r 1.7255 / 42CrMo4 - GB 42CrMo - BS 708M40

Características Generales

El material de acero de aleación 4140 es un acero estructural de aleación templado y templado de alta calidad, pertenece al acero de aleación de carbono medio de alta calidad, el endurecimiento templado y templado al aceite es 28-34 HRC.

Aplicación



El acero para herramientas 4140 es un acero estructural de aleación, el 4140 se utiliza para ingeniería estructural, como ejes, pernos y tuercas, engranajes, piñones y husillos de alta resistencia. La tracción de la locomotora con el engranaje grande, el engranaje impulsor del sobrealimentador, el recipiente a presión, el eje trasero, la carga del engranaje de la biela y un clip de resorte, 4140 también se puede usar para un pozo de menos de 2000 m de profundidad de la junta de la tubería de perforación de petróleo y la herramienta de pesca, y puede ser utilizado para doblar el molde de la máquina, etc.

10 BIBLIOGRAFIA

- Claudio Mataix. (1975). **“Turbomaquinas Hidraulicas”**. 3ra (ed.). Madrid, ICAI.
- V. M. Faires. **“DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS”**. Montaner y Simón S. A. Barcelona. 4ta (ed.)
- Sammartanoa, V., Filianotia, P., Sinagrab, M., & Tullio Tucciarellib. (2016). **“Coupled Hydraulic And Electronic Regulation For Banki Turbines”**.
- ISO 1940-1. Segunda edicion (15/8/2003). **“Mechanical vibration. Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state”**.
- Vincenzo Sammartano; Alfonso Collura; Marco Sinagra; Costanza Aricò. **“Experimental and Numerical Analysis of a Cross-Flow Turbine”**.
- C.A Mockmore; Fred Merryfield (1949). **“The Banki Water Turbine”**
- Folleto Ossberger. **“La turbina original OSSBERGER® de flujo cruzado”**
- SKF Group. (2015). **“Rodamientos Y y unidades de rodamientos Y SKF energeticamente eficientes”**.
- VEM motors GmbH. **“Three-phase asynchronous generators”**
- Alberto Díaz Añel. (2012-2018). **“Produccion de Energia en Cordoba”**, Descargado de <http://normasprod.wpengine.com/como-citar-referenciar-formato-apa-sin-tener-toda-la-informacion-disponible/>
- Redacción Nathional Geographic. 5 de Septiembre 2010. **“Energia Hidroelectrica”**. Descargado de www.nationalgeographic.es
- SKF Group. (2019) **“Industrial shft seals”**
- G.U.N.T. Gerätebau GmbH. (2021). **“Máquinas fluidomecánicas hidráulicas”**. **“Turbinas hidráulicas”**. Descargado de https://www.gunt.de/images/download/hydroturbines_spanish.pdf
- Trelleborg Sealings Solutions. **“Orkot® Hydro Bearings Engineering Manual”**.
- Revista UIS Ingenierías. (2018). **“Metodología para el balanceo de rotores empleando un analizador de vibraciones”**. Descargado de <https://revistas.uis.edu.co/>



11 PLANOS

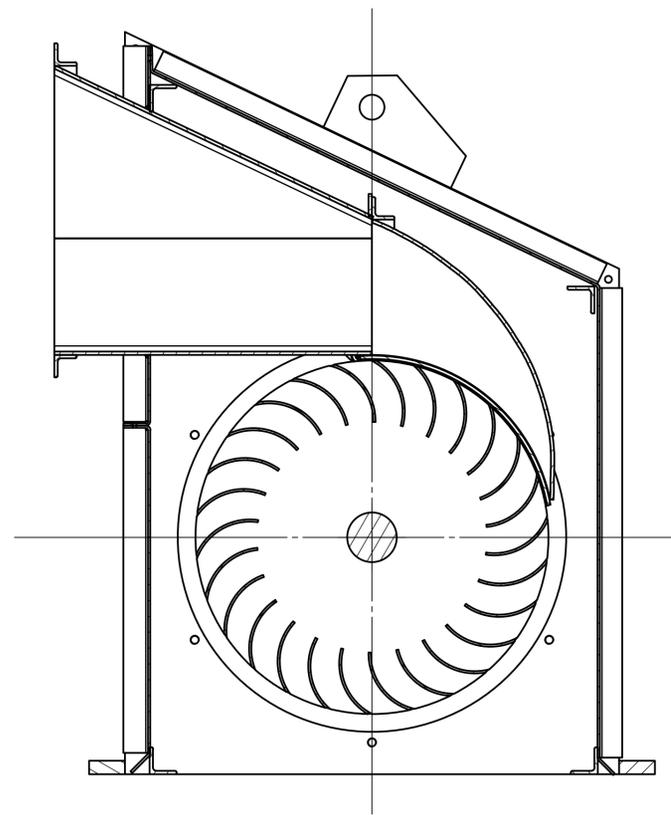
A continuación, se detallan los planos realizados.

UTN FRVM	<i>Turbina de flujo cruzado</i>		
	Listado de planos		
	<i>Nº Plano</i>	<i>Descripción</i>	<i>Revisión</i>
CONJUNTO (EG)	TFC-EN-EG-010	Turbina	0
SUBCONJUNTO (SC)	TFC-EN-SC-010	Carcasa	0
	TFC-EN-SC-020	Cuello Inyector	0
	TFC-EN-SC-030	Inyector	0
	TFC-EN-SC-040	Regulador	0
	TFC-EN-SC-050	Rodete	0
	TFC-EN-SC-060	Bridas de Acceso	0
	TFC-EN-SC-070	Bridas Ciegas	0
	SUBENSAMBLAJE (SE)	TFC-SE-SC-010-010	Estructura carcasa
TFC-SE-SC-060-010		Tapa de acceso	0
PIEZA (PI)	TFC-PI-SC-010-010	Tapa Superior	0
	TFC-PI-SC-010-020	Tapa Posterior	0
	TFC-PI-SE-010-010	Lateral Ciega	0
	TFC-PI-SE-010-020	Lateral Acceso	0
	TFC-PI-SE-010-030	Perfil Refuerzo	0
	TFC-PI-SE-010-040	Perfil corto brida	0
	TFC-PI-SE-010-050	Perfil largo brida	0
	TFC-PI-SE-010-060	Cartela	0
	TFC-PI-SE-010-070	Cáncamo	0
	TFC-PI-SC-020-010	Chapa Cuello Inferior	0
	TFC-PI-SC-020-020	Chapa Cuello Superior	0
	TFC-PI-SC-020-030	Perfil brida chica	0
	TFC-PI-SC-020-040	Planchuela brida chica	0
	TFC-PI-SC-020-050	Perfil largo brida grande	0
	TFC-PI-SC-020-060	Perfil corto brida grande	0
	TFC-PI-SC-020-070	Chapa cuello-carcasa	0
	TFC-PI-SC-030-010	Chapa Lateral Inyector	0
	TFC-PI-SC-030-020	Chapa Superior Inyector	0
	TFC-PI-SC-030-030	Perfil largo brida	0
	TFC-PI-SC-030-040	Perfil corto brida	0
	TFC-PI-SC-040-010	Soporte Rótula	0
	TFC-PI-SC-040-020	Chapa Lateral	0
	TFC-PI-SC-040-030	Rigidizador Chapa Regulador	0
	TFC-PI-SC-040-040	Chapa superior	0
	TFC-PI-SC-040-050	Biela	0
	TFC-PI-SC-040-060	Casquillo Superior Porta Rodamiento	0
	TFC-PI-SC-040-070	Planchuela Brida Porta Rodamiento	0

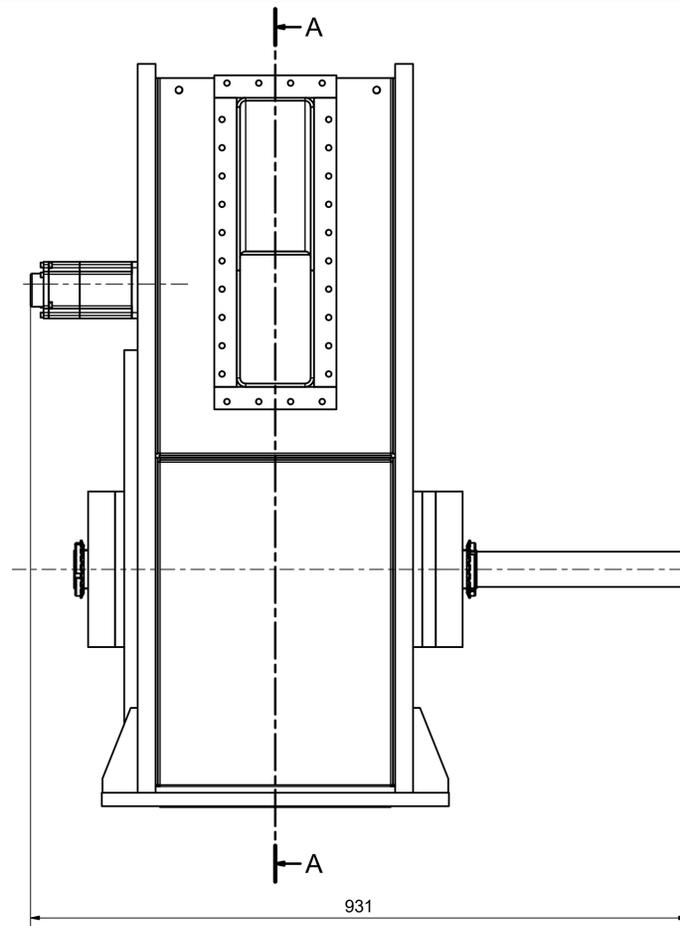


TFC-PI-SC-040-080	Casquillo Inferior Porta Rodamiento	0
TFC-PI-SC-050-010	Eje	0
TFC-PI-SC-050-020	Placa Rodete	0
TFC-PI-SC-050-030	Álabe	0
TFC-PI-SE-060-010	Brida Principal	0
TFC-PI-SE-060-020	Anclaje Tapa de Acceso	0
TFC-PI-SC-060-020	Brida Porta Rodamiento	0
TFC-PI-SC-060-030	Brida Porta Sello	0
TFC-PI-SC-070-010	Brida Suplemento	0

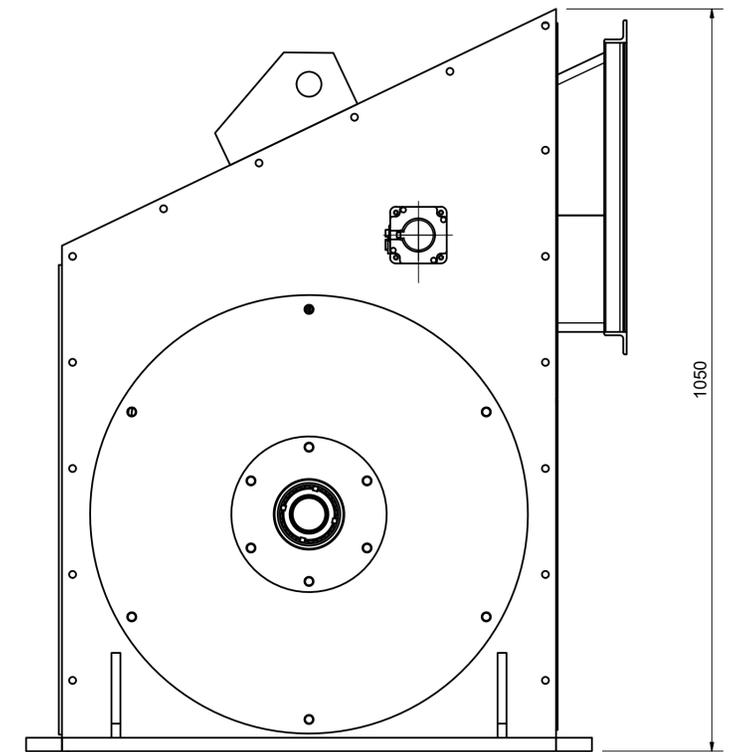
Imagen 11-1 Listado de planos



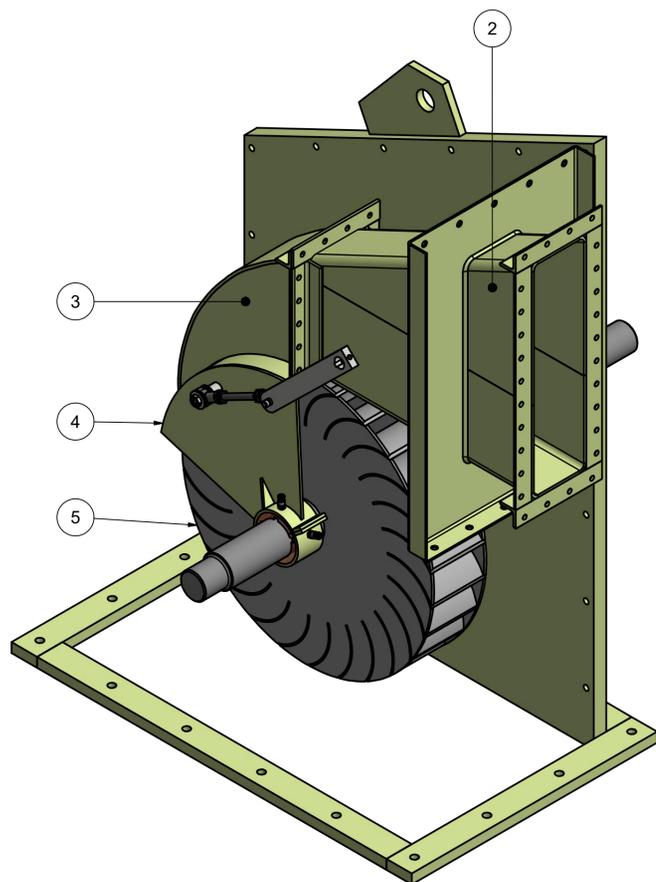
CORTE A-A



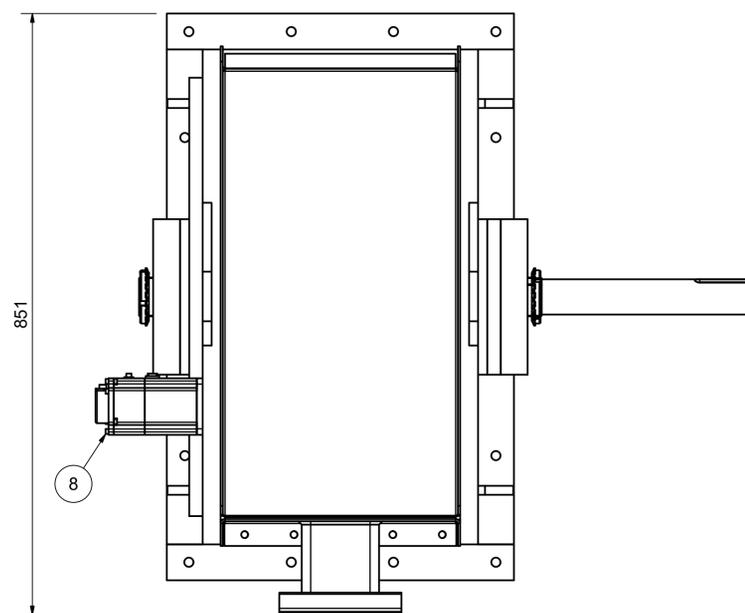
VISTA FRONTAL



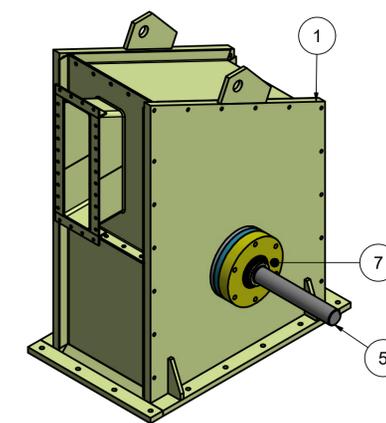
VISTA LATERAL IZQUIERDA



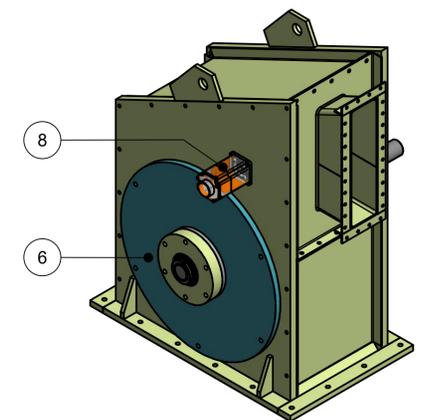
ISOMÉTRICA 3 (1 : 5)



VISTA EN PLANTA



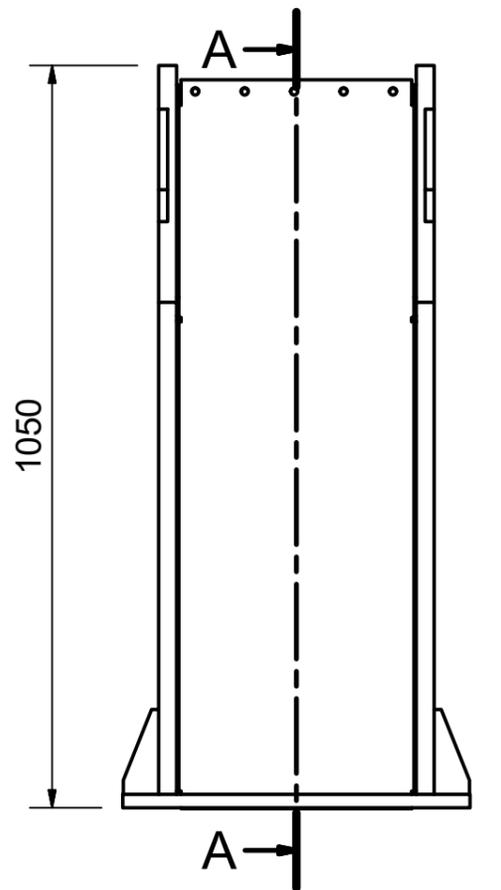
ISOMÉTRICA (1 : 10)



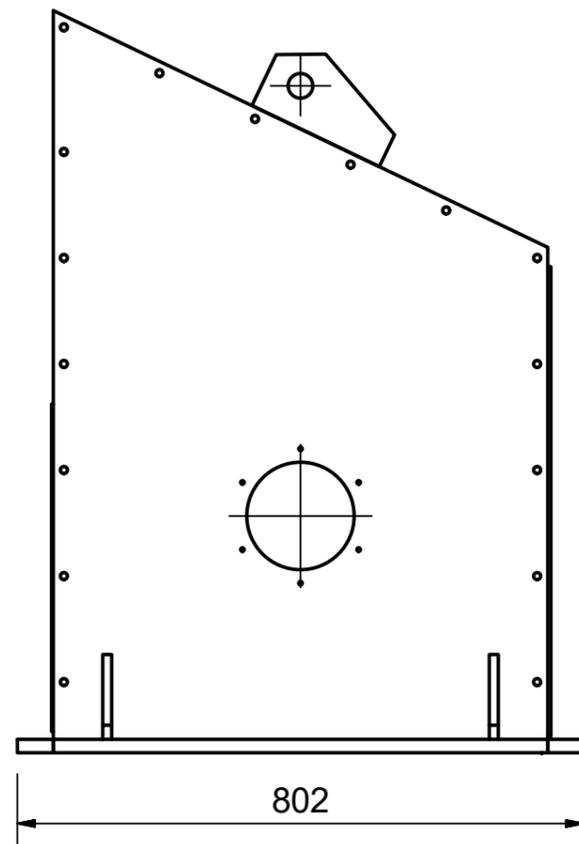
ISOMÉTRICA 2 (1 : 10)

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	N° DE PIEZA	N° DE PLANO
1	1	CARCASA	TFC-EN-SC-010
2	1	CUELLO INYECTOR	TFC-EN-SC-020
3	1	INYECTOR	TFC-EN-SC-030
4	1	REGULADOR	TFC-EN-SC-040
5	1	RODETE	TFC-EN-SC-050
6	1	BRIDAS DE ACCESO	TFC-EN-SC-060
7	1	BRIDAS CIEGAS	TFC-EN-SC-070
8	1	SERVOMOTOR NEMA 23 2,3 Nm	Comercial

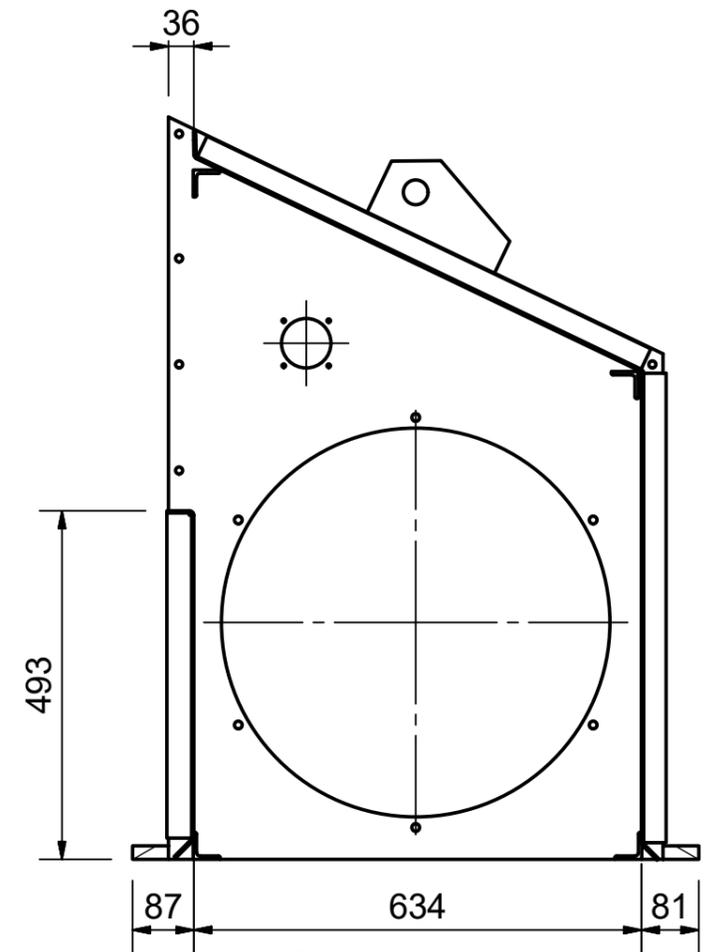
Dibujó	RF	FECHA	4/2/2021	Tolerancia gral.: + 0,5 mm
Revisó	FR	FECHA	4/2/2021	Nota:
Escala:	1 : 5	Acabado:		
Título: TURBINA DE FLUJO CRUZADO				Plano N°:
TURBINA				TFC-EN-EG-010
Formato: A1				Hoja: 1 de 1
Archivo: TFC-EN-EG-010 (TURBINA).dwg				Revisión:
				00



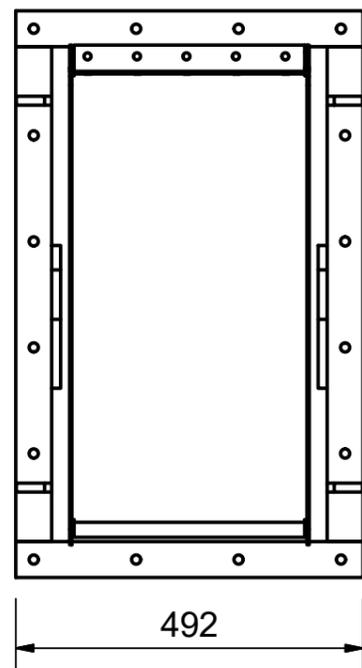
VISTA FRONTAL



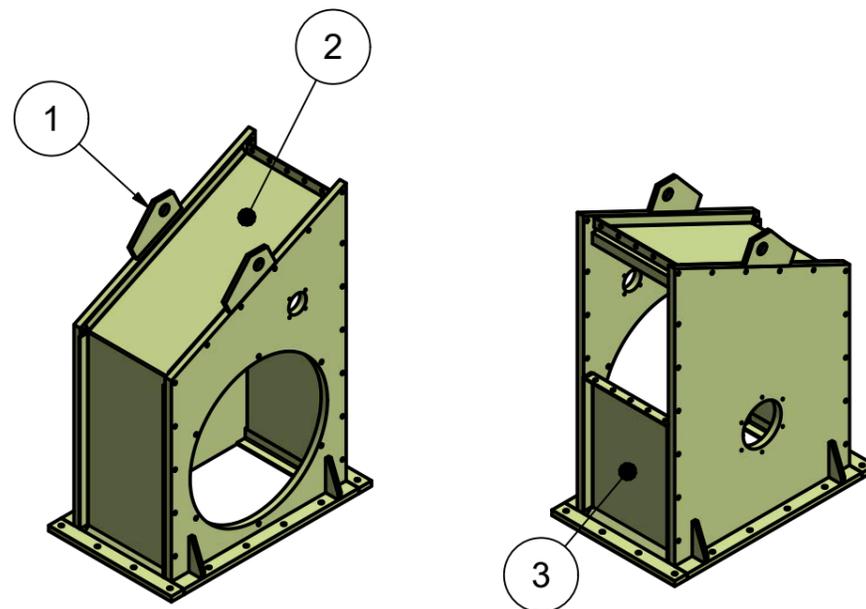
VISTA LATERAL



Sección A-A



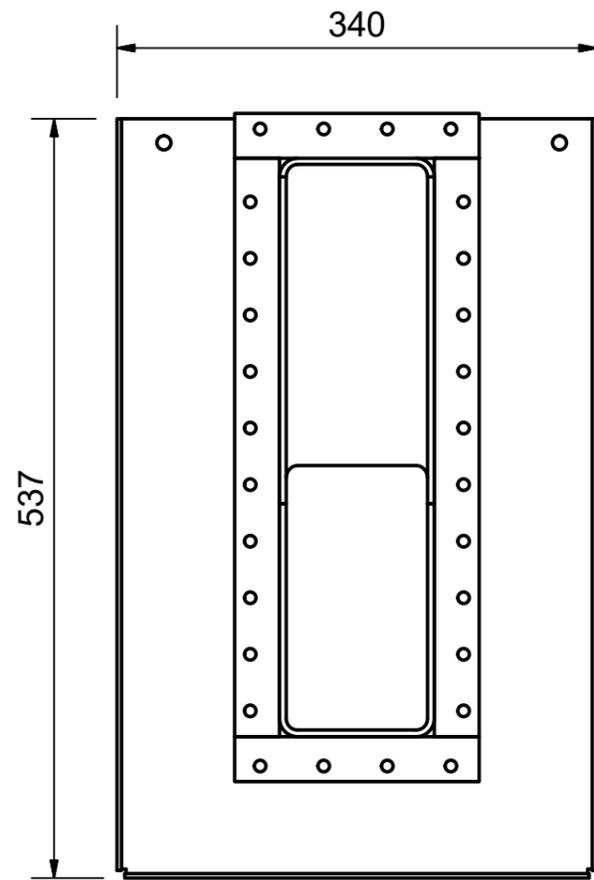
VISTA EN PLANTA



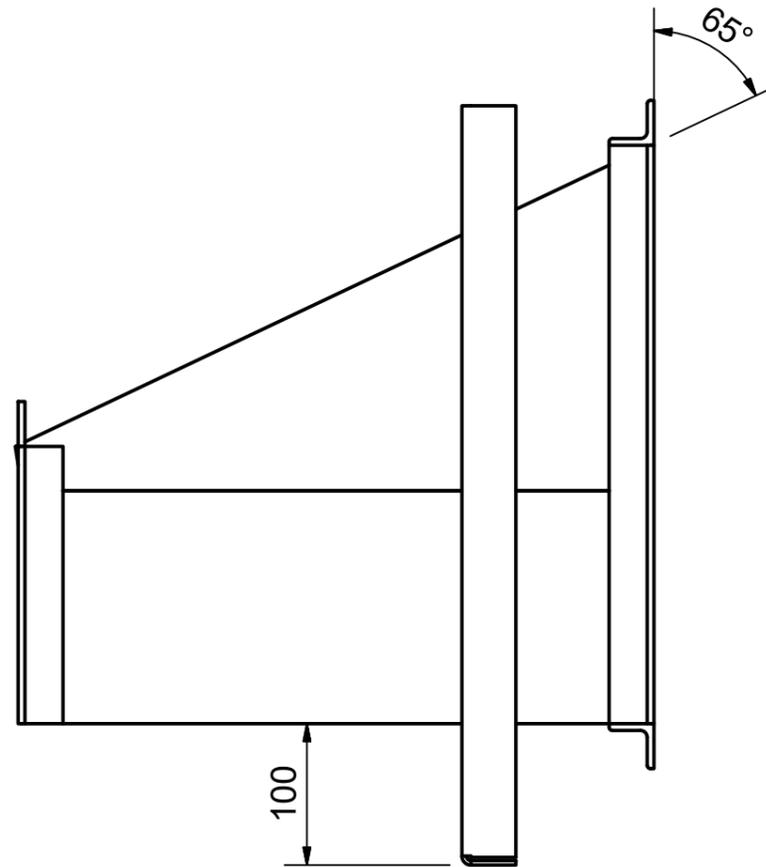
ISOMÉTRICO (1:20) ISOMÉTRICO (1:20)

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	N° DE PIEZA	N° DE PLANO
1	1	ESTRUCTURA CARCASA	TFC-SE-SC-010-010
2	1	TAPA SUPERIOR	TFC-PI-SC-010-010
3	1	TAPA POSTERIOR	TFC-PI-SC-010-020

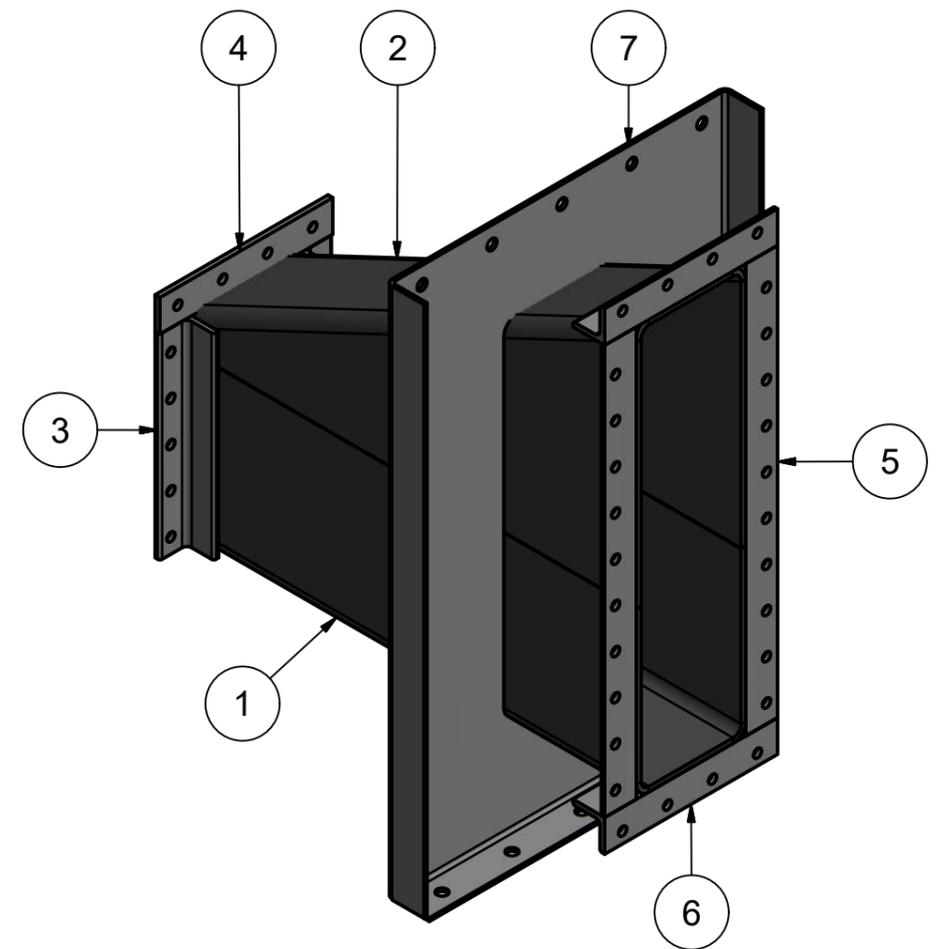
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5mm	
Dibujó	FR	24/5/2021	Nota:	
Revisó	RF	24/5/2021		Plano N°:
Escala:	Acabado:			TFC-EN-SC-010
1:10				Revisión:
				00
			Título:	Formato: A3
			TURBINA DE FLUJO CRUZADO	Hoja: 1 de 1
			CARCASA	Archivo: TFC-EN-SC-010-00 (CARCASA.).dwg



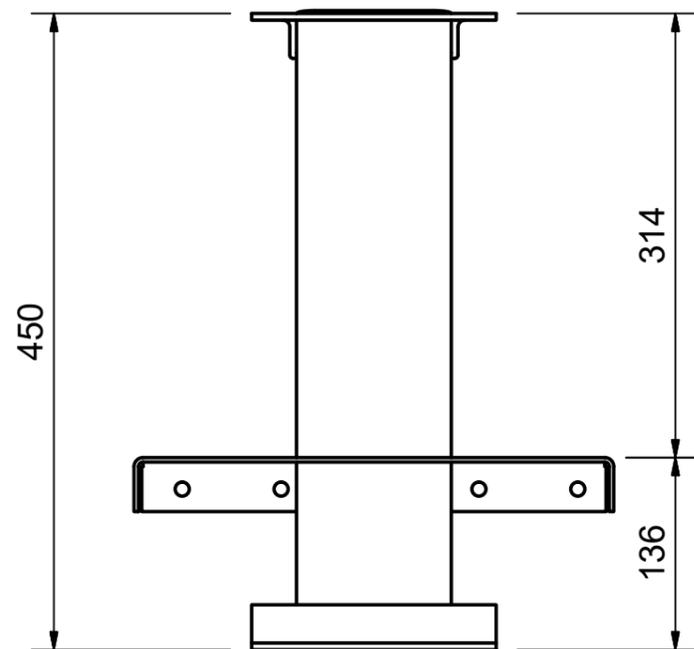
FRONTAL



LATERAL



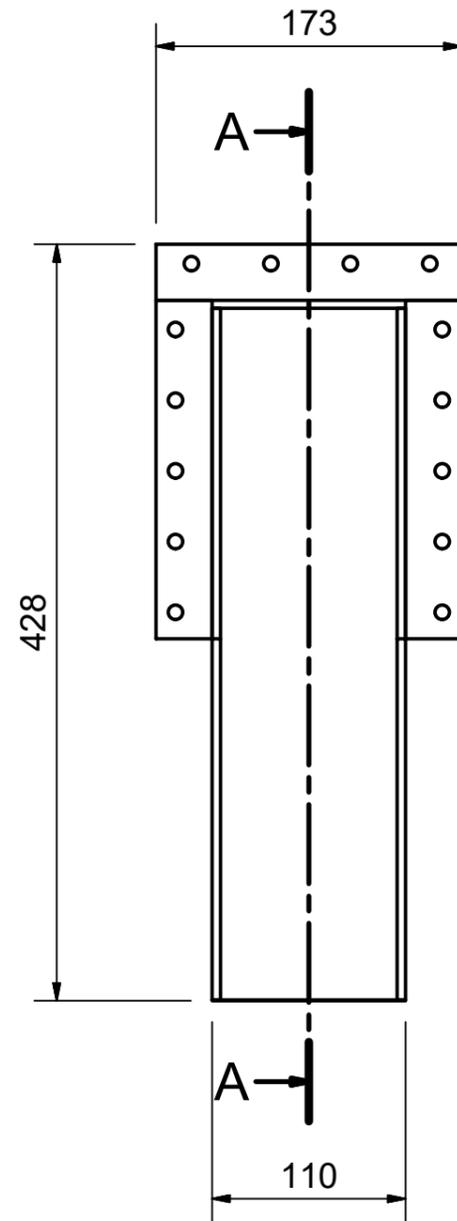
ISOMÉTRICA



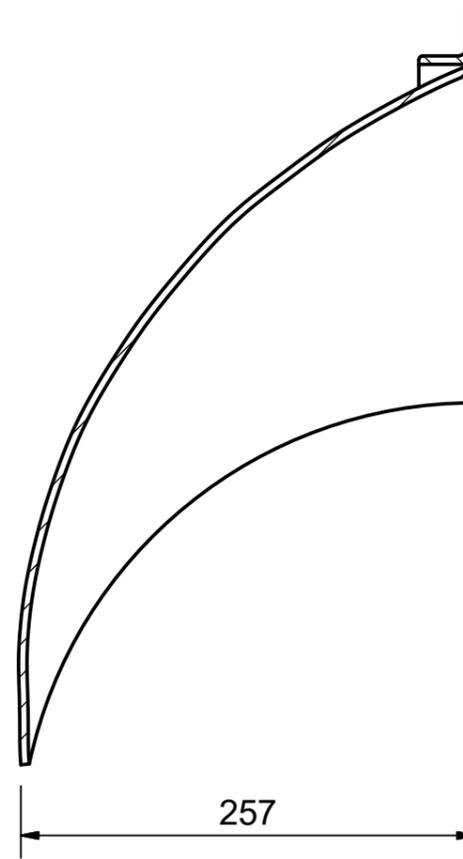
EN PLANTA

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	Nº DE PLANO
1	1	CHAPA CUELLO INFERIOR	TFC-PI-SC-020-010
2	1	CHAPA CUELLO SUPERIOR	TFC-PI-SC-020-020
3	2	PERFIL BRIDA CHICA	TFC-PI-SC-020-030
4	1	PLANCHUELA BRIDA CHICA	TFC-PI-SC-020-040
5	2	PERFIL LARGO BRIDA GRANDE	TFC-PI-SC-020-050
6	2	PERFIL CORTO BRIDA GRANDE	TFC-PI-SC-020-060
7	1	CHAPA CUELLO-CARCASA	TFC-PI-SC-020-070

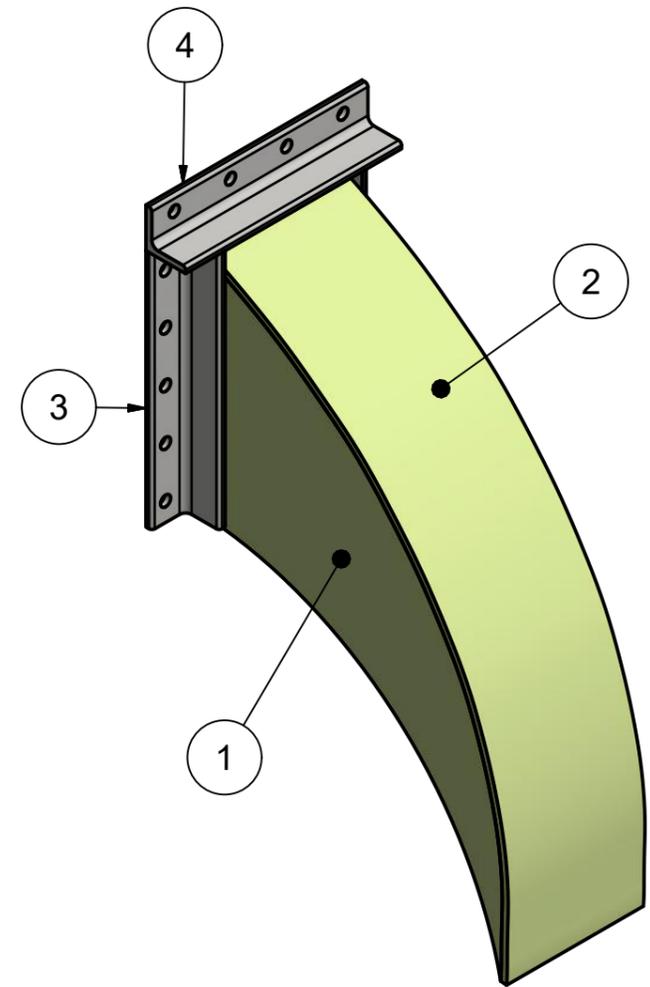
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +/- 0,5 mm		
Dibujó	RF	24/11/2020	Nota: Soldadura continua		
Revisó	FR	24/11/2020		Plano N°:	
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp. 60 micrones			TFC-EN-SC-020	Revisión:
1 : 5					00
	Título: TURBINA DE FLUJO CRUZADO CUELLO INYECTOR			Formato: A3	Hoja: 1 de 1
				Archivo: TFC-EN-SC-020-00 (CUELLO).dwg	



FRONTAL



CORTE A-A (1 : 4)

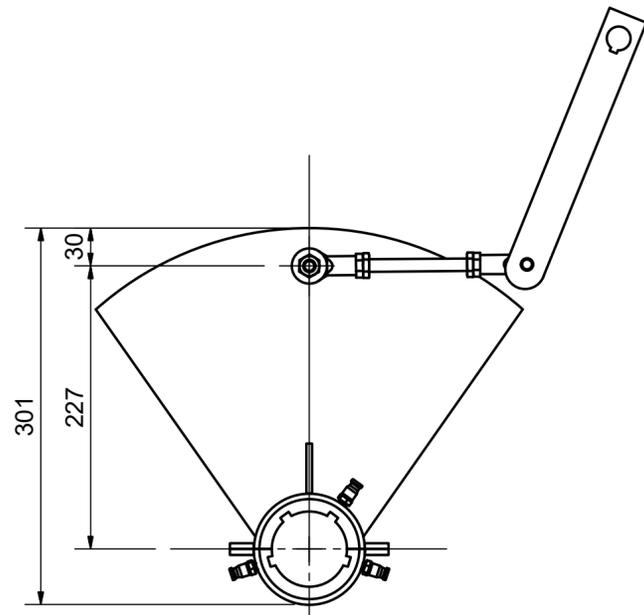


ISOMÉTRICA

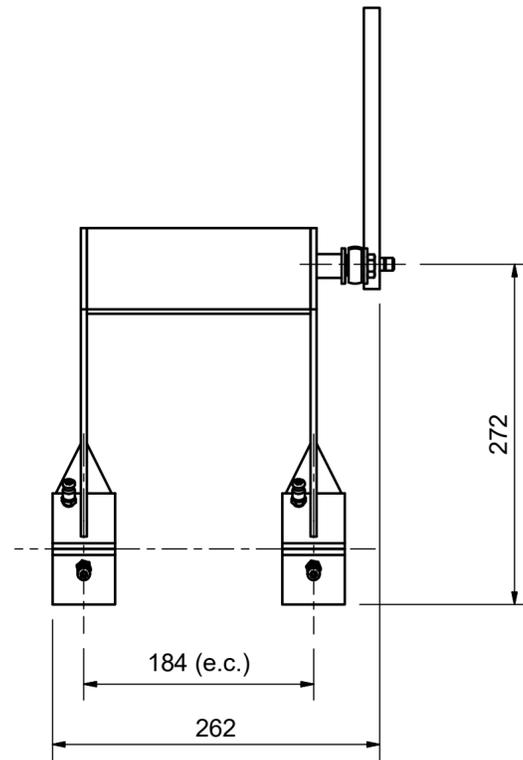
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	N° DE PIEZA	N° DE PLANO
1	2	CHAPA LATERAL INYECTOR	TFC-PI-SC-030-010
2	1	CHAPA SUPERIOR INYECTOR	TFC-PI-SC-030-020
3	2	PERFIL LARGO BRIDA	TFC-PI-SC-030-030
4	1	PERFIL CORTO BRIDA	TFC-PI-SC-030-040

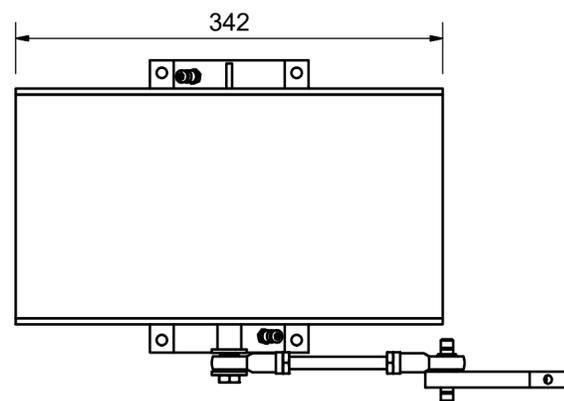
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	 UTN Facultad Regional VILLA MARIA	
Dibujó	FR	9/12/2020	Nota: Soldadura continua		
Revisó	RF	9/12/2020		Plano N°:	
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp. 60 micrones			TFC-EN-SC-030	Revisión:
1 : 4					00
	Título:			Formato: A3	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO INYECTOR			Archivo: TFC-EN-SC-030-00 (INYECTOR).dwg	



LATERAL

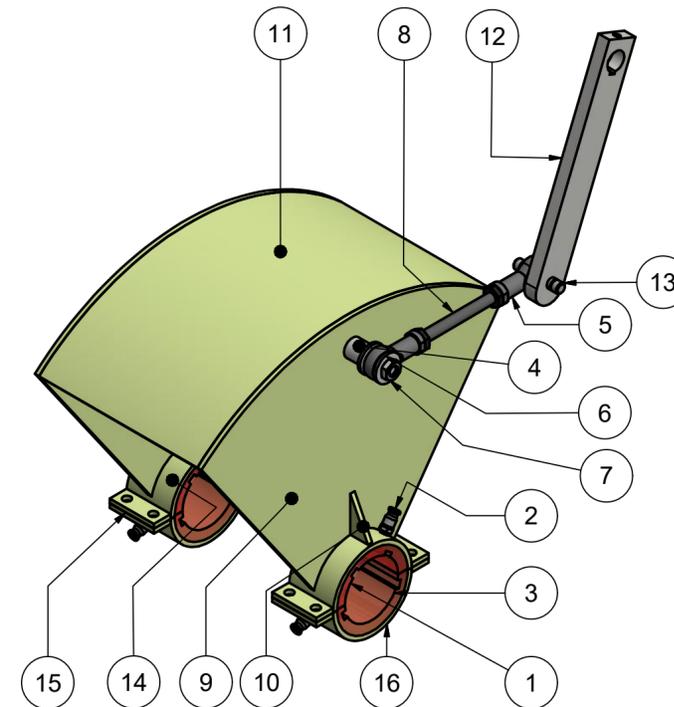


FRONTAL



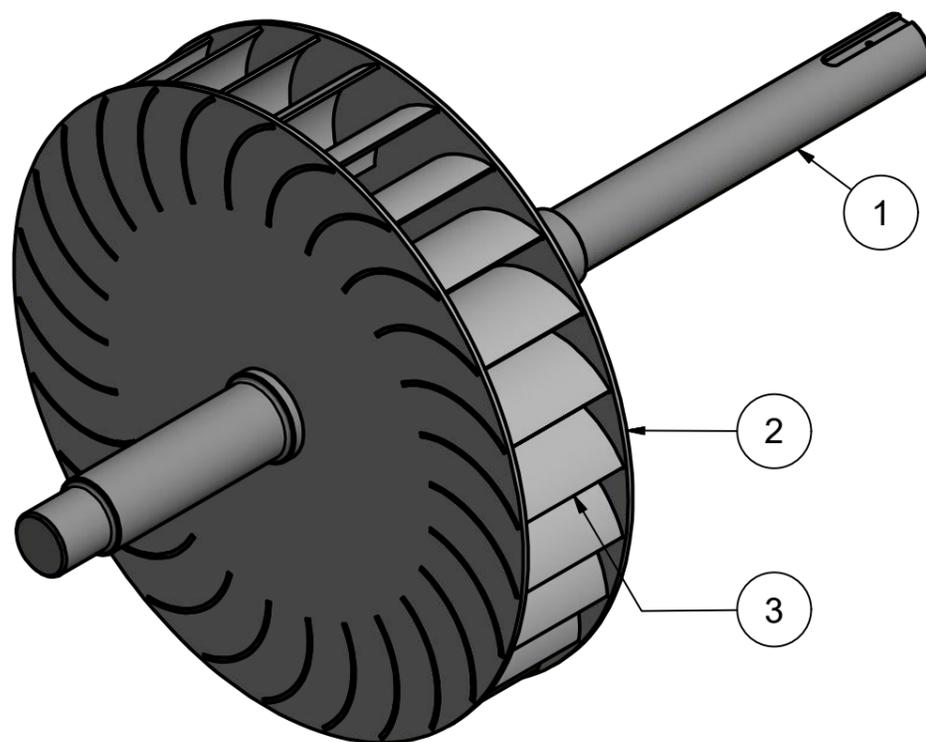
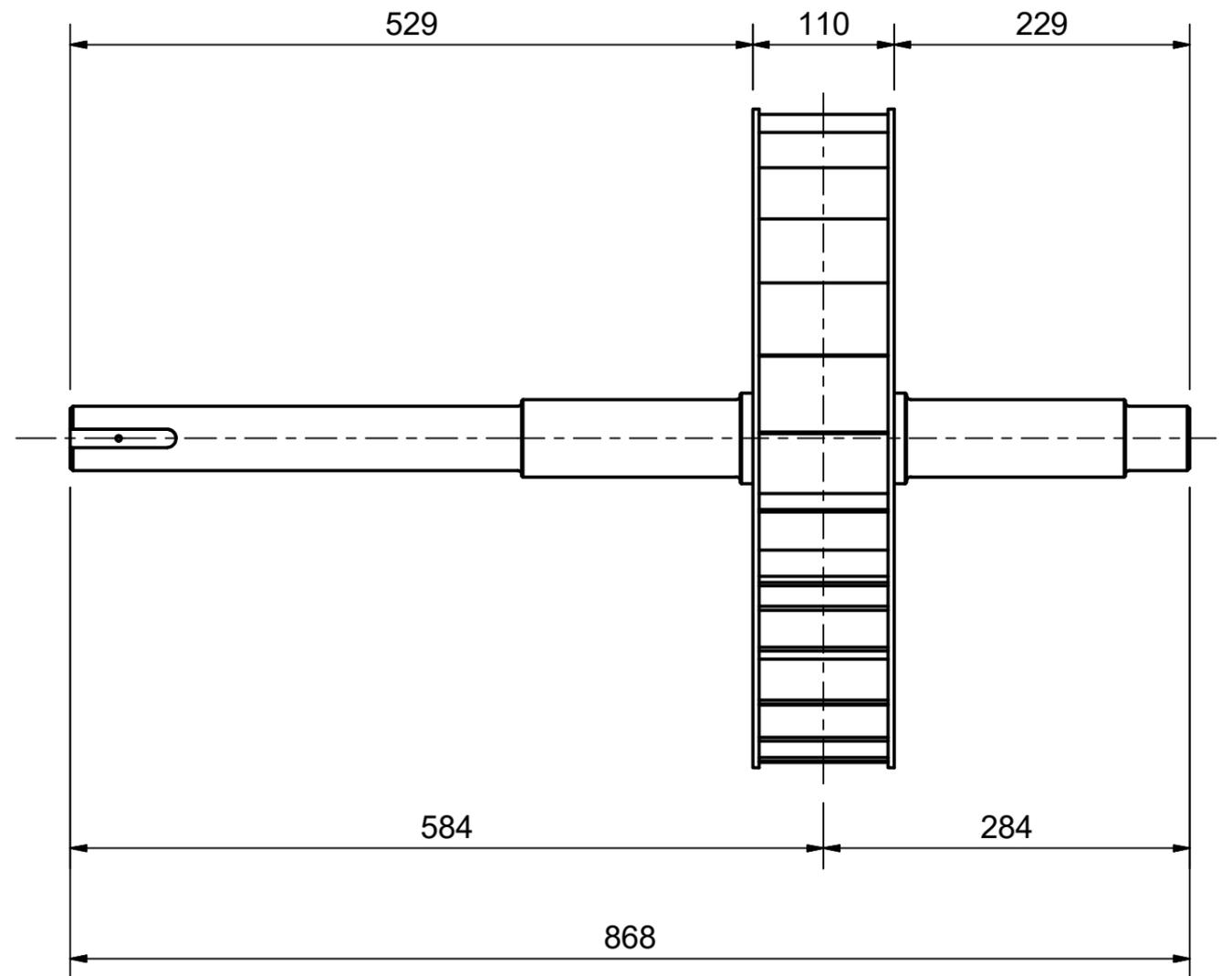
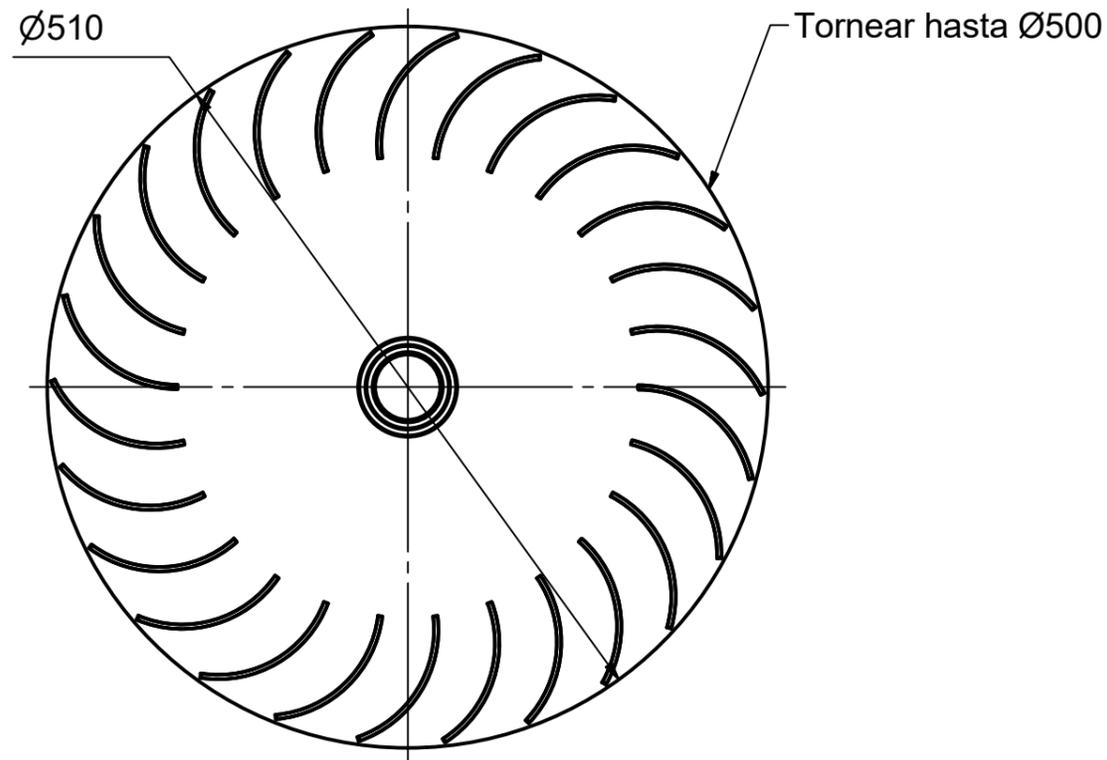
EN PLANTA

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	N° DE PIEZA	N° DE PLANO
1	2	RODAMIENTO SUPERIOR ORKOT	COMERCIAL
2	8	RACOR M5-4	COMERCIAL
3	2	RODAMIENTO INFERIOR ORKOT	COMERCIAL
4	1	SOPORTE ROTULA	TFC-PI-SC-040-010
5	2	RÓTULA M10x1,25 - 20	COMERCIAL
6	2	ARANDELA ANSI B18.22M - 10 N	COMERCIAL
7	1	TUERCA AS 1112 - M10	COMERCIAL
8	1	VARILLA ROSCADA M10x1,25	COMERCIAL
9	2	CHAPA LATERAL	TFC-PI-SC-040-020
10	4	RIGIDIZADOR CHAPA REGULADOR	TFC-PI-SC-040-030
11	1	CHAPA SUPERIOR	TFC-PI-SC-040-040
12	1	BIELA	TFC-PI-SC-040-050
13	1	PERNO 10mm	COMERCIAL
14	2	CASQUILLO SUPERIOR PORTA RODAMIENTO	TFC-PI-SC-040-060
15	8	PLANCHUELA BRIDA PORTA RODAMIENTO	TFC-PI-SC-040-070
16	2	CASQUILLO INFERIOR PORTA RODAMIENTO	TFC-PI-SC-040-080



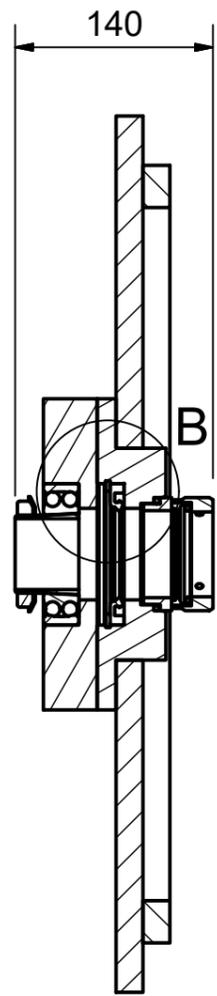
ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +/- 0,5 mm	
Dibujó	RF	18/12/2020	Nota: Soldadura continua	
Revisó	FR	18/12/2020		
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp. 60 micrones			Plano N°:
1 : 4				TFC-EN-SC-040
	Título:			Revisión:
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO REGULADOR			00
	Formato: A2	Hoja: 1 de 1		
	Archivo: TFC-EN-SC-040-00 (REGULADOR).dwg			

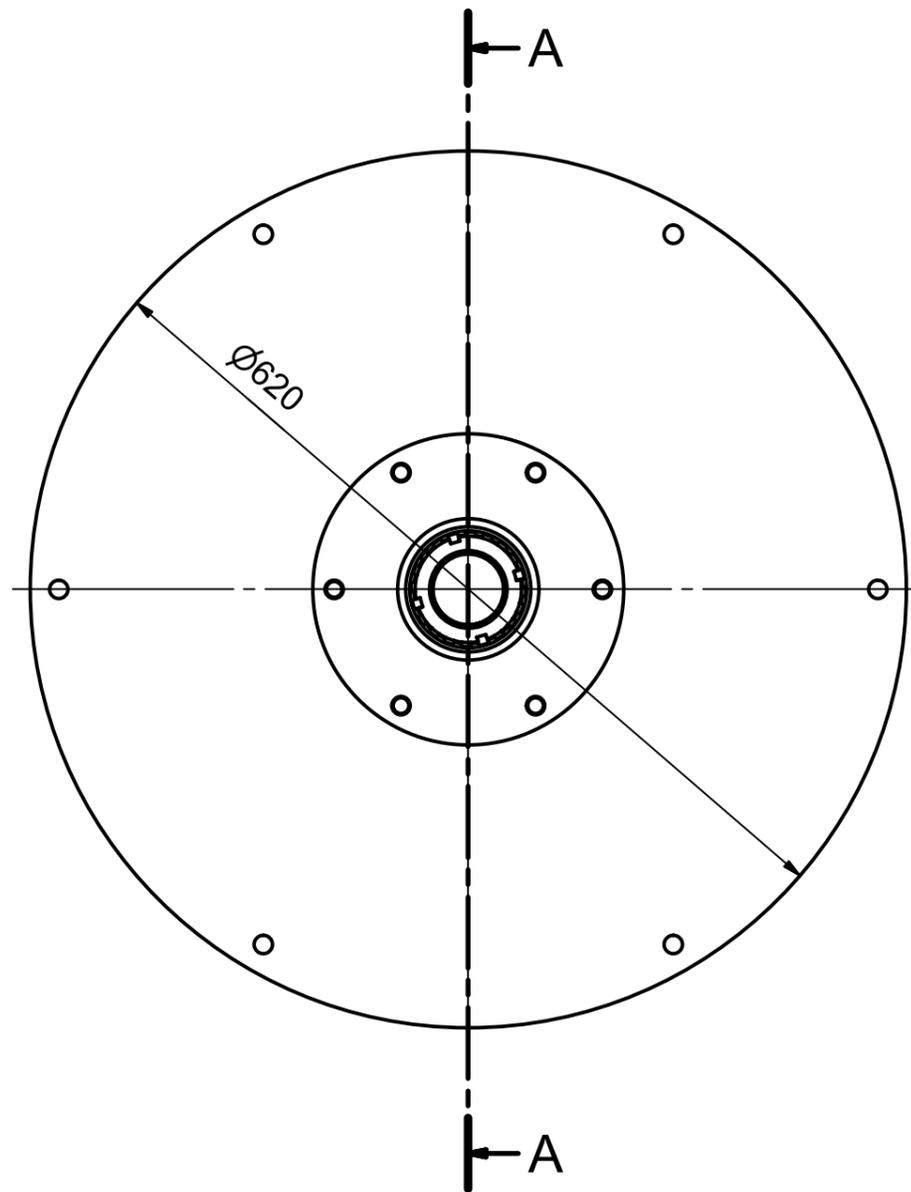


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	Nº DE PLANO
1	1	EJE	TFC-PI-SC-050-010
2	2	PLACA RODETE	TFC-PI-SC-050-020
3	26	ALABE	TFC-PI-SC-050-030

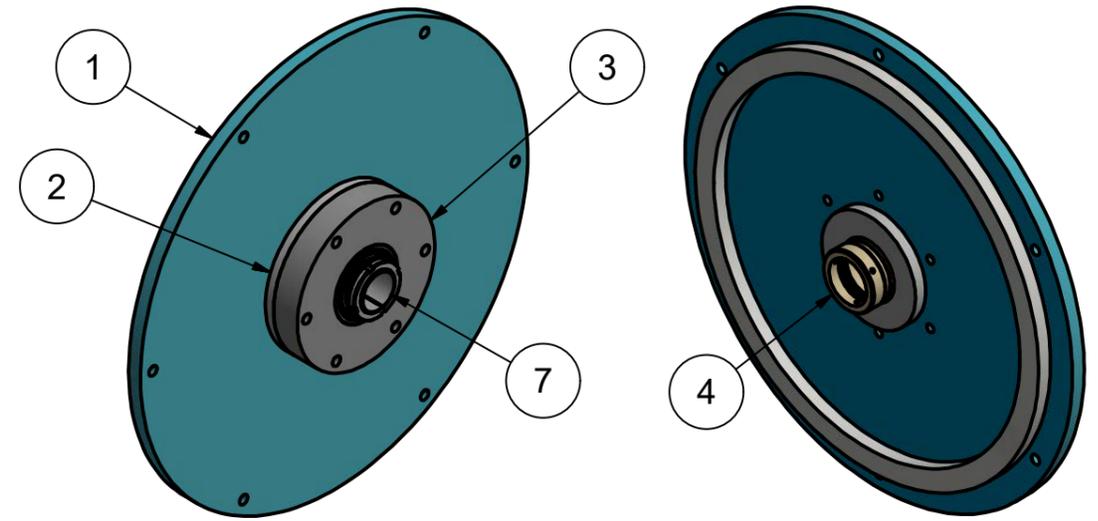
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	
Dibujó	FR	26/12/2020	Nota: Soldadura continua. Balancear en plano de rodamientos con tolerancia 3315 g mm.	
Revisó	RF	26/12/2020		
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
1 : 5			TFC-EN-SC-050	00
Título:			Formato: A3	Hoja: 1 de 1
TURBINA DE FLUJO CRUZADO RODETE			Archivo: TFC-EN-SC-050-00 (RODETE).dwg	



CORTE A-A (1 : 5)

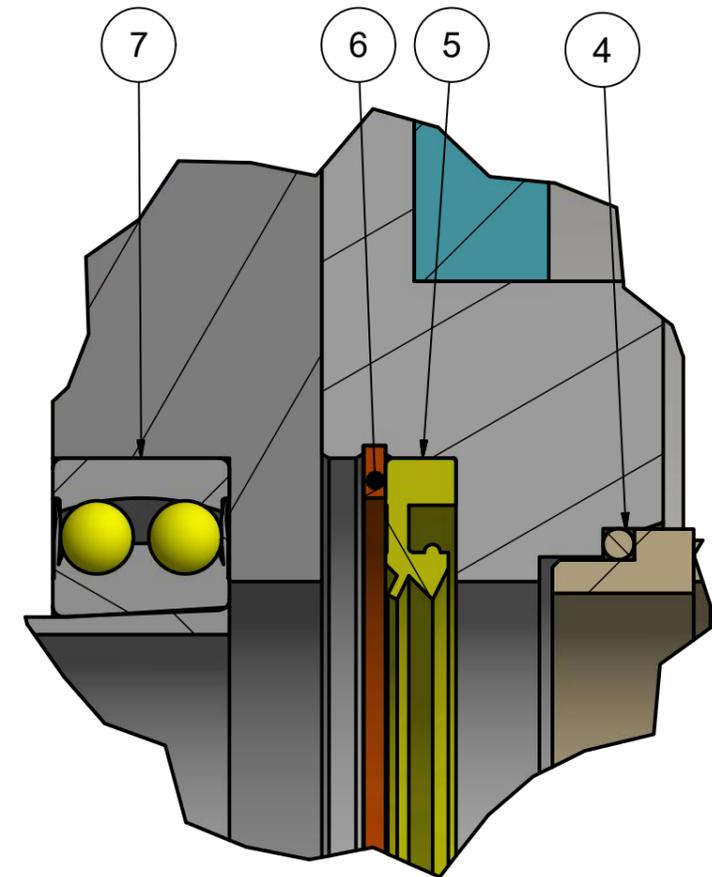


VISTA FRONTAL (1 : 5)



ISOMÉTRICA (1:8)

ISOMÉTRICA (1:8)

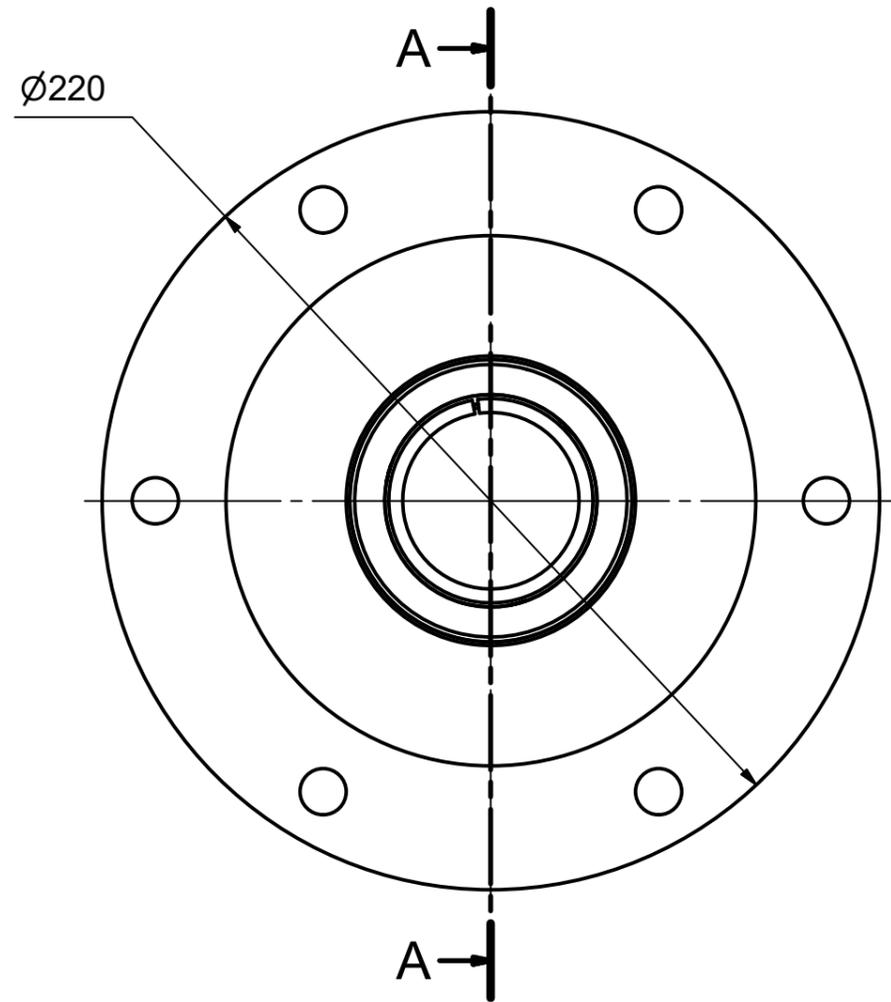


DETALLE B (1 : 1)

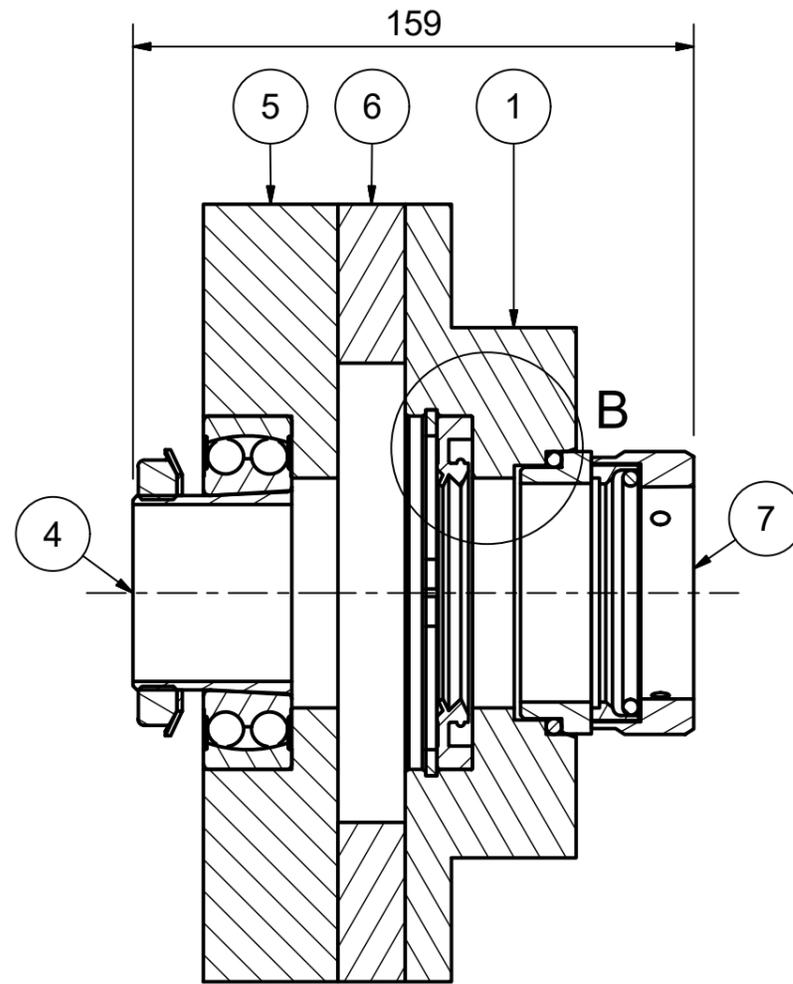
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	N° DE PIEZA	N° DE PLANO
1	1	TAPA DE ACCESO	TFC-SE-SC-060-010
2	1	BRIDA PORTA SELLOS	TFC-PI-SC-060-030
3	1	BRIDA PORTA RODAMIENTO	TFC-PI-SC-060-020
4	1	SELLO MECÁNICO AR52-60	Comercial
5	1	SELLO RADIAL DE EJE 60x100x10	Comercial
6	1	ANILLO SEEGER DIN 472 100x3,0	Comercial
7	1	2211 E-2RS1KTN9 + H311	Comercial

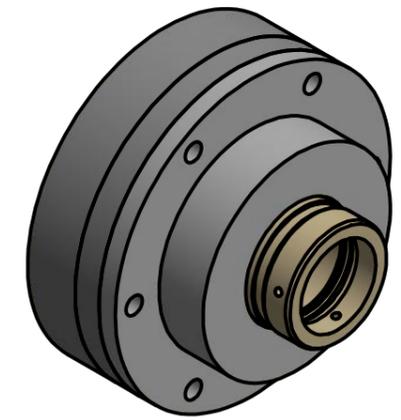
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	
Dibujó	RF	7/6/2021	Nota:	
Revisó	FR	7/6/2021		Plano N°:
Escala:	Acabado:			TFC-EN-SC-060
1 : 5				Revisión:
	Título:			00
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO			Formato: A3
	BRIDAS DE ACCESO			Hoja: 1 de 1
				Archivo: TFC-EN-SC-060-00 (BRIDACC).dwg



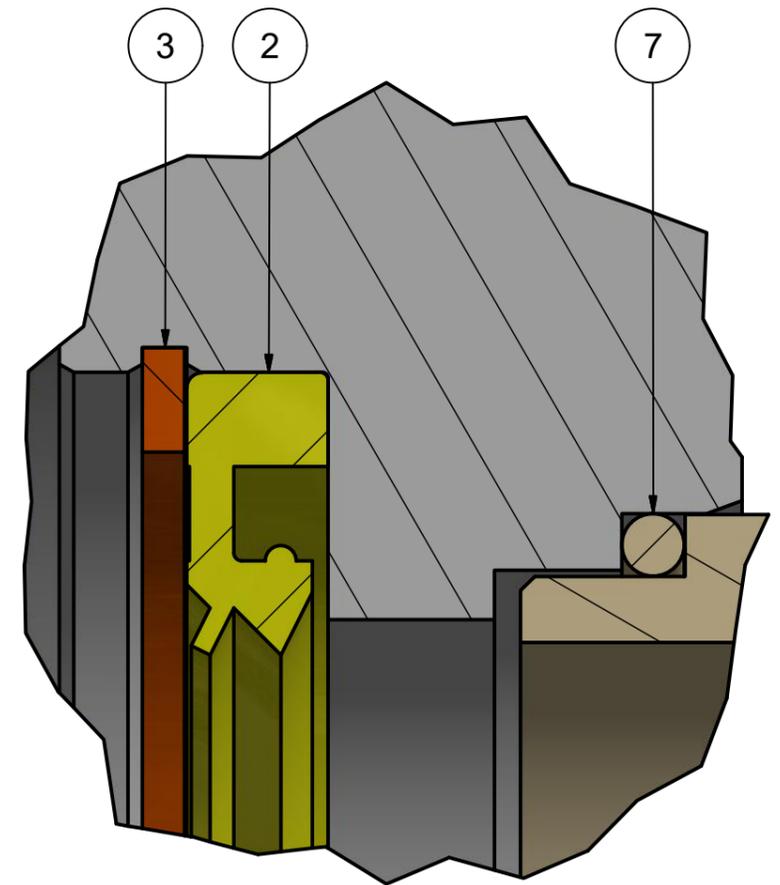
VISTA FRONTAL



CORTE A-A (1 : 2)



ISOMÉTRICA (1 : 4)

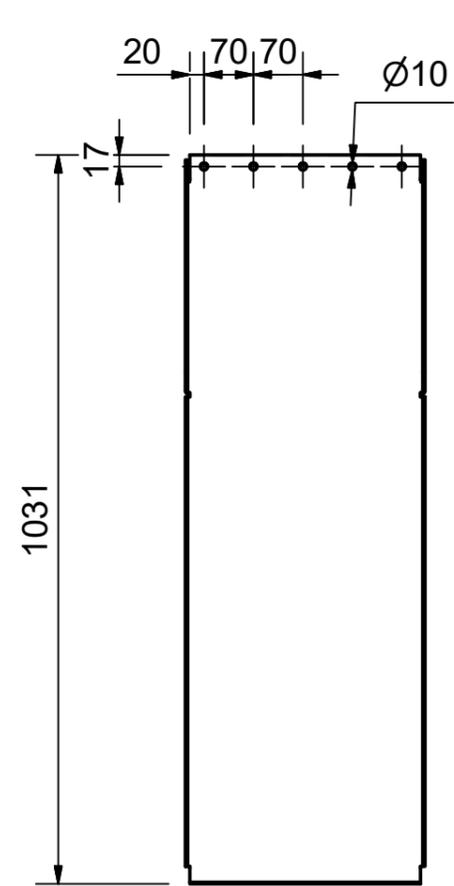


DETALLE B (2 : 1)

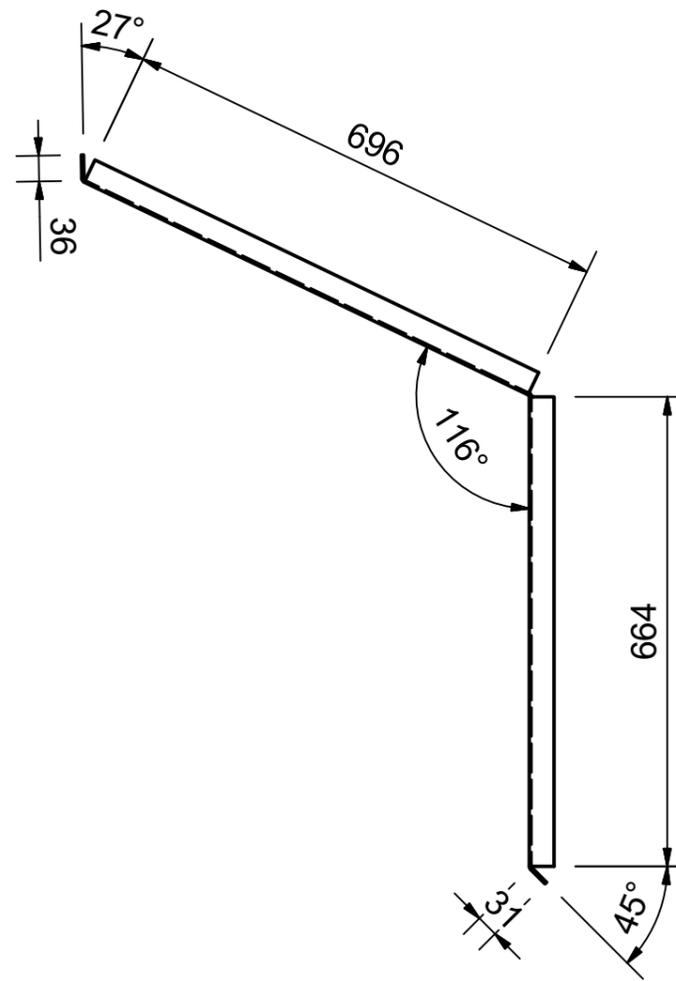
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	Nº DE PLANO
1	1	BRIDA PORTA SELLOS	TFC-PI-SC-060-030
2	1	SELLO REDIAL DE EJE 60x100x10	Comercial
3	1	ANILLO SEEGER DIN 472 100x3,0	Comercial
4	1	RODAMIENTO 2211 E-2RS1KTN9 + H311	Comercial
5	1	BRIDA PORTA RODAMIENTO	TFC-PI-SC-060-020
6	1	BRIDA SUPLEMENTO	TFC-PI-SC-070-010
7	1	SELLO MECÁNICO AR52-60	Comercial

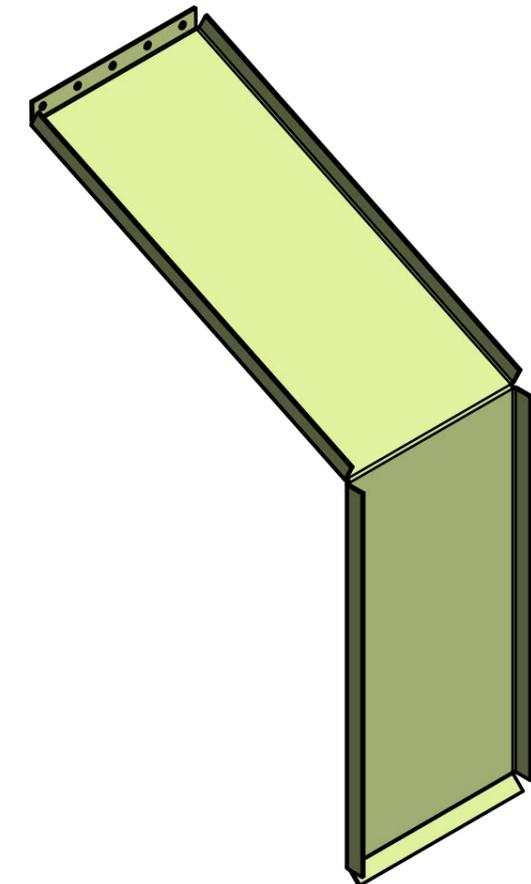
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	 UTN Facultad Regional VILLA MARIA	Revisión: 00
Dibujó	FR	4/2/2021	Nota:		
Revisó	RF	4/2/2021		Plano N°:	TFC-EN-SC-070
Escala:	Acabado:			Formato: A3	Hoja: 1 de 1
1 : 2				Archivo: TFC-EN-SC-070-00 (BRIDASI).dwg	
			Título: TURBINA DE FLUJO CRUZADO BRIDAS CIEGAS		



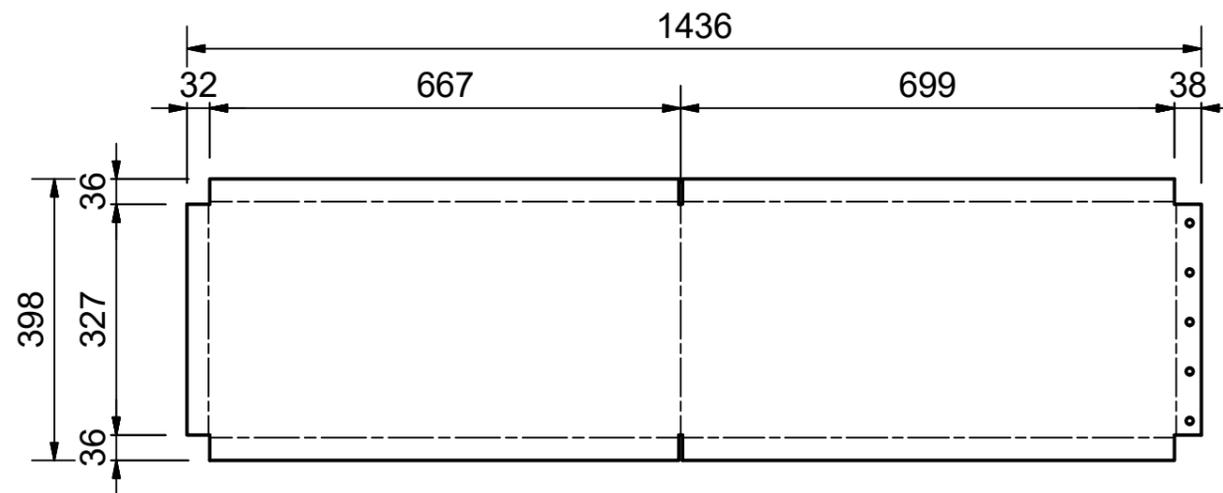
FRONTAL



LATERAL

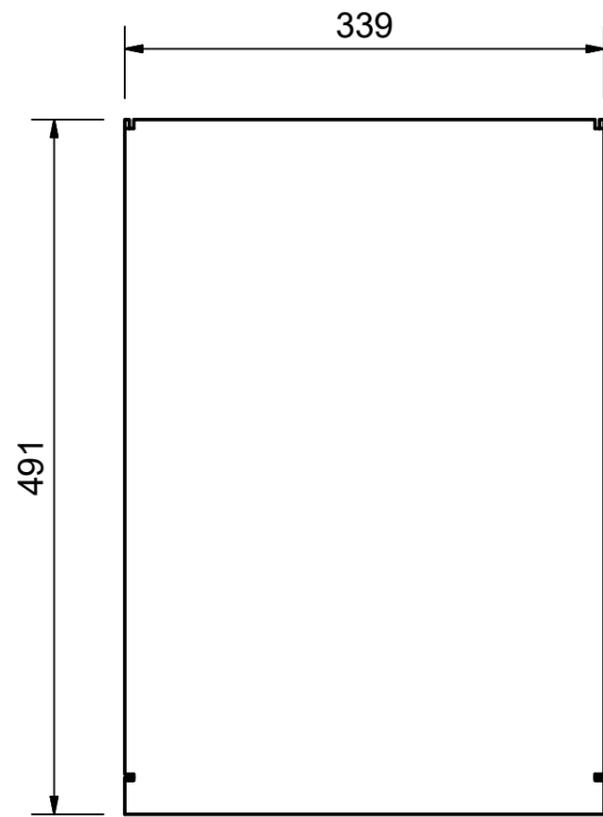


ISOMÉTRICA (1:10)

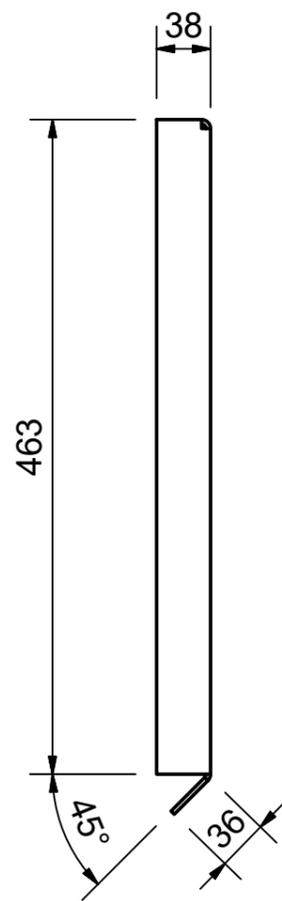


CHAPA DESPLEGADA

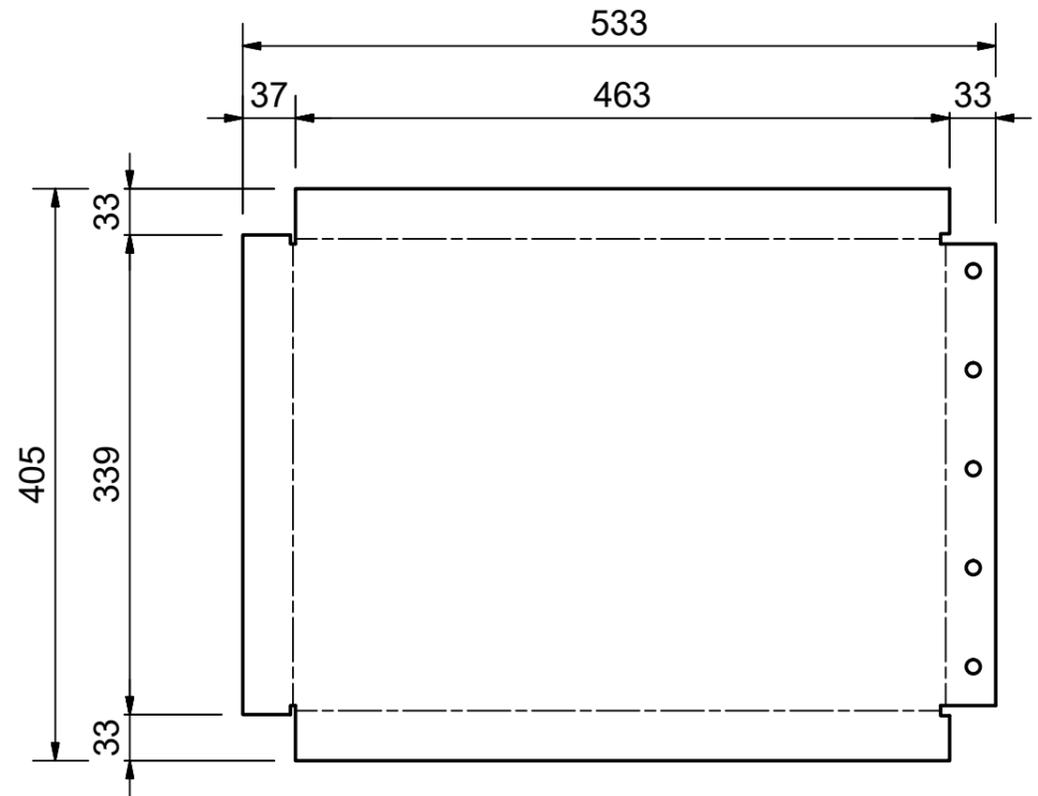
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +/- 0,5 mm	
Dibujó	RF	24/11/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	FR	24/11/2020	Caract.: Chapa Esp. 1/8" Des. 1436 x 398 mm	
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp. 60 micrones		Pláno N°:	Revisión:
1 : 10	Título:		TFC-PI-SC-010-010	00
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO TAPA SUPERIOR		Formato: A3	Hoja: 1 de 1
			Archivo: TFC-PI-SC-010-010-00 (TAPASUP).dwg	



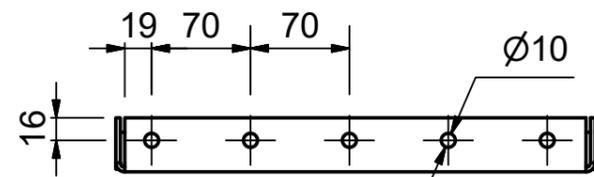
FRONTAL



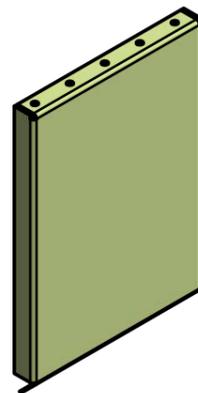
LATERAL



CHAPA DESPLEGADA

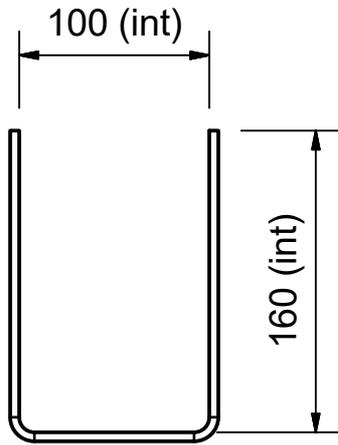


SUPERIOR

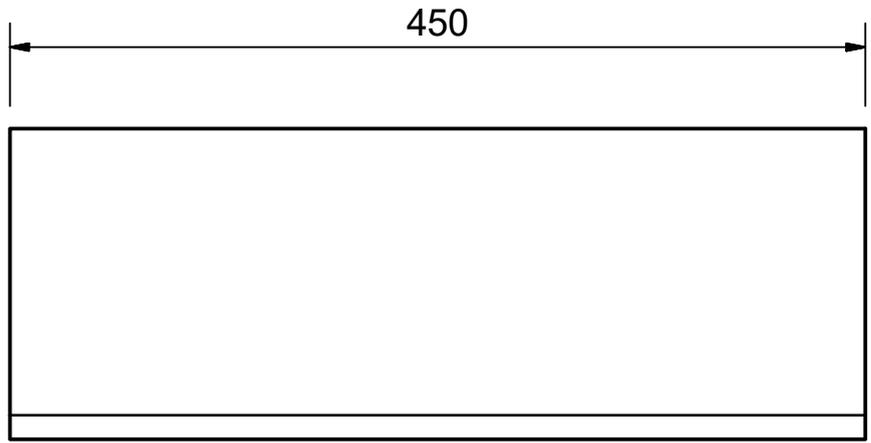


ISOMÉTRICA (1 : 10)

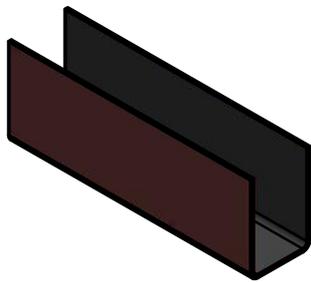
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm		
Dibujó	FR	24/11/2020	Material: Acero, SAE 1010		
Revisó	RF	24/11/2020	Caract.: Chapa Esp. 1/8" Des. 533 x 405 mm	Plano N°:	
Escala:	Acabado: Recubimiento epoxi Esp. 60 micrones			TFC-PI-SC-010-020	Revisión:
1 : 5	Título:		TURBINA DE FLUJO CRUZADO	00	
	TAPA POSTERIOR		Formato: A3	Hoja: 1 de 1	
			Archivo: TFC-PI-SC-010-020-00 (TAPAPOS).dwg		



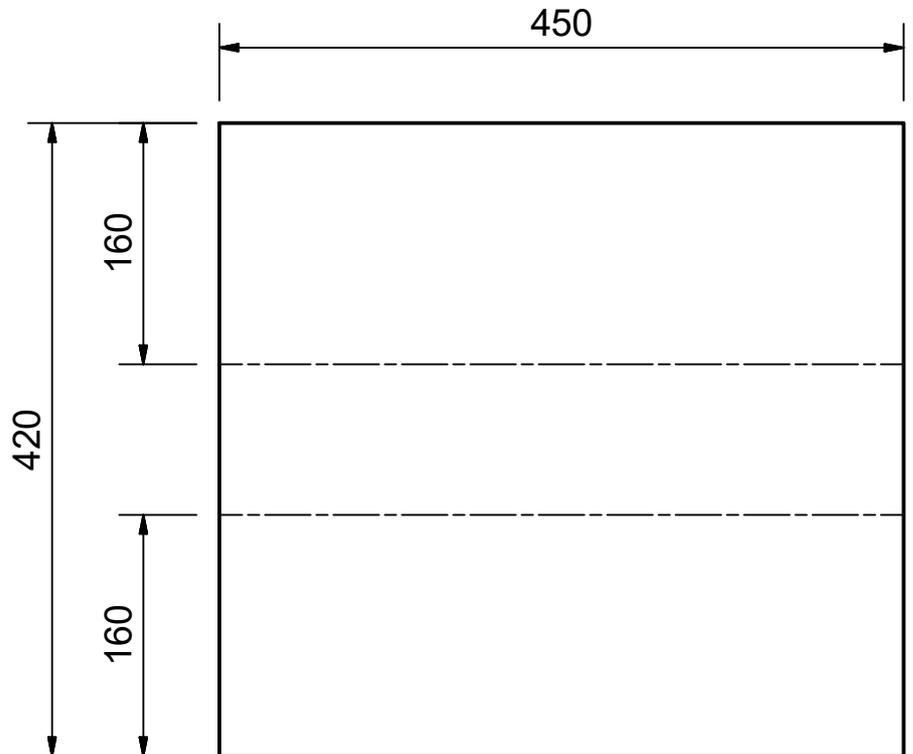
FRONTAL



LATERAL (1 : 4)

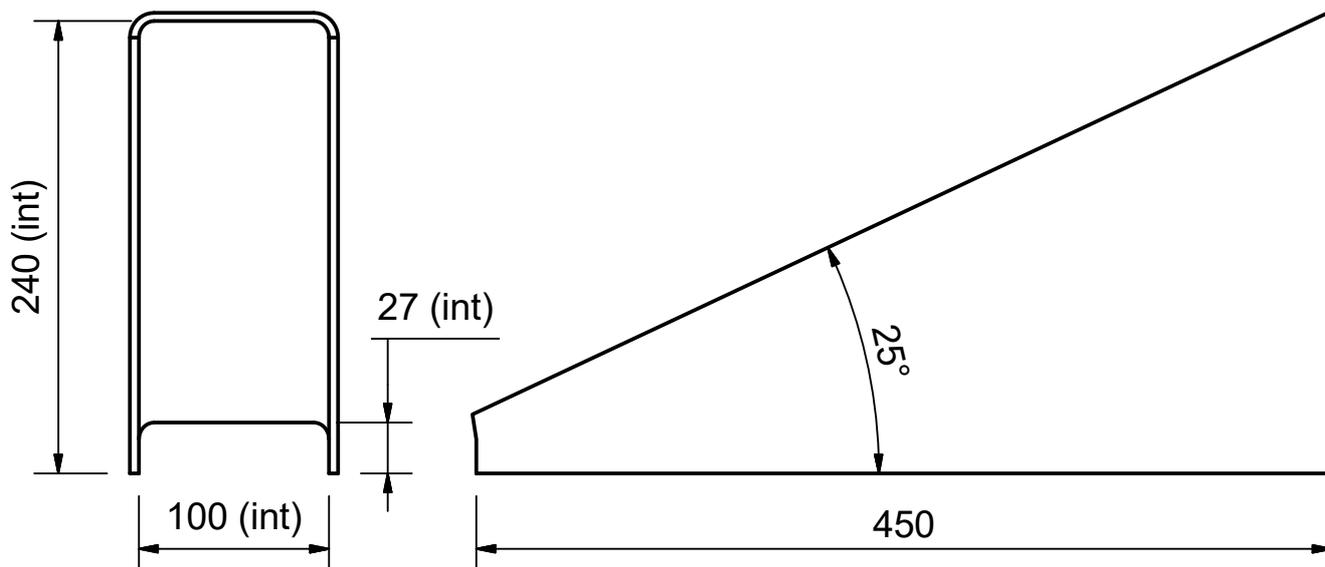


ISOMÉTRICA



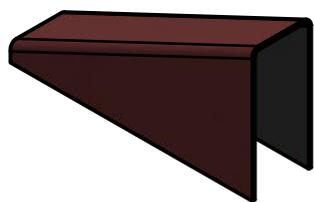
CHAPA DESPLEGADA (1 : 5)

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	28/11/2020	Material: Hardox 400	
Revisó	RF	28/11/2020	Caract.: Chapa Esp. 3/16" Des. 420 x 450 mm	
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
1 : 4			TFC-PI-SC-020-010	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO CHAPA CUELLO INFERIOR		Archivo: TFC-PI-SC-020-010-00 (CHAPA1).dwg	

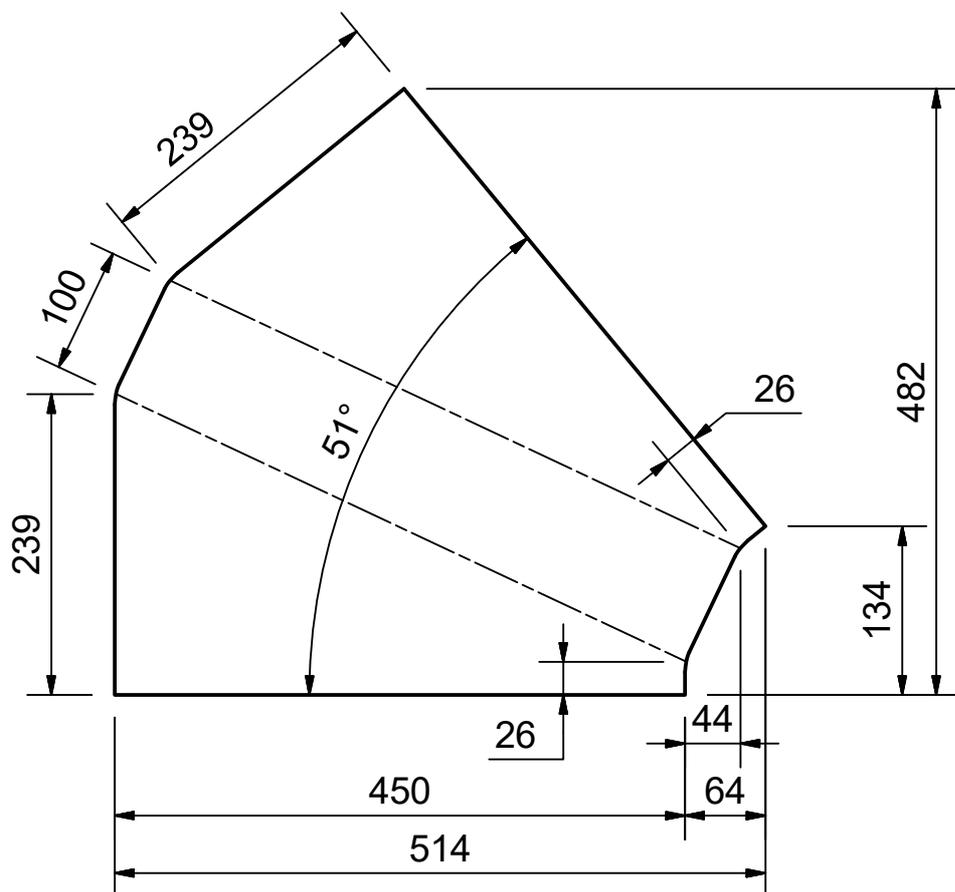


FRONTAL

LATERAL

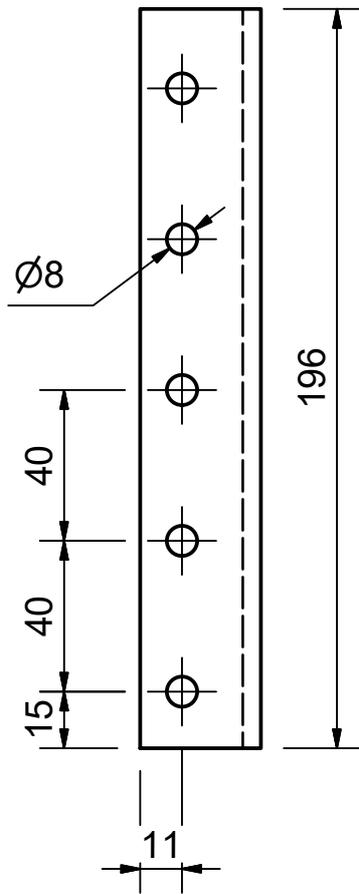


ISOMÉTRICA
(1:10)



CHAPA DESPLEGADA (1 : 6)

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 	
Dibujó	RF	28/11/2020	Material: Hardox 400		
Revisó	FR	28/11/2020	Caract.: Chapa Esp. 3/16" Des. 514 x 482 mm		
Escala:	Acabado:		Plano N°:		Revisión:
1 : 4			TFC-PI-SC-020-020		00
	Título:		Formato: A4		Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO CHAPA CUELLO SUPERIOR		Archivo: TFC-PI-SC-020-020-00 (CHAPA2).dwg		

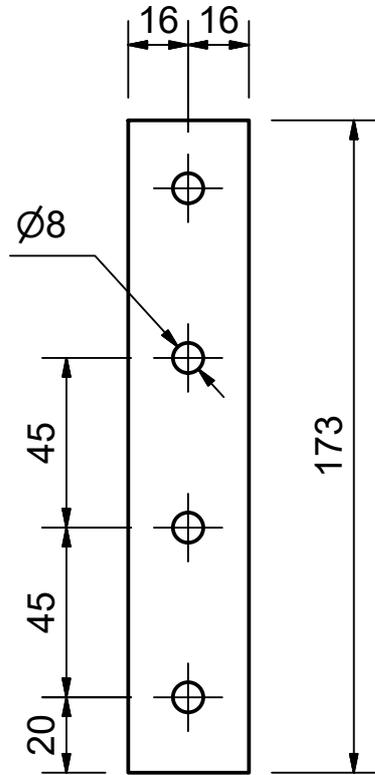


FRONTAL

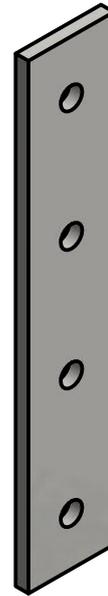


ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	28/11/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	RF	28/11/2020	Caract.: Perfil L 1 1/4" x 1 1/4" x 3/16"	
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SC-020-030	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PERFIL BRIDA CHICA		Archivo: TFC-PI-SC-020-030-00 (PERFBRID1).dwg	

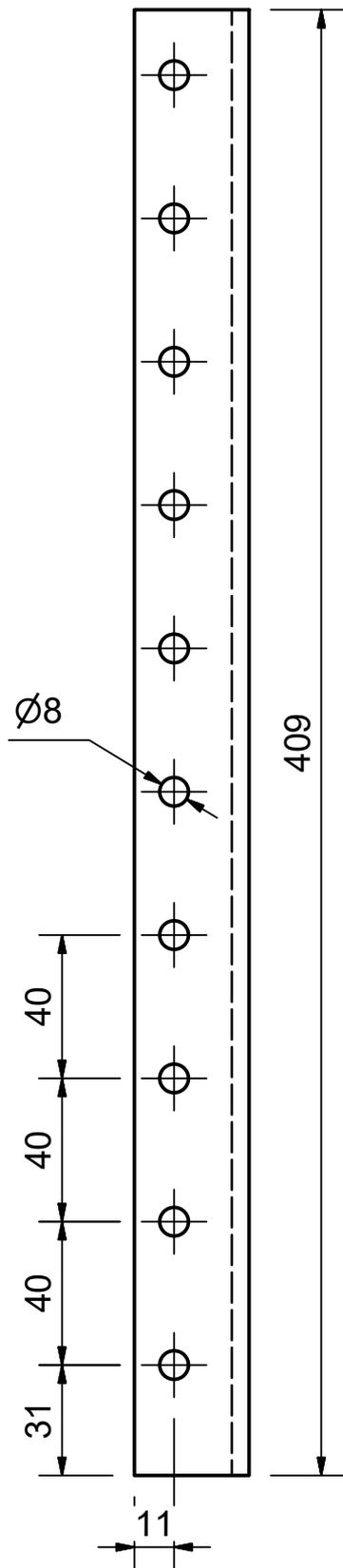


FRONTAL



ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	RF	30/11/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	FR	30/11/2020	Caract.: Planchuela 1 1/4" x 3/16"	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SC-020-040	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PLANCHUELA BRIDA CHICA		Archivo: TFC-PI-SC-020-040-00 (PLANBRID1).dwg	

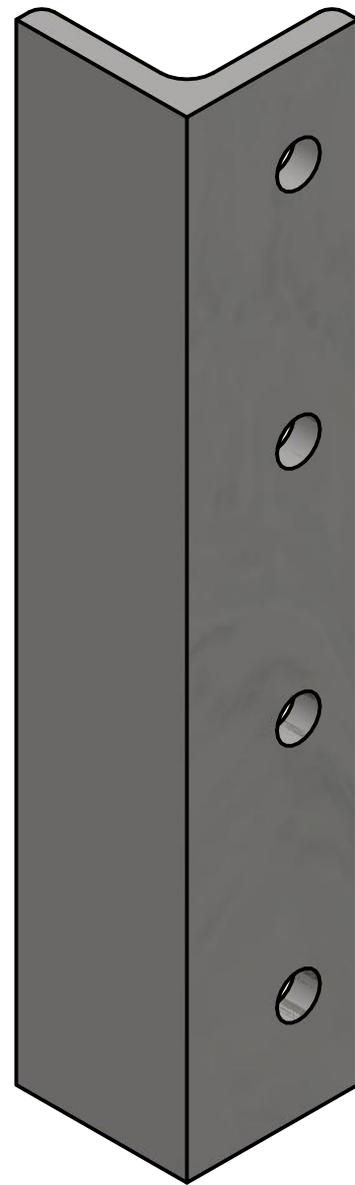
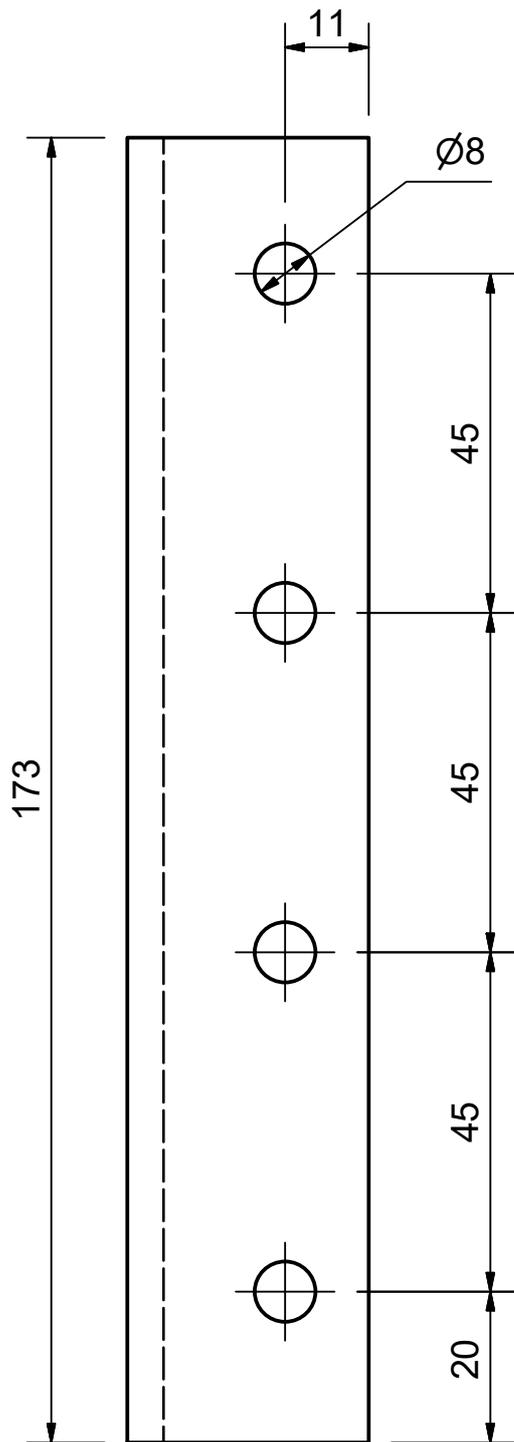


FRONTAL



ISOMÉTRICA

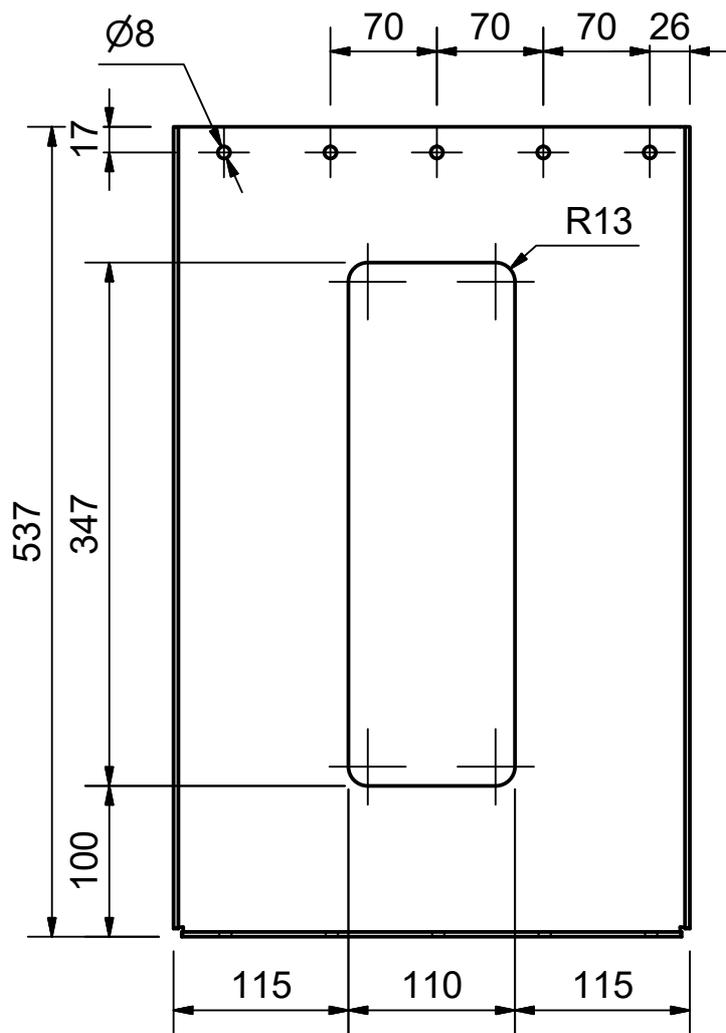
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	1/12/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	RF	1/12/2020	Caract.: Perfil L 1 1/4" x 1 1/4" x 3/16"	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SC-020-050	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PERFIL LARGO BRIDA GRANDE		Archivo: TFC-PI-SC-020-050-00 (PERFLBRID2).dwg	



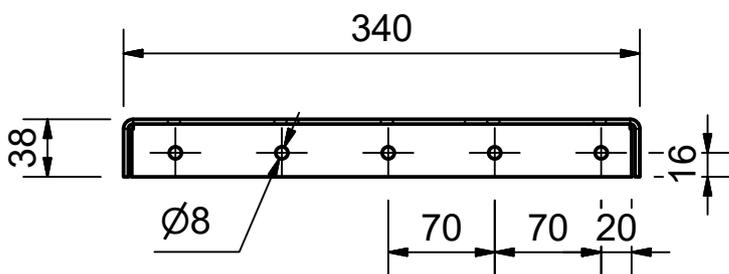
ISOMÉTRICA

FRONTAL

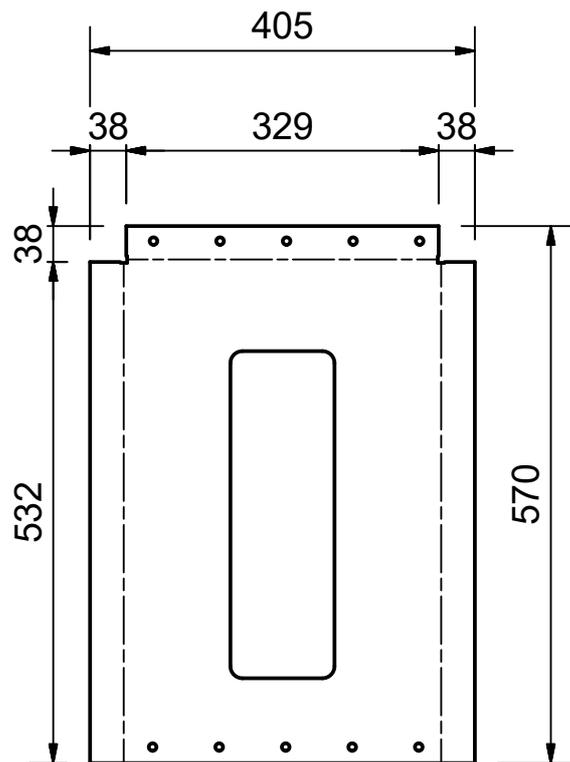
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	RF	1/12/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	FR	1/12/2020	Caract.: Perfil L 1 1/4" x 1 1/4" x 3/16"	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 1			TFC-PI-SC-020-060	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PERFIL CORTO BRIDA GRANDE		Archivo: TFC-PI-SC-020-060-00 (PERFCBRID2).dwg	



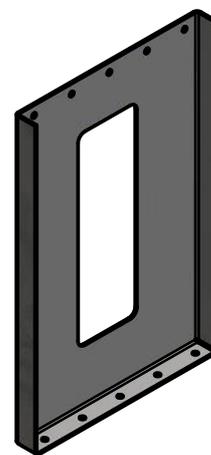
FRONTAL



EN PLANTA



CHAPA DESPLEGADA
(1 : 8)

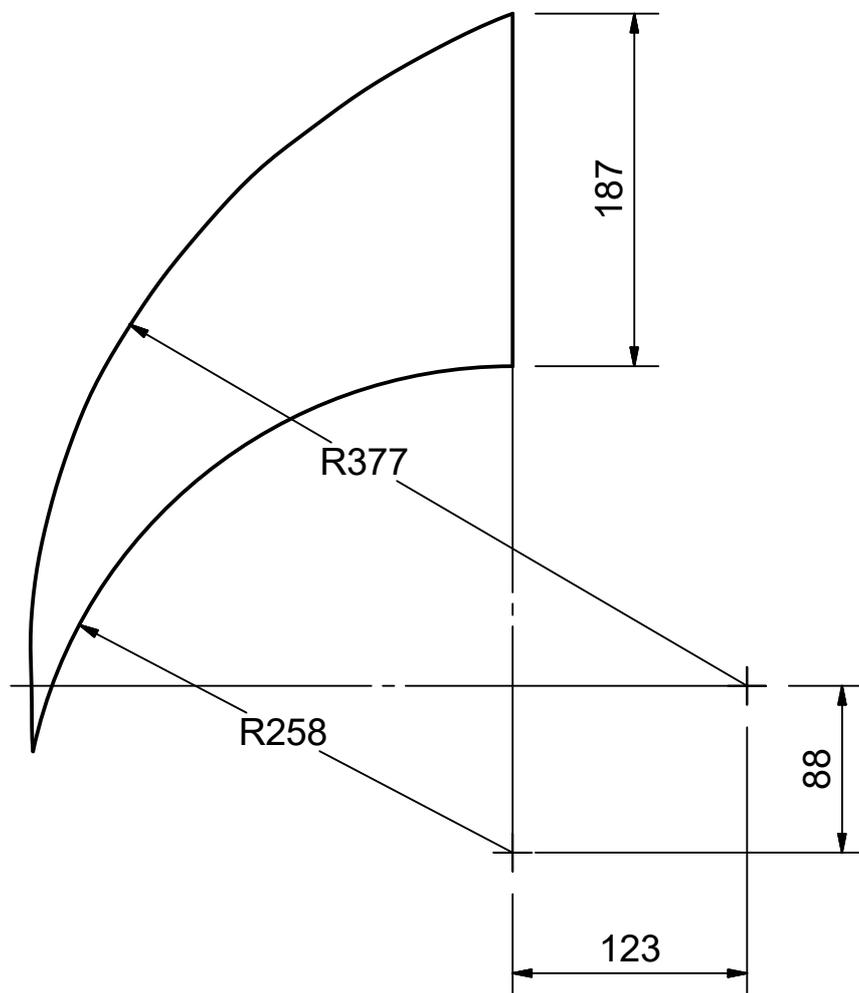


ISOMÉTRICA
(1 : 10)

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	RF	1/12/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	FR	1/12/2020	Caract.: Chapa Esp. 1/8" Des. 570 x 405 mm	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 5			TFC-PI-SC-020-070	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO CHAPA CUELLO-CARCASA		Archivo: TFC-PI-SC-020-070-00 (CHAPA).dwg	

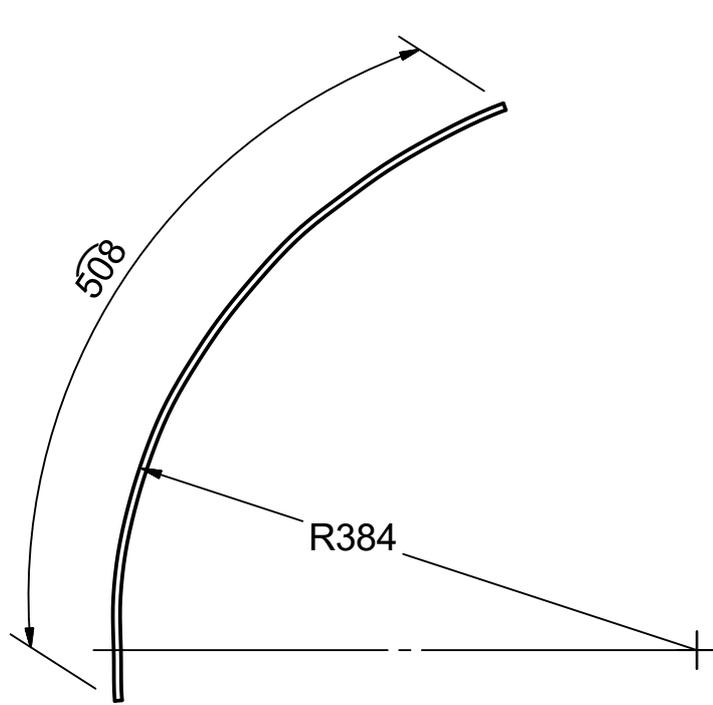


ISOMÉTRICA (1 : 5)



LATERAL

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +/-0,5 mm	 UTN Facultad Regional VILLA MARIA	Revisión:	
Dibujó	FR	9/12/2020	Material: Hardox 400			Plano N°:
Revisó	RF	9/12/2020	Caract.: Chapa Esp. 3/16" Des. 391 x 252 mm			
Escala:	Acabado:		Título:		00	
1 : 4			TURBINA DE FLUJO CRUZADO		Formato: A4	
			CHAPA LATERAL INYECTOR		Hoja: 1 de 1	
					Archivo: TFC-PI-SC-030-010-00 (CHAPLAT).dwg	



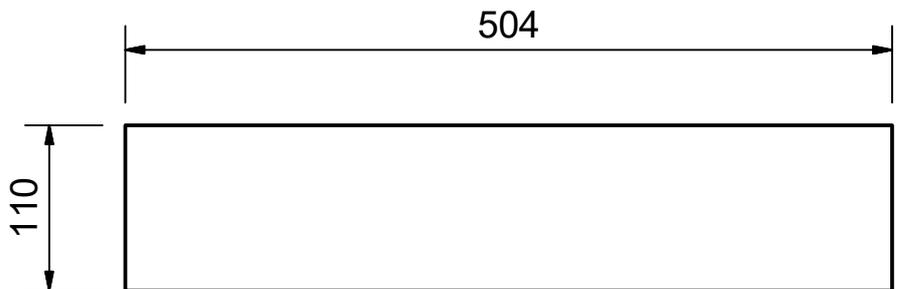
LATERAL



FRONTAL

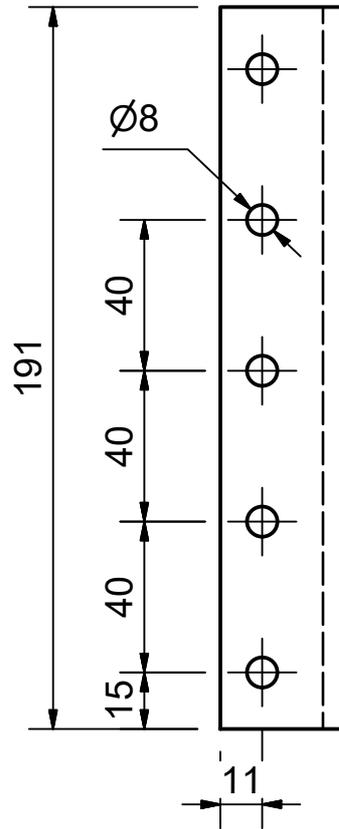


ISOMÉTRICA
(1 : 10)



CHAPA DESPLEGADA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 	
Dibujó	RF	10/12/2020	Material: Hardox 400		
Revisó	FR	10/12/2020	Caract.: Chapa Esp. 3/16" Des. 504 x 110 mm		
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:	
1 : 5			TFC-PI-SC-030-020	00	
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1	
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO CHAPA SUPERIOR INYECTOR		Archivo: TFC-PI-SC-030-020-00 (CHAPSUP).dwg		

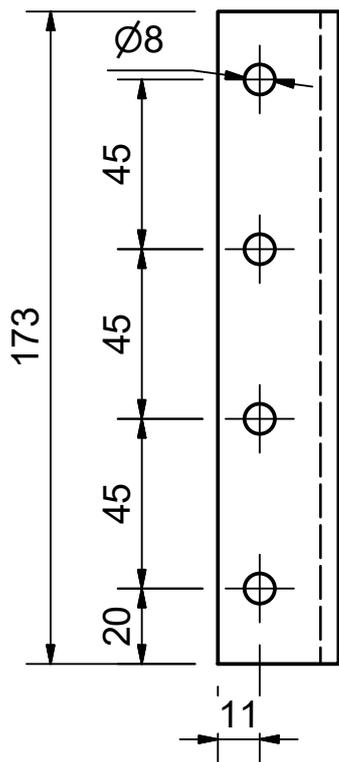


FRONTAL



ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	18/12/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	RF	18/12/2020	Caract.: Perfil L 1 1/4" x 1 1/4" x 3/16"	
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SC-030-030	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PERFIL LARGO BRIDA		Archivo: TFC-PI-SC-030-030-00 (PERFLAR).dwg	

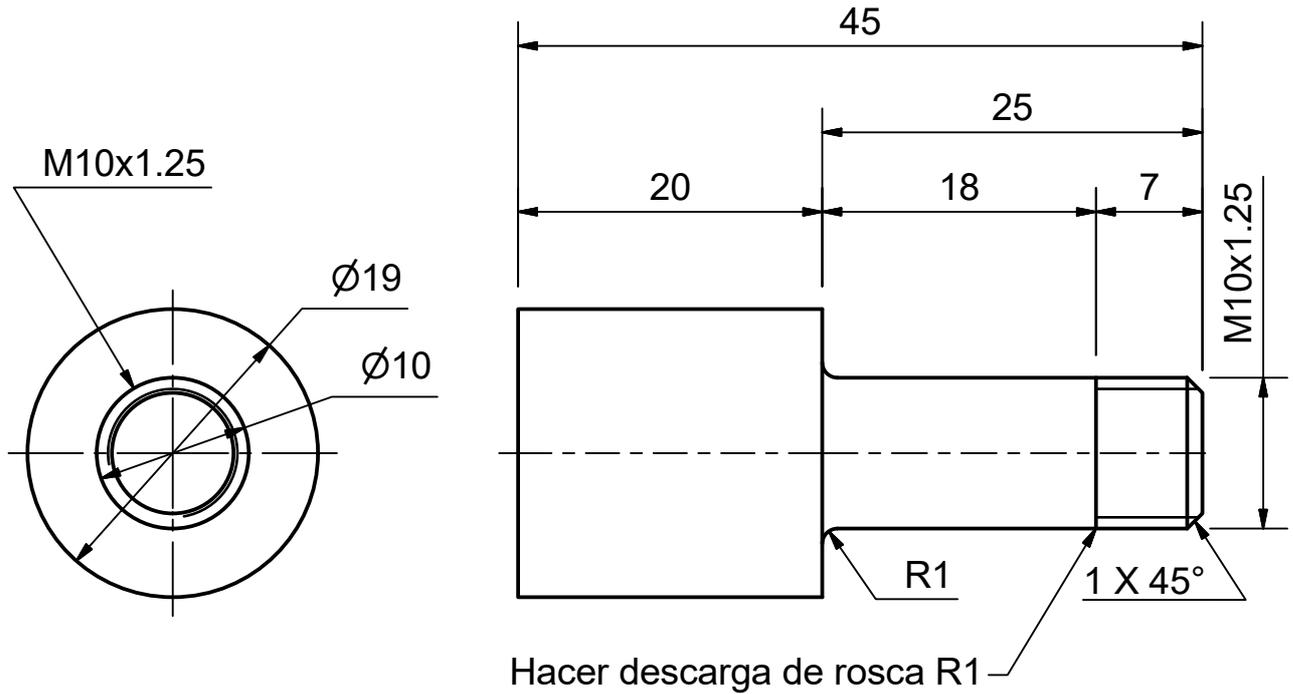


FRONTAL



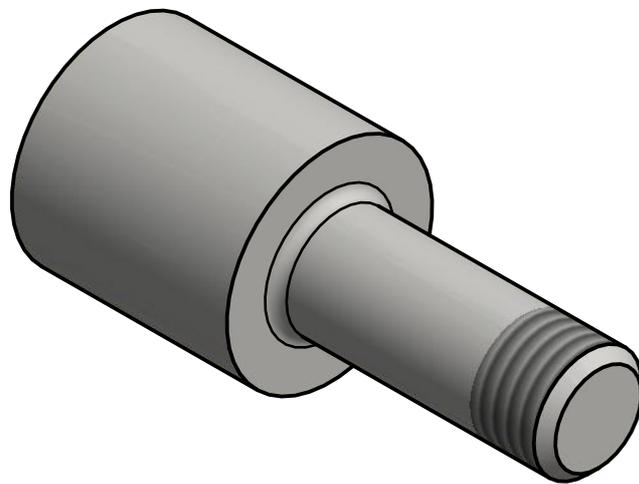
ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	RF	18/12/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	FR	18/12/2020	Caract.: Perfil L 1 1/4" x 1 1/4" x 3/16"	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SC-030-040	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PERFIL CORTO BRIDA		Archivo: TFC-PI-SC-030-040-00 (PERFCOR).dwg	



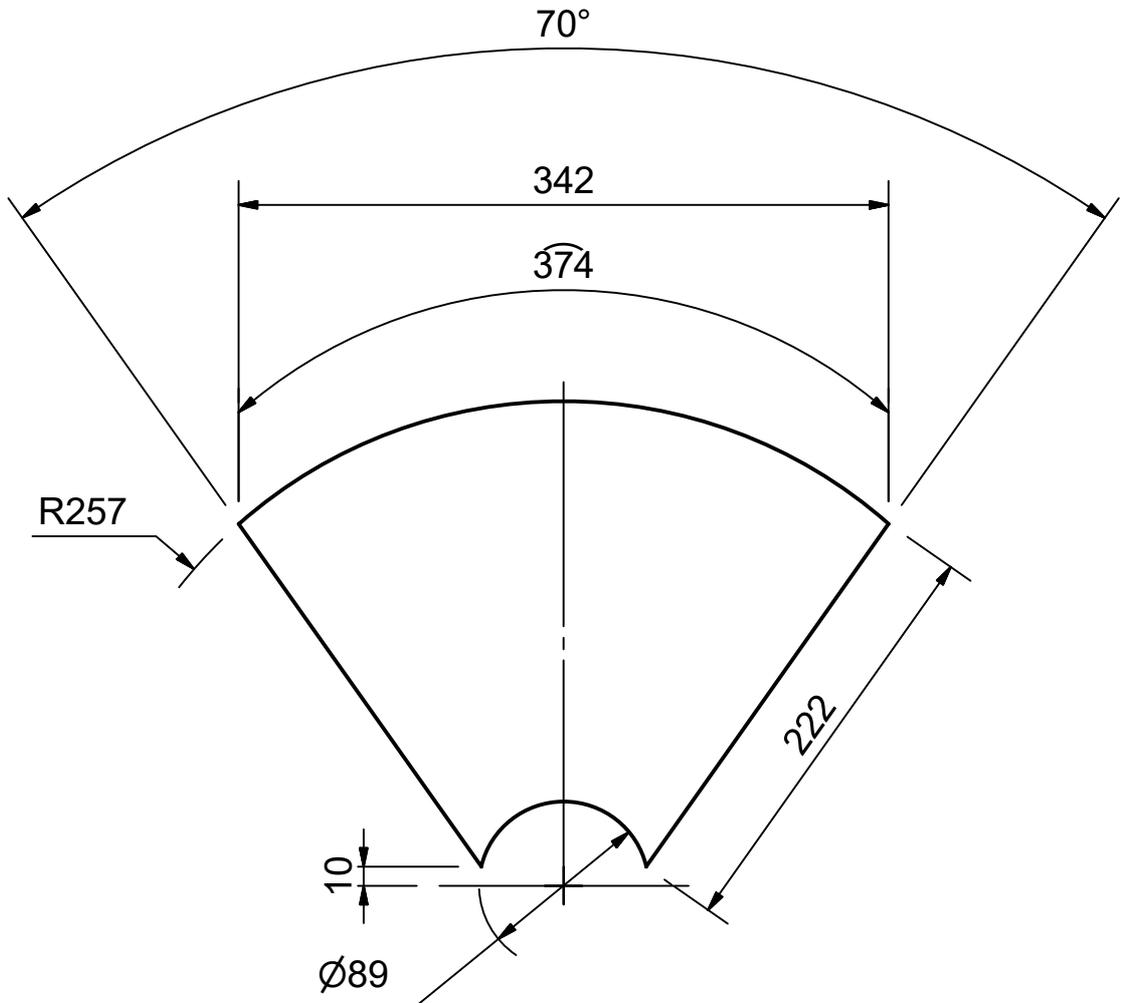
VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL

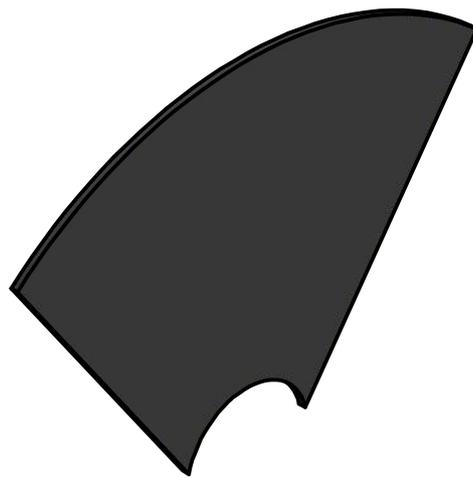


ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	26/12/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	RF	26/12/2020	Caract.: Redondo 3/4"	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
2 : 1			TFC-PI-SC-040-010	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO SOPORTE RÓTULA		Archivo: TFC-PI-SC-040-010-00 (SOPROT).dwg	

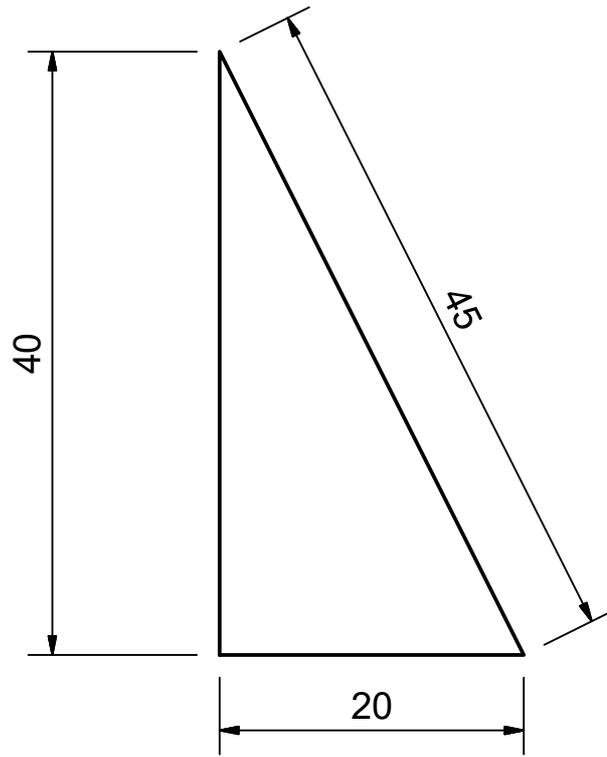


VISTA FRONTAL

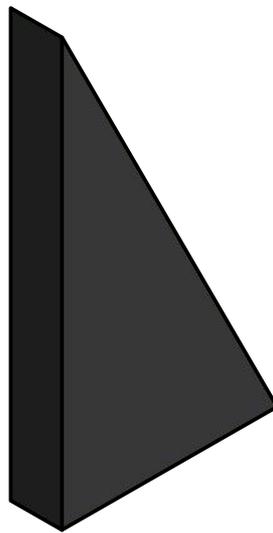


ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	RF	26/12/2020	Material: Hardox 400	
Revisó	FR	26/12/2020	Caract.: Chapa Esp. 3/16" Des. 280 x 275 mm	
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
1 : 4			TFC-PI-SC-040-020	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO CHAPA LATERAL		Archivo: TFC-PI-SC-040-020-00 (CHAPLAT).dwg	

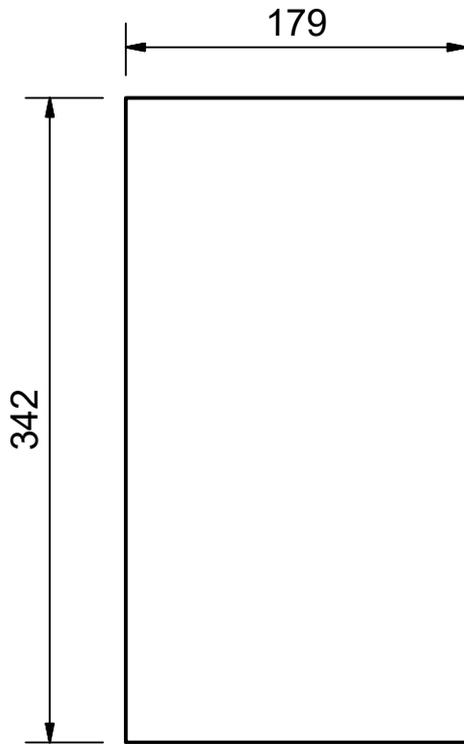


VISTA FRONTAL

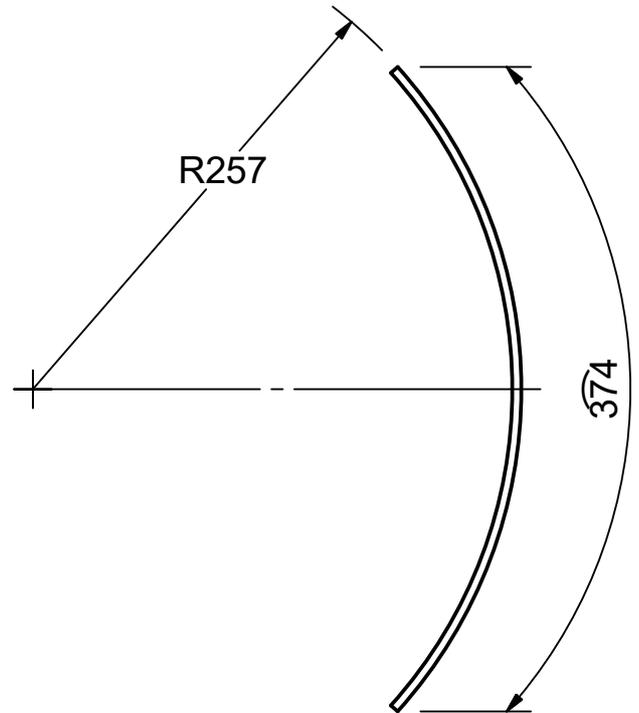


ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +/- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	26/12/2020	Material: Hardox 400	
Revisó	RF	26/12/2020	Caract.: Chapa Esp. 3/16" Des. 40 x 20 mm	
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
2 : 1			TFC-PI-SC-040-030	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO RIGIDIZADOR CHAPA REGULADOR		Archivo: TFC-PI-SC-040-030-00 (RIGIDIZ).dwg	



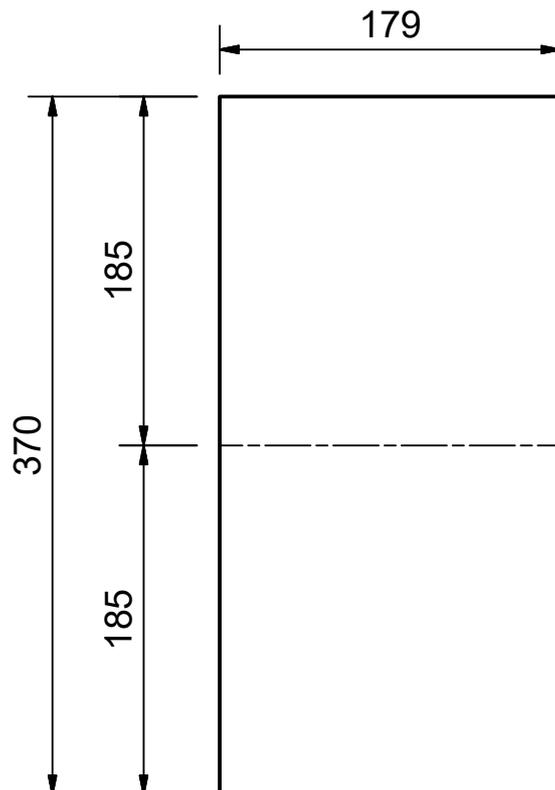
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

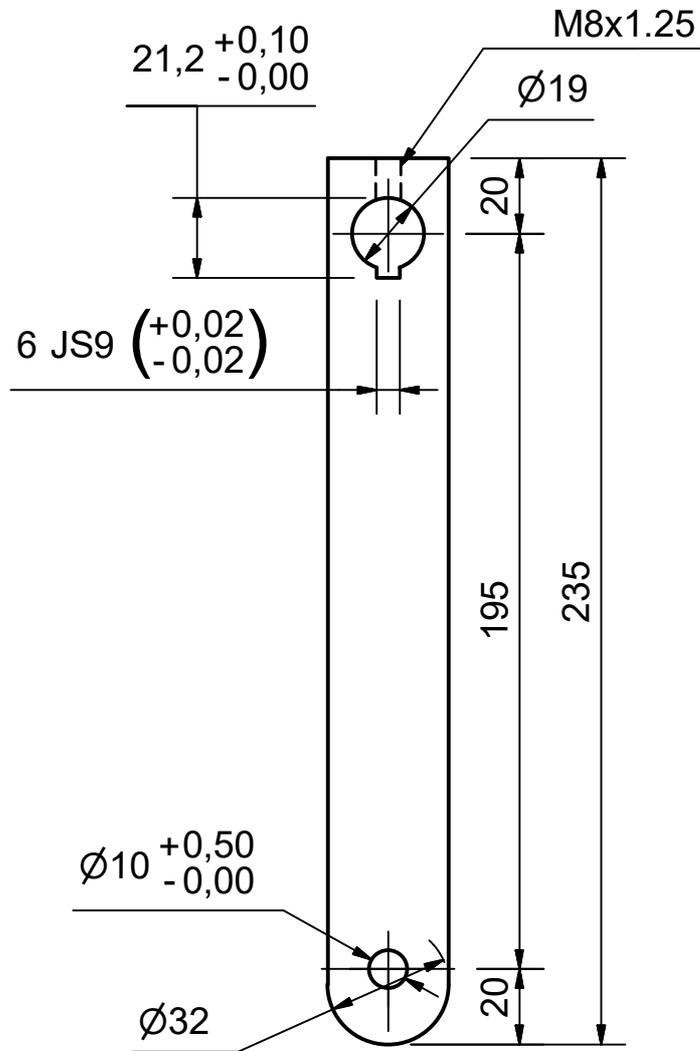


ISOMÉTRICA

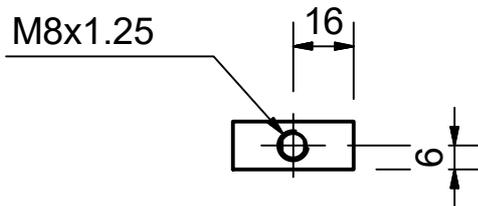


CHAPA DESPLEGADA

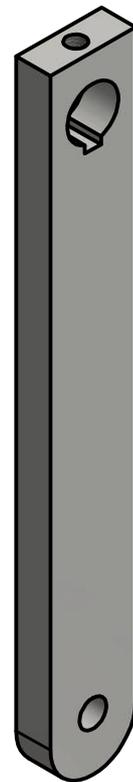
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	RF	26/12/2020	Material: Hardox 400	
Revisó	FR	26/12/2020	Caract.: Chapa Esp. 3/16" Des. 370 x 179 mm	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 4			TFC-PI-SC-040-040	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO CHAPA SUPERIOR		Archivo: TFC-PI-SC-040-040-00 (CHAPSUP).dwg	



VISTA FRONTAL

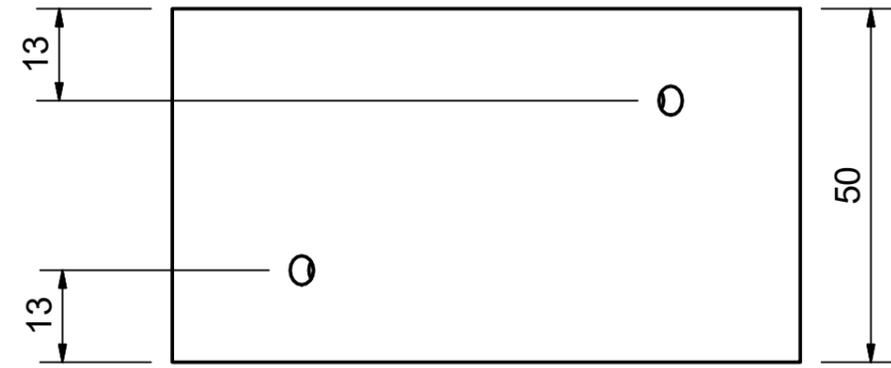
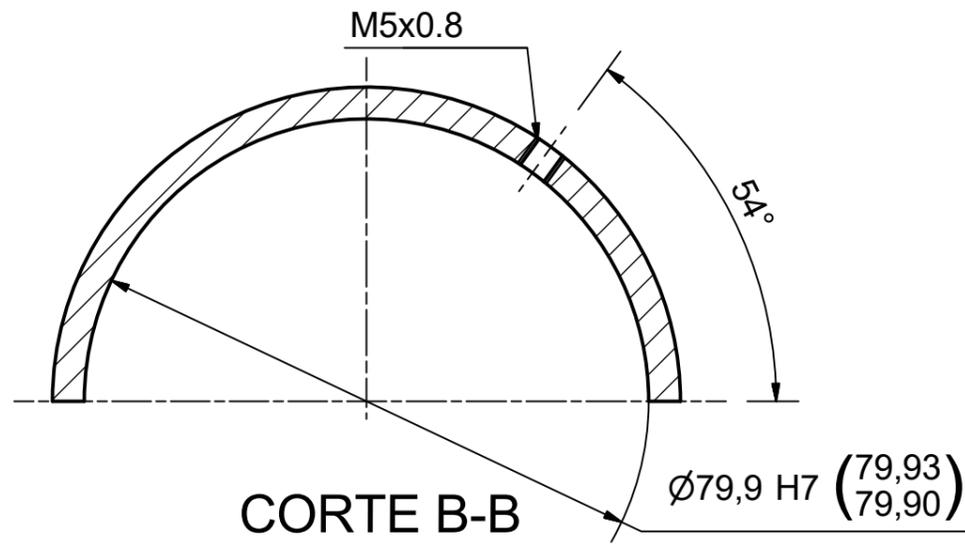


VISTA EN PLANTA

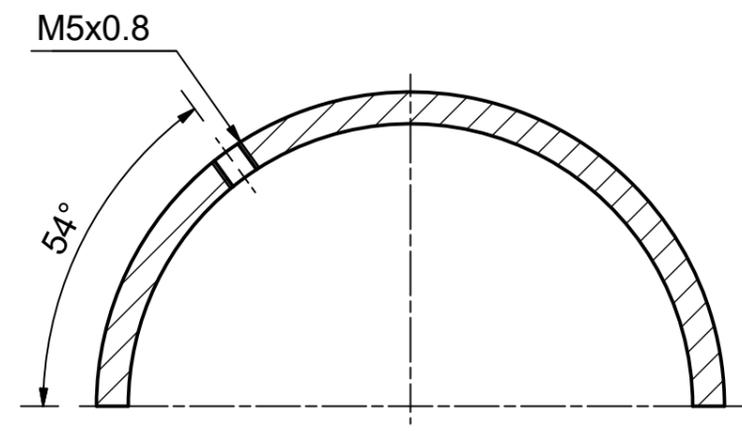


ISOMÉTRICA

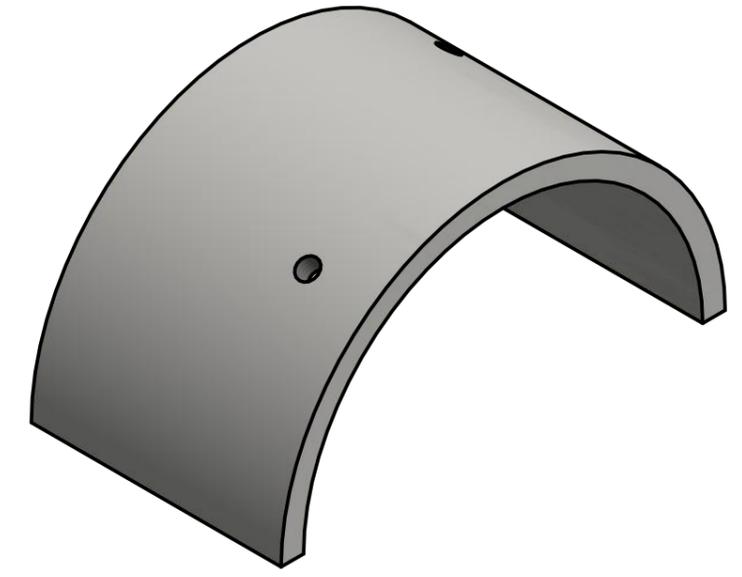
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	26/12/2020	Material: Acero inoxidable AISI 304	
Revisó	RF	26/12/2020	Caract.: Planchuela 1 1/4" x 1/2"	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SC-040-050	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO		Archivo: TFC-PI-SC-040-050-00 (BIELA).dwg	
			BIELA	



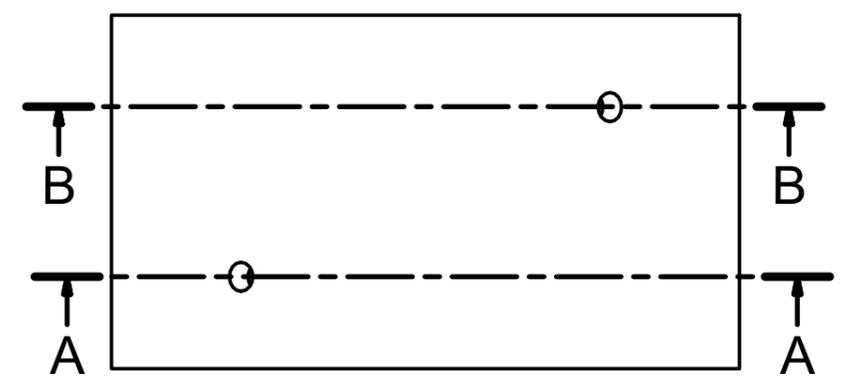
VISTA SUPERIOR 2



CORTE A-A

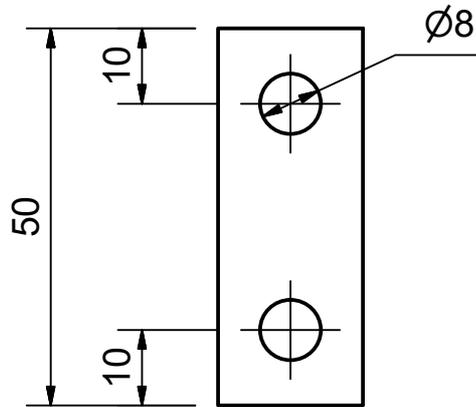


ISOMÉTRICA

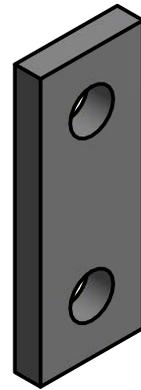


VISTA SUPERIOR

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +/- 0,5 mm		
Dibujó	RF	26/12/2020	Material: Acero, SAE 1045		
Revisó	FR	26/12/2020	Caract.: DN 80 SCH 80	Plano N°:	
Escala:	Acabado:			TFC-PI-SC-040-060	Revisión:
1 : 1	Título:			00	
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO			Formato: A3	Hoja: 1 de 1
	CASQUILLO SUPERIOR PORTA RODAMIENTO			Archivo: TFC-PI-SC-040-060-00 (CASQSUP).dwg	

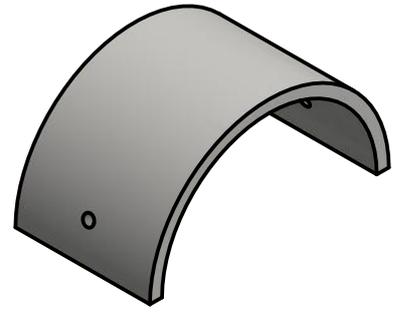


VISTA FRONTAL

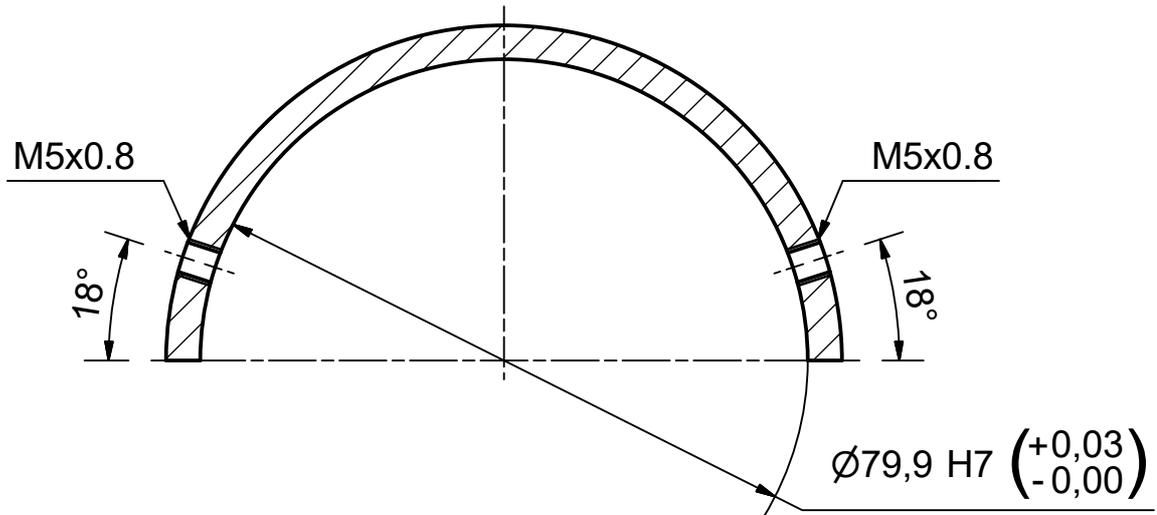


ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	26/12/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	RF	26/12/2020	Caract.: Planchuela 3/4" x 3/16"	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 1			TFC-PI-SC-040-070	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PLANCHUELA BRIDA PORTA RODAMIENTO		Archivo: TFC-PI-SC-040-070-00 (PLANCHBR).dwg	



ISOMÉTRICA (1 : 2)

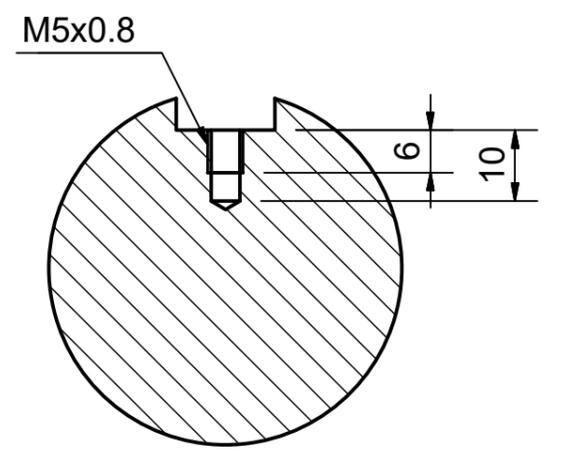
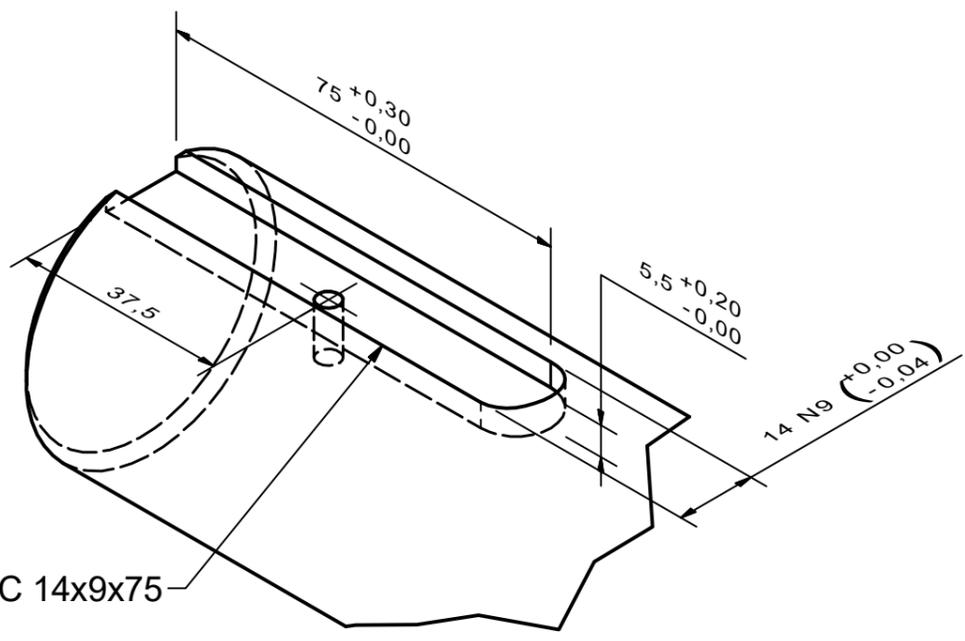
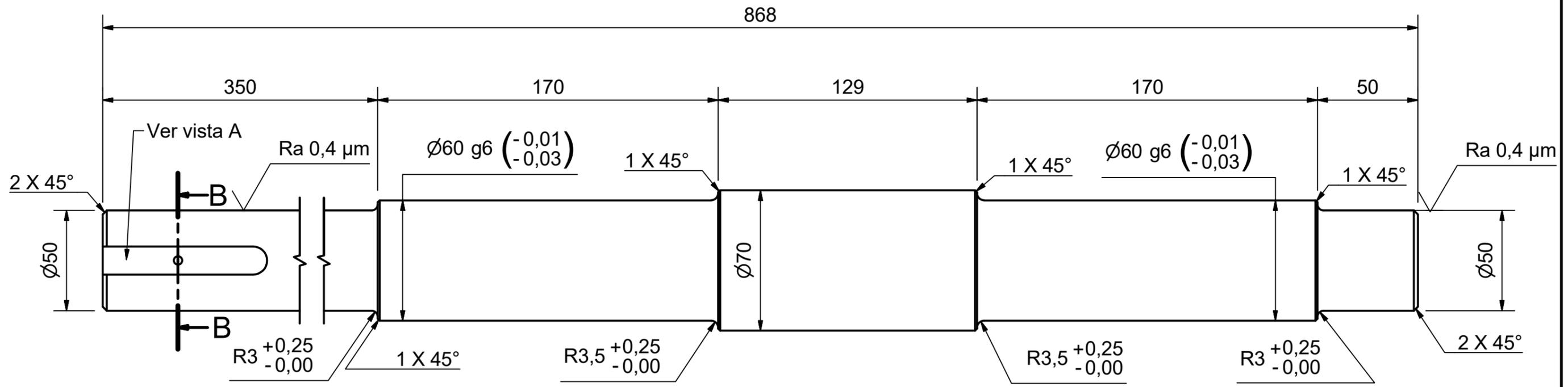


CORTE A-A



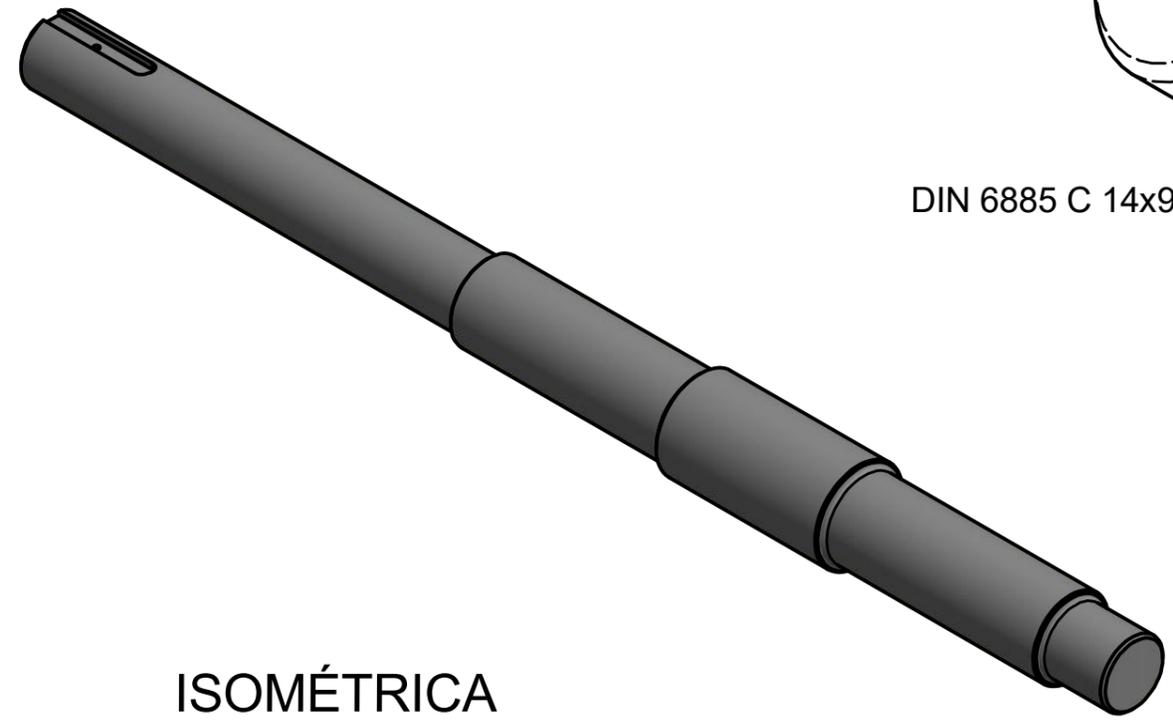
SUPERIOR

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	
Dibujó	RF	26/12/2020	Material: Acero, SAE 1045	
Revisó	FR	26/12/2020	Caract.: DN 80 SCH 80	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 1			TFC-PI-SC-040-080	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO CASQUILLO INFERIOR PORTA RODAMIENTO		Archivo: TFC-PI-SC-040-080-00 (CASQINF).dwg	



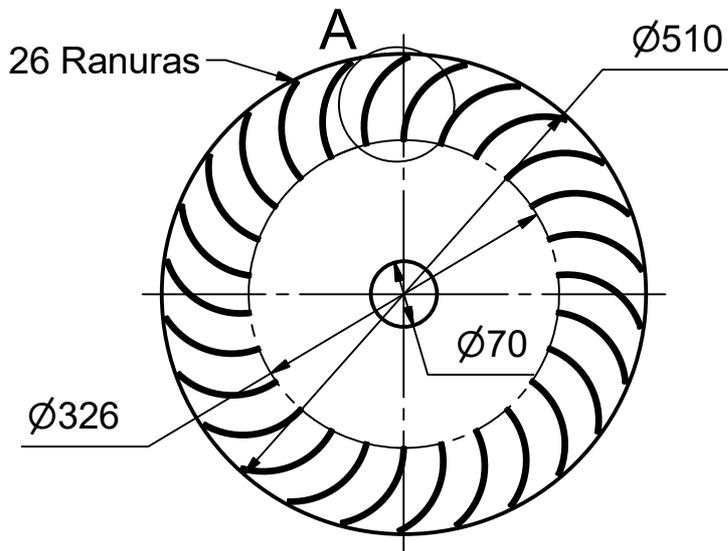
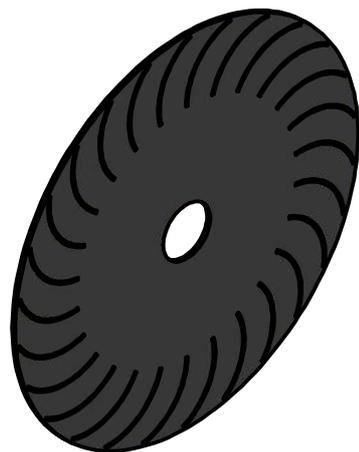
A (1:1)

B-B (1:1)

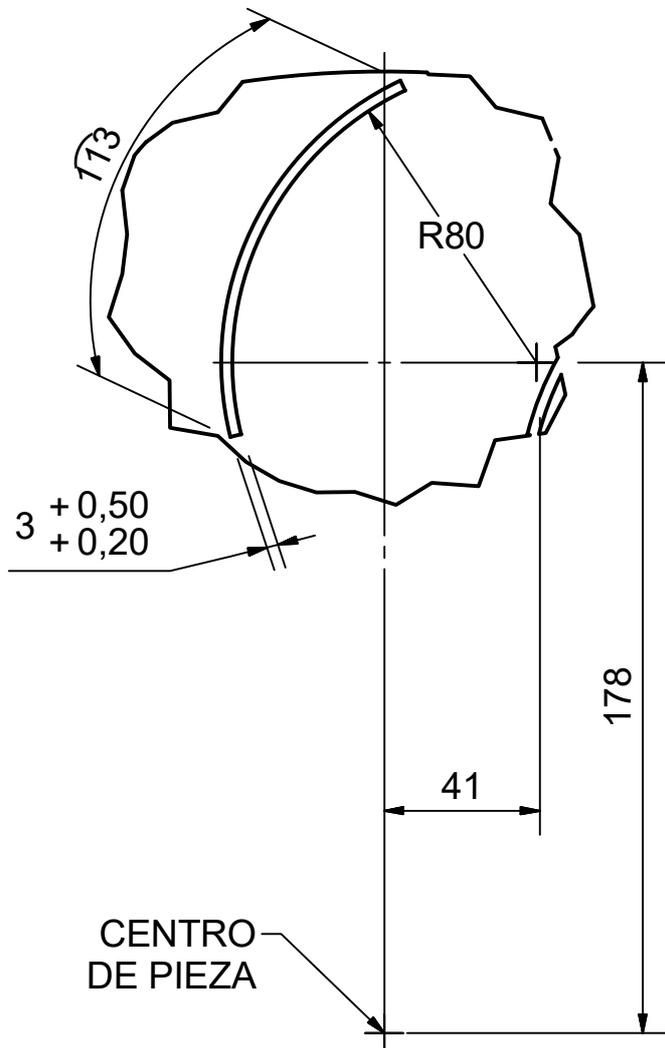


ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +/- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA	
Dibujó	FR	27/12/2020	Material: Acero SAE 4140		
Revisó	RF	27/12/2020	Caract.: Redondo Ø70 mm	Plano N°:	
Escala:	Acabado:		Título:	TFC-PI-SC-050-010	Revisión:
1:2				TURBINA DE FLUJO CRUZADO	00
	EJE			Formato: A3	Hoja: 1 de 1
				Archivo: TFC-PI-SC-050-010-00 (EJE).dwg	

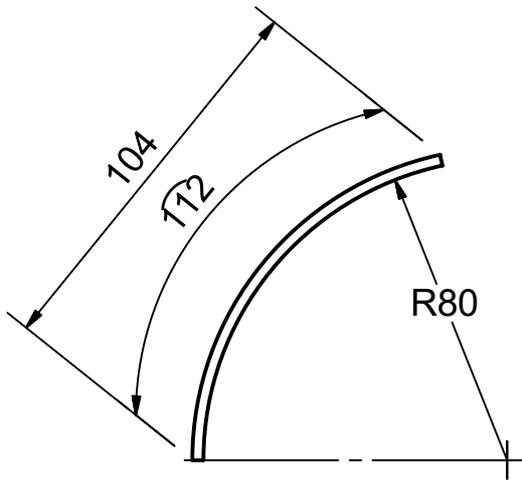


VISTA FRONTAL

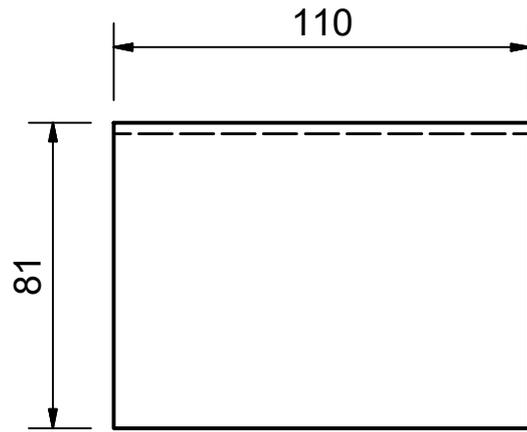


DETALLE A (1 : 2)

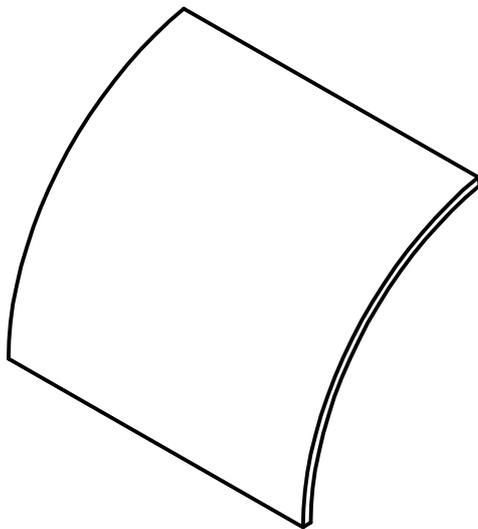
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 	
Dibujó	RF	27/12/2020	Material: Hardox 400		
Revisó	FR	27/12/2020	Caract.: Chapa Esp. 3/16" Des. 510 x 510 mm		
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:	
1 : 8			TFC-PI-SC-050-020	00	
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1	
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PLACA RODETE		Archivo: TFC-PI-SC-050-020-00 (PLACAROD).dwg		



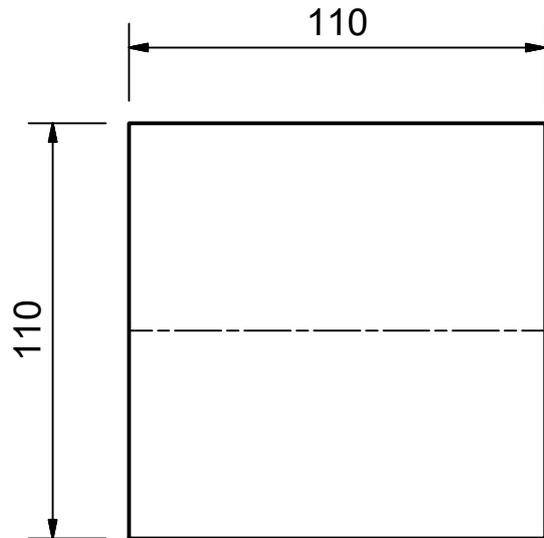
VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL

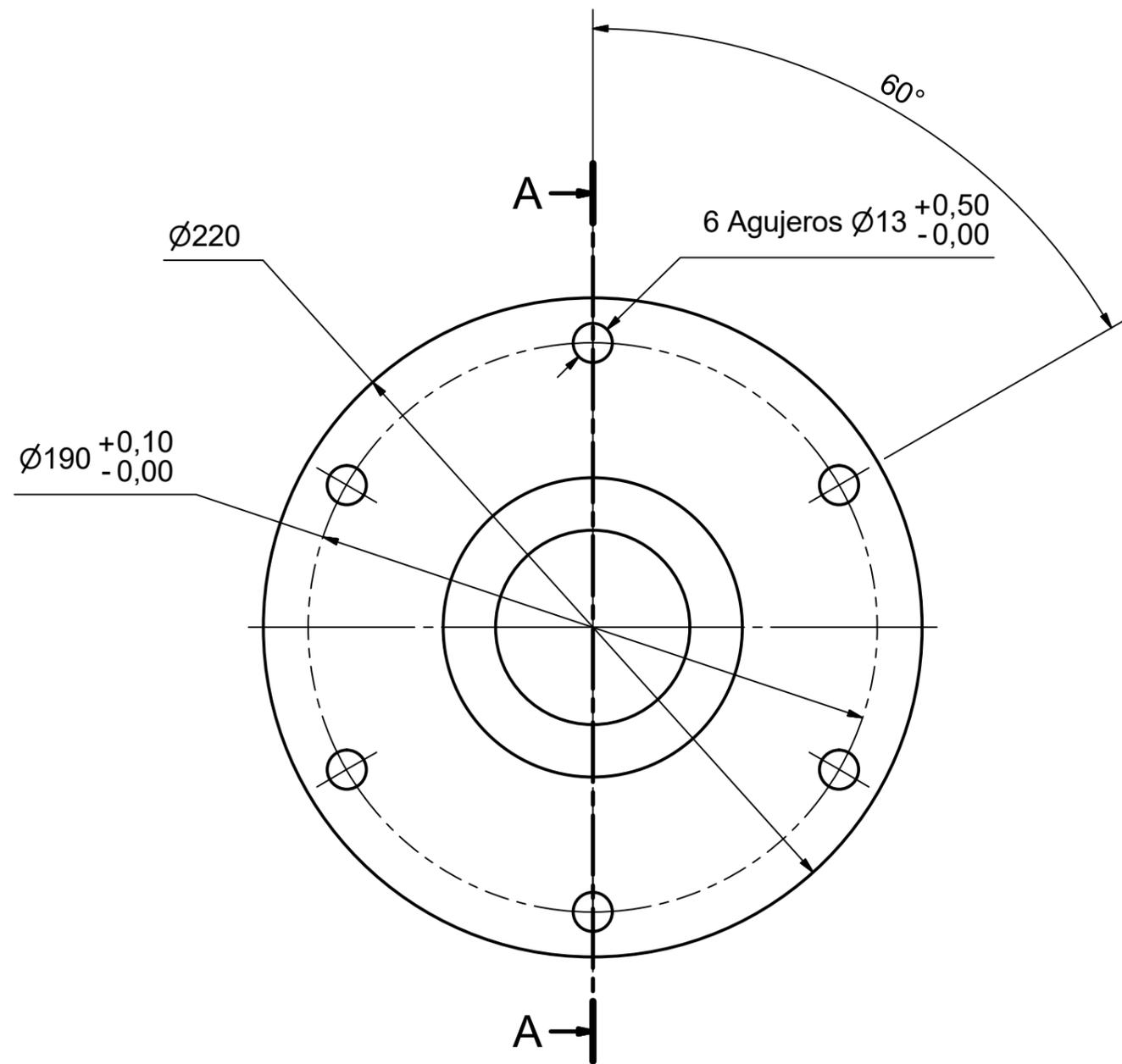


ISOMÉTRICA

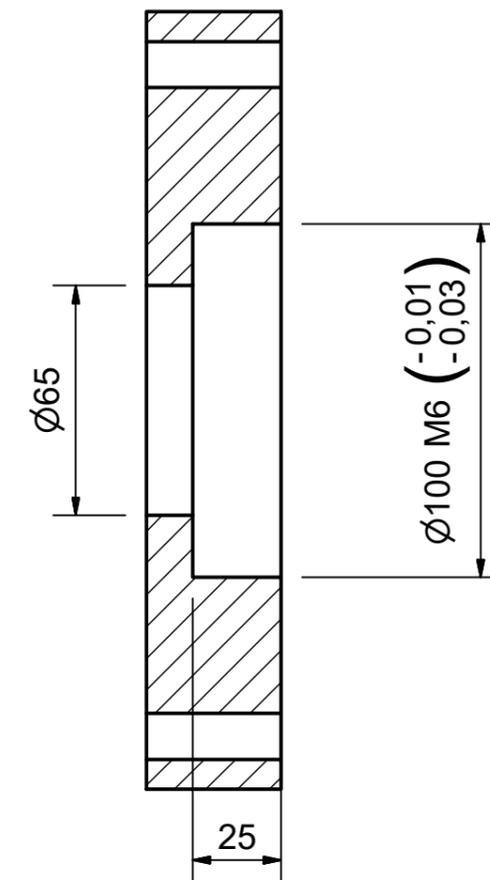


CHAPA DESPLEGADA

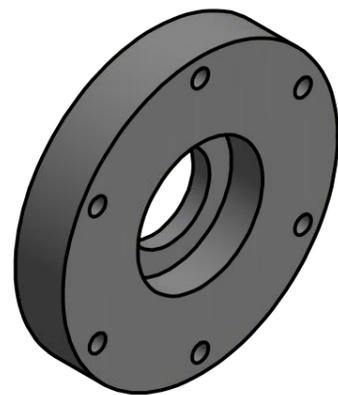
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	27/12/2020	Material: Hardox 400	
Revisó	RF	27/12/2020	Caract.: Chapa Esp. 3mm Des. 110 x 110 mm	
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SC-050-030	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO		Archivo: TFC-PI-SC-050-030-00 (ÁLABE).dwg	
		ÁLABE		



VISTA FRONTAL

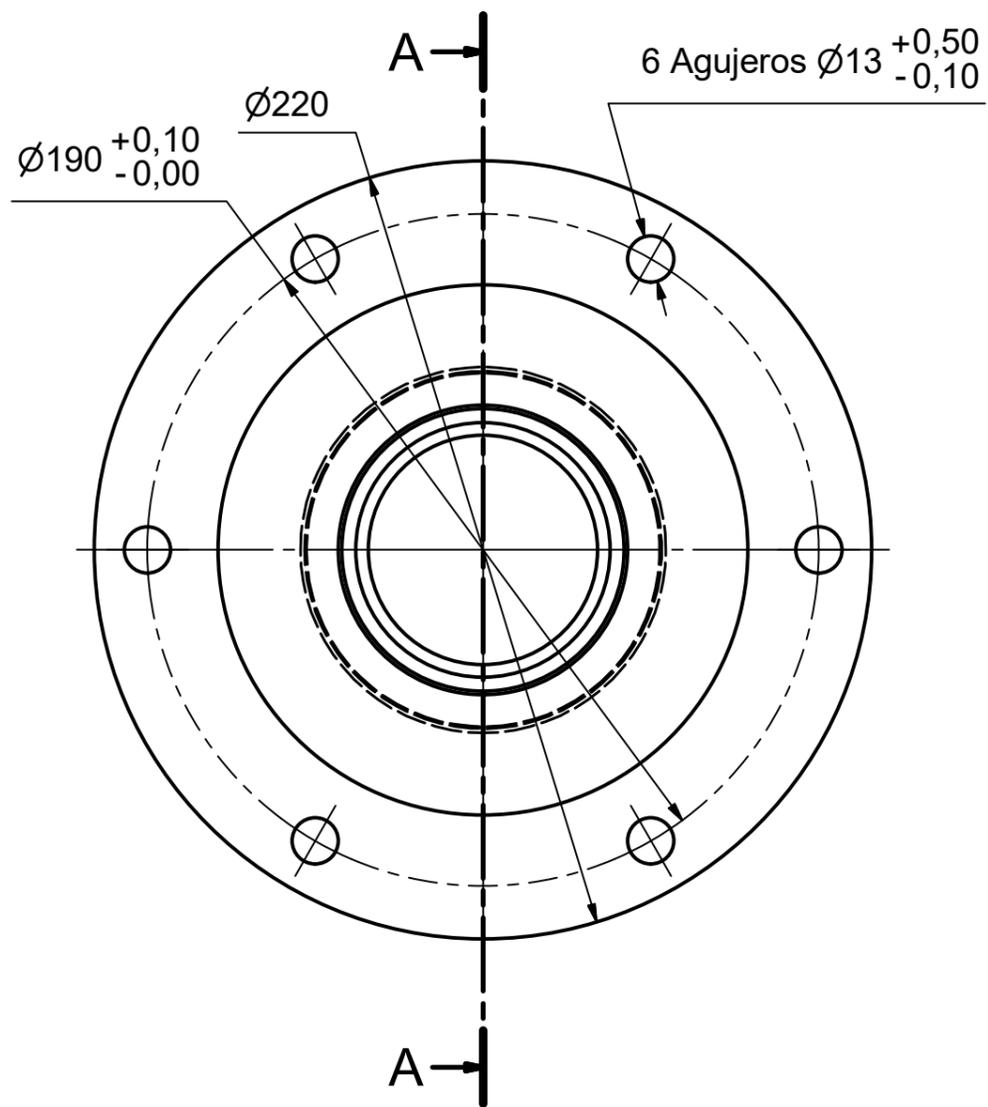


CORTE A-A

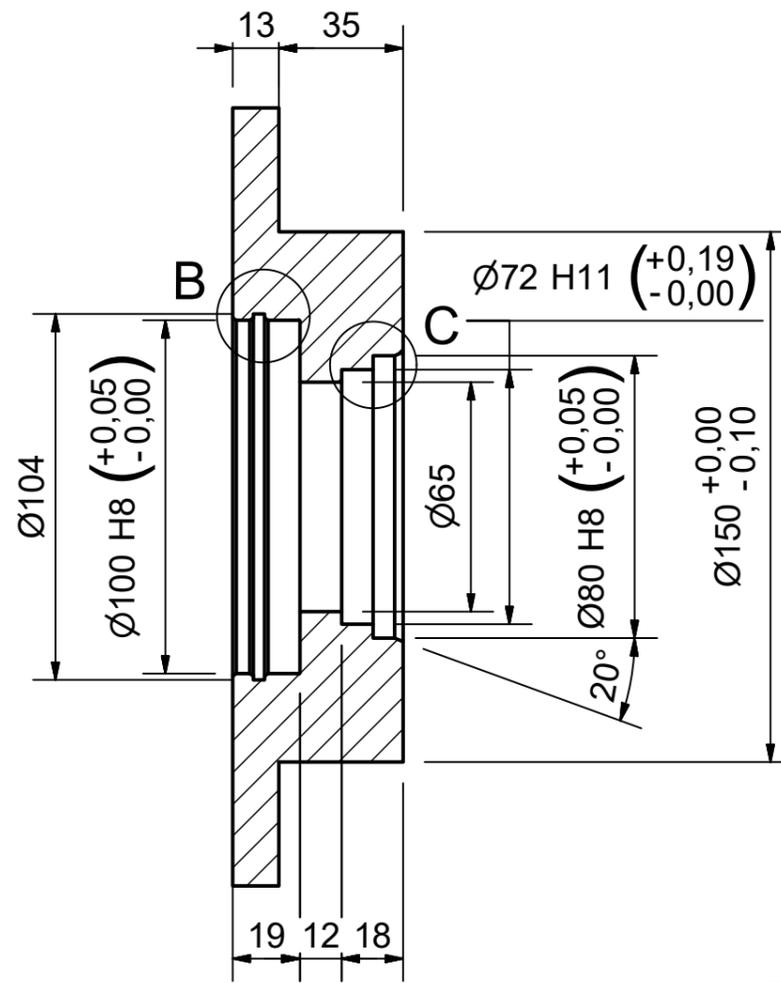


ISOMÉTRICA (1 : 4)

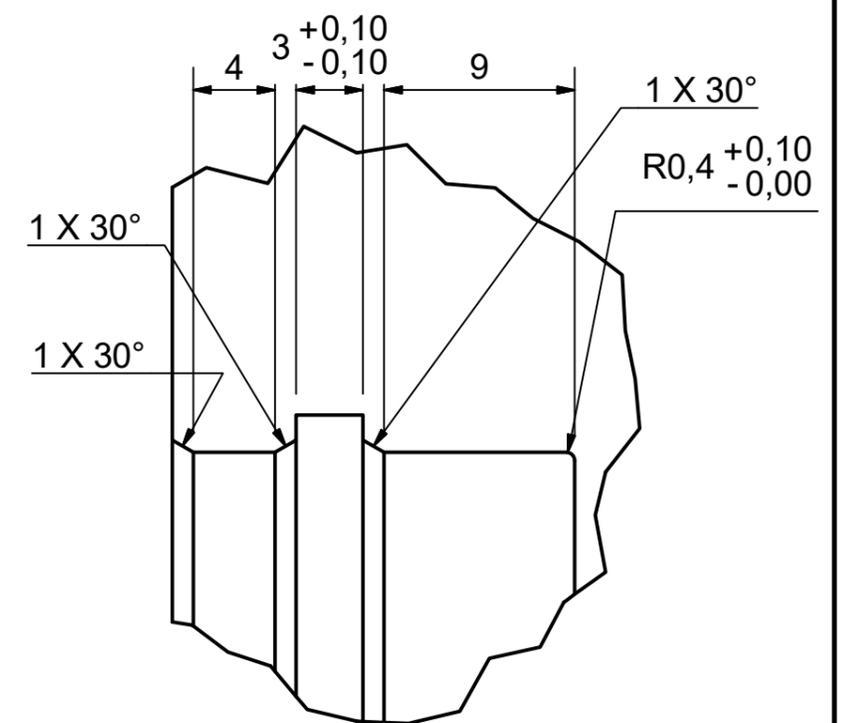
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +-0,5 mm	
Dibujó	FR	3/2/2021	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	RF	3/2/2021	Caract.: Chapa Esp. 1 1/2" Des 220x 220 mm	
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp: 60 micrones		Plano N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SC-060-020	00
	Título:		Formato: A3	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO BRIDA PORTA RODAMIENTO		Archivo: TFC-PI-SC-060-020-00 (BRIDRO).dwg	



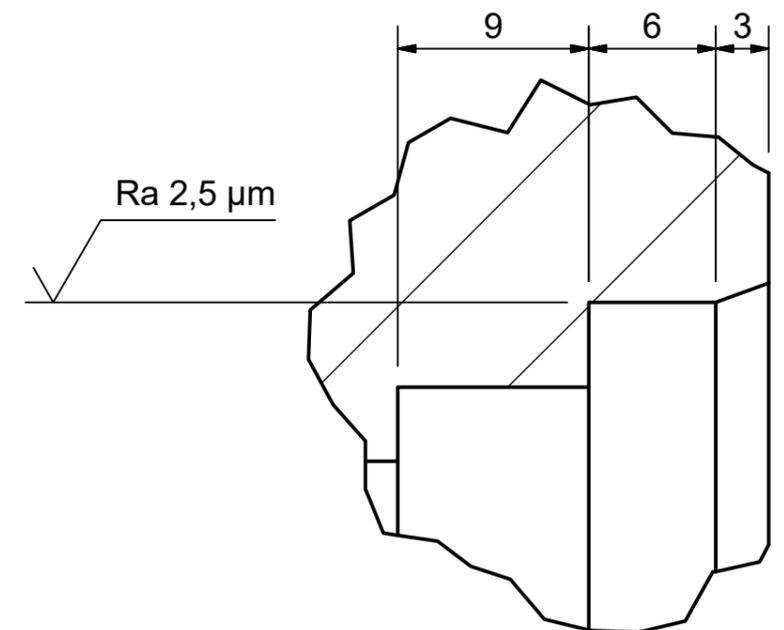
VISTA FRONTAL



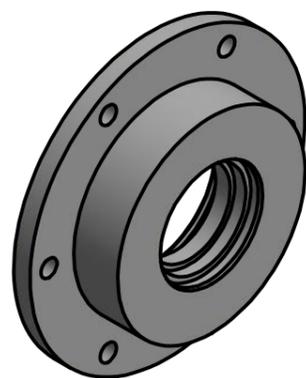
CORTE A-A (1 : 2)



Detalle B (3 : 1)

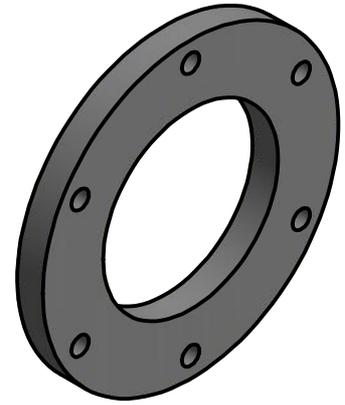


Detalle C (3 : 1)

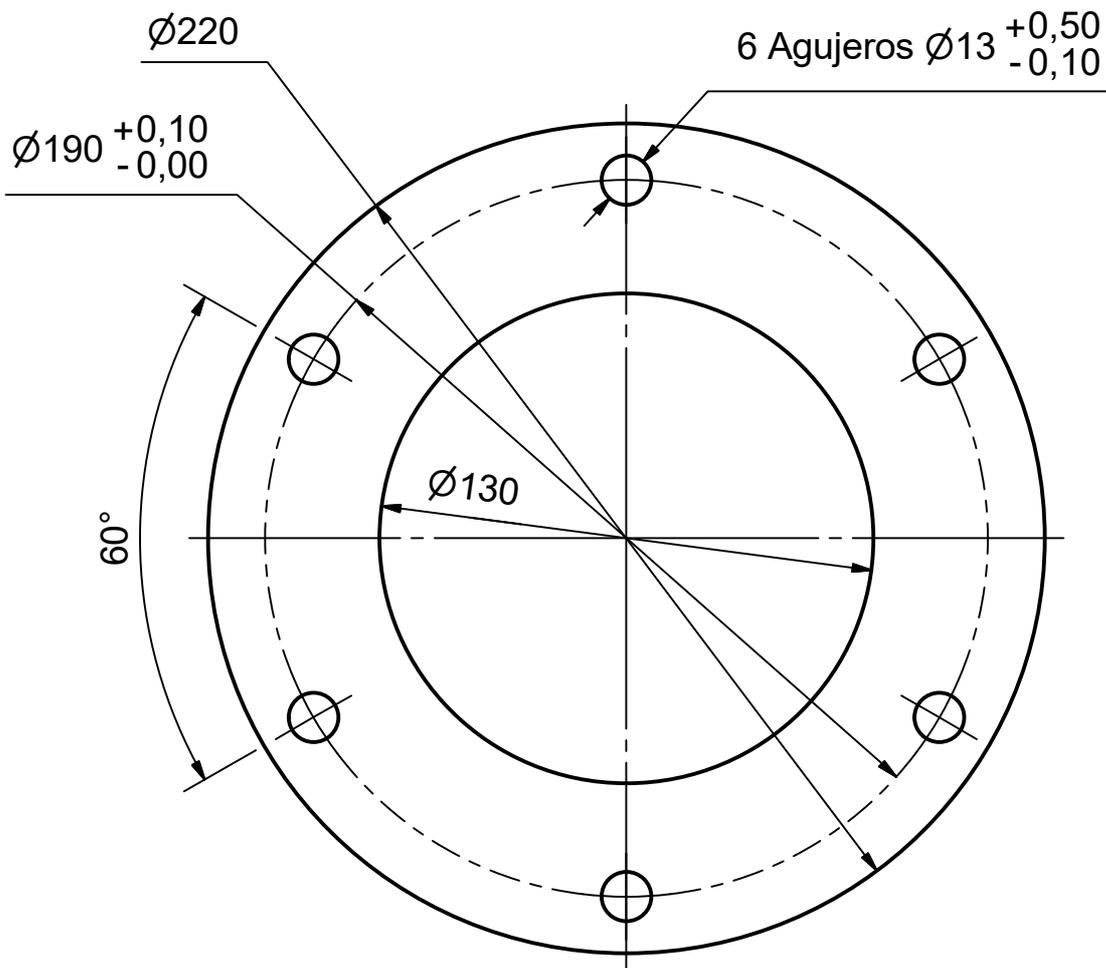


ISOMÉTRICA (1 : 4)

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: $\pm 0,5$ mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	RF	3/2/2021	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	FR	3/2/2021	Caract.: Chapa Esp. 1 1/2" Des. 220 x 220 mm	
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi exterior Esp: 60 micrones		Plano N°:	Revisión:
1 : 2	Título:		TFC-PI-SC-060-030	00
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO BRIDA PORTA SELLO		Formato: A3	Hoja: 1 de 1
			Archivo: TFC-PI-SC-060-030-00 (BRIDSE).dwg	

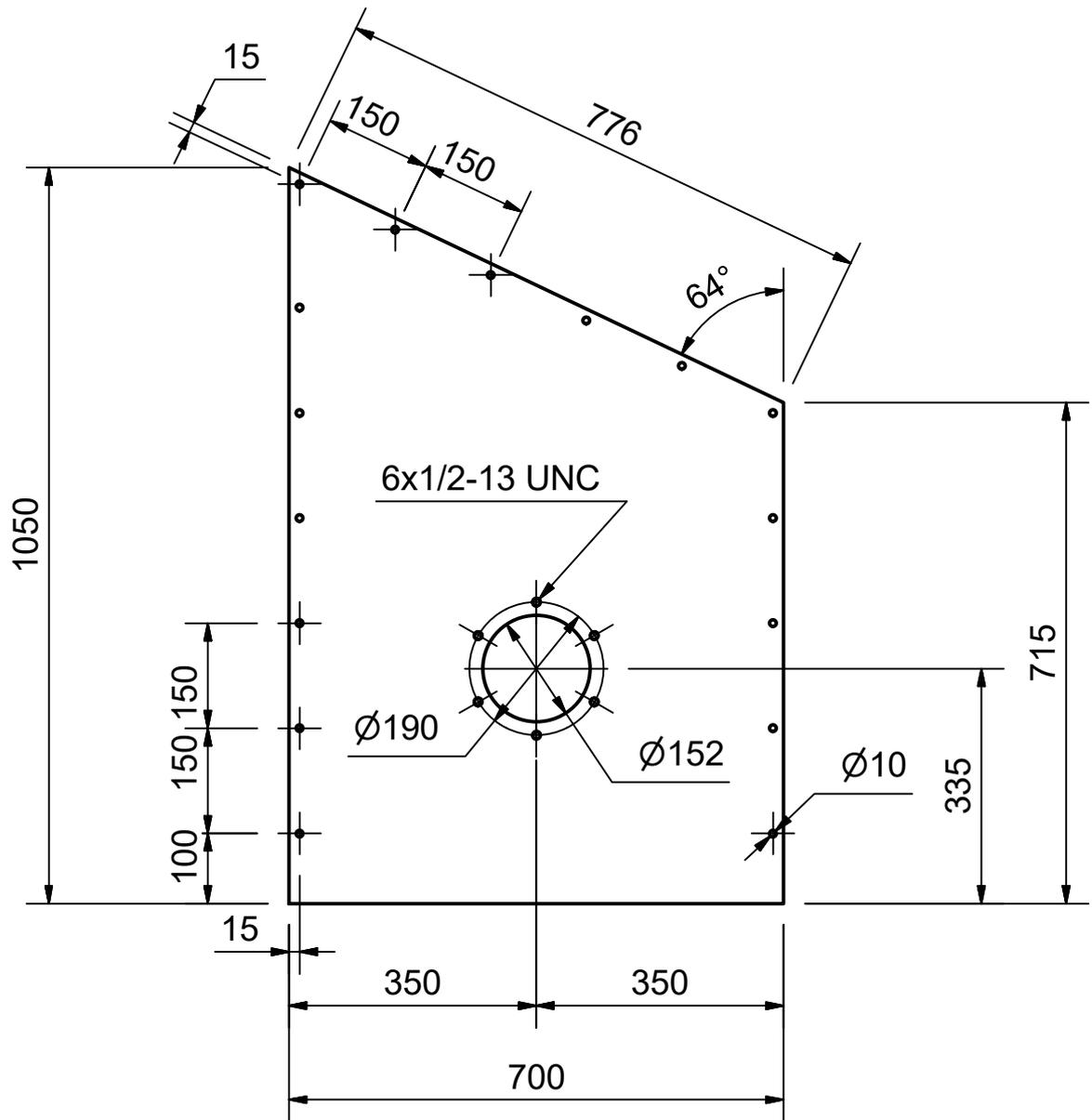


ISOMÉTRICA (1 : 4)

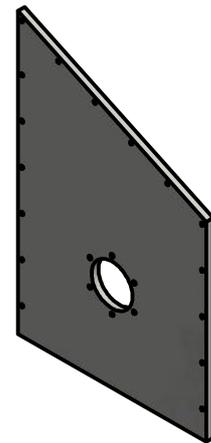


VISTA FRONTAL

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: $\pm 0,5$ mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 	
Dibujó	FR	4/2/2021	Material: Acero, SAE 1010		
Revisó	RF	4/2/2021	Caract.: Chapa Esp. 3/4" Des. 220 x 220 mm		
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp: 60 micrones		Plano N°:	Revisión:	
1 : 2	Título:		TFC-PI-SC-070-010	00	
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO		Formato: A4	Hoja: 1 de 1	
	BRIDA SUPLEMENTO		Archivo: TFC-PI-SC-070-010-00 (BRIDSU).dwg		

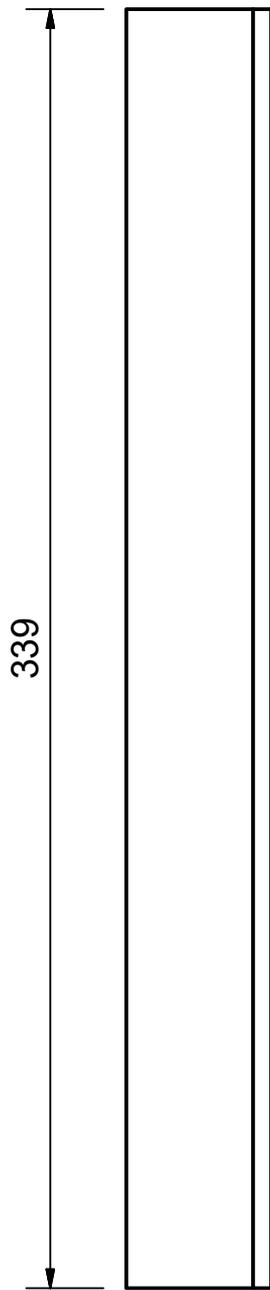


FRONTAL

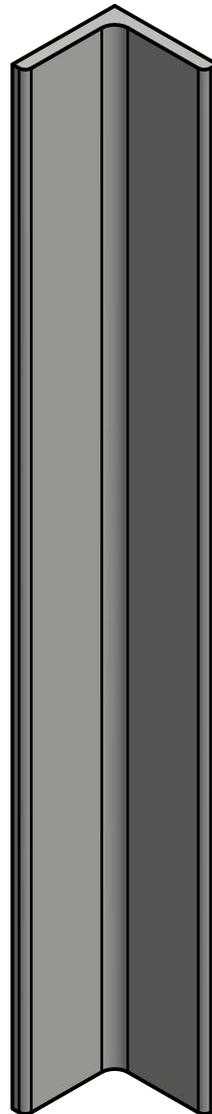


ISOMÉTRICO (1 : 20)

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 	
Dibujó	RF	10/11/2020	Material: Acero, SAE 1010		
Revisó	FR	10/11/2020	Caract.: Chapa Esp. 1"		
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:	
1 : 10			TFC-PI-SE-010-010	00	
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1	
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO LATERAL CIEGA		Archivo: TFC-PI-SE-010-010-00 (CIEGA).dwg		

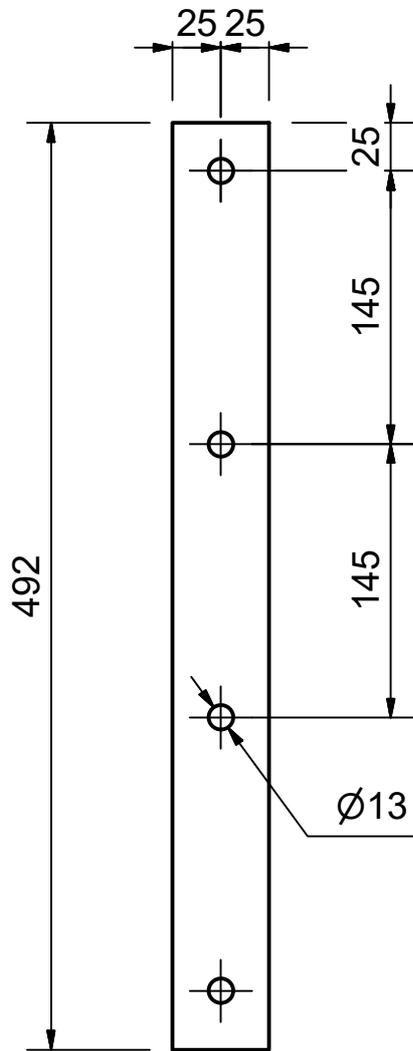


FRONTAL

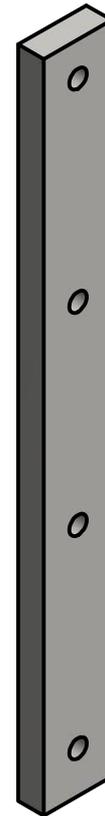


ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	
Dibujó	FR	24/11/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	RF	24/11/2020	Caract.: Perfil L 1 1/2" x 1 1/2" x 3/16"	
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SE-010-030	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PERFIL REFUERZO		Archivo: TFC-PI-SE-010-030-00 (PERFREF).dwg	

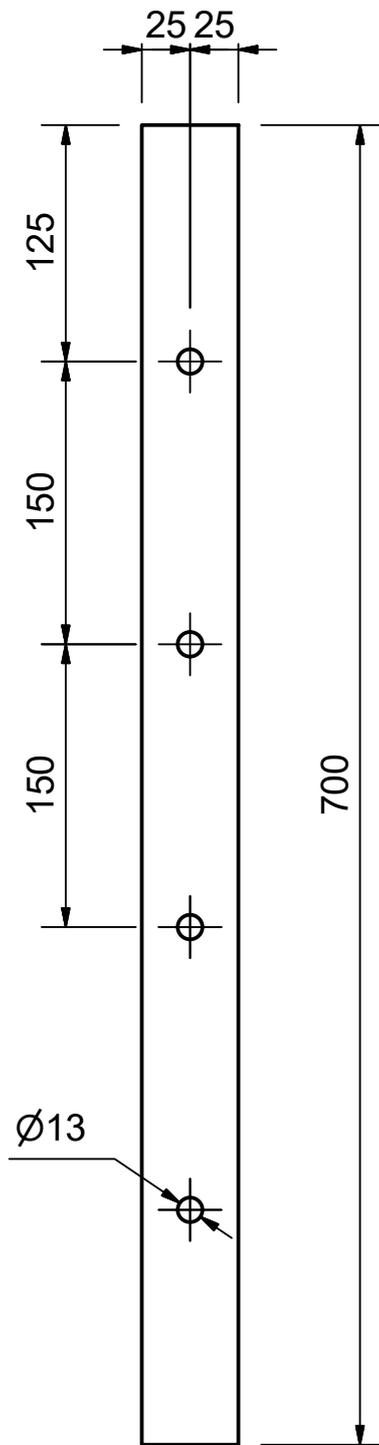


FRONTAL



ISOMÉTRICA

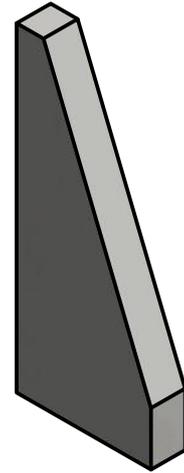
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	FR	24/11/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	RF	24/11/2020	Caract.: Planchuela 2" x 3/4"	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 4			TFC-PI-SE-010-040	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PERFIL CORTO BRIDA		Archivo: TFC-PI-SE-010-040-00 (PERFCORT).dwg	



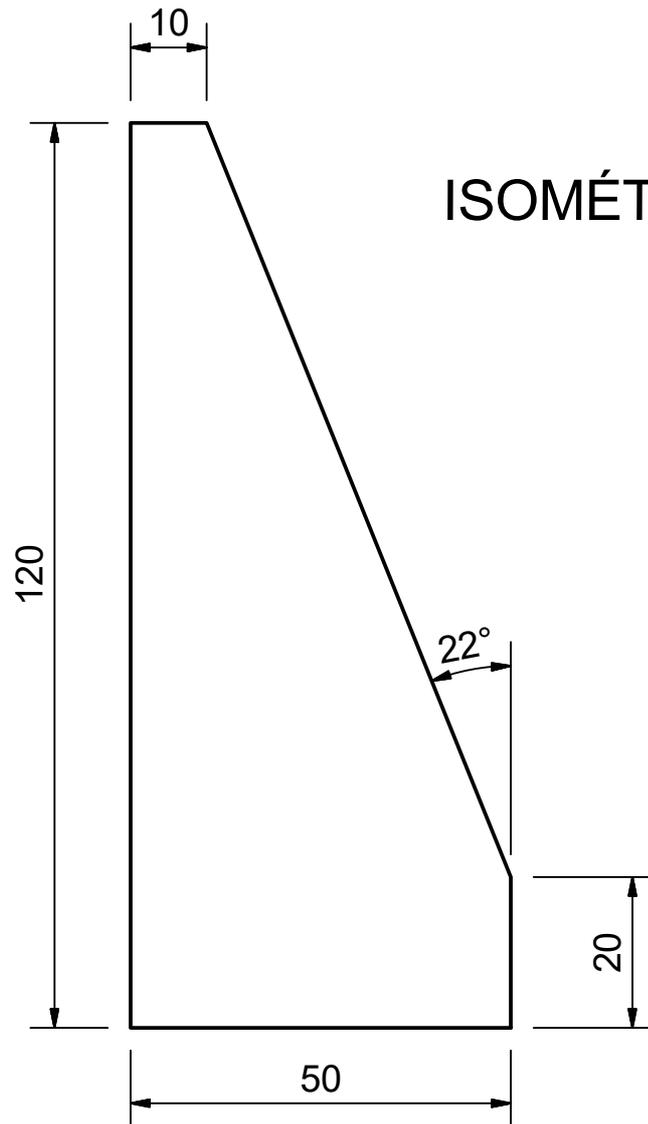
FRONTAL

ISOMÉTRICA

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: $\pm 0,5$ mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	RF	24/11/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	FR	24/11/2020	Caract.: Planchuela 2" x 3/4"	
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
1 : 4			TFC-PI-SE-010-050	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO PERFIL LARGO BRIDA		Archivo: TFC-PI-SE-010-050-00 (PERFLAR).dwg	

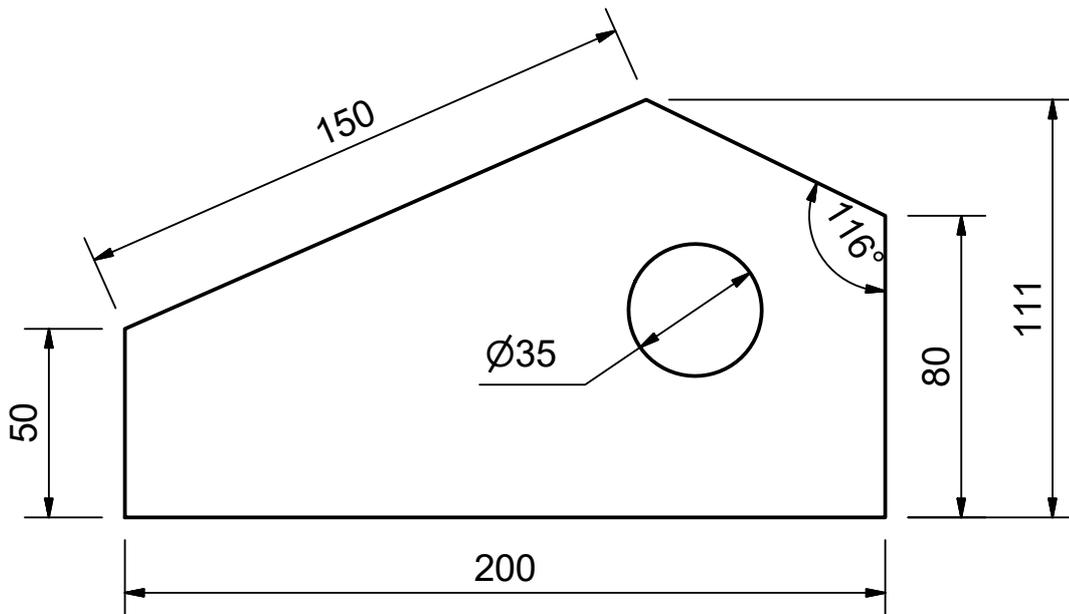


ISOMÉTRICA (1 : 2)

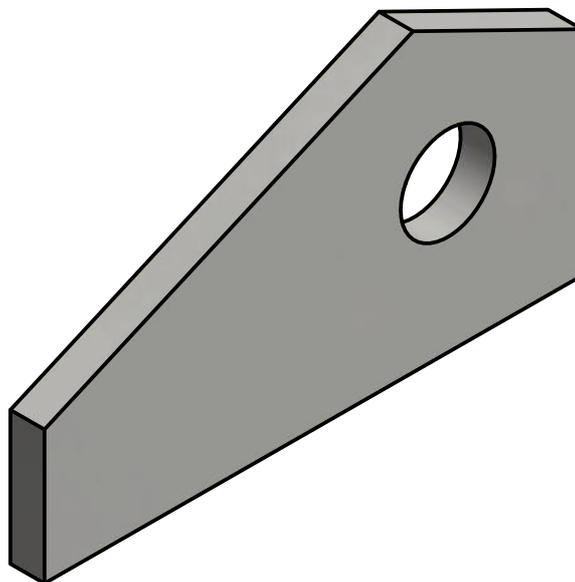


FRONTAL

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	
Dibujó	FR	24/11/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	RF	24/11/2020	Caract.: Chapa Esp. 1/2"	
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:
1 : 1			TFC-PI-SE-010-060	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO CARTELA		Archivo: TFC-PI-SE-010-060-00 (CARTELA).dwg	



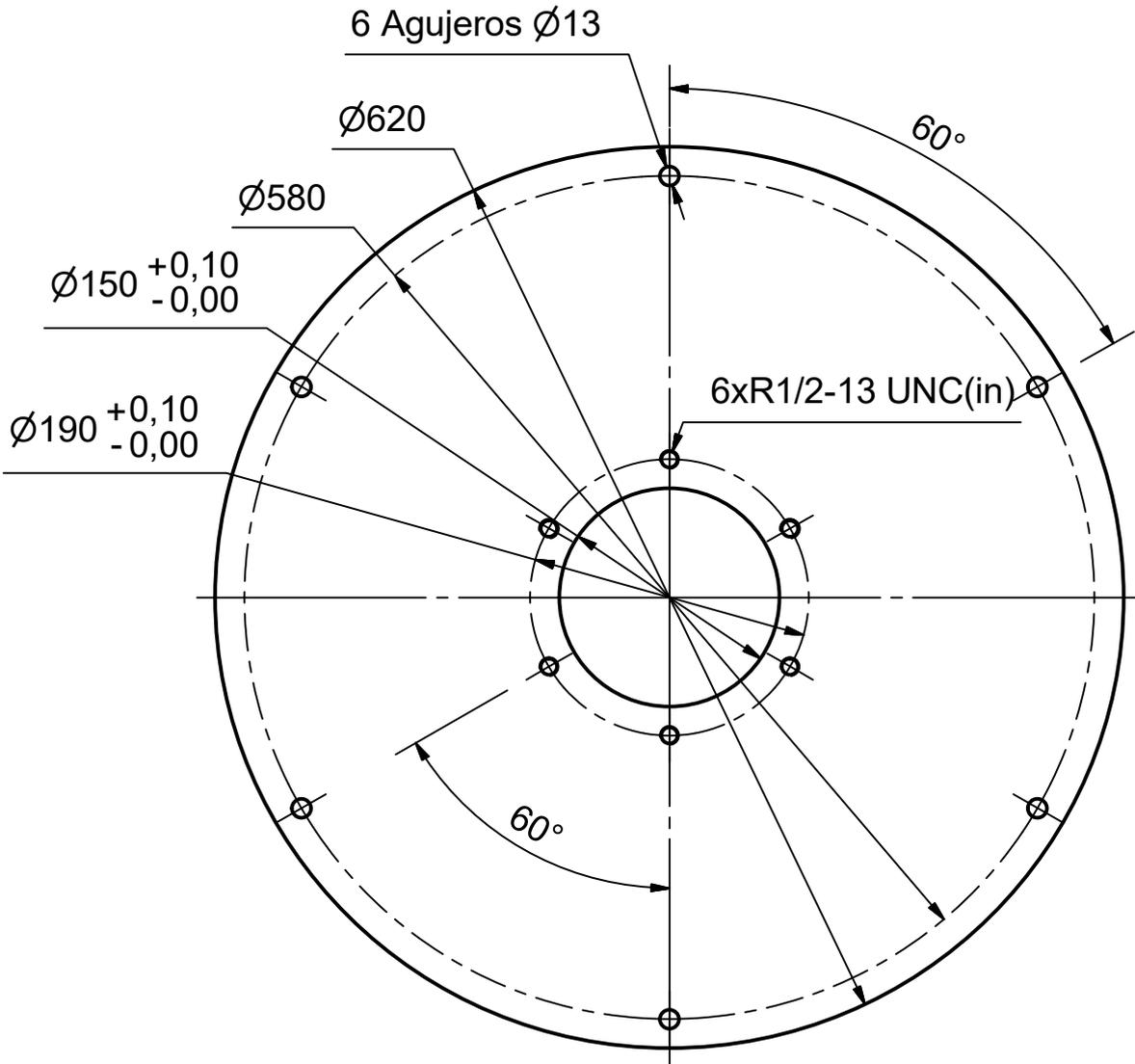
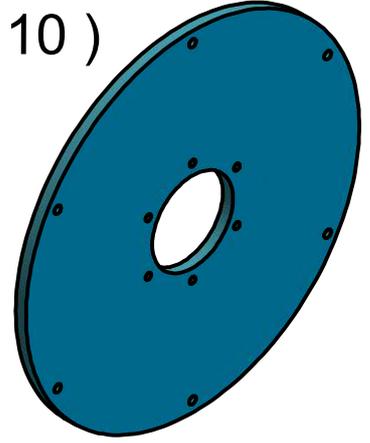
FRONTAL



ISOMÉTRICA

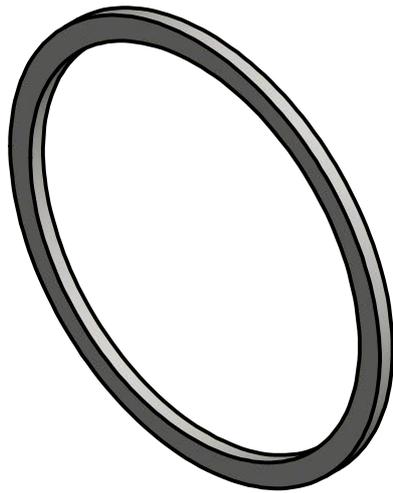
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	UTN Facultad Regional VILLA MARIA 
Dibujó	RF	21/11/2020	Material: Acero, SAE 1010	
Revisó	FR	21/11/2020	Caract.: Chapa Esp. 1/2"	
Escala:	Acabado:		Pláno N°:	Revisión:
1 : 2			TFC-PI-SC-010-030	00
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO		Archivo: TFC-PI-SE-010-070-00 (CANCAMO).dwg	
			CÁNCAMO	

ISOMÉTRICA (1 : 10)

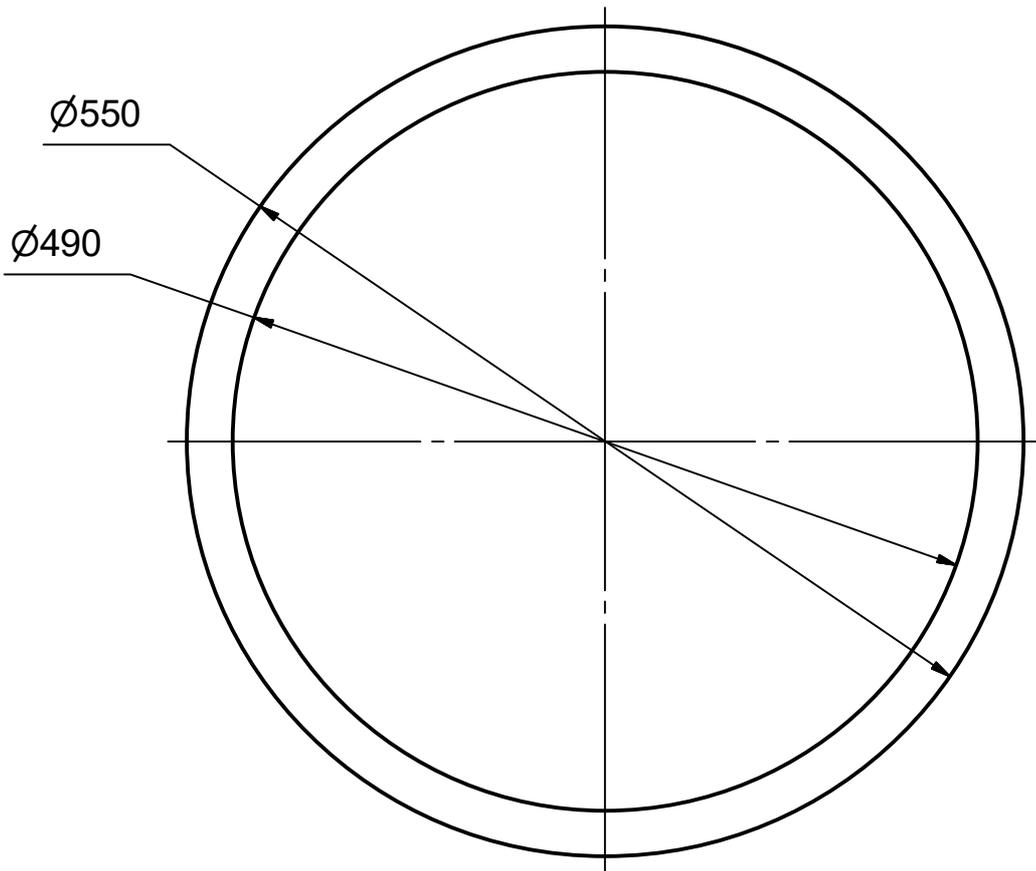


VISTA FRONTAL

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: $\pm 0,5$ mm		Revisión:
Dibujó	RF	3/2/2021	Material: Acero, SAE 1010		
Revisó	FR	3/2/2021	Caract.: Chapa Esp. 3/4" Des. 620 x 620 mm		
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp: 60 micrones		Plano N°:	Revisión:	
1 : 5	Título:		TFC-PI-SE-060-010	00	
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO		Formato: A4	Hoja: 1 de 1	
	BRIDA PRINCIPAL		Archivo: TFC-PI-SE-060-010-00 (TAPACC)A4.dwg		

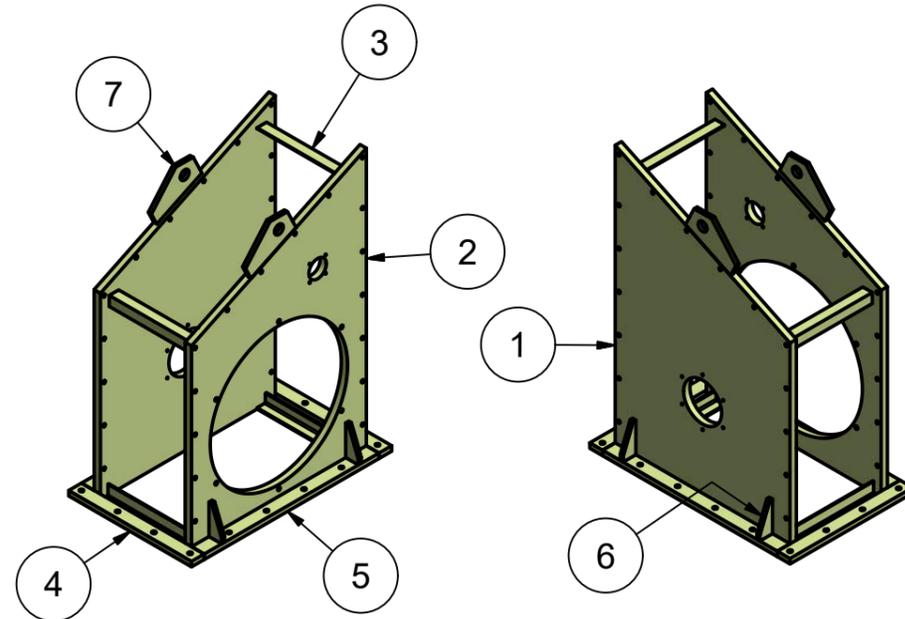
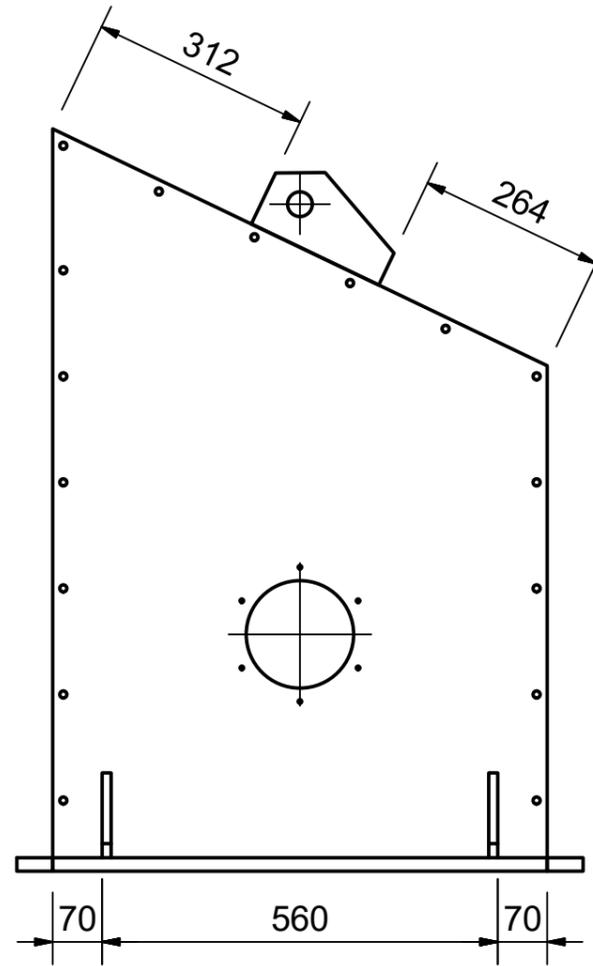
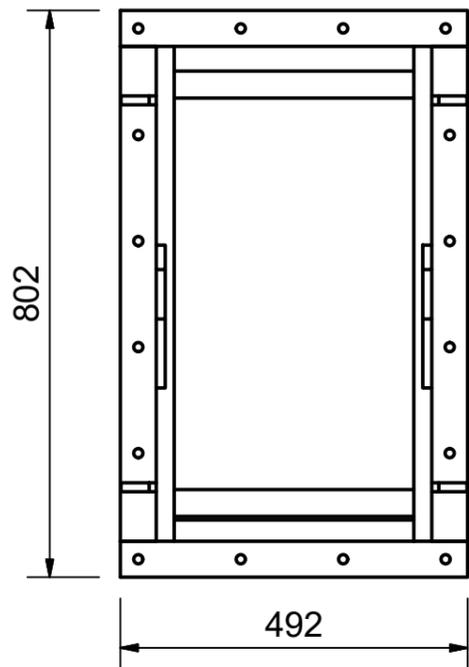
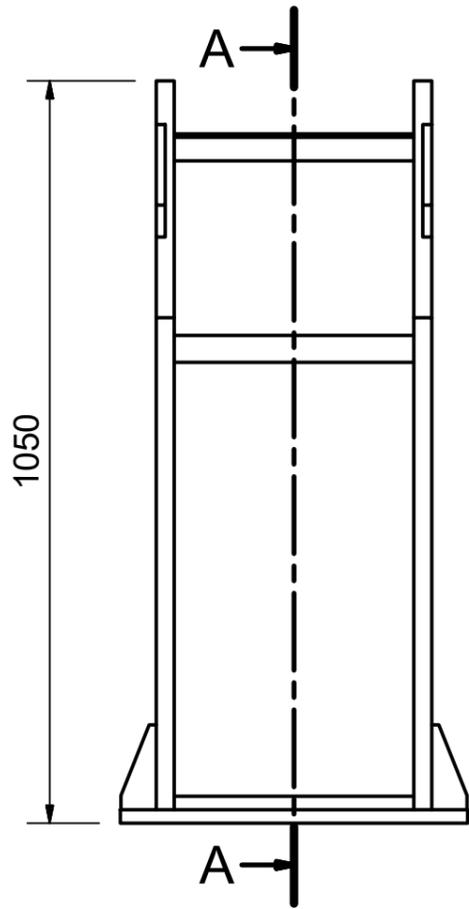


ISOMÉTRICA (1 : 8)



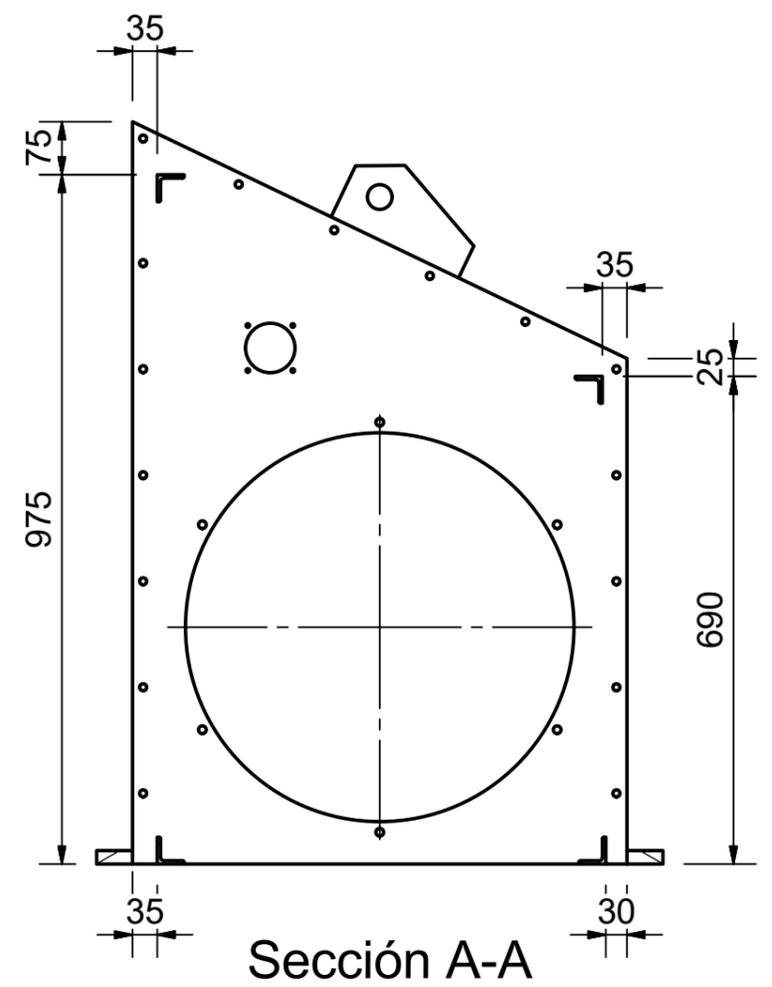
VISTA FRONTAL

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm		
Dibujó	RF	17/6/2021	Material: Acero, SAE 1010		
Revisó	FR	17/6/2021	Caract.: Chapa Esp. 3/4" Des.550 x 550 mm		
Escala:	Acabado:		Plano N°:	Revisión:	
1 : 5			TFC-PI-SE-060-020	00	
	Título:		Formato: A4	Hoja: 1 de 1	
	TURBINA DE FLUJO CRUZADO ANCLAJE TAPA DE ACCESO		Archivo: TFC-PI-SE-060-020-00 (ANCTAP)A4.dwg		



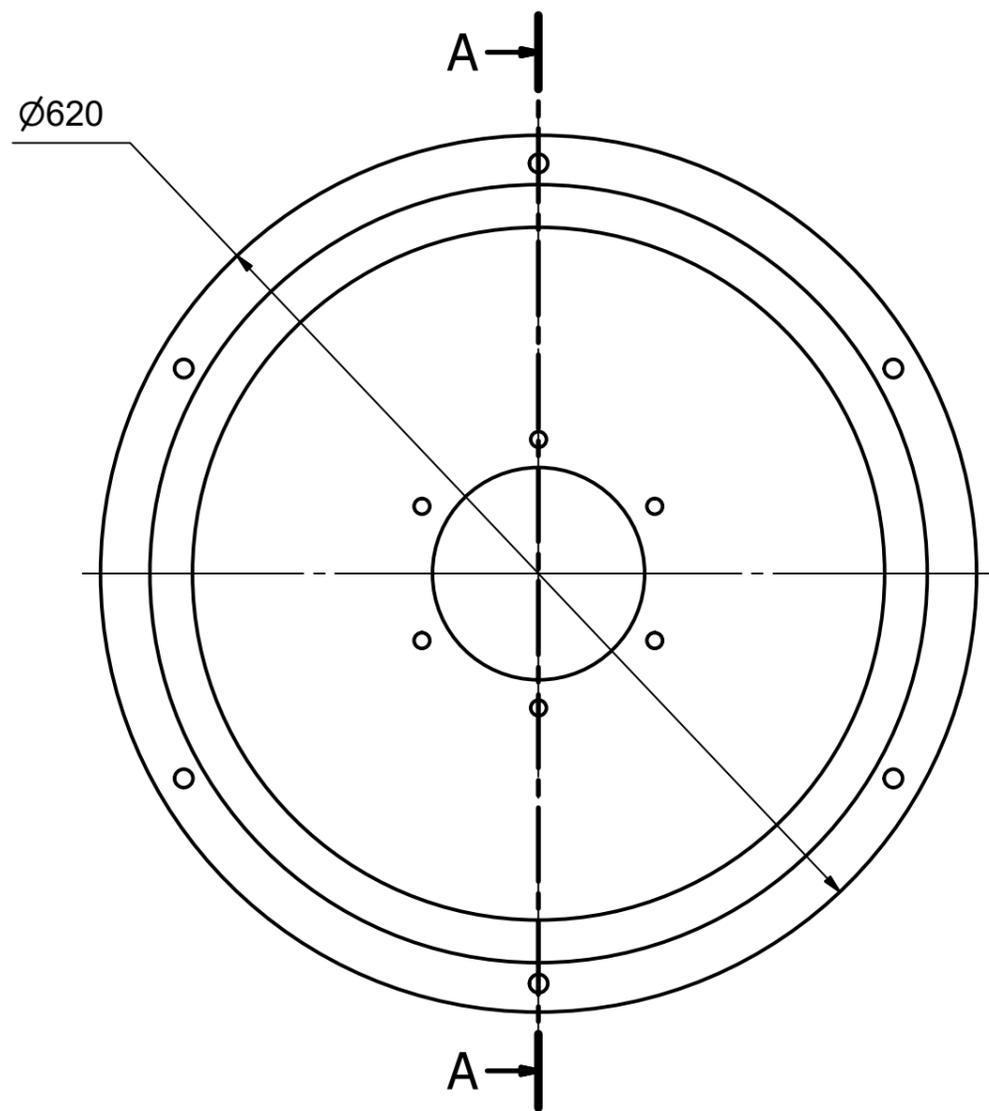
ISOMÉTRICO (1:20) ISOMÉTRICO (1:20)

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	Nº DE PLANO
1	1	LATERAL CIEGA	TFC-PI-SE-010-010
2	1	LATERAL ACCESO	TFC-PI-SE-010-020
3	4	PERFIL REFUERZO	TFC-PI-SE-010-030
4	2	PERFIL CORTO BRIDA	TFC-PI-SE-010-040
5	2	PERFIL LARGO BRIDA	TFC-PI-SE-010-050
6	4	CARTELA	TFC-PI-SE-010-060
7	2	CANCAMO	TFC-PI-SE-010-070



Sección A-A

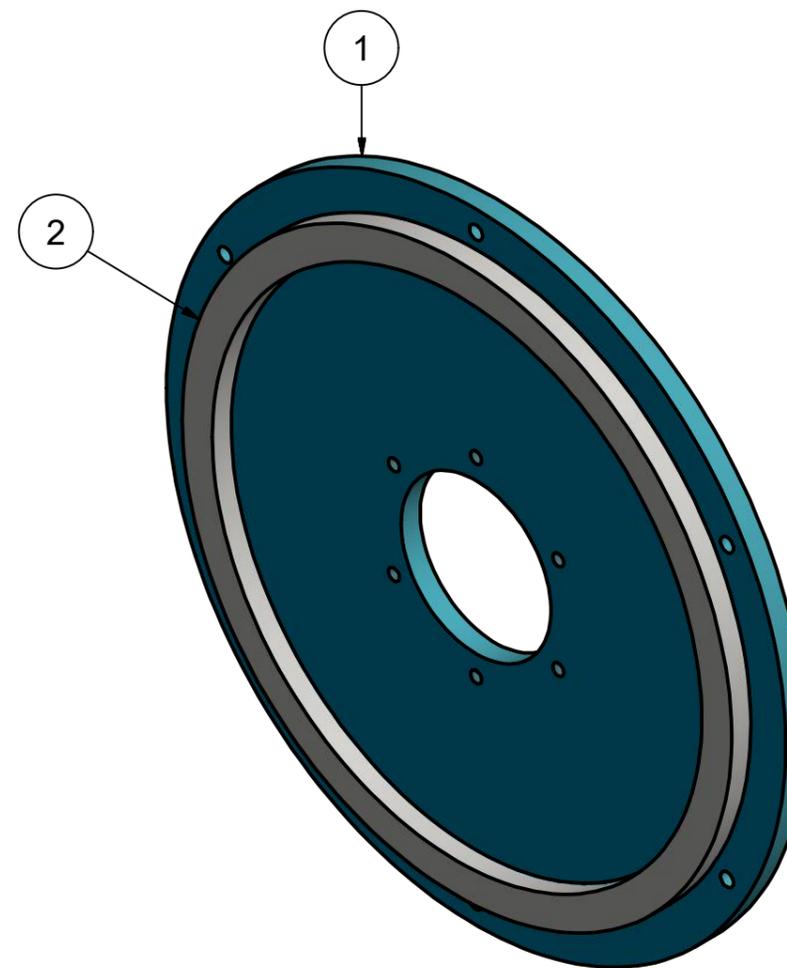
	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm		
Dibujó	RF	24/5/2021	Nota: Soldadura continua		
Revisó	FR	24/5/2021		Plano N°:	
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp. 60 micrones			TFC-SE-SC-010-010	Revisión:
1:10	Título:		TURBINA DE FLUJO CRUZADO	00	
			ESTRUCTURA CARCASA	Formato: A3	Hoja: 1 de 1
				Archivo: TFC-SE-SC-010-010-00 (ESTCARC).dwg	



VISTA FRONTAL



CORTE A-A (1 : 5)



ISOMÉTRICA

LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	N° DE PIEZA	N° DE PLANO
1	1	BRIDA PRINCIPAL	TFC-PI-SE-060-010
2	1	ANCLAJE TAPA ACCESO	TFC-PI-SE-060-020

	NOMBRE	FECHA	Tolerancia gral.: +- 0,5 mm	 Facultad Regional VILLA MARIA	
Dibujó	FR	16/6/2021	Nota:		
Revisó	RF	16/6/2021		Plano N°:	
Escala:	Acabado: Recubrimiento epoxi Esp.: 60 micrones			TFC-SE-SC-060-010	Revisión:
1 : 5	Título:		TURBINA DE FLUJO CRUZADO	00	
	TAPA DE ACCESO			Formato: A3	Hoja: 1 de 1
				Archivo: TFC-SE-SC-060-010-00 (TAPACC).dwg	