



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

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

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBO BOMBA ACCIONADA
MEDIANTE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA RIEGO DE
CULTIVOS EN LOS SECTORES VULNERABLES”**

AUTORES: Christian Omar Coronel Miranda

Jhonathan Javier Hernández Ortiz

TUTOR: Ing. Mg. Alex Santiago Mayorga Pardo

AMBATO-ECUADOR

2018

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del proyecto técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBO BOMBA ACCIONADA MEDIANTE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA RIEGO DE CULTIVOS EN LOS SECTORES VULNERABLES”, desarrollado por los señores Christian Omar Coronel Miranda con cédula de ciudadanía 1804440731, y Jhonathan Javier Hernández Ortiz con cédula de ciudadanía 1804402988, egresados de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto es original de su autoría.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar el trámite correspondiente.

.....
Ing. Mg. Alex Mayorga.

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO

Declaramos que los criterios y las ideas expuestas en este proyecto técnico de titulación con el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBO BOMBA ACCIONADA MEDIANTE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA RIEGO DE CULTIVOS EN LOS SECTORES VULNERABLES” así como también los contenidos, representaciones, diseño, conclusiones y recomendaciones son de nuestra exclusiva responsabilidad como autores de la investigación, a excepción de las referencias bibliográficas citadas.

Ambato, enero del 2018

LOS AUTORES

.....
Christian Omar Coronel Miranda

CI. 1804440731

.....
Jhonathan Javier Hernández Ortiz

CI. 1804402988

DERECHOS DE AUTOR

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

Cedemos los Derechos en línea patrimoniales de nuestro Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además aprobamos la reproducción de este documento, dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice representando nuestros derechos de autores.

Ambato, enero del 2018

LOS AUTORES

.....
Christian Omar Coronel Miranda
CI. 1804440731

.....
Jhonathan Javier Hernández Ortiz
CI. 1804402988

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico realizado por los estudiantes Christian Omar Coronel Miranda y Jhonathan Javier Hernández Ortiz de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBO BOMBA ACCIONADA MEDIANTE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA RIEGO DE CULTIVOS EN LOS SECTORES VULNERABLES”

Ambato, Marzo 2018

Para constancia firman:

.....
Ing. Mg. Mauricio Carrillo

.....
Ing. Mg. Jorge Guamanquispe

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado a Dios por guiarme en el transcurso de mi carrera y por ayudarme a superar todos los obstáculos que se me presentaron en el transcurso de ella.

A mis amados padres por darme su ejemplo de lucha y superación, por brindarme su apoyo incondicional y darme el impulso necesario para seguir superándome como persona y como profesional.

A mis queridos hermanos por siempre bríndame esa mano de apoyo, por ayudarme a levantar en cada tropiezo de mi vida.

A mi novia por siempre brindarme su apoyo y ayudarme a no desmañar en el camino, por la paciencia que me ha tenido en toda mi carrera.

A mi hija por ser la persona significativa en mi vida.

A mis amigos y compañeros que siempre estuvieron compartiendo cada experiencia a mi lado.

Christian Coronel

Este trabajo va dedicado a Dios por haberme dado la sabiduría y la inteligencia para lograr concluir una etapa más en mi vida.

A mis queridos padres y abuelos, por brindarme su apoyo incondicional, su ejemplo, su paciencia y sobre todo por enseñarme que con esfuerzo y dedicación se puede conseguir las metas que uno se propone, a ellos les dedico el fruto de mi estudio.

A mi hermano menor, primos, tíos y tías que nunca me abandonaron y siempre estuvieron pendientes de mí, apoyándome y ayudándome durante el transcurso de mi vida enseñándome que la familia es lo más importante que un ser humano puede tener.

A mis compañeros y amigos con quien tuve la oportunidad de compartir este largo trayecto de todo corazón esto va dedicado para todos ustedes.

Jhonathan Hernández

AGRADECIMIENTO

Primero quiero agradecer a Dios por permitirme terminar un objetivo más planteado en mi vida, por brindarme la sabiduría necesaria para poder seguir en mi carrera.

Agradecer a mis Padres Nole Coronel y Cecilia Miranda por apoyarme, aconsejarme, guiarme y nunca permitir dar un paso hacia atrás en todo este transcurso de mi vida estudiantil, por ser esos padres ejemplares que siempre están apoyándote.

A mis hermanos Byron Coronel y Michelle Coronel por ser ese pilar importante en mi vida, por todo su apoyo incondicional que me dan en mi vida.

A mi novia Lady Carvajal por ser esa voz de apoyo y por saberme escuchar en cada momento.

Mi agradecimiento muy especial a mi Hija Crisley Coronel por ser ese motor que te ayuda a seguir luchando y siempre superarme.

A mi tutor de tesis ING Alex Mayorga y al ING Mauricio Carrillo por guiarnos y darnos su tiempo en el transcurso del proyecto y poder sacarlo adelante.

A mis amigos de mi carrera y en especial a Marlon Moreno y Andrés Villacres que me brindaron su apoyo durante mi carrera.

Christian Coronel

Agradezco a Dios por haberme permitido alcanzar este objetivo, por haberme permitido vivir esta etapa de mi vida guiándome para superar este camino lleno de obstáculos.

A mi padre Fausto Hernández por apoyarme durante toda mi carrera universitaria con sus consejos logrando ser uno de los pilares fundamentales para llegar a la culminación de esta etapa de mi vida.

A mi madre Jacqueline Ortiz por apoyarme en la realización de este proyecto, por estar siempre en los momentos más difíciles aconsejándome para poder salir adelante y llegar a cumplir un objetivo más en mi vida.

A mi hermano menor Anthony Hernández quien es mi inspiración para seguir consiguiendo más objetivos.

A mis amigos que estuvieron siempre para brindarme una mano durante toda la carrera, a mi amiga Angie Guzman que más que una amiga ha sido una hermana que siempre me ha brindado su apoyo.

Mis más sinceros agradecimientos a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica por guiarme con las enseñanzas de sus docentes, especialmente a los Ingenieros Alex Mayorga y Mauricio Carrillo por compartir su valioso tiempo y sus conocimientos para la elaboración de este proyecto.

Jhonathan Hernández

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

Portada.....	I
Aprobación del tutor	II
Autoría del trabajo.....	III
Derechos de autor.....	IV
Aprobación del tribunal de grado.....	V
Dedicatoria	VI
Agradecimiento	VII
Índice general de contenidos.....	IX
Índice de figuras	XVI
Índice de tablas.....	XIX
Resumen ejecutivo	XXI
Abstract	XXII
CAPÍTULO I.....	1
ANTECEDENTES.....	1
1.1. Tema.....	1
1.2. Antecedentes	1
1.3. Justificación.....	2
1.4. Objetivos	3
1.4.1. Objetivo General:.....	3
1.4.2. Objetivos Específicos:	3
CAPÍTULO II	4
FUNDAMENTACIÓN	4
2.1. Investigaciones previas.....	4
2.2. Fundamentación teórica	5

2.2.1.	Turbo bomba.....	5
2.2.2.	Tipos de bombas	5
2.2.2.1.	Bombas de desplazamiento positivo:.....	6
a)	Bombas rotatorias.....	6
b)	Bombas reciprocas	7
2.2.2.2.	Bombas cinéticas:.....	8
a)	Flujo radial (centrífugas).....	9
b)	Flujo axial (de impulsor)	9
c)	Bombas de flujo mixto	10
2.2.3.	Turbinas	10
2.2.3.1.	Definición de turbina.....	10
2.2.3.2.	Clasificación de las turbinas.....	11
2.2.3.3.	Turbinas hidráulicas	12
a)	Turbina Pelton.....	12
b)	Turbina Kaplan.....	13
c)	Turbina Francis	14
d)	Turbina Michell Banki	14
CAPÍTULO III.....		20
DISEÑO DEL PROYECTO		20
3.1.	Selección de alternativas para turbo bombas.....	20
	Alternativa I	20
	Alternativa II.....	21
	Alternativa III.....	22
3.1.1.	Evaluaciones de soluciones	23
3.2.	Cálculos	26
3.2.1.	Parámetros de diseño	26

a) Medición de la altura.....	26
b) Medición del caudal	26
3.2.2. Metodología	27
3.2.2.1. Selección del diámetro del rotor y velocidades de giro	27
b) Diámetro interior del rotor.....	28
c) Velocidad nominal de rotación	28
d) Cálculo de la potencia de la turbina	28
3.2.2.2. Ecuación de Euler	28
Coeficiente de velocidad K_c del inyector	30
Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor.....	30
3.2.2.3. Diseño hidráulico	33
a) Triángulo de velocidades (OCD) a la salida de la primera etapa.....	34
b) Número de álabes del rotor.....	34
c) Determinación de la geometría del álabe	35
d) Número de álabes que reciben el flujo de agua.....	37
e) Coeficiente α_z	38
f) Ancho del rotor	38
g) Área de admisión.....	38
h) Paso entre álabes	38
i) Diseño del inyector	39
j) Arco de admisión	40
k) Ángulo de admisión.....	40
l) Rendimiento de la turbina η_h	40
m) Constante de torbellino potencial	40
n) Radio de la curva envolvente del inyector en función del ángulo de admisión	40

o)	Diferencia entre radios de variabilidad del inyector y el radio exterior .	41
p)	Longitud del inyector	41
q)	Diámetro máximo del eje del rotor.....	42
3.2.2.4.	Diseño mecánico	42
a)	Fuerza en los álabes	42
•	Caudal que ingresa en un álabe.....	42
•	Peso de un álabe.....	42
•	Peso de los platos	42
•	Peso de la brida	43
•	Peso total del rotor	43
•	Fuerza hidráulica sobre el álabe.....	43
•	Fuerza centrífuga sobre el álabe.....	44
•	Fuerza total sobre el álabe.....	44
•	Torque producido por los álabes	45
•	Carga distribuida en el álabe	46
•	Momento flector máximo sobre el álabe.....	46
•	Distancia en las ordenadas al centroide	46
•	Desarrollo del álabe.....	46
•	Momento de inercia.....	47
•	Esfuerzo máximo en el álabe	47
•	Factor de seguridad del álabe.....	47
b)	Fuerzas generadas en el inyector.....	47
•	Carga distribuida en el inyector	48
•	Momento flector máximo sobre el inyector	48
•	Distancia en las ordenadas al centroide	48

• Momento de inercia.....	48
• Esfuerzo máximo en el inyector.....	49
• Factor de seguridad del inyector	49
c) Diseño del sistema de transmisión	49
• Velocidad periférica de la banda.....	50
• Longitud de paso	50
• Distancia entre centros	50
• Ángulo de contacto de la polea mayor y menor.....	50
• Longitud de la banda.....	51
• Factor de corrección del ángulo de cobertura K_1	51
• Factor de corrección del ángulo de cobertura K_2	51
• Potencia permitida por la banda.....	51
• Potencia de diseño.....	51
• Número de bandas.....	52
• Tensión centrífuga.....	52
• Potencia que se transmite por la banda	52
• Tensión mayor.....	52
• Tensión menor.....	52
Tensión inicial.....	53
• Factor de seguridad del sistema de transmisión.....	53
d) Diseño del eje de la turbina	53
• Fuerza de la polea.....	54
• Cálculo del momento torsor en la polea.....	54
➤ Diseño estático del eje.....	57
• Esfuerzo máximo por flexión en el eje	57

• Esfuerzo cortante por torsión en el eje.....	57
• Esfuerzo de Von Misses.....	57
• Factor de seguridad del eje.....	58
➤ Diseño dinámico del eje.....	58
• Límite de resistencia a la fatiga.....	58
• Fracción de resistencia a la fatiga.....	59
• Ecuación del componente mecánico real.....	59
• Esfuerzo normal máximo por flexión.....	59
• Factor de seguridad del eje.....	59
➤ Refinamiento del cálculo.....	59
• Cálculo de la fatiga.....	59
• Factor de modificación de la condición superficial K_a	60
• Factor de modificación del tamaño K_b	60
• Factor de modificación de la carga K_c	60
• Factor de modificación de la temperatura K_d	60
• Factor de confiabilidad K_e	61
• Factor de modificación de efectos varios K_f	61
• Resistencia a la fatiga.....	61
• Esfuerzo máximo por flexión.....	61
• Factor de seguridad del eje con el nuevo diámetro.....	62
• Esfuerzo medio.....	62
• Esfuerzo alternante.....	62
• Factor de seguridad según el criterio de Goodman Modificado.....	62
e) Selección de rodamientos.....	63
• Carga estática equivalente.....	63

• Carga dinámica equivalente	63
• Vida nominal L_h	64
• Ratio de viscosidad	64
f) Selección de la Bomba:	65
3.3. Presupuesto.....	65
a) Elementos de la turbina	65
b) Sistemas hidráulicos de succión	66
c) Estructuras para banco de pruebas	67
d) Mano de obra.....	67
e) Varios	67
f) Costo total del proyecto	68
3.4. Especificaciones técnicas	68
CAPÍTULO IV	76
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	76
4.1. Conclusiones	76
4.2. Recomendaciones	77
ANEXOS	81

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Turbo bomba.....	5
Figura 2.2 Bomba peristáltica	7
Figura 2.3 Bomba de pistones.....	7
Figura 2.4 Bomba de diafragma.....	8
Figura 2.5 Bomba centrífuga.....	9
Figura 2.6 Bomba horizontal con impulsor de flujo axial	10
Figura 2.7 Bomba centrífuga de flujo mixto.....	10
Figura 2.8 Rendimiento de turbinas en función de la variación del caudal	11
Figura 2.9 Clasificación de las turbinas	11
Figura 2.10 Turbina Pelton	13
Figura 2.11 Turbina Kaplan	13
Figura 2.12 Turbina Francis.....	14
Figura 2.13 Ranuras del rotor de la turbina tipo de flujo cruzado	15
Figura 2.14 Turbina tipo Michell Banki	15
Figura 2.15 Rodete de la turbina tipo Michell Banki.....	17
Figura 2.16 Inyector de la turbina tipo Michell Banki.....	17
Figura 2.17 Vistas del inyector de la turbina de flujo cruzado	18
Figura 2.18 Detalle del inyector, arco de admisión y ángulo de admisión	19
Figura 3.1 Bomba de pistones.....	20
Figura 3.2 Bomba de diafragma.....	21

Figura 3.3 Bomba centrifuga.....	22
Figura 3.4 Triangulo de velocidades en la turbina de flujo cruzado	29
Figura 3.5 Triángulos de velocidades unificados de las 2 etapas	31
Figura 3.6 Ángulos de ubicación de los álabes	35
Figura 3.7 Ángulos de ubicación de los álabes	37
Figura 3.8 Inyector	40
Figura 3.9 Ángulos de velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe	43
Figura 3.10 Ángulos de velocidad	44
Figura 3.11 Ángulos de velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe	45
Figura 3.12 Longitud del álabe	46
Figura 3.13 Fuerzas generadas en el inyector	47
Figura 3.14 Diagrama del sistema de transmisión	49
Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas en el eje	54
Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre en el plano xy	55
Figura 3.17 Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xy	55
Figura 3.18 Diagrama de momento flector en el plano xy.....	55
Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre en el plano xz	56
Figura 3.20 Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xz	56
Figura 3.21 Diagrama de momento flector en el plano xy.....	56
Figura 3.22 Q de entrada a la turbina vs % de regulación de la válvula.....	72
Figura 3.23 Velocidad de rotación vs Q de entrada en la turbina	72

Figura 3.24 Velocidad de rotación vs % Regulación de la válvula	73
Figura 3.25 Potencia de la Bomba vs Q suministrado a la turbina fijando el Q...	74
Figura 3.26 Potencia de la bomba vs Q suministrado a la turbina fijando la Hn..	75

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Evaluación del peso específico de cada criterio.....	24
Tabla 3.2 Evaluación del peso específico del criterio de caudal necesario	24
Tabla 3.3 Evaluación del peso específico del criterio de altura de impulsión	25
Tabla 3.4 Evaluación del peso específico del criterio de velocidad de giro	25
Tabla 3.5 Evaluación del peso específico del criterio de mantenibilidad	25
Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio de costo.....	25
Tabla 3.7 Evaluación del peso específico alternativa/ criterio.....	26
Tabla 3.8 Medición de tiempos	27
Tabla 3.9 Ángulo β_1 variará acorde a los valores de α_1	32
Tabla 3.10 Parámetros característicos en turbinas ensayadas	34
Tabla 3.11 Cálculo para el radio de curvatura envolvente.....	41
Tabla 3.12 Fuerzas que actúan en el eje del rodete.....	53
Tabla 3.13 Costo de elementos de la turbina.	66
Tabla 3.14 Costo del sistema hidráulico de descarga.	66
Tabla 3.15 Costo de la estructura para banco de pruebas.	67
Tabla 3.16 Costos de la mano de obra.	67
Tabla 3.17 Costos varios.	67
Tabla 3.18 Costo Total del Proyecto.....	68
Tabla 3.19 Especificaciones técnicas de la turbina.....	68
Tabla 3.20 Especificaciones técnicas de la bomba [23].....	68

Tabla 3.21 Tiempos de llenado para recipiente de 1000 lt (succión de la turbina)	69
Tabla 3.22 Velocidad de rotación proporcionados por la turbina	70
Tabla 3.23 Tiempos de llenado para recipiente de 8 lt (descarga de la bomba) ...	71
Tabla 3.24 Potencia en función del caudal de entrada en la turbina a 17.9 m	73
Tabla 3.25 Potencia en función del caudal de entrada en la turbina a 9 m	74

RESUMEN EJECUTIVO

Con los parámetros obtenidos de cascada Jun Jun se pudo obtener altura de 9 metros y un caudal de 9 lt/s se determinaron los siguientes parámetros para el diseño: el diámetro exterior del rodete de 18 cm, número adecuado de álabes = 20 y el diámetro de la tubería a utilizar es de 4 pulgadas.

Se trata que ingrese una caudal constate de agua al inyector y este ayude a impulsar los alabes del rotor y de movimiento al eje para que la energía mecánica sea transmitida por medio de poleas a la bomba y esto ayude a trabajar generando la velocidad de rotación necesaria para que la bomba trabaje de forma eficiente.

Con la construcción de esta máquina se puede calcular la eficiencia de la turbina con un caudal controlado y a una altura estipulada y comprobada en las condiciones reales que se impuso al principio de ella, la máquina fue construida acorde a un lugar específico y a las condiciones que se presentó en ella para poder trabajar sin ningún problema se realizó varios cambios para poder llegar al diseño más eficaz.

Mediante las pruebas de funcionamiento de la turbo bomba nos dejó como resultado que la velocidad de rotación que proporciona la turbina se encuentra entre 294.56 a 694.02 RPM, un caudal de bombeo desde 0.13 lt/s hasta 0.36 lt/s, para una altura aproximada de 30 m dejando como conclusión que el diseño de la máquina es adecuado y fiable para trabajar en el lugar propuesto.

El presente trabajo surge por la necesidad de energía eléctrica para sectores donde no se cuenta con este servicio, es un proyecto con una idea innovadora que favorecen al desarrollo de las energías renovables, existen lugares en donde se puede hacer un gran uso de ella. Con este proyecto se pretende estudiar el funcionamiento de la turbo bomba, el cual consta de una bomba accionada por medio de una turbina en nuestro caso se trata de una Turbina MICHELLE BANKY La principal función de una turbina hidráulica es el aprovechamiento de la fuerza brinda el agua para poder transmitir un movimiento de rotación.

ABSTRACT

Using the parameters of waterfall “Jun Jun” it was possible to obtain a height of 9 meters and a flow of 9 lt/s. These determined the following parameters of the design: the outside diameter of the turbine wheel = 18cm, the appropriate number of blades =20 and the diameter of the pipe to be used = 4 inches.

Water flows into the injector, helping propel the rotor blades and movement to the shaft. As a result, mechanical energy is transmitted by means of pulleys and this helps to generate the necessary rotation speed for the pump to work efficiently.

With the construction of this machine, the efficiency of the turbine can be calculated with a controlled flow, at a stipulated height and in real conditions. The machine was constructed according to a specific location and to the conditions of this location. In order to work without any problems several changes were made to achieve the most effective design.

Performance tests of the turbo pump resulted in the rotation speed provided by the turbine being between 294.56 and 694.02 and a pumping flow from 0.13lt/s to 0.36 lt/s for a height of approximately 30m. These results led to the conclusion that the design of the machine is suitable and reliable to work in the proposed location.

This work arises out of the need for electrical energy in the sectors where this service is not currently available. It is an innovative project that favors the development of renewable energies, as there are many areas where they could be implemented greatly benefitting the environment. This project aims to investigate the operation of the turbo pump, which consists of a pump powered by turbine. In our case, the pump is powered by a MICHELLE BANKY turbine.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1. Tema

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBO BOMBA ACCIONADA MEDIANTE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA RIEGO DE CULTIVOS EN LOS SECTORES VULNERABLES

1.2. Antecedentes

En la actualidad existen varios factores que favorecen al desarrollo de las energías renovables, existen lugares en donde se puede hacer un gran uso de ellas y así poder implementarlas, sacando grandes ventajas de la naturaleza en sí. Con un gran desarrollo e investigación en energías se pone como plan potencializar el uso de energías renovables y poder contribuir con su aplicación.

En el país la gran mayoría de industrias son dependientes de la energía eléctrica para su desarrollo, existen lugares donde el uso del agua es necesario para el regadío de cultivos, pero no se cuenta con dicho recurso y lugares que son más favorecidos que otros, se ha puesto como opción la implementación de una turbo bomba para los sectores vulnerables; hay lugares que cuentan con un importante recurso que no es aprovechado, con una visualización del lugar se puede dar una posibilidad de poder utilizar el agua, y así poder diseñar una turbo bomba que pueda ayudar a lugares donde el agua no se puede alcanzar con facilidad

La turbo bomba es una máquina que ayuda a desplazar el agua a diferentes alturas en donde el bombeo del agua va junto con la energía renovable, existen factores muy importantes que da a conocer, una máquina así ayuda económicamente, facilita el paso del agua, y da una mayor facilidad para el trabajo de los agricultores.

De tal manera se ve la necesidad de hacer una máquina que puede bombear agua de un lugar a otro, sin la necesidad de energía eléctrica con los requerimientos adecuados acorde con las propiedades que nos da el lugar y los datos que se puede conseguir, así se realizara una turbo bamba que sea de fácil uso, sea muy segura para los usuarios y que se pueda sacar mucho provecho de ella.

1.3. Justificación

Una turbo bomba consiste en el acoplamiento de una bomba a una turbina la cual utiliza la energía hidráulica proporcionada por canales, fuentes, pequeños riachuelos y ríos que tengan circulación de agua constante con caudales de 8 a 1500 litros por segundo, funcionan con saltos “H” de 2 a 25 m, esto permite accionar la turbina que transforma la energía hidráulica en energía mecánica para que la bomba realice su función [1].

La turbo bomba se adapta especialmente para bombear el agua desde sectores como montañas o laderas donde no existe afluencia de agua, este recurso puede ser utilizado para regadío de cultivos, así como también para la provisión de agua para los animales que se encuentran en dichos sectores, otro beneficio de la turbo bomba es que puede generar electricidad en forma simultánea al bombeo [1].

La construcción de turbo bombas es de suma importancia porque esta máquina no requiere electricidad para su funcionamiento, lo que hace viable su aplicación en sectores vulnerables donde no se cuenta con electricidad ya que según el Instituto Nacional de Estadísticas y Censos en las encuestas realizadas en el 2014 de las condiciones de vida de los ecuatorianos plantea que el 4,4% del territorio rural aún no cuenta con energía eléctrica [2].

Se escogió la turbina Michell Banki porque el diseño es sencillo, al contar con el equipo necesario se puede realizar la construcción en talleres que se encuentran en la ciudad, otro factor importante para la selección de la turbina Michell Banki son los costos bajos de fabricación y montaje, así como también requiere poco mantenimiento, pero el principal factor que se tomó en cuenta fue que la turbina Michell Banki puede trabajar con saltos pequeños ideal para las condiciones fijas

de diseño como son la altura y el caudal , una de las principales ventajas de la turbina es que alcanza su mejor rendimiento que oscila entre 60 y 80 % a bajos caudales convirtiéndola así en una excelente opción para la elaboración del proyecto.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General:

- Construir una Turbo Bomba accionada con turbina MICHELL BANKI, para el bombeo de agua de riego en sectores vulnerables.

1.4.2. Objetivos Específicos:

- Determinar los parámetros de diseño fundamentales para la elaboración de la turbo bomba.
- Diseñar la turbina Michell Banki para una turbo bomba.
- Determinar la selección de la bomba que se utilizará en el sistema de bombeo.
- Realizar las pruebas de funcionamiento de la turbo bomba.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN

2.1. Investigaciones previas

Investigaciones realizadas anteriormente en donde se analizaron sus conclusiones y recomendaciones adecuadas para el desarrollo del actual proyecto.

En la Universidad Estatal De Campinas de Brasil, Facultad de Ingeniería Civil existe la tesis de investigación con el Tema: “CRITERIOS DE PROYECTO UTILIZANDO TURBINA MICHELL BANKI COMO FUERZA MOTRIZ PARA BOMBA ALTERNATIVA DE MÚLTIPLES PISTONES” del año 2002, Autor: Antonio Carlos Tambellini Bettarello concluye que se seleccionó el sistema de turbo bombeo de una turbina Michell Banki con una bomba centrífuga por su elevado rendimiento en un promedio de 62%.

En la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica existe la tesis de investigación con el Tema: “DISEÑO DE UN SISTEMA DE HIDROBOMBEO PARA LA INDUSTRIA LECHERA FLORALP S.A” del año 2012, Autor: Lenin Orlando Guerra Vaca en donde se concluye que el sistema de turbo bombeo es una solución a la necesidad que actualmente tiene la industria de contar con un sistema de hidrobombeo, pudiendo realizar sus actividades productivas con seguridad, en los lugares que se disponga de agua de forma permanente.

En la Universidad Nacional de Loja Carrera de Ingeniería Electromecánica consta la tesis de investigación con el Tema: “ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI APLICADA A ESTACIONES DE BOMBEO CUYO FIN ES IDENTIFICAR LAS ZONAS INFLUYENTES EN EL RENDIMIENTO DEL SISTEMA” del año 2013, Autor: Juan Carlos Rivera Balcázar en el cual se diseñó una guía, cuyo fin es facilitar a los estudiantes el conocimiento para la elaboración de futuras prácticas acerca del funcionamiento de este tipo de máquinas hidráulicas para el bombeo, además se logró mejorar la potencia útil y el rendimiento.

En la Universidad Estatal De Campinas de Brasil, Facultad de Ingeniería Civil se encuentra la tesis de investigación con el Tema: “BANCO DE ENSAYOS PARA BOMBAS UTILIZANDO LA TURBINA MICHELL-BANKI COMO MÁQUINA MOTORA” del año 1999, Autor: Fernando Puell Neto se concluye que, como resultado de los ensayos, se obtuvieron los campos básicos de funcionamiento, también se realizó una estandarización de la turbina Michell-Banki, cubriendo así el campo de aplicación previsto para este tipo de turbina”.

2.2. Fundamentación teórica

2.2.1. Turbo bomba

Una turbo bomba como se muestra en la figura 2.1 es una máquina hidráulica que permite el bombeo de agua sin la utilización de energía eléctrica lo que elimina la necesidad de utilizar motores eléctricos o diésel para el bombeo de agua., el sistema de la turbo bomba se encuentra formada por una turbina y una bomba, la turbina aprovecha la energía hidráulica proporcionada por canales, riachuelos o ríos para luego transformarla en energía mecánica donde por medio de un mecanismo se acopla una bomba que aprovecha esta energía para poder desarrollar su función.



Figura 2.1 Turbo bomba

Fuente: [3]

2.2.2. Tipos de bombas

Existen dos tipos fundamentales de bombas como son las bombas de desplazamiento positivo y las bombas cinéticas.

A continuación, se presenta las sub clasificaciones de las bombas para el bombeo de agua:

- **Desplazamiento Positivo:**
 - **Rotatorias:**
 - Peristálticas.
 - **Recíprocas:**
 - Pistón.
 - Diafragma.
- **Cinéticas:**
 - Flujo Radial (centrífugas).
 - Flujo Axial (de impulsor).
 - Flujo Mixto.

2.2.2.1. Bombas de desplazamiento positivo:

Lo fundamental que necesitan las bombas de desplazamiento positivo es enviar una cantidad fija de fluido por cada revolución del rotor o también llamado eje impulsor de la bomba. La capacidad de la bomba es afectada en forma moderada por los cambios que se producen en la presión, esto ocurre por deslizamientos pequeños causados por las holguras entre la carcasa con el rotor, pistones, aspas y algunos elementos activos. La mayor parte de las bombas de este tipo operan con fluidos de grandes viscosidades.

a) Bombas rotatorias

Bombas peristálticas

Este tipo de bombas son únicas ya que el fluido es capturado por completo dentro de un tubo que es flexible a través de todo el proceso de bombeo. El tubo se encuentra entre un conjunto de rodillos giratorios y una carcasa que se encuentra fija, los rodillos son los encargados de exprimir el tubo y agarran un volumen dado entre los rodillos contiguos como se puede observar en la figura 2.2. El diseño en verdad elimina la posibilidad de que el producto se contamine, lo que hace atractivas estas bombas para las aplicaciones químicas, médicas, procesamiento de alimentos, de impresión, tratamiento de aguas, industriales y científicas [4].



Figura 2.2 Bomba peristáltica

Fuente: [4]

b) Bombas reciprocas

Bombas de pistón

Las bombas de pistón de potencia utilizan una placa de derrame giratoria que actúa como una leva para hacer alternar los pistones como se muestra en la figura 2.3.

Los pistones trasladan en forma variada el fluido al interior de sus cilindros a través de válvulas de succión, y luego lo fuerzan a salir por válvulas de descarga contra la presión del sistema.

La entrega de fluido varía de cero al máximo, si se cambia el ángulo de la placa y con ello la carrera de los pistones. La capacidad de presión llega hasta 5000 psi (34,5 MPa) [4]

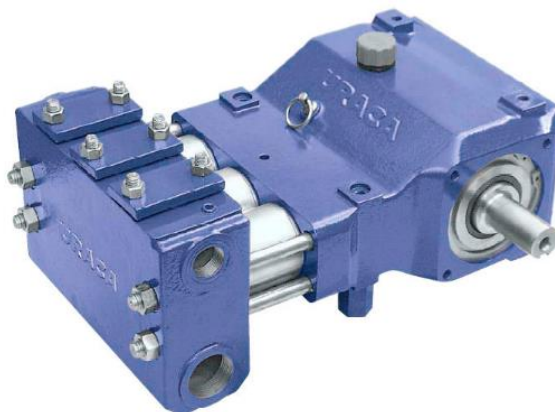


Figura 2.3 Bomba de pistones

Fuente: [5]

Bombas de diafragma

La ventaja de las bombas de diafragma es que solo el diafragma está en contacto con el fluido a bombear lo que reduce la contaminación estimulada por elementos de operación. Las válvulas de succión y descarga se regulan de forma alternada.

Muchas de estas bombas son impulsadas por aire comprimido que se opera por medio de una válvula de control direccional.

También existen pequeñas bombas de diafragma que envían flujos volumétricos muy bajos, para aplicaciones como la medición de productos químicos en un proceso, manufactura microelectrónica y tratamiento médico. La mayor parte utiliza electromagnetismo para producir movimiento reciproco de un rodillo que mueve al diafragma como se puede conocer de la figura 2.4 [4]



Figura 2.4 Bomba de diafragma

Fuente: [6]

2.2.2.2. Bombas cinéticas:

Las bombas cinéticas agregan energía al fluido cuando lo acelera la rotación de un impulsor. La bomba centrífuga de flujo radial es el tipo más común de bomba cinética. El fluido se lleva al centro del impulsor y después es lanzado hacia fuera por las aspas. Al salir del impulsor, el fluido pasa por una voluta en forma de espiral, donde baja en forma gradual y ocasiona que parte de la energía cinética se convierta en presión de fluido [4].

a) Flujo radial (centrífugas)

Este tipo de bombas emplea un sistema de paletas difusoras fijas que envuelven al rodete impulsor como se puede observar en la figura 2.5, entre los difusores las secciones rectas van aumentando gradualmente, y en estos conductos la velocidad del líquido al abandonar los bordes de los álabes del rodete va disminuyendo, transformándose la mayor parte de su presión dinámica en presión estática.

La conversión de la presión dinámica no solamente tiene lugar en la carcasa en espiral, sino también en los difusores. El sistema de difusor puede aplicarse a bombas con dos o más escalamientos [7]



Figura 2.5 Bomba centrífuga

Fuente: [6]

b) Flujo axial (de impulsor)

Las bombas de flujo axial como se puede observar en la figura 2.6 son utilizadas para el bombeo de caudales grandes con poca altura. Este tipo de bombas son más económicas en relación con las bombas de flujo radial o de flujo mixto.

Con frecuencia son utilizadas para el bombeo del fluido tratado de una estación depuradora o aguas pluviales sometidas a un desbaste previo. No se deben utilizar para realizar el bombeo de aguas residuales sin un previo tratamiento.

Las bombas de flujo axial se diferencian de las de flujo radial en que tienen un rodete impulsor en el cual la dirección del líquido y su componente de velocidad dirigida hacia adelante son paralelas al eje de rotación de la bomba. Las bombas de flujo axial pueden construirse para trabajar horizontalmente [7]



Figura 2.6 Bomba horizontal con impulsor de flujo axial

Fuente: [8]

c) Bombas de flujo mixto

En las bombas de flujo mixto como se muestra en la figura 2.7 el flujo va a variar de axial a radial. Son bombas para gastos y cargas intermedias y la velocidad específica de los impulsores es mayor que las de flujo radial [4]



Figura 2.7 Bomba centrífuga de flujo mixto

Fuente: [9]

2.2.3. Turbinas

2.2.3.1. Definición de turbina

La definición de una turbina es aquella que ayuda con la transformación a energía mecánica partiendo de la energía potencial, por medio de vapor de agua, gas o corriente de agua.

Una turbina tiene sus partes principales como el rodete o rotor, el rotor cuenta con aspas, cuchillas o cubos colocados alrededor de una circunferencia, pala o hélices por medio del fluido ayuda a dar impulso produciendo un movimiento tangencial,

la energía producida es transferida por medio de un eje para proporcionar movimiento a la máquina.

En la figura 2.8 se puede observar las características típicas del rendimiento de los diferentes tipos de turbinas con respecto a las alteraciones de caudal y carga, en donde las turbinas Pelton y Michell-Banki conservan un rendimiento alto cuando el caudal es inferior.

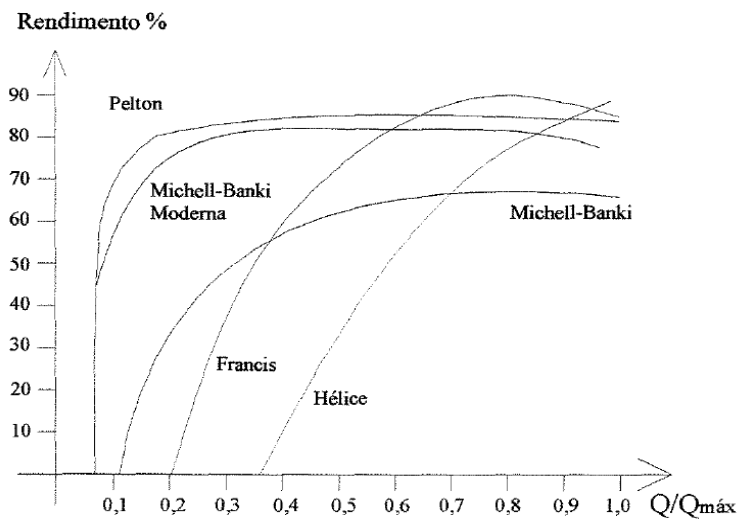


Figura 2.8 Rendimiento de turbinas en función de la variación del caudal

Fuente: [10]

2.2.3.2. Clasificación de las turbinas

Las turbinas se clasifican en 3 grupos muy importantes que son hidráulicas, de vapor y de combustión. Las turbinas hidráulicas son turbinas que aprovecha la energía de un fluido y estas se clasifican como se muestra en la Figura 2.9

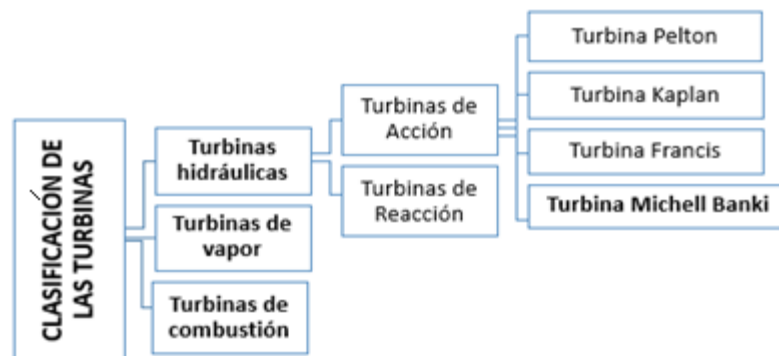


Figura 2.9 Clasificación de las turbinas

2.2.3.3. Turbinas hidráulicas

La principal función de una turbina hidráulica es el aprovechamiento de la fuerza que da el agua (la energía cinética y potencial) para poder dar un movimiento de rotación donde es transferido por medio de un eje, mueve directamente una máquina o bien un generador que transforma la energía mecánica en eléctrica.

Teoría de operación y tipos de turbinas de acción

Las turbinas de acción son aquellas que no sufren cambios de presiones en el fluido cuando pasa por el rodete.

Estas turbinas aprovechan solo la velocidad del fluido, para este tipo de turbinas de acción la más conocida es la turbina Pelton la cual es empleada para grandes saltos de agua.

Teoría de operación y tipos de turbinas de reacción

Las turbinas de reacción son aquellas que sufren cambios de presión en el fluido cuando pasa por el rodete.

Los principales tipos de turbina de reacción son los siguientes: turbina Francis, Hélice, turbina Kaplan, Tubular y Bulbo.

La turbina Francis es muy utilizada en saltos de altura media de cinco a cien metros (5 a 100 m) y la turbina Kaplan lo es en los saltos de baja altura menos de diez metros (10 m) [11]

a) Turbina Pelton

Para poder trabajar con este tipo de turbina se necesita conducir el agua desde un canal o un depósito que se encuentre a una gran altura y conducirlo hacia una boquilla inyectora donde cambia la energía cinética en un surtidor a presión en donde el funcionamiento del rodete depende del surtidor o chorro en ella [11]

La turbina consta de una rueda donde sus álabes son de forma de una cuchara alrededor de la periferia como se puede observar en la figura 2.10, estas turbinas pertenecen al grupo de turbinas de impulso o chorro libre. En este tipo se aplica normalmente para grandes alturas de caída (alturas mayores de 40 m) [11]



Figura 2.10 Turbina Pelton

Fuente: [11]

b) Turbina Kaplan

Este tipo de turbina son para poder trabajar en saltos pequeños de agua, pero a grandes presiones para poder mover los álabes donde es liberado por una compuerta, el rodete es parecido a la hélice del barco, este tipo de turbina trabaja con fluido de reacción de un flujo axial [11]

En las turbinas Kaplan los álabes del rodete siempre son regulables y tiene una forma de una hélice como se muestra en la figura 2.11, en tanto que los álabes del distribuidor son fijos o también se puede regular.

El cual se dice que si en ambos son regulables se llama como una turbina Kaplan verdadera mientras que si solo se vale regular el álabe del rodete se le llama Semi-Kaplan estas pueden ser de admisión axial o radial [11]



Figura 2.11 Turbina Kaplan

Fuente: [11]

c) Turbina Francis

Esta turbina trabaja con flujo axial y flujo radial el cual se juntan, este tipo de turbinas son muy eficientes tanto que trabajan con saltos mayores a 10 m en adelantes y con grandes caudales tanto que en la actualidad alrededor del mundo la mayoría de hidroeléctricas trabajan con estos tipos de turbinas dándole como una prioridad el uso de este tipo para poder generar energía eléctrica.

La turbina Francis es una turbina de reacción lo cual significa que el fluido cambia de presiones a medida que se desplaza a través del rodete perdiendo así su energía, donde se necesita una carcasa para poder contener el caudal [11]

Tiene forma de espiral como se puede ver en la figura 2.12 la admisión de la turbina los álabes directores dirigen el agua tangencialmente hacia el rodete donde este flujo radial actúa sobre el rodete [11]



Figura 2.12 Turbina Francis

Fuente: [11]

d) Turbina Michell Banki

La turbina Michell Banki se le clasifica como turbina de impulso donde es probable que se base al diseño original, donde verdaderamente se le considera como una turbina de presión constante, en el diseño tiene un espacio grande entre el inyector y el rotor para que el chorro de agua entre sin presión estática al rodete como se puede observar en la figura 2.14.

En la actualidad los nuevos diseños de las turbinas van con un inyector para que cubra un mayor arco de la periferia del rodete como en la figura 2.13, y así

tomadas estas medidas se incrementa el flujo unitario, dando una turbina pequeña [11]

Esta turbina es libre de desviación, de admisión radial y parcial. De acuerdo a su número de revoluciones específicos lo cual entra en el tipo de turbinas de régimen lento.

El distribuidor imprime al chorro de agua en una sección rectangular, donde va por el rodete de una forma circular [11]

Este tipo de turbinas de flujo cruzado son aplicables para 2 m de altura de caída de agua en adelante, se pueden trabajar con varios tipos de caudales y acomodarse al diámetro del rotor [11]

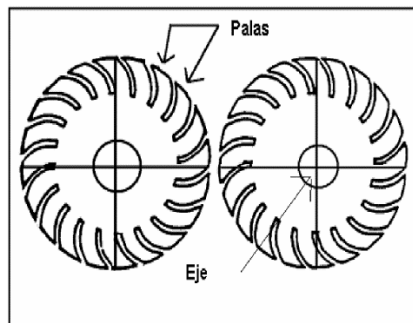


Figura 2.13 Ranuras del rotor de la turbina tipo de flujo cruzado

Fuente: [11]



Figura 2.14 Turbina tipo Michell Banki

Fuente: [11]

Características generales

La turbina de Flujo Transversal 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). [11]

- Son Turbina de acción.
- Saltos netos entre 1 y 200 m.
- $\eta \leq 80\%$.
- Potencia máxima = 6 MW.
- No hay peligro de cavitación.
- Diseño sencillo y fácil construcción.
- Aplicada en aprovechamientos hidroeléctricos de pequeña escala.
- Amplio rango de velocidad de giro.
- Diámetro de la turbina es independiente del caudal
- Regulación de caudal y potencia mediante un álabe ajustable en el inyector.

Composición de la turbina Michell Banki

La turbina Michell Banki consiste en dos partes esenciales que a continuación se describirán:

- A. El rodete o rotor
- B. El distribuidor

Rodete

El rodete como se puede observar en la figura 2.15 es una de las partes principales de la turbina el cual consta de los álabes el cual van de 24 a 30 álabes dependiendo del tamaño del rodete, los álabes van soldado a los discos terminales siguiendo un debido proceso son hechos de acero perfilado. Los álabes curvados linealmente sólo producen un empuje axial pequeño, este empuje axial es amortiguado por medio de los rodamientos [11]

Uno de los procesos fundamentales en el montaje del rodamiento es balacear y alinearle correctamente para que en su función sea perfecto.

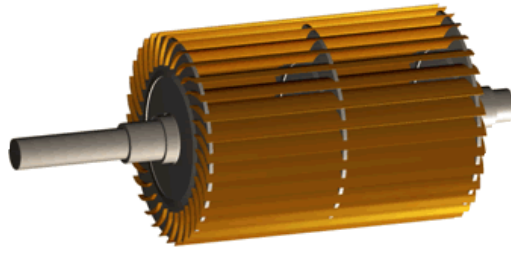


Figura 2.15 Rodete de la turbina tipo Michell Banki

Fuente: [11]

Inyector

El inyector de la turbina como se puede ver en la figura 2.16 es la entrada del agua hacia el rotor, donde el flujo de agua depende del álabe directriz el cual da la cantidad de fluido que se va ingresar hacia el rodete.

El álabe directriz divide y dirigen la corriente de agua que proviene de la bomba haciendo que ésta llegue al rodete sin efecto de golpe con libertad de la abertura de entrada. Ambos álabes giratorios se encuentran ajustadas perfectamente [11]

Las pérdidas producidas por fugas son mínimas que la pala directriz sirve de un órgano de cierre. Donde no es preciso que se prevea ninguna válvula de cierre entre la tubería de presión y la turbina.

El álabe directriz puede regularse independientemente entre sí mediante una palanca reguladora a la que se acopla la regulación manual [11]



Figura 2.16 Inyector de la turbina tipo Michell Banki

Fuente: [11]

Diseño del inyector

El inyector de una turbina de flujo transversal es el segundo componente de esta máquina que en conjunto con el rotor determinan la eficiencia de la turbina. Este es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor.

Esta conducción deberá poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida, así como un bajo nivel de pérdidas de carga, de manera que se logrará la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética. [12]

El inyector puede tener diferentes geometrías diferenciadas fundamentalmente por el ángulo de admisión y el órgano de regulación que posea, si es que existe. Se deberá tener en cuenta en la ubicación de este órgano de regulación que cualquier elemento en el interior del inyector puede provocar disturbios a la salida del flujo. [12]

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor, una cara superior envolvente que guía el flujo como se puede ver en la figura 2.17. Esta cara posee un ángulo α_1 óptimo constante en cada punto de la curva. La velocidad absoluta será tangente a esta curva en todo punto. La cara inferior es recta y puede tener un ángulo de 5° como máximo. [12]

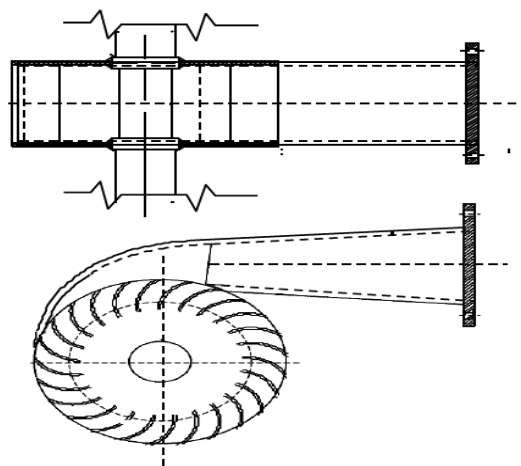


Figura 2.17 Vistas del inyector de la turbina de flujo cruzado

Fuente: [13]

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 θ_a óptimo para este tipo de turbina es de alrededor de los 90° donde se puede observar el ángulo en la figura 2.18 [12].

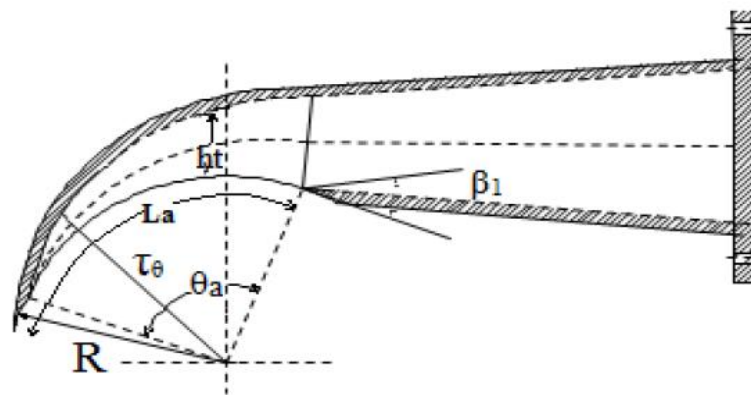


Figura 2.18 Detalle del inyector, arco de admisión y ángulo de admisión

Fuente [13]

Geometría del inyector

Existen diferentes tipos de geometría del inyector unas poseen los álabes directrices de forma que ayuden con la eficiencia de la máquina. Se puede conocer que en algunos tipos de turbinas poseen un álabe de compuerta, otras un álabe directriz con diferentes geometrías y en algunos casos se diseña el inyector sin álabe de regulación. En otros casos se diseñan inyector con uno o dos compartimentos con el objeto de mejorar la eficiencia de la turbina cuando opera a cargas parciales [14]

Hay que conocer, que para poder diseñar el inyector se debe considerar lo más importante que se desea de la máquina (la eficiencia). Para poder tener una buena eficiencia buena es necesario una buena conducción del fluido, la aceleración, una buena orientación y regulación del agua hacia los álabes [14]

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1. Selección de alternativas para turbo bombas

Para poder realizar la selección de la bomba se tomarán 3 alternativas más fiables y que se pueden encontrar en el mercado ecuatoriano para el diseño de la máquina:

Alternativa I

Bombas de Pistones como se puede conocer en la figura 3.1 están diseñadas para una amplia variedad de aplicaciones de lavado a presión moderada este tipo de bombas son ideales para fumigación en cultivos, poseen la opción de trabajar como bomba de riego alcanzando una presión máxima para esta aplicación de 150 PSI y un caudal de 0.3 lts/s a 1000 RPM.



Figura 3.1 Bomba de pistones

Fuente: [15]

Ventajas:

- Son de bajo costo dependiendo del origen en relación con las de diafragma.
- La presión disponible es alta.
- Son autocebantes.
- El flujo del líquido es constante para cargas a presión variable.

- Adaptabilidad para ser movidas manualmente o por motor.

Desventajas:

- La descarga es sumamente.
- Tienen baja eficiencia comparada con las bombas centrifugas.
- Tienen muchas partes móviles y metálicas propensos a la corrosión.
- Necesitan mantenimiento a intervalos frecuentes.

Alternativa II

Las Bombas de Diafragma son de uso agrícola en el regadío de cultivos con un caudal y una presión máxima de 0.60 lts/s y 580 PSI respectivamente a 650 RPM, así como también para uso de fumigación con pesticidas en terrenos, invernaderos, jardines y viñedos, estas bombas no requieren mantenimiento constante y suministran al agricultor un uso óptimo de productos químicos, debido a que no entran en contacto con las partes metálicas de la bomba como se puede observar en la figura 3.2, como en el caso de otras bombas.

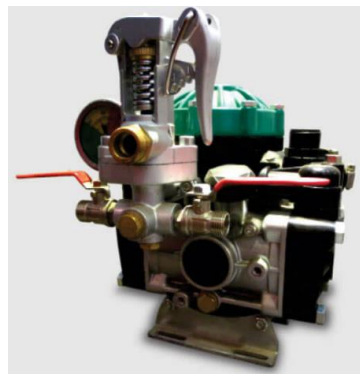


Figura 3.2 Bomba de diafragma

Fuente: [15]

Ventajas:

- Fácil mantenimiento las partes móviles de la bomba están constantemente lubricadas, lo que permite que funcione sin problemas.
- Elevada eficiencia volumétrica y mecánica.
- El caudal bombeado es mayor al de las bombas de pistón.
- Generan una presión constante que garantiza una mayor efectividad de los productos que se desea bombear.

- Adaptabilidad para ser movidas manualmente o por motor.
- Son autocebantes, es decir, no es necesario llenar la columna de aspiración de líquido.

Desventajas:

- Costo relativamente elevado.
- Los diafragmas tienen una vida finita y deben ser cambiados.
- Tiene varias partes móviles.

Alternativa III

Bombas Centrifugas como se puede ver en la figura 3.3 tienen varias aplicaciones: son utilizadas regularmente en la minería debido a la capacidad de transportar sólidos en suspensión, acueductos, oleoductos, industria alimenticia 290 PSI y un caudal de 3.78 lts/s a 3600 RPM.



Figura 3.3 Bomba centrifuga

Fuente: [6]

Ventajas:

- Son bombas económicas y de fácil mantenimiento.
- No llega a presiones excesivas aún con la válvula de descarga cerrada.
- El flujo es suave y no pulsante.
- Las únicas partes en movimiento son el eje y el impulsor.
- Son bombas relativamente económicas.

Desventajas:

- No ceban automáticamente.

- Rendimiento bajo que empeora con la carga parcial.
- Existe menor presión al final en relación con las bombas de pistón.

3.1.1. Evaluaciones de soluciones

Método ordinal corregido de criterios ponderados

En la selección de alternativas se tomó en cuenta para poder escoger la alternativa más conveniente se trabajará con la metodología de Riba C, se debe conocer el orden correcto como se va evaluar. Para lo cual se debe seleccionar el método ordinal corregido de criterios ponderados, este tipo de métodos ayuda a seleccionar una alternativa que sea muy viable con resultados que son reveladores.

Para este método se realizará una tabla donde se pondrá todos los criterios tomados o soluciones más viables en la que se va a determinar cada criterio después se va a comparar cada uno y se dará un valor específico para cada solución los valores van valorados de la siguiente manera:

1 = Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas.

0,5 = Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas.

0 = Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor; $<$) que el de las columnas.

Después, se deben sumar cada uno de los criterios con los valores asignados en relación a los restantes, al cual se le da una unidad para que el criterio menor no sea nulo y en otra columna se calculan los valores para cada criterio. Al final se realiza una suma total de los productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

Criterios de Evaluación:

- Caudal Necesario.
- Altura de Impulsión
- Velocidad de Giro.
- Mantenibilidad.
- Costo.

Descripción de los Criterios:

- Caudal Necesario: Se utilizará un caudal aproximado de 0.6 lt/s tomando como referencia que se regará mediante aspersión 1.5 hectáreas, según [16] el caudal necesario para una hectárea es de 0.4 lt/s.
- Altura de Impulsión: Se supondrá una altura de 30 m.
- Velocidad de Rotación: se optará por un promedio de 650 RPM
- Mantenibilidad: Es una propiedad que tiene la máquina para que tenga un funcionamiento con normalidad y poder evitar fallos futuros y pueda ser reparado con facilidad.
- Costo: el costo es escogido como un criterio de evaluación, debido a que se necesita una máquina que cumpla todas las funciones.

Tabla 3.1 Evaluación del peso específico de cada criterio

Criterio	Caudal Necesario	Altura de Impulsión	Velocidad de Giro	Mantenibilidad	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Caudal Necesario	1	0,5	1	1	4,5	0,3	
Altura de Impulsión	0	0	0,5	1	2,5	0,17	
Velocidad de Giro	0,5	1	1	1	4,5	0,3	
Mantenibilidad	0	0,5	0	0,5	2	0,13	
Costo	0	0	0	0,5	1,5	0,1	
				Suma	15	1	

Tabla 3.2 Evaluación del peso específico del criterio de caudal necesario

Criterio	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa I	0	1	2	0,33	
Alternativa II	1	1	3	0,5	
Alternativa III	0	0	1	0,17	
			Suma	6	1

Tabla 3.3 Evaluación del peso específico del criterio de altura de impulsión

Criterio	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa I		0,5	0,5	2	0,33
Alternativa II	0,5		0,5	2	0,33
Alternativa III	0,5	0,5		2	0,33
			Suma	6	1

Tabla 3.4 Evaluación del peso específico del criterio de velocidad de giro

Criterio	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa I		0	0,5	1,5	0,25
Alternativa II	1		1	3	0,5
Alternativa III	0,5	0		1,5	0,25
			Suma	6	1

Tabla 3.5 Evaluación del peso específico del criterio de mantenibilidad

Criterio	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa I		1	1	3	0,5
Alternativa II	0		0,5	1,5	0,25
Alternativa III	0	0,5		1,5	0,25
			Suma	6	1

Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio de costo

Criterio	Alternativa I	Alternativa II	Alternativa III	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa I		1	0	2	0,33
Alternativa II	0		0	1	0,17
Alternativa III	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Tabla 3.7 Evaluación del peso específico alternativa/ criterio

Criterio	Caudal Necesario	Altura de Impulsión	Velocidad de Giro	Mantenibilidad	Costo	Σ	Prioridad
Alternativa I	0,099	0,056	0,075	0,065	0,033	0,328	2
Alternativa II	0,165	0,056	0,15	0,033	0,017	0,421	1
Alternativa III	0,056	0,056	0,75	0,033	0,05	0,27	3

3.2. Cálculos

3.2.1. Parámetros de diseño

a) Medición de la altura

Para poder obtener la medición del salto de caudal donde se va a trabajar realizamos la medición con una cinta métrica, por donde tomamos de la parte más alta hasta la base o superficie en donde se va instalar la máquina como se puede observar en el anexo F1.

Por los problemas topográficos que se tiene no se puede realizar otro tipo de medición del salto de caudal.

Altura máxima 9 m

b) Medición del caudal

Para la medición del caudal se realizó el método del recipiente el cual consiste llenar un recipiente y tomar el tiempo de llenado con esos datos obtenidos se puede calcular el caudal que se obtiene de la cascada con una tubería de 4 pulgadas y un recipiente de 100 litros (0.1 m^3) con la ecuación 1.

De igual manera por las condiciones geográficas con las que contaba la cascada Jun Jun no permitió trabajar con los caudales establecidos por C. Hernández [14] y se optó por trabajar con el caudal obtenido mediante medición.

Tabla 3.8 Medición de tiempos

Mediciones	Tiempo	Tiempo Promedio
1	10.56	11.094
2	11.62	
3	11.08	
4	11.34	
5	10.87	

$$Q = \frac{v}{t} \quad (1)$$

Donde:

v = volumen [m^3].

t = tiempo promedio [s].

Por lo tanto, el caudal calculado con la ecuación 1 es de:

$$Q = 0.009 \frac{m^3}{s}$$

3.2.2. Metodología

Para el diseño de la máquina se debe realizar el cálculo de la parte hidráulica y mecánica de la turbo bomba. Por lo tanto, se debe partir de los principios fundamentales de la turbina de flujo cruzado.

3.2.2.1. Selección del diámetro del rotor y velocidades de giro

La turbina de flujo cruzado trabaja en condiciones similares con el valor del Q/H es constante, el funcionamiento de la turbina no cambia de forma muy extrema en amplios intervalos de valores de Q y H, otro de los aspectos para asumirse el diámetro del rotor es la velocidad de rotación que proporcionará la turbina conociendo exactamente las RPM que necesita la bomba, mientras más grande sea el diámetro del rotor menor será la velocidad de rotación que proporciona la turbina. Sabiendo estos criterios se puede seleccionar el diámetro del rotor:

a) Diámetro exterior del rotor

El diámetro de la turbina es un valor independiente, al trabajar con caudales mínimos y con la necesidad de producir un considerable número de revoluciones, se optó por asumir un valor:

$$D_e = 0.18 \text{ m}$$

b) Diámetro interior del rotor

Para el cálculo del diámetro interno se tiene la ecuación 2 expresada en metros según Paz. E [17]:

$$D_i = 0.66 * D_e \quad (2)$$

$$D_i = 0.119 \text{ m}$$

c) Velocidad nominal de rotación

Las revoluciones entregadas por la turbina que serán un factor clave para la selección de la bomba se obtiene:

$$N = \frac{40 * \sqrt{Hn}}{D_e} \quad (3)$$

Donde:

Hn = salto o caída de la cascada obtenida a través de medición 9 m

$$N = 666.667 \text{ rpm}$$

d) Cálculo de la potencia de la turbina

De acuerdo a la ecuación 4 se puede calcular la potencia generada por la turbina:

$$P_T = \rho * g * Q * Hn \quad (4)$$

$$P = 794.61 \text{ w} = 0.79461 \text{ Kw}$$

3.2.2.2. Ecuación de Euler

Es aquella que describe el comportamiento de una turbo máquina bajo la proximidad de un flujo unidimensional, está conformada por tres términos fundamentales la variación de la energía cinética que se producen en el fluido, la variación de la fuerza centrífuga y el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido, estas variaciones se producen entre la entrada y la salida del fluido en la turbina.

$$g * H_r = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (5)$$

Donde:

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

H_r = Altura útil [m].

c_1 = Velocidad absoluta de entrada del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

c_2 = Velocidad absoluta de salida del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

u_1 = Velocidad tangencial de entrada del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

u_2 = Velocidad tangencial de salida del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

w_1 = Velocidad relativa de entrada del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

w_2 = Velocidad relativa de salida del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

En la figura 3.4 se puede identificar los triángulos de velocidades de las dos etapas, existe una gran semejanza entre los triángulos de velocidades de la salida de la primera etapa con la entrada de la segunda etapa, esto ocurre porque el flujo en esa transición es una corriente libre.

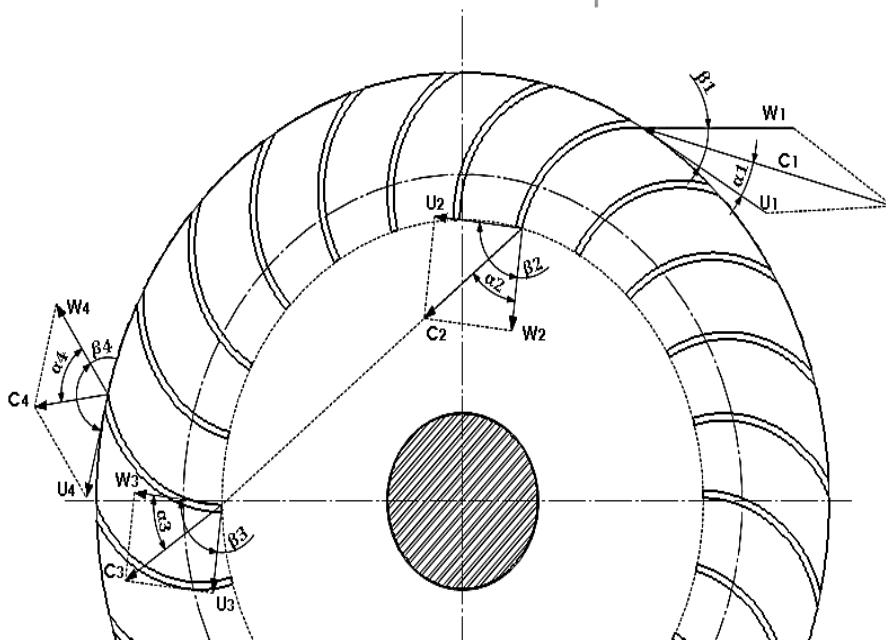


Figura 3.4 Triangulo de velocidades en la turbina de flujo cruzado

Fuente: [13]

Coefficiente de velocidad K_c del inyector

El coeficiente K_c afecta directamente al rendimiento hidráulico de la turbina de flujo cruzado.

Cuando K_c se aleja de la unidad decreciendo su valor hace relación a tener un inyector ineficiente y es necesario aumentar el ángulo de admisión de la turbina. [13]

De acuerdo a Campuzano F. [17] han determinado algunos valores que van desde 0,95 o 0,97 a 0,99 pero se lo puede terminar con la ecuación 6

$$K_c = \frac{N * D_e}{40.62 * \sqrt{H_n}} \quad (6)$$
$$K_c = 0.985$$

Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor

Para poder tener una resolución de las velocidades a la entrada del rotor se debe trabajar con la velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector.

Una vez deduciendo la ecuación 7 se obtiene la velocidad absoluta

$$c_1 = k_c \sqrt{2 * g * H_n} \quad (7)$$
$$c_1 = 13.088 \frac{m}{s}$$

Al analizar los triángulos de velocidad se obtiene los triángulos unificados mostrados en la figura 3.5 al aplicar la ley de cosenos en el triángulo OAB se obtiene:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1\cos\alpha_1 \quad (8)$$

Donde:

α = ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial [°].

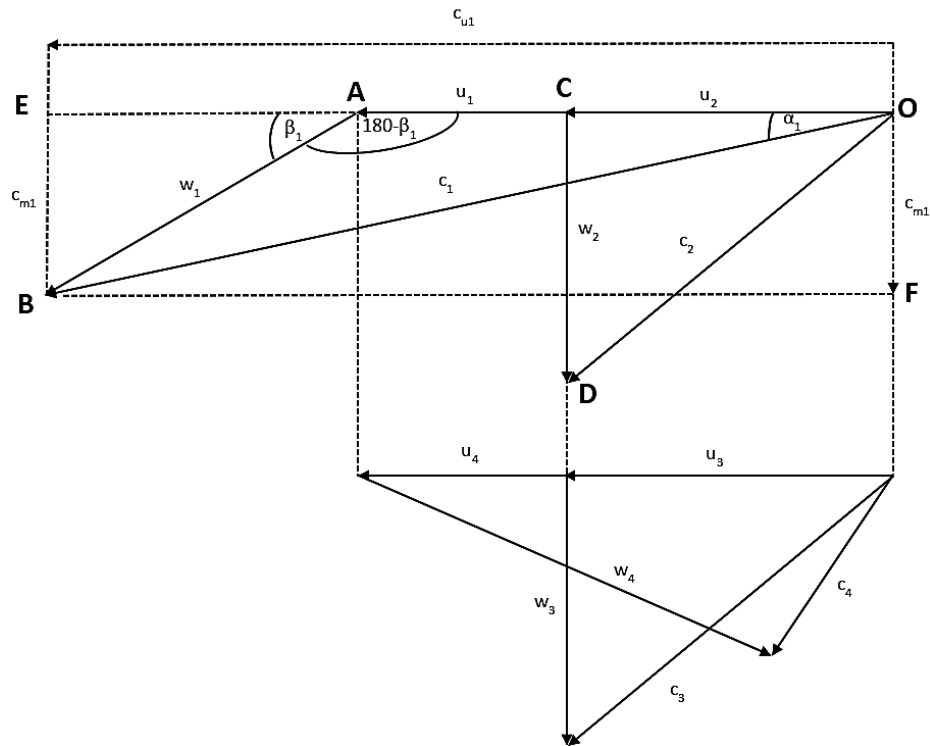


Figura 3.5 Triángulos de velocidades unificados de las 2 etapas

Fuente: [13]

Para el cálculo del ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial β_1 se partirá de la ecuación 8 donde se reemplazará la ecuación 9 aplicada para la máxima utilización de la energía:

$$u_1 = \frac{c_{u1}}{2} \quad (9)$$

Por lo tanto:

$$w_1^2 = c_1^2 + \left(\frac{c_{u1}}{2}\right)^2 - 2c_1 \frac{c_{u1}}{2} \cos\alpha_1 \quad (10)$$

En el triángulo OBE en la figura 3.5 se aplica trigonometría para calcular el coseno del ángulo α_1 y se despeja c_{u1} con esto se obtiene la ecuación 11:

$$c_{u1} = c_1 * \cos\alpha_1 \quad (11)$$

Se reemplaza en la ecuación 10 se obtiene que:

$$w_1^2 = c_1^2 + \left(\frac{c_1 * \cos\alpha_1}{2}\right)^2 - 2c_1 \frac{c_1 * \cos\alpha_1}{2} \cos\alpha_1 \quad (12)$$

Al resolver la ecuación 7 se llegará a:

$$w_1^2 = c_1 * \sqrt{1 - \frac{3}{4} * \cos^2 \alpha_1} \quad (13)$$

Se calcula mediante trigonometría el seno de los ángulos β_1 y α_1 en los triángulos ABE y OBE respectivamente y al despejar c_{m1} se obtiene:

$$c_{m1} = w_1 * \text{sen} \beta_1 \quad (14)$$

$$c_{m1} = c_1 * \text{sen} \alpha_1 \quad (15)$$

Se iguala la ecuación 14 y 15 y se despeja β_1 llegará a la ecuación 16:

$$\beta_1 = \arcsen \frac{\text{sen} \alpha_1}{w_1} \quad (16)$$

Finalmente se reemplaza la ecuación 13 en 16 se obtiene la ecuación 17 para el cálculo del ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial β_1 :

$$\beta_1 = \arcsen \frac{\text{sen} \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cos^2 \alpha_1}} \quad (17)$$

De acuerdo a la ecuación 17 se tiene que el ángulo β_1 variará acorde a los valores mostrados en la tabla 3.9

Tabla 3.9 Ángulo β_1 variará acorde a los valores de α_1

α_1	β_1
15,000	28,180
15,200	28,510
15,400	28,850
15,600	29,170
15,800	29,500
15,900	29,670
16,000	29,830
16,100	29,990
16,102	30,000
16,200	30,150
16,400	30,480
16,600	30,800
16,800	31,120
17,000	31,440

Fuente: [13]

Acorde a esto se optará utilizar un ángulo de $\alpha_1 = 16, 102^\circ$ que se reemplaza en la ecuación 17 se obtendrá un ángulo de 30° , ya que β_1 interviene en la construcción del rotor, por lo tanto, se utilizará valores que faciliten la construcción.

3.2.2.3. Diseño hidráulico

Con los rangos aplicados ya se puede desarrollar todos los parámetros más importantes que se deben determinar las características de las turbinas de flujo cruzado y consiguiendo así las dimensiones básicas de la turbina.

De acuerdo al triángulo de velocidades en la entrada del rotor se obtiene la velocidad tangencial de la turbina

$$u_1 = 2.214 * k_c * \sqrt{H_n} * \cos \alpha_1 \quad (18)$$

$$u_1 = 6.286 \frac{m}{s}$$

Se obtiene el valor de la velocidad relativa expresada en metros sobre segundo.

En el triángulo OAB de la figura 3.5 se realiza ley de senos

$$\frac{c_1}{\text{sen}(180^\circ - \beta_1)} = \frac{w_1}{\text{sen}(\alpha_1)} \quad (19)$$

Se despeja w_1

$$w_1 = \frac{\text{sen}(\alpha_1) * c_1}{\text{sen}(180^\circ - \beta_1)} \quad (20)$$

Se sustituyó la ecuación 7 en la ecuación 20 y, por lo tanto:

$$w_1 = 4.429 * k_c * \sqrt{H_n} * \frac{\text{sen} \alpha_1}{\text{sen} (180^\circ - \beta_1)} \quad (21)$$

$$w_1 = 7.260 \frac{m}{s}$$

Y como último para poder completar el triángulo de velocidades a la entrada del inyector se obtiene el valor de la velocidad absoluta en la dirección meridiana

$$c_{m1} = 1.229 * k_c * \sqrt{H_n} \quad (22)$$

$$c_{m1} = 3.632 \frac{m}{s}$$

a) Triángulo de velocidades (OCD) a la salida de la primera etapa

Para el cálculo de la velocidad tangencial a la salida de la primera etapa se obtiene de la ecuación 23 expresada en $\left[\frac{m}{s}\right]$:

$$u_2 = \frac{\pi * D_i * N}{60} \quad (23)$$
$$u_2 = 4.154 \frac{m}{s}$$

Del teorema de división armónica de un segmento y al despejar la velocidad absoluta en la dirección meridiana a la salida se determinará que:

$$C_{m2} = \frac{R}{r} * c_{m1} = w_2 \quad (24)$$

Donde:

R = radio externo del rodete [m]

r = radio interno del rodete [m]

$$C_{m2} = 5.495 \frac{m}{s} = w_2$$

Se aplica el teorema de Pitágoras y se llega a la ecuación 25 de la velocidad absoluta a la salida de la primera etapa:

$$C_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2} \quad (25)$$
$$C_2 = 6.888 \frac{m}{s}$$

b) Número de álabes del rotor

Para la selección de álabes se debe tener en cuenta el diámetro del rotor y en las condiciones que va trabajar la máquina como el caudal y altura.

Tabla 3.10 Parámetros característicos en turbinas ensayadas

Diámetro del rotor (mm)	Número de álabes
200	22
300	24
400	26
500	28

Fuente: [13]

De la tabla 3.10 se desprenderá que el número correcto de álabes se encuentra de 22 hasta 28. Se seleccionó 20 álabes de acuerdo al tamaño del rotor y tomando en

cuenta que si existe un número elevado de álabes existirán pérdidas de energía y el efecto reja, mientras si existe un bajo número de álabes producirá pulsaciones en la generación de la potencia de la turbina. [20]

$$z = 20 \text{ álabes}$$

c) Determinación de la geometría del álabe

El álabe de la turbina de flujo cruzado tiene la forma de sector circular principalmente los álabes se obtienen de tubos, luego de la selección del número de álabes se calculará el paso entre los álabes con la ecuación 26:

$$\hat{z} = \frac{360^\circ}{z} \tag{26}$$

Donde:

\hat{z} = paso angular entre álabes [°].

z = número de álabes.

$$\hat{z} = 18^\circ$$

Luego se determinará los parámetros y ubicación de los álabes en la figura 3.6 se puede observar los distintos ángulos de ubicación

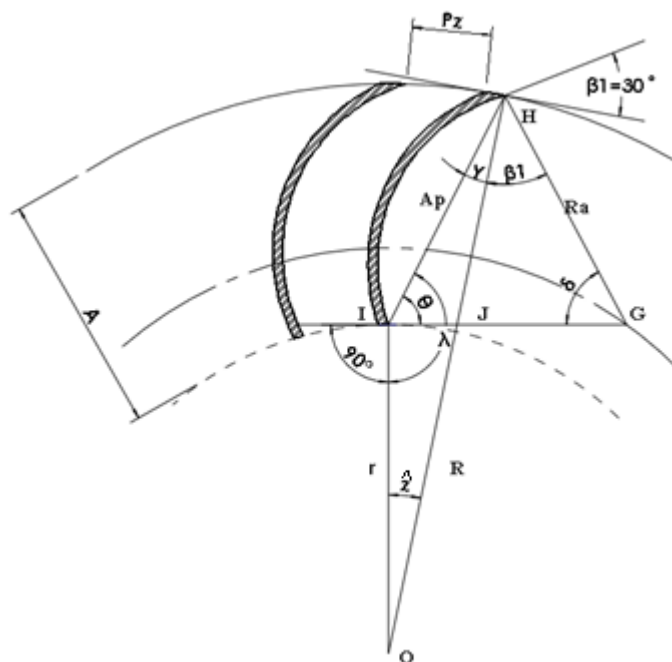


Figura 3.6 Ángulos de ubicación de los álabes

De la figura 3.6 se puede deducir que el ángulo θ y se calcula con la ecuación número 27 :

$$\theta = \gamma + 30^\circ \quad (27)$$

$$\theta = 51^\circ$$

Del vértice I y del triángulo OHI respectivamente se puede deducir que:

$$\lambda = 90 + \theta \quad (28)$$

$$\lambda = 141^\circ$$

$$\lambda = 180^\circ - \hat{z} - \gamma \quad (29)$$

Se reemplaza las ecuaciones 27 y 28 en la ecuación 29 y se despeja el ángulo γ se obtiene:

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

$$\gamma = 21^\circ$$

Otras ecuaciones para calcular θ y λ son:

$$\theta = 60^\circ - \frac{\hat{z}}{2} \quad (31)$$

$$\lambda = 150^\circ - \frac{\hat{z}}{2} \quad (32)$$

Por relación geométrica en el triángulo GHI se obtiene:

$$\delta = 180^\circ - \gamma - \theta - \beta_1 \quad (33)$$

Se reemplaza las ecuaciones 30 y 31 y el valor de β_1 en la ecuación 33 se tiene:

$$\delta = \hat{z} + 60^\circ \quad (34)$$

$$\delta = 78^\circ$$

Si el álabe es pequeño radialmente no se aprovecha la vena fluida de una forma correcta, pero si el álabe es largo en forma radial producirá mayores pérdidas por fricción y perturbaciones en la salida del álabe en la primera etapa.

El ancho radial A este definido por:

$$A = R - r \quad (35)$$

$$A = 0.03875 \text{ m} = 38.75 \text{ mm}$$

Finalmente, la ecuación 36 utilizada para el ancho radial A [mm] es la siguiente:

$$A = R * \left(1 - \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\lambda}\right) \quad (36)$$

La ecuación 37 para la cuerda del álabe Ap [mm] está dada por el teorema de senos aplicado en el triángulo (HIO):

$$Ap = R * \frac{\text{sen}\hat{z}}{\text{sen}\lambda} \quad (37)$$

$$Ap = 0.044193m = 44.193mm$$

El radio del álabe Ra [mm] se obtiene con la ecuación 38:

$$Ra = R * \frac{\text{sen}\hat{z}}{\text{sen}\delta} * \frac{\text{sen}\theta}{\text{sen}\lambda} \quad (38)$$

$$Ra = 0.03512m = 35.112 mm$$

d) Número de álabes que reciben el flujo de agua

En la figura 3.7 se puede observar el número de álabes que recibe flujo de agua en el momento que entra al inyector y pasa al rotor.

El número de álabes que recibe el flujo depende del diámetro del rotor y del ángulo de admisión (θ_a).

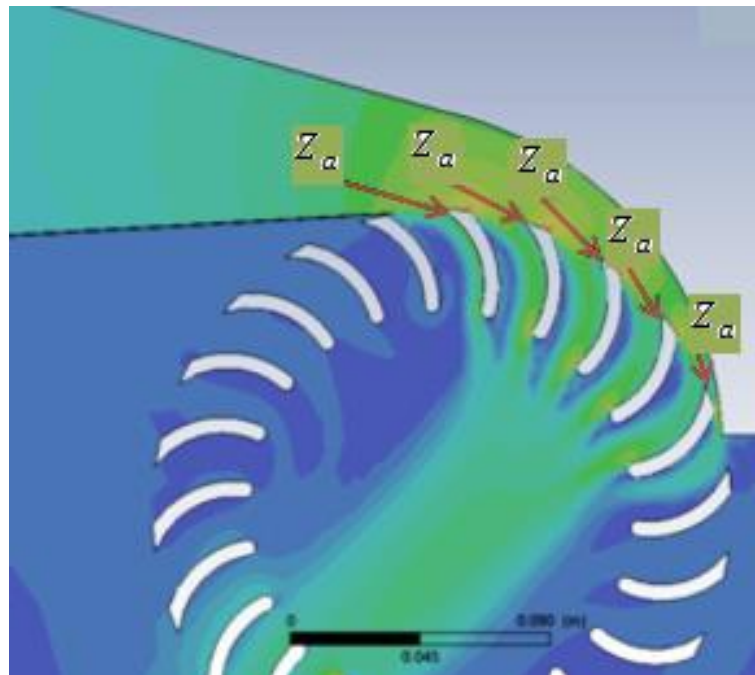


Figura 3.7 Ángulos de ubicación de los álabes

Fuente: [13]

$$Z_a = \frac{\theta_a}{360} Z \quad (39)$$

Z_a = Número de álabes que reciben el flujo de agua

$$Z_a = 6 \text{ álabes}$$

e) Coeficiente x_z

Este coeficiente varía entre 0.05 y 0.35

$$x_z = \frac{Z_a}{Z} < 0.35 \quad (40)$$

El valor del coeficiente x_z debe ser menor a 0.35 para evitar el efecto reja.

$$x_z = 0.3 < 0.35$$

f) Ancho del rotor

Para poder calcular el ancho del rodete se debe considerar el diámetro seleccionado y los parámetros principales como la altura y el caudal.

g) Área de admisión

$$A_a = \frac{Q}{C_{m1}} \quad (41)$$

Además

$$A_a = B_r * p_z * Z_a \quad (42)$$

h) Paso entre álabes

$$p_z = \frac{\pi * D_e}{Z} \quad (43)$$

Se reemplaza la ecuación 43 en la ecuación 42 y se obtiene:

$$A_a = B_r * \frac{\pi * D_e}{Z} * Z_a \quad (44)$$

Al reemplazar la ecuación 40 en la ecuación 44 se obtiene

$$A_a = B_r * \pi * D_e * x_z \quad (45)$$

Y al despejar B_r se obtiene

$$B_r = \frac{A_a}{\pi * D_e * x_z} \quad (46)$$

Se reemplaza la ecuación 41 en la ecuación 46

$$B_r = \frac{Q}{C_{m1} \pi * D_e * x_z} \quad (47)$$

Se reemplaza la ecuación 22 en la ecuación 47 y se obtiene

$$B_r = \frac{Q}{1.229 * k_c * \sqrt{H_n} \pi * D_e * x_z} \quad (48)$$

Al resolver la ecuación 48 se llega a la ecuación 49 para el ancho del rotor

$$B_r = 0.259 * \frac{Q}{k_c * D_e * \sqrt{H_n} * x_z} \quad (49)$$
$$B_r = 0.015 \text{ m}$$

El cálculo del ancho del rotor se encuentra en función del caudal y del diámetro del rotor donde el calculado es de 0.015 m.

Tomando en cuenta el caudal que ingresa y la tubería de alimentación que es de 4 pulgadas se optó por aumentar el ancho del rotor a 0,055 m por motivos de acople entre la tubería y el inyector.

i) Diseño del inyector

Para poder hacer el diseño del inyector hay que tomar en cuenta algunos puntos importantes como:

- La cara inferior es una recta y puede tener un ángulo máximo de 5°
- Los ángulos de admisión del inyector van de 30° hasta 120°
- El ángulo de admisión θ_a para que trabaje de la mejor manera debe ser alrededor de 90°
- Tanto el arco como el ángulo de admisión estarán definidos con el valor de x_z es decir por el número de álabes en la admisión
- Hay que tener muy en cuenta el efecto reja que es provocado por el espesor de los álabes en la entrada

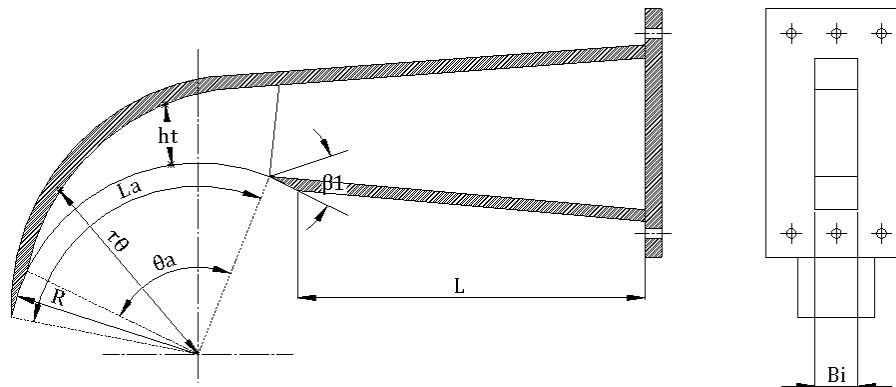


Figura 3.8 Inyector

j) Arco de admisión

$$L_a = \frac{\pi * D_e}{z} * Z_a + Z_a * e \quad (50)$$

$$L_a = 181.646 \text{ mm}$$

k) Ángulo de admisión

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi D_e} L_a \quad (51)$$

$$\theta_a = 115.639^\circ$$

l) Rendimiento de la turbina η_h

Según el INE para efectos de construcción se ha tomado un rendimiento del 75%, como se puede observar en la figura 2.8 la turbina Michell Banki puede alcanzar su máximo rendimiento con el 73% de la carga total, pero se logra trabajar con cargas que parten desde el 40%. [18]

m) Constante de torbellino potencial

$$C = 2.3 * \eta_h * \frac{D_e \sqrt{H_n}}{K_c} \quad (52)$$

$$C = 0.883$$

n) Radio de la curva envolvente del inyector en función del ángulo de admisión

La ecuación 53 de radio de la curva envolvente del inyector sale del principio de la ecuación espiral logarítmica o también llamada espiral creciente, donde en la turbina será por donde se guie el fluido en una forma suave [17]

$$\tau_{\theta} = Re \left[\frac{1 - \frac{\theta}{\theta_a}}{B * C} \right] * Q \quad (53)$$

o) Diferencia entre radios de variabilidad del inyector y el radio exterior

$$ht = \tau_{\theta} - R \quad (54)$$

Tabla 3.11 Cálculo para el radio de curvatura envolvente

θ	τ_{θ}	ht	ht mm
0	0,1094	0,01937	19,37
5	0,1086	0,01856	18,56
10	0,1077	0,01775	17,75
15	0,1069	0,01695	16,95
20	0,1061	0,01615	16,15
25	0,1054	0,01536	15,36
30	0,1046	0,01457	14,57
35	0,1038	0,01379	13,79
40	0,1030	0,01302	13,02
45	0,1023	0,01225	12,25
50	0,1015	0,01149	11,49
55	0,1007	0,01074	10,74
60	0,1000	0,00998	9,98
65	0,0992	0,00924	9,24
70	0,0985	0,00850	8,50
75	0,0978	0,00777	7,77
80	0,0970	0,00704	7,04
85	0,0963	0,00631	6,31
90	0,0956	0,00560	5,60
95	0,0949	0,00488	4,88
100	0,0942	0,00418	4,18
105	0,0935	0,00348	3,48
110	0,0928	0,00278	2,78
115,639	0,0920	0,00200	2,00

p) Longitud del inyector

$$L = \frac{5}{3} * R \quad (55)$$

$$L = 0.15 \text{ m}$$

q) Diámetro máximo del eje del rotor

Para poder obtener el diámetro del eje que pasa por el interior del rotor se trabaja con la ecuación 56 que está en función del diámetro externo.

$$d_{emax} = 0.325 * D_e \quad (56)$$

$$d_{emax} = 0.0585 m$$

3.2.2.4. Diseño mecánico

Para el diseño mecánico se estudiará los esfuerzos que se ejerce en cada uno de los componentes principales de la máquina.

a) Fuerza en los álabes

- Caudal que ingresa en un álabe

$$Q_a = \frac{Q_{max}}{z_a} \quad (57)$$

$$Q_a = 0.0015 \frac{m^3}{s}$$

- Peso de un álabe

$$P_a = P_u * B_r \quad (58)$$

Donde:

P_u = Peso total de un tubo de 2 pulg de 2mm de espesor (anexo A.1)

$$P_a = 0.0418 Kg = 0.41 N$$

- Peso de los platos

Las planchas de acero inoxidable por lo general vienen de una dimensión de 1220 x 2240 (estándar) con un espesor de 4 mm, tiene un peso de 94.42 Kg y una área de 2.9762 m^2 que se encuentra en el anexo A.1.

$$A_{plato} = \frac{\pi * D_e^2}{4} - \text{Área eje} \quad (59)$$

$$A_{plato} = 0.02544 m^2$$

Se debe multiplicar por 2 ya que se utilizará 2 platos

$$A_{tp} = 0.05089 m^2$$

Espesor del disco va desde 3-5 mm en este caso se utilizará de 4 mm [18]

Se obtiene el peso de los 2 platos con una relación de áreas:

$$p_{\text{platos}} = 15.821 \text{ N}$$

- **Peso de la brida**

El eje comercial de 3 pulg es de $35.9358 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$ que se encuentra en el anexo A.2

Peso de la brida se obtiene con una relación de áreas:

$$A_t = A_1 + A_2 - A_3$$

$$A_t = 0.0048 \text{ m}^2$$

Se debe multiplicar por 2 ya que se utilizará 2 bridas

$$A_{tp} = 0.0097 \text{ m}^2$$

$$P_{\text{Bridas de Acople}} = 5.817 \text{ N}$$

- **Peso total del rotor**

$$P_{tr} = (z * P_a) + P_{\text{platos}} + P_{\text{Bridas de Acople}} \quad (60)$$

$$P_{tr} = 29.578 \text{ N}$$

- **Fuerza hidráulica sobre el álabe**

Esto se debe al cambio de dirección que sufre el fluido al pasar por los álabes del rotor, esta fuerza se calcula aplicando la ecuación 61 de la cantidad de movimiento en un álabe. [17]

$$F = \rho * \int (C_2 dQ - C_1 dQ) \quad (61)$$

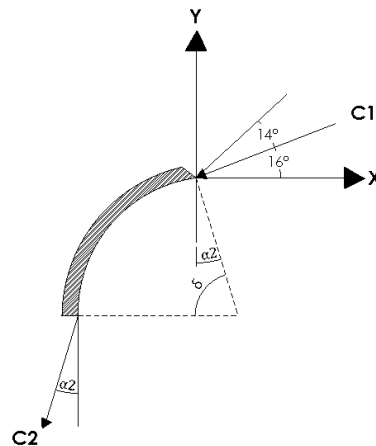


Figura 3.9 Ángulos de velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe

Fuente: [20].

Para calcular el ángulo α_2 se utilizará la ecuación 62:

$$\alpha_2 = 90^\circ - \delta \quad (62)$$

$$\alpha_2 = 12^\circ$$

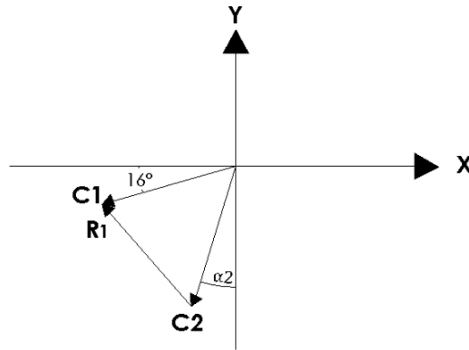


Figura 3.10 Ángulos de velocidad

Para determinar las fuerzas en x y en y se aplicara:

$$\Sigma F_x = Q_a * \rho(C_2x - C_1x) \quad (63)$$

$$\Sigma F_x = -16.724 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = Q_a * \rho(C_2y - C_1y) \quad (64)$$

$$\Sigma F_y = 4.695 \text{ N}$$

Y la fuerza resultante será:

$$R_1 = \sqrt{\Sigma F_x^2 + \Sigma F_y^2} \quad (65)$$

$$R_1 = 17.371 \text{ N}$$

- **Fuerza centrífuga sobre el álabe**

$$F_c = 0.895 * \frac{P_a * H_{max}}{D_e} \quad (66)$$

$$F_c = 18.348 \text{ N}$$

- **Fuerza total sobre el álabe**

Esta fuerza se la calcula para el caso más desfavorable, en donde la resultante de la fuerza centrífuga e hidráulica es mayor, con el ángulo $\varphi = 15.681$ como muestra en la figura 3.11 mediante las razones trigonométricas.

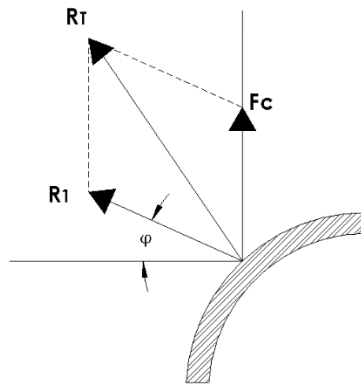


Figura 3.11 Ángulos de velocidad absoluta, a la entrada y salida del álabe

Fuente: [21]

$$R_x = R_1 * \cos\varphi \quad (67)$$

$$R_x = -16.725 \text{ N}$$

$$R_y = (R_1 * \sin\varphi) + F_c \quad (68)$$

$$R_y = 23.043 \text{ N}$$

$$R_T = \sqrt{(R_x)^2 + (R_y)^2} \quad (69)$$

Donde:

R_x = Fuerza resultante sobre el álabe en dirección X [N].

R_y = Fuerza resultante sobre el álabe en dirección Y [N].

R_T = Fuerza resultante sobre el álabe [N].

$$R_T = 28.473 \text{ N}$$

- **Torque producido por los álaves**

$$T_a = Q_a * \rho(R * C_1 x) \quad (70)$$

$$T_a = 1.698 \text{ N.m}$$

$$T = Z a * T_a \quad (71)$$

Donde:

T_a = Torque en un álabe

T = Torque total

$$T = 10.191 \text{ N.m}$$

- **Carga distribuida en el álabe**

$$q = \frac{R_T}{la} \quad (72)$$

Donde:

R_T = fuerza total del alabe [N]

la = longitud del álabe es 0.047 m es la diferencia entre el ancho del rodete menos el espesor de los dos discos.

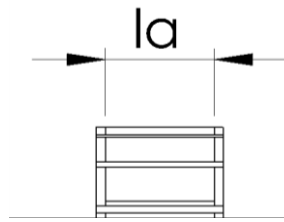


Figura 3.12 Longitud del álabe

$$q = 605.809 \left[\frac{N}{m} \right]$$

- **Momento flector máximo sobre el álabe**

$$M_{max} = \frac{q * la^2}{12} \quad (73)$$

$$M_{max} = 0.112 \text{ N.m}$$

- **Distancia en las ordenadas al centroide**

Se debe tomar el espesor adecuado para no tener percances en el desarrollo del rotor en este caso se asumirá de 2 mm para los álabes, si se utiliza un espesor menor al momento de realizar la soldadura de los platos con los álabes el material sufrirá mayor deformación

$$C = \frac{e}{2} \quad (74)$$

$$C = 0.001 \text{ m}$$

- **Desarrollo del álabe**

$$b = Ra * \delta \quad (75)$$

$$b = 0.04779 \text{ m}$$

- **Momento de inercia**

$$I_x = \frac{b * e^3}{12} \quad (76)$$

$$I_x = 3.186 \times 10^{-11} m^4$$

- **Esfuerzo máximo en el álabe**

$$\sigma = \frac{M_{max} * C}{I_x} \quad (77)$$

$$\sigma = 3515379.787 \frac{N}{m^2}$$

- **Factor de seguridad del álabe**

Para el cálculo del factor de seguridad se toma la resistencia a la fluencia (S_y) del acero inoxidable es de 276 MPa donde se puede observar en el anexo A4, y el esfuerzo máximo en el álabe calculado previamente con la ecuación 77, el factor de seguridad será:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (78)$$

$$n = 78.512$$

Debido a que se va realizar la soldadura de los álaves con los discos del rodete tomando como espesor de 2 mm para que el material no se deforme y no pueda ocasionar perdidas, debido a esta razón el factor de seguridad es muy elevado.

b) Fuerzas generadas en el inyector

Todas las fuerzas que se produce en el inyector son generadas por la entrada y salida del fluido, la velocidad absoluta de entrada va ser tangencial en cualquier punto de la curva del inyector. [17]

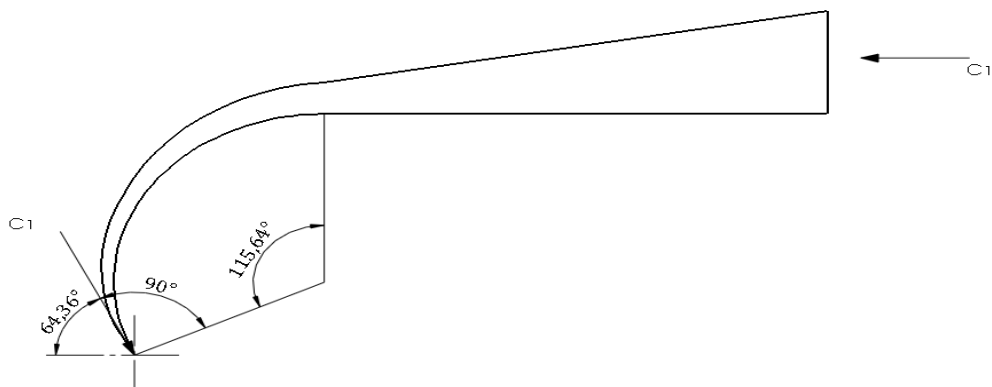


Figura 3.13 Fuerzas generadas en el inyector

$$\sum F_x = Q * \rho(-C_1 + C_1x) \quad (79)$$

$$\sum F_x = -66.802 \text{ N}$$

$$\sum F_y = Q * \rho(C_1y) \quad (80)$$

$$\sum F_y = 106.193 \text{ N}$$

Y la fuerza resultante será:

$$F_r = \sqrt{\sum F_x^2 + \sum F_y^2} \quad (81)$$

$$F_r = 125.749 \text{ N}$$

- **Carga distribuida en el inyector**

$$q = \frac{Fr}{Bi} \quad (82)$$

Donde:

Fr = fuerza en el inyector [N]

$$q = 2286.345 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

- **Momento flector máximo sobre el inyector**

$$M_{max} = \frac{q * Bi^2}{12} \quad (83)$$

$$M_{max} = 0.576 \text{ N.m}$$

- **Distancia en las ordenadas al centroide**

El espesor de las planchas del inyector será de 2 mm.

$$C = \frac{e}{2} \quad (84)$$

$$C = 0.001 \text{ m}$$

- **Momento de inercia**

$$I_x = \frac{S * e^3}{12} \quad (85)$$

Donde:

S = longitud desarrollada de curva del inyector es de 0.204 m

$$I_x = 1.36x10^{-10} \text{ m}^4$$

- **Esfuerzo máximo en el inyector**

$$\sigma = \frac{M_{max} * C}{I_x} \quad (86)$$

$$\sigma = 4235294.118 \frac{N}{m^2}$$

- **Factor de seguridad del inyector**

El material es ser de acero inoxidable 304 con un S_y de 276 MPa que se encuentra en el anexo A4.

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (87)$$

$$n = 65.166$$

El factor de seguridad calculado es mayor a 2 esto permite verificar que el espesor del material es adecuado, de igual manera que en los álabes se tomó un espesor considerable porque todo el inyector será soldado por este motivo el factor de seguridad es exagerado.

c) Diseño del sistema de transmisión

Se opta por un sistema de transmisión mediante poleas y bandas en V con las siguientes condiciones:

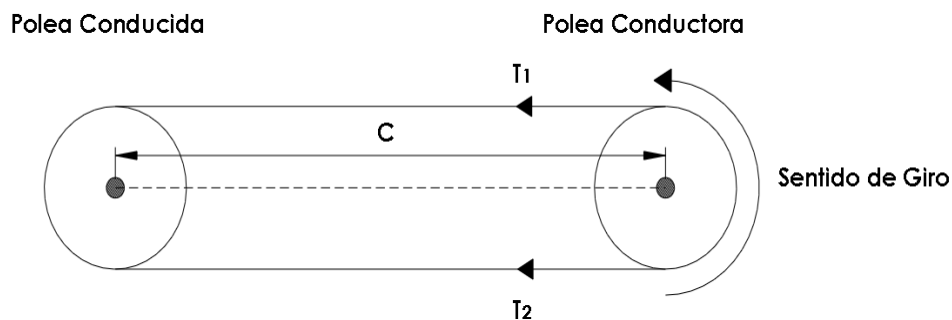


Figura 3.14 Diagrama del sistema de transmisión

Datos:

Relación de transmisión 1:1 debido a que la bomba necesita la misma velocidad de rotación

Polea conductora: $D = 4$ pulgadas = 10.16 cm, $n_1 = 666.667$ RPM

Polea conducida: $d = 4$ pulgadas = 10.16 cm, $n_2 = 666.667$ RPM (Velocidad Requerida)

Se asume una banda tipo A 43, anexo B1.

- **Velocidad periférica de la banda**

$$v = \frac{\pi * d * n_2}{12} \quad (88)$$

Donde:

d = Diámetro de la polea motriz [pulgadas].

n_2 = Velocidad de polea motriz [RPM]

$$v = 698.132 \left[\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right]$$

- **Longitud de paso**

$$Lp = L + Lc \quad (89)$$

Donde:

L = Circunferencia interior de la banda [pulgadas], anexo B2.

Lc = Dimensión de conversión de longitud es de 1.3 [pulgadas], anexo B3.

$$Lp = 44.3 \text{ pulgadas}$$

- **Distancia entre centros**

Es la distancia entre los centros de las poleas distancia especificada en la figura 3.14

$$C = 0.25 \left\{ \left[Lp - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[Lp - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\} \quad (90)$$

$$C = 15.867 \text{ pulgadas} = 40.302 \text{ cm}$$

- **Ángulo de contacto de la polea mayor y menor**

$$\theta_D = \pi + 2 \text{sen}^{-1} \left(\frac{D - d}{2C} \right) \quad (91)$$

$$\theta_D = \pi = 180^\circ = \phi = \theta_d$$

$$\exp(f\phi) = \exp(0.5123 \phi) \quad (92)$$

Donde:

f = coeficiente de fricción efectivo es 0.5123 de la pág. 880 [22].

$$\exp(f\phi) = 5$$

- **Longitud de la banda**

$$L = \sqrt{4C^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d) \quad (93)$$

$$L = 44.300 \text{ pulgadas} \approx 45 \text{ pulgadas} = 114.3 \text{ cm}$$

- **Factor de corrección del ángulo de cobertura K₁**

$$\frac{D - d}{C} \quad (94)$$

K₁ se obtiene interpolando en el anexo B4 con el valor de la ecuación 94.

$$\frac{D - d}{C} = 0$$

$$K_1 = 0.75$$

- **Factor de corrección del ángulo de cobertura K₂**

El factor K₂ se obtiene del anexo B5 con la longitud de la banda L y el tipo de banda.

$$K_2 = 1$$

- **Potencia permitida por la banda**

De acuerdo a la ecuación 95 se obtiene e interpolando del anexo B6 para la velocidad de 698.132 pies/min y con un diámetro de 4 pulgadas se obtiene H_{tab} = 0.78:

$$Ha = K_1 K_2 H_{tab} \quad (95)$$

Donde:

H_{tab} = Potencia de la tabla en el anexo B6 con el diámetro de la polea conductora y la velocidad periférica.

$$Ha = 0.702 \text{ Hp}$$

- **Potencia de diseño**

Con un factor de diseño asumido de 1.3 de acuerdo Nisbett R. [21], con la potencia de la turbina de 1.065 Hp y con el factor de servicios = 1.0 del anexo B7:

$$Hd = H_{nom}K_s n_d \quad (96)$$

Donde:

K_s = Factor de servicio del anexo B8.

H_{nom} = Potencia de la turbina.

n_d = factor de diseño que se asume.

$$Hd = 1.385 Hp$$

- **Número de bandas**

$$Nb = \frac{Hd}{Ha} \quad (97)$$

$$Nb = 1.972 \approx 2$$

- **Tensión centrífuga**

$$Fc = Kc \left(\frac{v}{1000} \right)^2 \quad (98)$$

Donde:

Kc = Factor es de 0.561 del anexo B8.

$$Fc = 0.273 lbf = 0.124 Kgf$$

- **Potencia que se transmite por la banda**

$$\Delta F = \frac{63025 * \left(\frac{Hd}{Nb} \right)}{n_1(D/2)} \quad (99)$$

$$\Delta F = 32.734 lbf$$

- **Tensión mayor**

$$T_1 = Fc + \frac{\Delta F * \exp(f\phi)}{[\exp(f\phi)] - 1} \quad (100)$$

$$T_1 = 41.191 lbf = 18.684 Kgf$$

- **Tensión menor**

$$T_2 = T_1 - \Delta F \quad (101)$$

$$T_2 = 8.457 lbf = 3.836 Kgf$$

Tensión inicial

$$T_i = \frac{T_1 + T_2}{2} - F_c \tag{102}$$

$$T_i = 24.551 \text{ lbf} = 11.136 \text{ Kgf}$$

- **Factor de seguridad del sistema de transmisión**

$$nfs = \frac{Ha * Nb}{H_{nom} * Ks} \tag{103}$$

$$nfs = 1.318$$

El factor de seguridad es mayor que 1 lo que permite corroborar el uso de dos bandas.

d) Diseño del eje de la turbina

En el eje se encuentra el rodete, las chumaceras que serán los apoyos del eje y la polea conductora que permitirá la transmisión hacia la bomba, de cada uno de estos elementos se calculará las fuerzas que se ejercen en el eje; y la fuerza resultante de los 6 álabes que se encuentran en contacto con el agua se descompondrá en sus respectivas componentes y se calculará una fuerza resultante:

$$F_r = \sqrt{\sum F_x^2 + \sum F_y^2} \tag{104}$$

Tabla 3.12 Fuerzas que actúan en el eje del rodete

ENTRADA (ÁLABE)	FUERZA RESULTANTE EN LOS ÁLABES (RT)	ÁNGULOS (°)	COMPONENTES (X)	COMPONENTES (Y)
1	28,473	54,027	-16,725	-23,043
2	28,473	36,027	-23,027	-16,747
3	28,473	18,027	-27,075	-8,811
4	28,473	0,027	-28,473	-0,013
5	28,473	17,973	-27,084	8,786
6	28,473	35,973	-23,043	16,725
		Σ	-145,427	-23,104

$$F_r = 147.251 \text{ N}$$

$$\theta_{Fr} = \tan^{-1} \left(\frac{\sum Y}{\sum X} \right)$$

$$\theta_{Fr} = 9.027^\circ$$

- **Fuerza de la polea**

La fuerza de la polea será calculada con las dos tensiones producidas por la banda:

$$Fp = T_1 + T_2 \quad (105)$$

$$Fp = 49.648 \text{ lbf} = 22.519 \text{ Kg}$$

$$Fp = 220.911 \text{ N}$$

- **Cálculo del momento torsor en la polea**

El momento torsor será el que actúa sobre el eje, se calcula con las tensiones de la banda por el radio de la polea:

$$M_T = (T_1 * R_p) - (T_2 * R_p) \quad (106)$$

Donde:

R_p = Radio de la polea.

$$M_T = 0.754 \text{ Kg.m} = 7.399 \text{ N.m}$$

En la figura 3.15 se puede observar el diagrama de cuerpo libre del eje donde actúan las diferentes fuerzas:

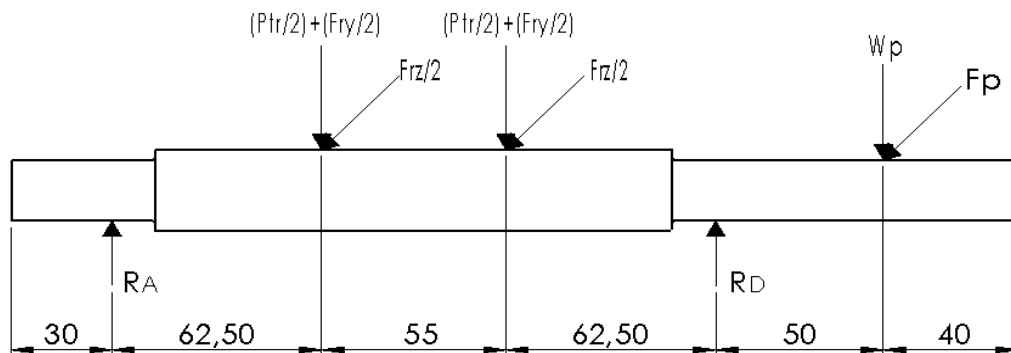


Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas en el eje

Cálculo de las reacciones en los apoyos y momentos:

Plano xy

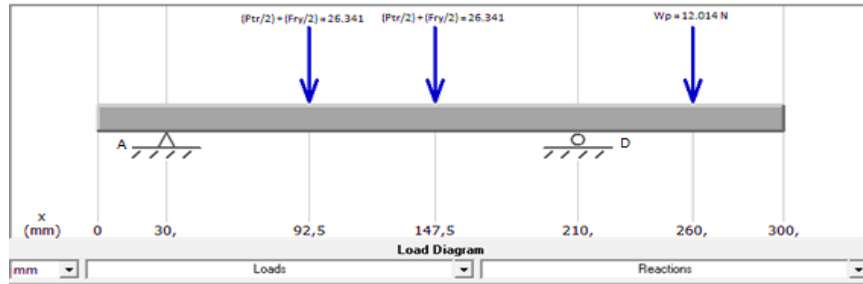


Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre en el plano xy

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{Dy} - 26.341N - 26.341N - 12.014N = 0$$

$$R_{Ay} = 23.004 N$$

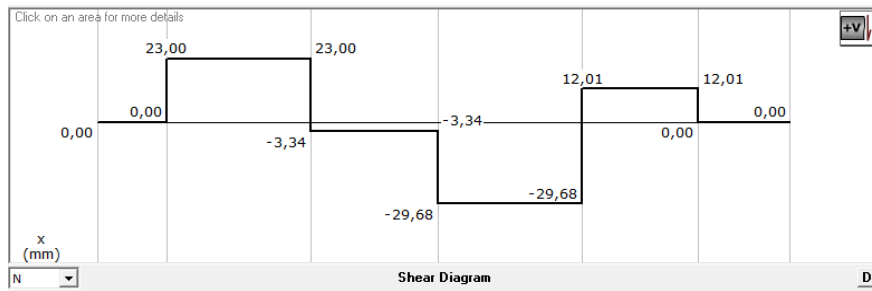


Figura 3.17 Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xy

$$\sum MA = 0$$

$$26.341N(0.0625) + 26.341N(0.1175) - R_{Dy}(0.18) + 12.014 N(0.23) = 0$$

$$R_{Dy} = 41.692 N$$

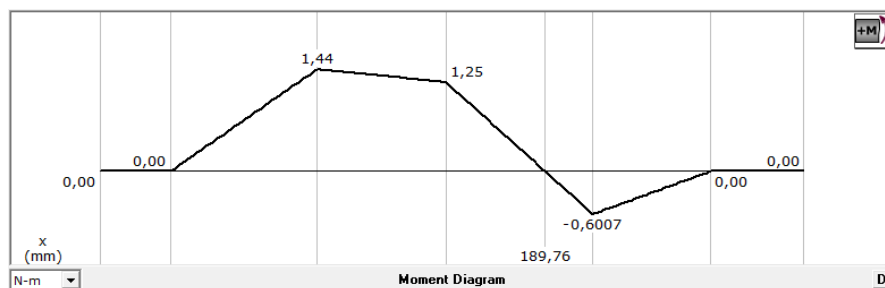


Figura 3.18 Diagrama de momento flector en el plano xy

$$M_{By} = 1.44 N.m$$

$$M_{Cy} = 1.25 N.m$$

$$M_{Dy} = -0.6007 N.m$$

Plano xz

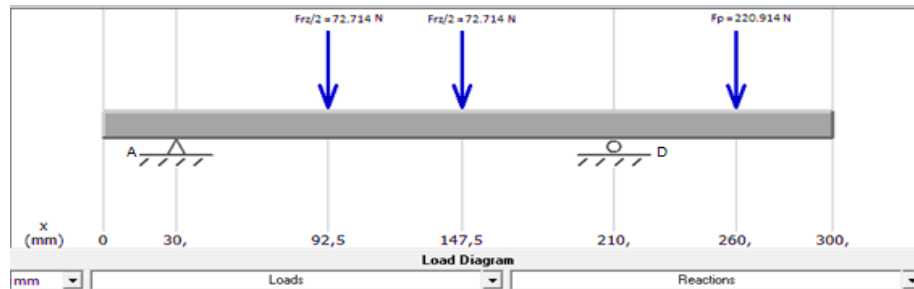


Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre en el plano xz

$$\sum F_Z = 0$$

$$-72.714 N - 72.714 N + R_{Az} + R_{Dz} - 220.914 N = 0$$

$$R_{Az} = 11.349 N$$

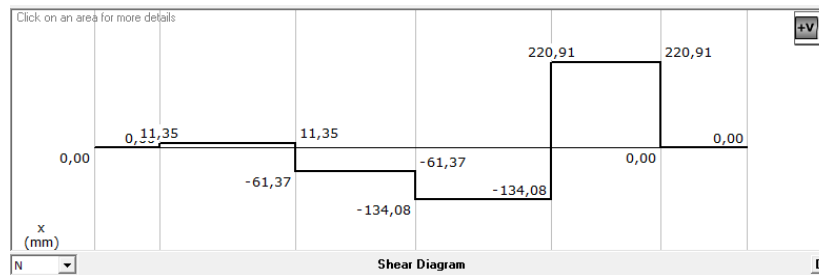


Figura 3.20 Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xz

$$\sum MA = 0$$

$$72.714 N(0.0625) + 72.714(0.1175) - R_{Dz}(0.18) + 220.914 N(0.23) = 0$$

$$R_{Dz} = 354.993 N$$

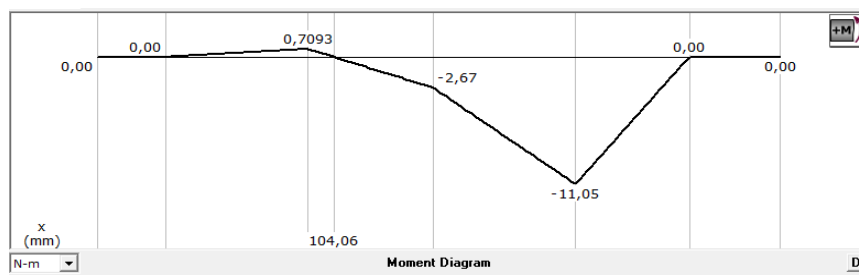


Figura 3.21 Diagrama de momento flector en el plano xy

$$M_{Bz} = 0.7093 \text{ N.m}$$

$$M_{Cz} = -2.67 \text{ N.m}$$

$$M_{Dz} = -11.05 \text{ N.m}$$

Para la viga el momento máximo se encuentra en el punto D, tomando en cuenta que se encuentra una muesca de acuerdo con la ecuación 111 se obtiene el momento máximo:

$$M_D = \sqrt{M_{Dy}^2 + M_{Dz}^2}$$

$$M_D = 11.066 \text{ N.m}$$

➤ **Diseño estático del eje**

Se utilizará la teoría de falla de Von Misses.

Consideraciones:

$$M_D = 11.066 \text{ N.m}$$

$$M_T = 7.399 \text{ N.m}$$

$$S_y = 276 \text{ MPa}$$

- **Esfuerzo máximo por flexión en el eje**

$$\sigma_x = \frac{32M_D}{\pi d^3} \quad (107)$$

$$\sigma_x = \frac{112.717}{d^3}$$

- **Esfuerzo cortante por torsión en el eje**

$$\tau_{xy} = \frac{16 * M_T}{\pi d^3} \quad (108)$$

$$\tau_{xy} = \frac{37.683}{d^3}$$

- **Esfuerzo de Von Misses**

La teoría de Von Misses tiene una mayor área en la cual no se presentará falla, por eso la teoría del esfuerzo cortante máximo es la escogida para hacer cálculos conservadores de falla de un material y tener mayor certeza de que no se

producirá falla, es el más aplicado y apto para un buen diseño de materiales dúctiles.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (109)$$

$$\sigma' = \frac{130.250}{d^3}$$

- **Factor de seguridad del eje**

Se toma un factor de seguridad de $n = 3.5$ porque el eje tiene que soportar la fuerza que genera el rotor y la polea con los aprietes, despejando se determinara el diámetro:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (110)$$

$$d = 0.01182 \text{ m} = 1.182 \text{ cm}$$

➤ **Diseño dinámico del eje**

Se considerará el número de ciclos de calculado con las revoluciones de la turbina, se asumirá que trabaja 24 horas diarias,

Consideraciones:

Acero inoxidable AISI 304 $S_{ut} = 568 \text{ Mpa}$

$N = 666.667 \text{ RPM}$

Número de ciclos = 960000, se considera que la turbina trabajara las 24 horas diarias.

Factor de seguridad $n = 3.5$

$k_a k_b k_c k_d k_e k_f \cong 0.3$ Debido a que no se conoce el diámetro

- **Límite de resistencia a la fatiga**

$$S_e' = 0.504 * S_{ut} \quad (111)$$

$$S_e' = 286.272 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.3 * S_e' \quad (112)$$

$$S_e = 85.882 \text{ MPa}$$

- **Fracción de resistencia a la fatiga**

El factor de resistencia a la fatiga f se lo puede encontrar con el (Resistencia última a la tracción) S_{ut} del acero inoxidable AISI 304 de 82.4 Kpsi = 568 MPa y $f = 0.87$ que se encuentra en el anexo C1.

- **Ecuación del componente mecánico real**

$$S_f = aN^b \quad (113)$$

$$S_f = 87.160 \text{ MPa}$$

Los valores de a y b están dados por:

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} \quad (114)$$

$$a = 2843.368 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f * S_{ut}}{S_e} \right) \quad (115)$$

$$b = -0.253$$

- **Esfuerzo normal máximo por flexión**

$$\sigma_x = \frac{M_D}{\left(\frac{\pi * d^3}{32} \right)} \quad (116)$$

- **Factor de seguridad del eje**

$$n = \frac{S_f}{\sigma_x} \quad (117)$$

Se Reemplaza la ecuación 117 en la ecuación 116 después se despeja el diámetro:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * n * M_D}{\pi * S_f}} \quad (118)$$

$$d = 0.0165 \text{ m} = 1.65 \text{ cm}$$

➤ **Refinamiento del cálculo**

Con el diámetro ya definido se estandarizará y se buscará un diámetro comercial y se calculará el factor de seguridad.

- **Cálculo de la fatiga**

Se utiliza:

$$S_e = S_e'' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f \quad (119)$$

Donde:

S_e = Limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico [Pa]

S_e'' = Limite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga giratoria [Pa]

K_a = Factor de modificación de la condición superficial

K_b = Factor de modificación del tamaño

K_c = Factor de modificación de la carga

K_d = Factor de modificación de la temperatura

K_e = Factor de confiabilidad

K_f = Factor de modificación de efectos varios

- **Factor de modificación de la condición superficial K_a**

Este está dado por:

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (120)$$

El factor a y el exponente b se los puede consultar en el anexo C2.

$$K_a = 0.8399$$

- **Factor de modificación del tamaño K_b**

El factor K_b se puede tomar de la tabla en el anexo C3 y se resolverá la ecuación 121.

$$K_b = (0.879d)^{-0.107} \quad (121)$$

$$K_b = 0.879$$

- **Factor de modificación de la carga K_c**

Se puede encontrar en el anexo C4.

$$K_c = 1$$

- **Factor de modificación de la temperatura K_d**

El factor de temperatura se lo tomara a temperatura ambiente del anexo C5.

$$Kd = 1 \text{ (temperatura ambiente)}$$

- **Factor de confiabilidad Ke**

El factor de confiabilidad se lo seleccionara del anexo C6.

$$Ke = 0.620$$

- **Factor de modificación de efectos varios Kf**

Se calculará mediante la ecuación 122:

$$Kf = 1 + q(Kt - 1) \quad (122)$$

El valor de q y de Kt se tomará de las gráficas del anexo C7.

En el caso de los aceros y las aleaciones de aluminio 2024, use la figura 6-20 para encontrar q de la carga de flexión [22]

$$Kf = 1.6$$

Aplicando la ecuación 119 se obtiene el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

$$Se = 209.656 \text{ MPa}$$

- **Resistencia a la fatiga**

Se recalculará con el nuevo límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

$$S_f = aN^b \quad (123)$$

$$S_f = 211.069 \text{ MPa}$$

$$a = \frac{(f * Sut)^2}{Se} \quad (124)$$

$$a = 1164.737 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f * Sut}{Se} \right) \quad (125)$$

$$b = -0.124$$

- **Esfuerzo máximo por flexión**

Con el diámetro ya estandarizado se calculará:

$$\sigma_x = \frac{32M_D}{\pi d^3} \quad (126)$$

$$\sigma_x = 16.304 \text{ MPa}$$

- **Factor de seguridad del eje con el nuevo diámetro**

Con el nuevo diámetro se corroborará si el factor de seguridad es satisfactorio.

$$n = \frac{S_f}{\sigma_x} \quad (127)$$

$$n = 12.946$$

El factor es satisfactorio corrobora el uso de un diámetro de $\frac{3}{4}$ de pulgada.

Se aplicará la teoría de falla por fatiga mediante el Criterio de Goodman Modificado, para corroborar las condiciones del material seleccionado.

- **Esfuerzo medio**

$$\sigma_m = \sqrt{3\tau_{xy}} \quad (128)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * M_T}{\pi d^3} \quad (129)$$

$$\tau_{xy} = 5.451 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 4.044 \text{ MPa}$$

- **Esfuerzo alternante**

El esfuerzo alternante es igual al esfuerzo máximo por flexión:

$$\sigma_a = \sigma_x = 16.304 \text{ MPa} \quad (130)$$

- **Factor de seguridad según el criterio de Goodman Modificado**

Para la evaluación de la condición del material se utilizará el criterio de Goodman Modificado utilizado por los diseñadores conservadores [22].

$$nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (131)$$

$$n = 11.781$$

De acuerdo con los factores de seguridad se utilizará un eje de $\frac{3}{4}$ de pulgada en las secciones donde se encontrarán los apoyos y la polea, para la sección donde estará el rotor será sujetado con prisioneros, al eje se utilizará un diámetro de 1 pulgada.

e) Selección de rodamientos

Se seleccionará los rodamientos en el punto donde exista la mayor carga radial, se utilizó el catálogo FAG ya que por medio de este se puede encontrar todos los datos necesarios para una correcta selección.

Se realizará el cálculo en el apoyo D siendo el más crítico realizando el cálculo se obtiene:

P_o = Carga en este caso será igual a la reacción en los apoyos del eje.

- **Carga estática equivalente**

$$C_o = f_s * P_o \tag{132}$$

Donde:

f_s = Factor de esfuerzos estáticos (anexo C8)

P_o = Carga en este caso será igual a la reacción en los apoyos del eje.

Con $f_s = 1.5$ utilizado para exigencias normales y de acuerdo a la ecuación 132 se obtiene:

$$C_o = 532.489N = 0.532 KN$$

- **Carga dinámica equivalente**

$$C = P_o * \sqrt[p]{\frac{L_h * N * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}} \tag{133}$$

Donde:

L_h = Vida nominal [horas].

N = Numero de revoluciones [RPM].

a_1 = Factor para la probabilidad de fallo (anexo D1), $a_1 = 0.62$, con una probabilidad de fallo del 5%.

a_{23} = Factor para el material y las condiciones de servicio se tomara un valor de $a_{23} = 1,7$ para empezar la iteración.

$p = 3$ para rodamientos de bolas

- **Vida nominal L_h**

$$L_h = f_L^p * 500 \quad (134)$$

Donde:

f_L = Factor de esfuerzos dinámicos (anexo D2) tomando un valor de 2.5

De acuerdo a la ecuación 134:

$$L_h = 7812.5$$

Y con este valor se puede calcular la carga dinámica equivalente con la ecuación 133:

$$C = 2367.135 \text{ N} = 2.367 \text{ KN}$$

Con las cargas dinámica y estática se seleccionará un rodamiento rígido de bolas con sistema de seguridad de las siguientes características: Rodamiento tipo S rígido de bolas 10204.012 [d = 19.05 mm, D = 47 mm, B1 = 31]

Se realiza la comprobación con las siguientes ecuaciones:

$$d_m = \frac{D + d}{2} \quad (135)$$

$$d_m = 33.025 \text{ mm}$$

- **Ratio de viscosidad**

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (136)$$

Donde:

v = Viscosidad de servicio (anexo D3), $v = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ con un aceite ISO VG 100 y una temperatura de 40°C

v_1 = Viscosidad relativa (anexo D3) $v_1 = 55 \text{ mm}^2/\text{s}$ Tomado con el diámetro medio y $N = 666.667$.

Se obtiene el ratio de viscosidad con la ecuación 136:

$$k = 1.81$$

Del Anexo D4 se puede deducir con el fs previamente calculado y que se utiliza rodamiento de bolas que los valores de K_1 y K_2 son igual a 0.

$$K = K_1 + K_2 \quad (137)$$

Por lo tanto:

$$K = 0$$

Con estos factores se puede encontrar el a_{23} en el anexo D5 y se recalculara la carga dinámica con la ecuación 133.

$$a_{23} = 2.4$$

$$C = 2081.577 N = 2.082 KN$$

C_{tab} tomado del anexo D6 es de 12.7 KN

$$C_{tab} > C$$

$$12.7 KN > 2.082KN$$

Se seleccionará un rodamiento tipo S rígido de bolas 10204.01

f) Selección de la Bomba:

Como se evaluó anteriormente en la selección de alternativas de acuerdo con las especificaciones de caudal necesario de 0.6 lt/s para el regadío mediante aspersión de 1.5 hectáreas, la altura de bombeo de 30 m y la velocidad de giro de 650 RPM se selecciona una bomba de diafragma que cumple con todos estos requerimientos, así como también la bomba puede ser utilizada para la fumigación de los cultivos.

3.3. Presupuesto

Para poder conocer el presupuesto de este proyecto que se llevó a cabo debemos tomar en cuenta estos aspectos: costo de material, mano de obra, maquinaria utilizada

a) Elementos de la turbina

El costo de los elementos de la turbina se muestra en la tabla 3.13 donde se puede observar cada uno de los materiales que se utilizó para la creación de la máquina:

Tabla 3.13 Costo de elementos de la turbina.

Elemento	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Costo final
Plancha acero inoxidable (mate) AISI 304	Dimensiones 1200x2400 x 2 mm	1	142	142
Plancha acero inoxidable (mate) AISI 304	Dimensiones 1200x2400 x 4 mm	1	35	35
Eje AISI 304	D= 1 pulg, L =40 cm	1	13	13
Eje AISI 304	D= 3 pulg L =18 cm	1	30	30
Chumaceras	FBJ UCP 204- 12 D = ¾ pulg	2	11.5	23
Tuercas	A2-70, M8	62	0.25	16.25
Tornillo	Cabeza Hueca hexagonal A2-70 M8	62	0.65	40.30
Arandelas	M8	62	0.15	9.30
Poleas	Aluminio, D= 4 pulg	2	9	18
Correas	A-43	2	11	22
Empaques	Caucho	2	3	6
			Total	354.85

b) Sistemas hidráulicos de succión

En la tabla 3.14 se muestran el costo del sistema hidráulico de succión

Tabla 3.14 Costo del sistema hidráulico de descarga.

Elemento	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Costo final
Bomba	Bomba diafragma	1	1100	1000
Tubería	Flexible PVC, D= 4 pulg	20m	20	400
Manguera	D = ½ pulg	40 m	0.8	32
Válvula	Válvula de globo, D= 4 pulg	1	150	150
Cinta	Teflón (PTFE) Blanco	1	1	1
Sellador	Rígido	1	3	3
Manguera	D = 1 pulg	5 m	1.2	6
Filtros		2	18	36
Abrazaderas	Titan serie 500 D= 4 pulg	6	4.5	27
			Total	1655

c) Estructuras para banco de pruebas

En la tabla 3.15 se muestran el costo de la estructura para el banco de pruebas que se va a realizar para la máquina

Tabla 3.15 Costo de la estructura para banco de pruebas.

Elemento	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Costo final
Tubo	Acero inox 20x2 mm	6	1.5	9
Ángulo	25x4 mm	3	1.3	4.2
Pintura	Anticorrosiva	1 Litro	5	5
Electrodos	E 6011	1 Libra	3	3
Plancha de acero	A 36	1m2	5	5
			Total	26.5

d) Mano de obra

La mano de obra se muestra en la tabla 3.16 correspondiente a cada maestro y descrito el costo de cada operación.

Tabla 3.16 Costos de la mano de obra.

Operario	Descripción	Costo por trabajo	Costo final
Maestro soldador	Punto de suelda	5	450
Maestro tornero	Hora de soldada	10	30
Corte plasma	Hora de plasma	36	400
Corte de hilo de acero	Hora de corte de hilo	80	240
		Total	1120

e) Varios

En la tabla 3.17 Se muestran el costo de los varios donde podemos identificar cada uno de los gastos que tuvimos en el transcurso de la realización del proyecto

Tabla 3.17 Costos varios.

Descripción	Costo final
Internet	40
Suministros de oficina	20
Impresiones	50
Transporte	60
Alimentación	50
Recopilación de información	30
Total	250

f) Costo total del proyecto

Para la desarrollar todo el proyecto sale la cantidad que se encuentra especificado en la tabla 3.18

Tabla 3.18 Costo Total del Proyecto

Elementos de la turbina	354.85
Sistemas hidráulicos de succión	1655
Estructuras para banco de pruebas	26.50
Mano de obra	1120
Varios	250
Total proyecto	3406.35

3.4. Especificaciones técnicas

En las tablas 3.19 y 3.20 se puede observar las especificaciones técnicas de la turbina y de la bomba respectivamente:

Tabla 3.19 Especificaciones técnicas de la turbina

Turbina Michell Banki	
Rango de Caudal de Trabajo [lt/s]	6,99 - 12,5
Velocidad máxima de rotación [RPM]	694
Diámetro de succión [pulgadas]	4
Peso Neto [libras]	41,5
Ancho [cm]	30
Largo [cm]	90,55
Altura [cm]	43,35

Tabla 3.20 Especificaciones técnicas de la bomba [23]

Bomba AR 30-SP	
Máximo Caudal de Salida [lt/min]	36.2
Presión [PSI]	580
Succión [pulgadas]	1
Salida [pulgadas]	Dos de 1/2 y una de 3/4
Potencia [HP]	2.9
Peso Neto [libras]	20.5
Temperatura Máxima [°F]	140
Velocidad máxima de rotación [RPM]	650

3.5 Análisis de resultados

Una vez realizadas las pruebas correspondientes con la máquina se recolecto los siguientes datos:

Para la recopilación de datos de la tabla 3.21 se realizó la medición mediante una cisterna de 1000 litros y con un cronometro se obtuvo el tiempo de llenado, se realizó 5 mediciones y se calculó un promedio de todas las medidas:

Tabla 3.21 Tiempos de llenado para recipiente de 1000 lt (succión de la turbina)

TIEMPOS DE LLENADO PARA UN VOLUMEN DE 1000 LITROS		
Válvula de globo 100%	Tiempo (seg)	Promedio (seg)
1	80	80
2	79	
3	81	
4	80	
5	81	
Válvula de globo 75%	Tiempo (seg)	Promedio (seg)
1	93	93
2	95	
3	92	
4	94	
5	93	
Válvula de globo 50%	Tiempo (seg)	Promedio (seg)
1	115	116
2	117	
3	114	
4	116	
5	115	
Válvula de globo 25%	Tiempo (seg)	Promedio (seg)
1	141	143
2	141	
3	143	
4	144	
5	144	

En la tabla 3.22 se puede observar los datos de diferentes mediciones obtenidas de un tacómetro digital tomados a distintas regulaciones de la válvula, como se puede observar en el anexo F1 y se obtuvieron los siguientes datos:

Tabla 3.22 Velocidad de rotación proporcionados por la turbina

VELOCIDAD DE ROTACIÓN DE LA TURBINA		
Válvula de globo 100%	(RPM)	Promedio (RPM)
1	687,2	701,22
2	696,6	
3	740	
4	693,2	
5	689,1	
Válvula de globo 75%	(RPM)	Promedio (RPM)
1	672,8	674,22
2	674,7	
3	675,1	
4	673,6	
5	674,9	
Válvula de globo 50%	(RPM)	Promedio (RPM)
1	599,6	599,86
2	598,2	
3	594,8	
4	600,7	
5	606	
Válvula de globo 25%	(RPM)	Promedio (RPM)
1	293,7	294,56
2	293,8	
3	291,1	
4	299,3	
5	294,9	

Para la recolección de datos de la tabla 3.23 se realizó la prueba a una altura de 30 metros para medir el tiempo en la descarga de la bomba, se midió con un recipiente de 8 litros.

Se optó por realizar varias mediciones con el propósito de sacar un promedio y obtener un valor resultante para cada regulación de la válvula:

Tabla 3.23 Tiempos de llenado para recipiente de 8 lt (descarga de la bomba)

TIEMPO DE LLENADO PARA UN RECIPIENTE DE 8 LITROS		
Válvula de globo 100%	Tiempo (seg)	Promedio (seg)
1	21	22,2
2	24	
3	23	
4	22	
5	21	
Válvula de globo 75%	Tiempo (seg)	Promedio (seg)
1	28	27,2
2	26	
3	27	
4	27	
5	28	
Válvula de globo 50%	Tiempo (seg)	Promedio (seg)
1	34	31,8
2	32	
3	31	
4	30	
5	32	
Válvula de globo 25%	Tiempo (seg)	Promedio (seg)
1	56	57,2
2	58	
3	58	
4	57	
5	57	

En la figura 3.22 se observa la regulación de la válvula si el porcentaje de admisión es mayor el caudal de entrada aumentara.

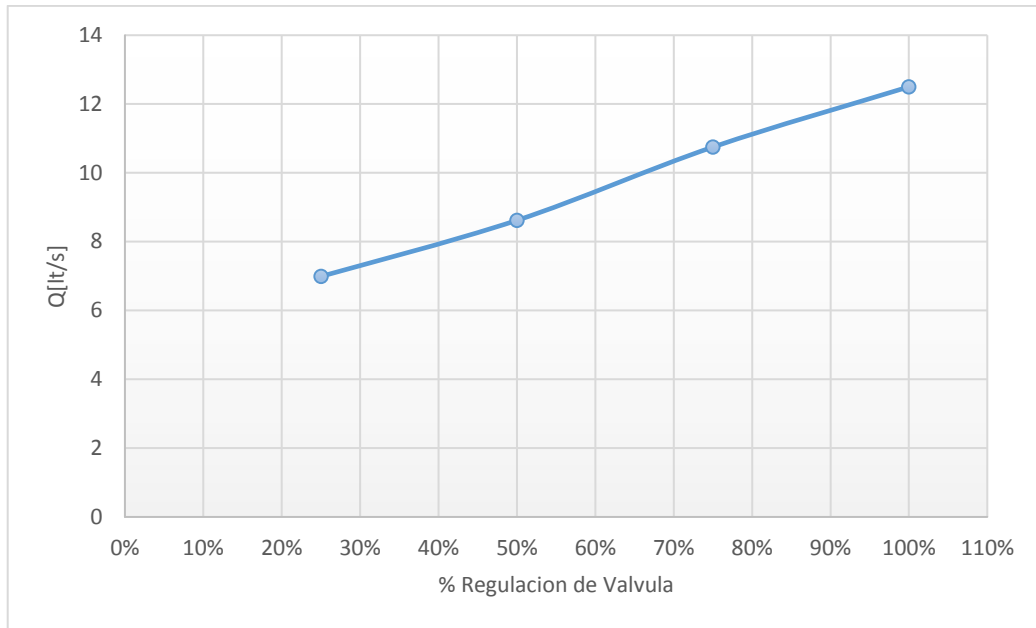


Figura 3.22 Q de entrada a la turbina vs % de regulación de la válvula

En la figura 3.23 se puede visualizar que entre mayor sea el caudal de ingreso mayor será la velocidad de rotación que suministra la turbina.

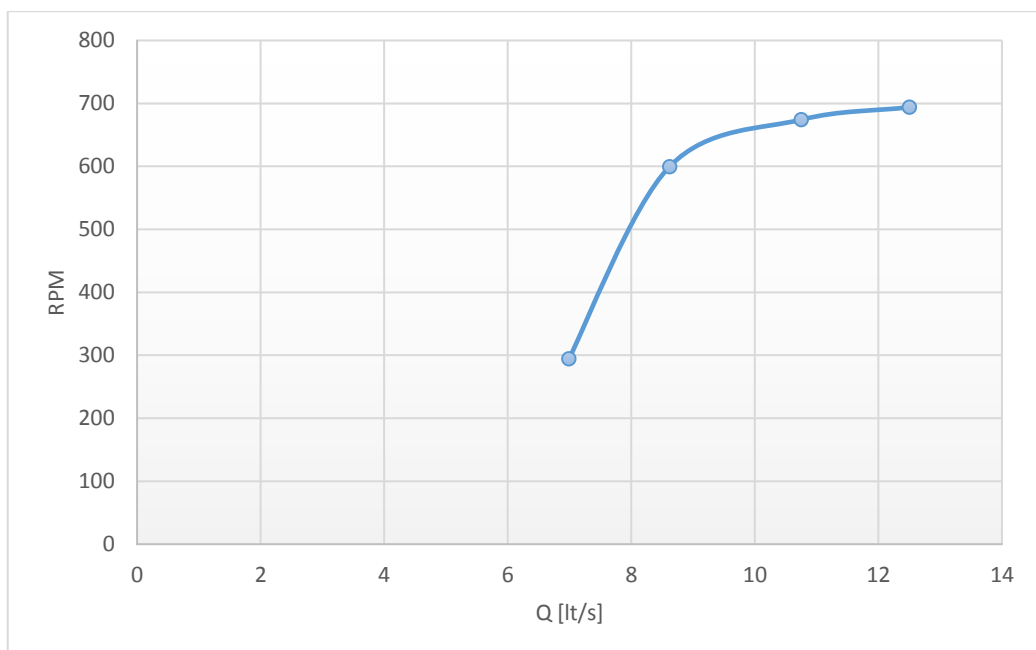


Figura 3.23 Velocidad de rotación vs Q de entrada en la turbina

En la figura 3.24 se puede observar la regulación de la válvula si el porcentaje de admisión es mayor, la velocidad de rotación en la máquina aumentara.

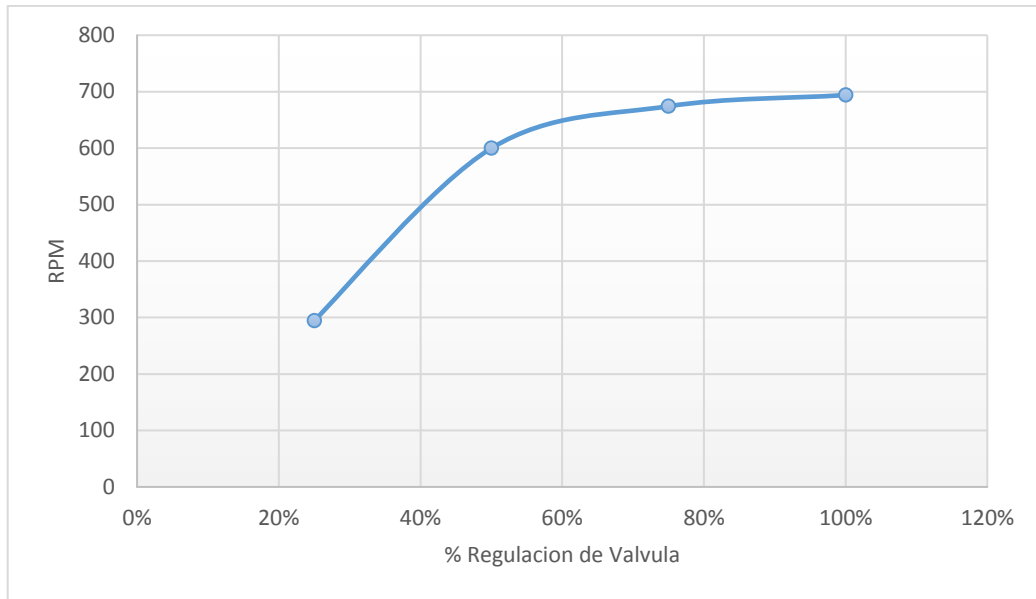


Figura 3.24 Velocidad de rotación vs % Regulación de la válvula

En la tabla 3.24 se encuentran los valores obtenidos mediante la medición del caudal suministrado de $0.0125 \text{ m}^3/\text{s}$ con el 100% de admisión en la válvula, tomando en cuenta las pérdidas a una altura de 17.9 metros para que la bomba alcance su máxima potencia:

Tabla 3.24 Potencia en función del caudal de entrada en la turbina a 17.9 m

Q [m^3/s]	POTENCIA [W]	POTENCIA [HP]
0	0,000	0,00
0,001	175,514	0,24
0,002	350,844	0,47
0,003	525,802	0,71
0,004	700,205	0,94
0,005	873,867	1,17
0,006	1046,603	1,40
0,007	1218,227	1,63
0,008	1388,555	1,86
0,009	1557,400	2,09
0,01	1724,579	2,31
0,011	1889,905	2,53
0,012	2053,193	2,75
0,0125	2134,015	2,86

En la figura 3.25 se puede ver la conducta de la curva potencia necesaria de la bomba vs caudal suministrado de la turbina, si el caudal de ingreso a la turbina es menor entonces será obligatorio una mayor altura (17.9 m) para el funcionamiento de la bomba a su máxima potencia.

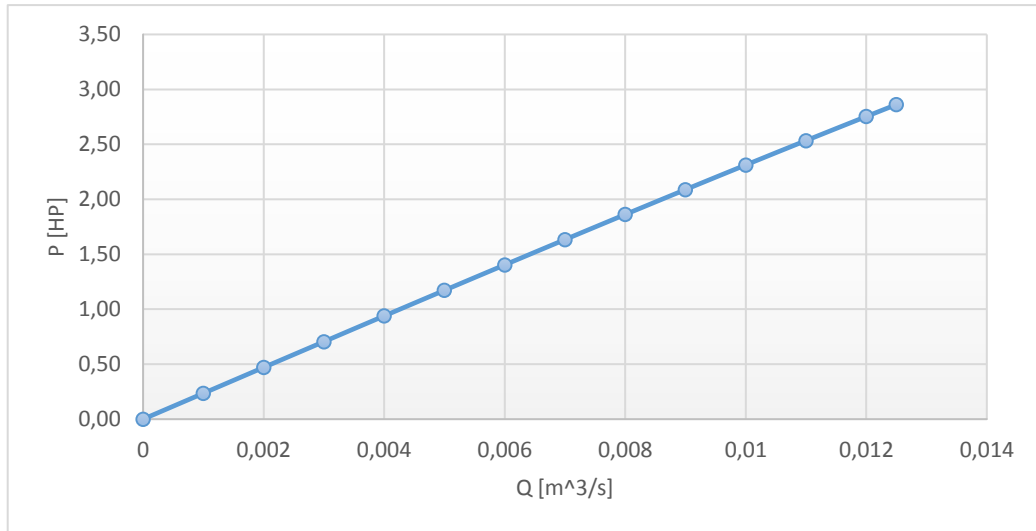


Figura 3.25 Potencia de la Bomba vs Q suministrado a la turbina fijando el Q

En la tabla 3.25 se puede visualizar la siguiente opción para el funcionamiento que es mantener la altura de 9 metros, pero aumentar el caudal hasta 0.0275 m³/s para lograr alcanzar la potencia máxima de la bomba:

Tabla 3.25 Potencia en función del caudal de entrada en la turbina a 9 m

Q [m³/s]	POTENCIA [W]	POTENCIA [HP]
0	0,000	0,00
0,0025	252,048	0,34
0,005	501,201	0,67
0,0075	744,566	1,00
0,01	979,247	1,31
0,0125	1202,350	1,61
0,015	1410,981	1,89
0,0175	1602,246	2,15
0,02	1773,249	2,38
0,0225	1921,096	2,58
0,025	2042,894	2,74
0,0275	2135,747	2,86

Mientras en la figura 3.26 podemos observar la potencia vs caudal a una altura de 9 metros, se puede ver que es necesario aumentar el caudal para que la bomba trabaje a su potencia máxima:

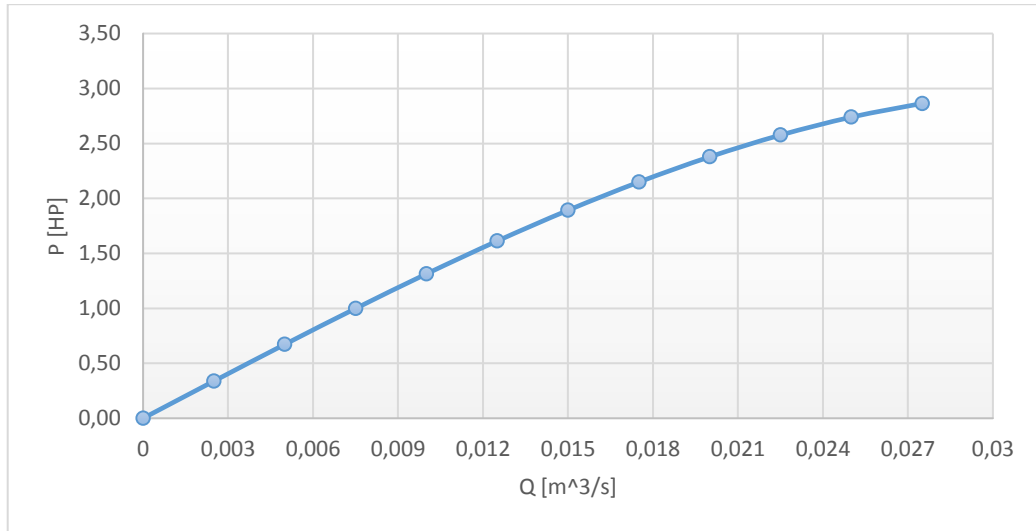


Figura 3.26 Potencia de la bomba vs Q suministrado a la turbina fijando la Hn

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- Con la toma de medidas en la cascada Jun Jun dejando como resultado una altura de 9 metros y un caudal de 9 lt/s se determinaron los siguientes parámetros para el diseño: el diámetro exterior del rodete de 18 cm, número adecuado de álabes = 20 y el diámetro de la tubería a utilizar es de 4 pulgadas.
- Con el diseño propuesto se realizó la construcción de la turbina Michell Banki basándose en investigaciones anteriores de elaboración de turbo bombas permitiendo llegar a un diseño deseado.
- La bomba seleccionada fue la adecuada, de acuerdo al caudal necesario para el regadío de 1.5 hectáreas, la altura requerida de bombeo y la velocidad de rotación de la turbina para el funcionamiento de la turbo bomba.
- Se realizaron las pruebas de funcionamiento de la turbo bomba dejando como resultado que la velocidad de rotación proporcionada por turbina se encuentra entre 294.56 a 694.02 RPM, un caudal de bombeo desde 0.13 lt/s hasta 0.36 lt/s, para una altura aproximada de 30 m.
- Finalmente, con los resultados obtenidos se puede concluir que para un trabajo óptimo de la bomba se debe utilizar una altura de 17.9 m y mantener un caudal de 0.0125 m³/s o a su vez aumentar el caudal a 0.0275 m³/s y mantener una altura de 9 m.

4.2. Recomendaciones

- Antes de realizar las pruebas correspondientes se recomienda hacer la revisión del lugar de trabajo para no tener inconvenientes al momento de colocación de la máquina.
- En la construcción de la máquina tener muy en cuenta el espesor de las planchas de acero inoxidable para el proceso de soldadura, porque si el material es muy delgado, puede deformarse.
- Al final de la elaboración del rotor debe balancear con cierta una cantidad de RPM para su correcto funcionamiento.
- En el momento de ensamblar la máquina no debe existir ningún rozamiento en las partes móviles para que no exista pérdidas de fuerza en el movimiento y tenga libertad de girar.
- Para que la máquina tenga un funcionamiento correcto se debe revisar que la tubería de succión se encuentre totalmente llena y no se encuentren burbujas ya que eso permite que no entre correctamente el agua al inyector causando que el rotor no gire.
- Entre el inyector y el rotor debe existir una separación mínima para que no exista fugas causando pérdidas produciendo que la máquina no tenga la fuerza necesaria para que gire el rotor.
- Para el sistema de regadío se recomienda utilizar un sistema de aspersion, debido al caudal que es proporcionado por la bomba para tener un flujo constante de agua.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] D. Chávez, "Bombeo de agua con energías no convencionales", Lima, 1992.
- [2] INEC, "Encuesta de Condiciones de Vida (ECV)", Instituto Nacional de Estadística y Censos,, Noviembre 2016. [En línea]. Available: <http://www.ecuadorencifras.gob.ec/encuesta-de-condiciones-de-vida-ecv/>. [Último acceso: Noviembre 2016].
- [3] BETTA HIDROTURBINAS, "Bombamiento de Água e Geração de Energia Turbobomba, Turbo Roda, Central Geradora Hidrelétrica", 2016. [En línea]. Available: www.bettahidroturbinas.com.br.
- [4] R. M. y. J. Untener, Mecánica de fluidos, Ciudad de Mexico: Pearson Educación, 2015.
- [5] D. INDUSTRY, "Bomba de Agua/ de embolo/ de alta presión/ de servicio", URACA, 2017. [En línea]. Available: <http://www.directindustry.es/prod/uraca-gmbh-cokg/product-39353-374176.html> .
- [6] COLUMBEC, "Bomba diafragma accionamiento mecánico para tractores y explotación agrícola", 2017. [En línea]. Available: <http://www.columbec.com/equipos-y-soluciones-industriales/bombas-de-diafragma/158-bomba-diafragma-accionamiento-mecanico-para-tractores-y-explotacion-agricola> .
- [7] H. D. y. J. M. W. Severns, "La producción de la energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases", Barcelona: Reverte, 1931.
- [8] TORISHIMA, "Bomba horizontal con impulsor de flujo axial", 2017. [En línea]. Available: <http://www.torishima.es/es/pm/p-is.html>.
- [9] D. INDUSTRY, "Bomba de Agua/ para efluentes / centrífuga / de flujo mixto", PENTAIR, 2017. [En línea]. Available: <http://www.directindustry.es/prod/fairbanks-nijhuis/product-103001->

1016537.html .

- [10] N. Puell, "Banco de ensayos para bombas utilizando la turbina Michell-Banki como maquina motora", Universidad Estatal De Campinas, Brazil, 1999.
- [11] J. Vásquez, "Micro-hidroeléctrica tipo Michell Banki, funcionamiento, mantenimiento y componentes", Guatemala : Universidad de San Carlos de Guatemala, 2007.
- [12] A. Tambellini, "Criterios de proyecto utilizando turbina Michell Banki como fuerza motriz para bomba alternativa de múltiples pistones", Brasil: Universidad Estatal De Campinas, 2002.
- [13] M. A, "Turbina de Flujo Transversal o Michell Banki", Buenos Aires : Universidad Nacional del Comahue, 2010.
- [14] C. Hernández, "Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas", 1 ed., Quito: Olade, 1985.
- [15] R. BEE, "Productos Para Irrigación", 2017. [En línea]. Available: <http://www.redbeemachines.com/spraying.> .
- [16] G. A. D. d. I. P. d. Chimborazo, "Implementación de Riego Parcelario en el Sistema de Riego de la Esperanza", Riobamba, 2014.
- [17] M. A, "Turbina de Flujo Transversal o Michell Banki", Universidad Nacional del Comahue, Argentina, 2010.
- [18] INE, "Estandarización de Turbinas Tipo Michell-Banki", Quito: Instituto Nacional de Energía, 1986.
- [19] ITDG, "Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas. Una guía para desarrollo de proyectos", Perú-Lima, 1995, pp. 36-50.
- [20] Paz. E, Carrocci. L, Magalhaes. P y Romero., "8º Congreso iberoamericano de ingeniería mecánica", Perú, 2007.

- [21] F. Campuzano, "Aprovechamiento hidráulico de la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón", Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2011.
- [22] R. B. y. J. Nisbett, "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley", Ciudad de Mexico: McGraw-Hill, 2008.
- [23] A. Reverberi, "Ar North America", 2018. [En línea]. Available: <http://www.arnorthamerica.com>.

ANEXOS

ANEXO A Propiedades de los materiales utilizados

A1. Tubería para la elaboración de álabes



NOMENCLATURA

A= Área de selección transversal del tubo (Pulg²)
 e= Espesor (mm)

TUBO REDONDO ACERO INOXIDABLE

Especificaciones Generales

Calidad: AISI 304
 Largo Normal: 6.00 m
 Otros Largos: Previa Consulta
 Dimensiones: Desde 1" a 2"
 Espesor: Desde 1.2 mm, 1.5 y 2 mm

Dimensiones		Propiedades		
Ø		Espesor (e)	Peso	Área Sección
Pulg	mm	mm	Kg/m	Pulg ²
1"	25.40	1.2	0.7235	0.1414
1"	25.40	1.5	0.8391	0.1745
1"	24.40	2	1.1659	0.2278
1 1/4"	31.75	1.2	0.9148	0.1785
1 1/4"	31.75	1.5	1.1323	0.2209
1 1/2"	38.10	1.2	1.1031	0.2156
1 1/2"	38.10	1.5	1.3677	0.2673
2"	50.80	1.2	1.4828	0.2898
2"	50.80	1.5	1.8423	0.3600
2"	50.80	2	2.4315	0.4752



www.dipacmanta.com

A2. Eje para la elaboración de bridas

EJES Acero Inoxidable



Especificaciones Generales

Calidad: AISI 304
 Descripción: Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel con bajo contenido de carbono. Resiste a la corrosión intercrystalina hasta 300°C. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo.
 Aplicaciones: industrias alimenticias, cerveceras, azucarera, utensilios domésticos, industria del cuero, farmacéutica, dental etc...
 Longitud: 6 m

Composición Química						
%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Ni	%Cr
0 - 0.08	0 - 1	0 - 2	0 - 0.045	0 - 0.03	8 - 10.5	18 - 20

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm ²)	Punto de fluencia (N/mm ²)	Elongación %Min.	Dureza ROKWELL B
520	220	20	249 - 278

Dimensiones
Diámetro
3/16"
1/4"
5/16"
3/8"
1/2"
5/8"
3/4"
1"
1 1/4"
1 1/2"
2"
2 1/2"

EJES

A3. Planchas de acero

 **DIPAC**
PRODUCTOS DE ACERO

PLANCHAS ACERO INOXIDABLE

Norma: AISI 304

Especificaciones Generales

DESCRIPCIÓN DE ACUERDO A NORMA	JIS	SUS 304
	ASTM	304
	DIN	4301

ESPEORES desde 0.40-1.5mm

DIMENSIONES 1220 x 2440mm (estándar)
1220 x otros largos (especial)



DESCRIPCIÓN: Acero inoxidable aleado al cromo y níquel, muy resistente a la corrosión intergranular y a los ataques químicos del medio ambiente. Posee una buena resistencia a la corrosión del agua, ácidos y soluciones alcalinas si se emplea con superficie pulida a espejo. Se la puede encontrar con acabado ASTM 2B y 1.

CABLE

A4. Propiedades de los aceros

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

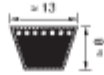
Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)				Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura ϵ_f
			Fluencia S_y MPa (kpsi)	Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_u MPa (kpsi)	Coficiente $\sigma_{0.2}$ MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048	0.43
303	Acero Inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51	1.16
304	Acero Inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18

*Los valores se tomaron de una o dos coladas y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

[†]Valor derivado.

ANEXO B Sistema de transmisión

B1. Propiedades de las bandas

optibelt VB			Correas trapezoidales clásicas DIN 2215 / ISO 4184			optibelt		
			Correia trapezoidal clássica DIN 2215 / ISO 4184			Power Transmission		
 A/13								
Perfil A/13								
No. correa Correa nº	Desarrollo de red. Compres. de ref. ISO (mm)	Desarrollo int. Compres. interno (mm)	No. correa Correa nº	Desarrollo de red. Compres. de ref. ISO (mm)	Desarrollo int. Compres. interno (mm)	No. correa Correa nº	Desarrollo de red. Compres. de ref. ISO (mm)	Desarrollo int. Compres. interno (mm)
UE BM = 25 piezas unidades					UE BM = 10 piezas unidades			
A 16	437	407	A 49	1280	1250	A 91	2341	2311
A 18	487	457	A 50	1300	1270	A 92	2367	2337
A 19	510	480	A 51	1330	1300	A 93	2390	2360
A 20	538	508	A 52	1350	1320	A 94	2418	2388
A 21	565	535	A 53	1380	1350	A 95	2443	2413
A 22	590	560	A 54	1405	1375	A 96	2468	2438
A 23	605	575	A 55	1430	1400	A 97	2494	2464
A 23½	630	600	A 56	1452	1422	A 98	2530	2500
A 24	640	610	A 57	1480	1450	A 100	2570	2540
A 25	660	630	A 58	1505	1475	A 102	2621	2591
A 26	680	650	A 59	1530	1500	A 104	2680	2650
A 26½	700	670	A 60	1555	1525	A 105	2697	2667
A 27	716	686	A 61	1580	1550	A 107	2755	2725
A 27½	730	700	A 62	1605	1575	A 108	2773	2743
A 28	740	710	A 63	1630	1600	A 110	2830	2800
A 29	760	730	A 64	1655	1625	A 112	2875	2845
A 29½	780	750	A 65	1680	1650	A 114	2926	2896
A 30	797	767	A 66	1706	1676	A 116	2976	2946
A 31	805	775	A 67	1730	1700	A 118	3030	3000
A 31½	830	800	A 68	1755	1725	A 120	3078	3048
A 32	843	813	A 69	1780	1750	A 124	3180	3150
A 32½	855	825	A 70	1805	1775	A 128	3280	3250
A 33	871	841	A 71	1830	1800	A 132	3380	3350
A 34	880	850	A 72	1855	1825	A 136	3484	3454
A 34½	905	875	A 73	1884	1854	A 140	3580	3550
A 35	919	889	A 74	1910	1880	A 144	3688	3658
A 35½	930	900	A 75	1930	1900	A 148	3780	3750
A 36	944	914	A 76	1960	1930	A 158	4030	4000
A 37	955	925	A 77	1986	1956	A 167	4280	4250
A 37½	980	950	A 78	2010	1980	A 187	4780	4750
A 38	995	965	A 79	2030	2000	A 197	5030	5000
A 38½	1005	975	A 80	2062	2032			
A 39	1030	1000	A 81	2090	2060			
A 40	1046	1016	A 82	2113	2083			
A 40½	1060	1030	A 83	2130	2100			
A 41	1071	1041	A 83½	2150	2120			
A 41½	1080	1050	A 84	2164	2134			
A 42	1090	1060	A 84½	2180	2150			
A 42½	1105	1075	A 85	2190	2160			
A 43	1130	1100	A 86½	2230	2200			
A 43½	1135	1105	A 87	2240	2210			
A 44	1150	1120	A 88	2270	2240			
A 45	1173	1143	A 89	2291	2261			
A 45½	1180	1150	A 90	2316	2286			
A 46	1198	1168						
A 46½	1210	1180						
A 47	1230	1200						
A 47½	1245	1215						
A 48	1250	1220						
A 48½	1255	1225						

Máximo desarrollo de fabricación Compresión máxima de fabricación: 10 000 mm L₁
 Cantidad mínima Cantidad mínima de compra:
 A partir de Acima de 1800 mm =
 31 piezas para desarrollos intermedios unidades para compresiones intermedias
 93 piezas para algunas construcciones especiales unidades para determinados modelos especiales
 Peso = 0,109 kg/m

Los desarrollos escritos en negrita son de calidad SmC (plus idénticos desarrollos).
 Compresiones em escrita negrito são do modelo SmC plus (compresiones idénticos).

Desarrollo de referencia L₂ = Desarrollo primitivo L₁/L₂
 Compresión de referencia L₂ = Compresión primitiva L₁/L₂

14 Otras medidas bajo demanda. Otras dimensiones sob consulta.

B2. Circunferencias interiores de bandas en v

Tabla 17-10

Circunferencias interiores de bandas en V estándar

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

B3. Dimensiones de conversión de longitud

Tabla 17-11

Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

B4. Factor de corrección del ángulo de contacto

Tabla 17-13

Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV* y en V

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	VV	K_1 Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
 en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

B5. Factor de corrección de longitud de la banda

Tabla 17-14

Factor de corrección de longitud de banda K_2 *

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

*Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

B6. Potencias nominales de bandas en V

Tabla 17-12

Potencias nominales de bandas en V estándar

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

B7. Factores de servicio sugeridos

Tabla 17-15

Factores de servicio sugeridos K_S para transmisiones de banda en V

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

B8. Parámetros de bandas en v

Tabla 17-16

Algunos parámetros de
bandas en V*

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

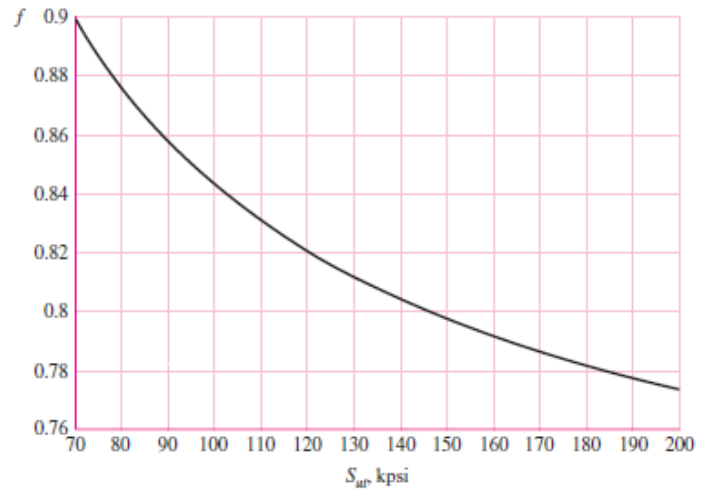
*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

ANEXO C Diseño del eje de la turbina

C1. Fracción de resistencia a la fatiga

Figura 6-18

Fracción de resistencia a la fatiga, f , de S_{ur} a los 10^3 ciclos para $S_o = S'_o = 0.5S_{ur}$.



C2. Factor de acabado superficial

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

C3. Factor de modificación del tamaño k_b

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

C4. Factor de modificación de la carga k_c

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

C5. Factor de temperatura k_d

Tabla 6-4

	Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.*	20	1.000	70	1.000
	50	1.010	100	1.008
	100	1.020	200	1.020
	150	1.025	300	1.024
	200	1.020	400	1.018
	250	1.000	500	0.995
	300	0.975	600	0.963
	350	0.943	700	0.927
	400	0.900	800	0.872
	450	0.843	900	0.797
	500	0.768	1 000	0.698
	550	0.672	1 100	0.567
	600	0.549		

C6. Factor de confiabilidad k_e

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

C7. Factor de modificación de efectos varios kf

Figura A-15-9

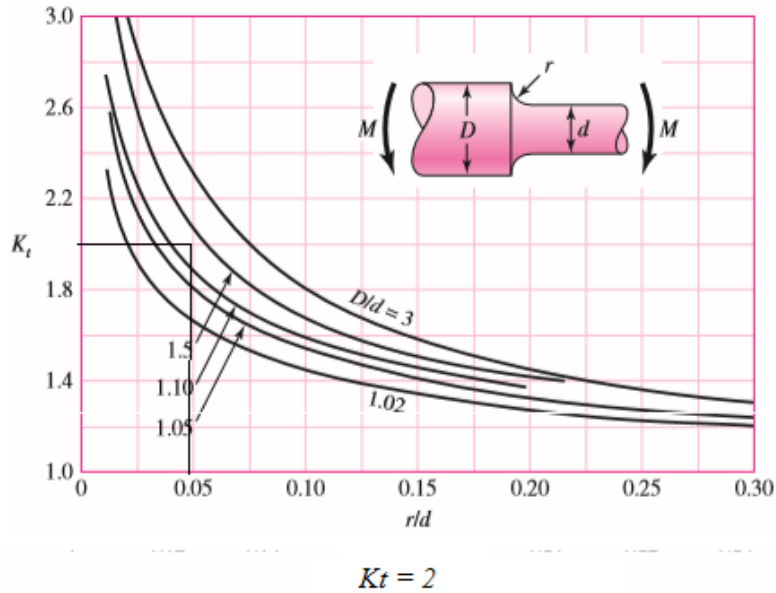
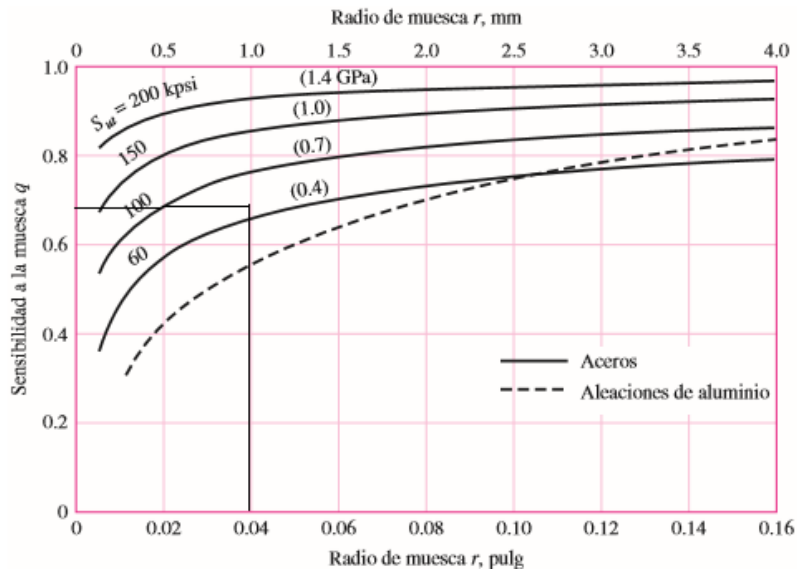


Figura 6-20



C8. Factor de esfuerzos estáticos

- $f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas
- $f_s = 1,0 \dots 1,5$ para exigencias normales
- $f_s = 0,7 \dots 1,0$ para exigencias reducidas

ANEXO D Selección de rodamientos

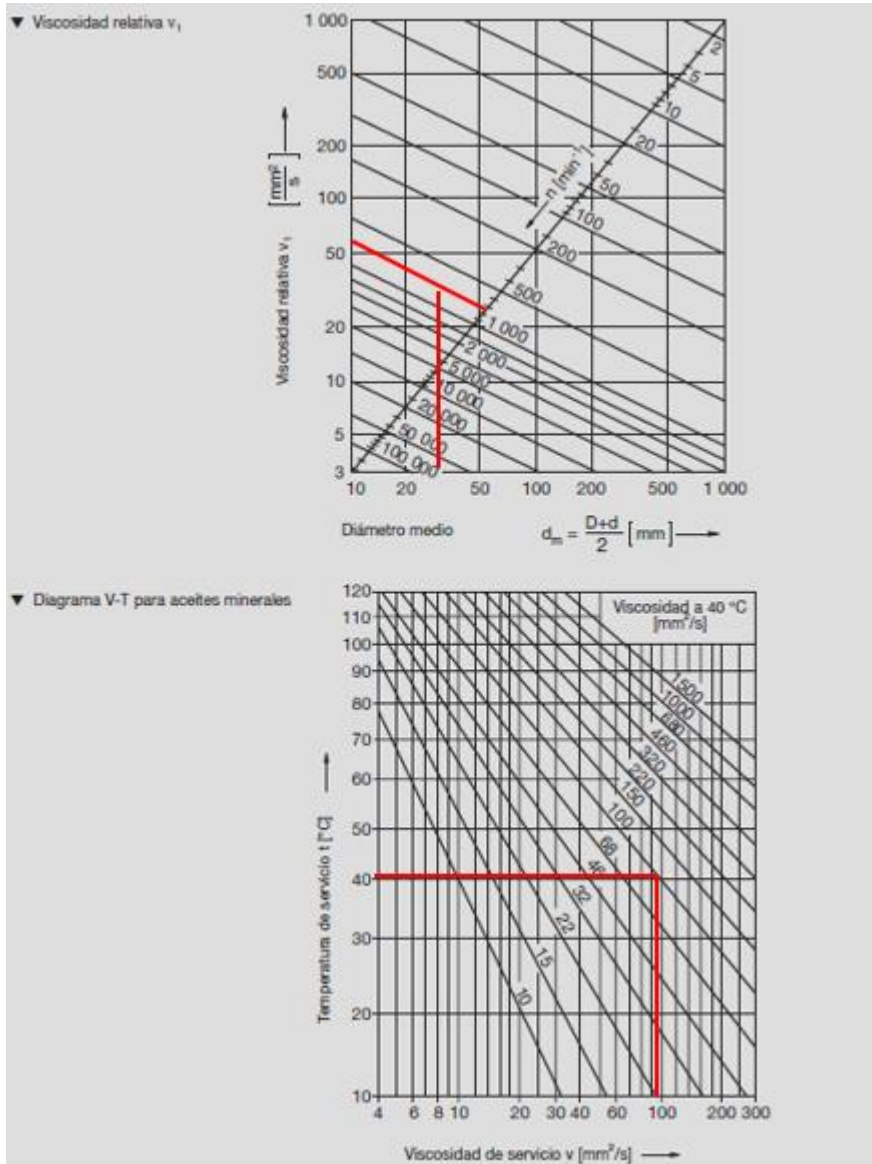
D1. Factor de probabilidad de fallo

▼ Factor a_1						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Factor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

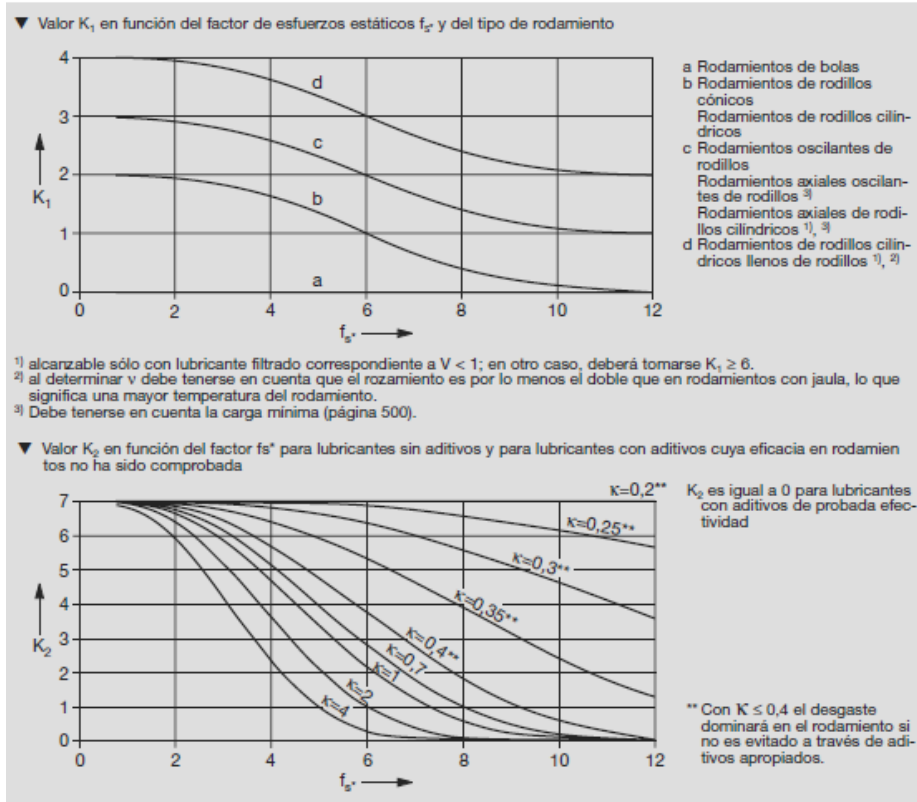
D2. Factor de esfuerzos dinámicos

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

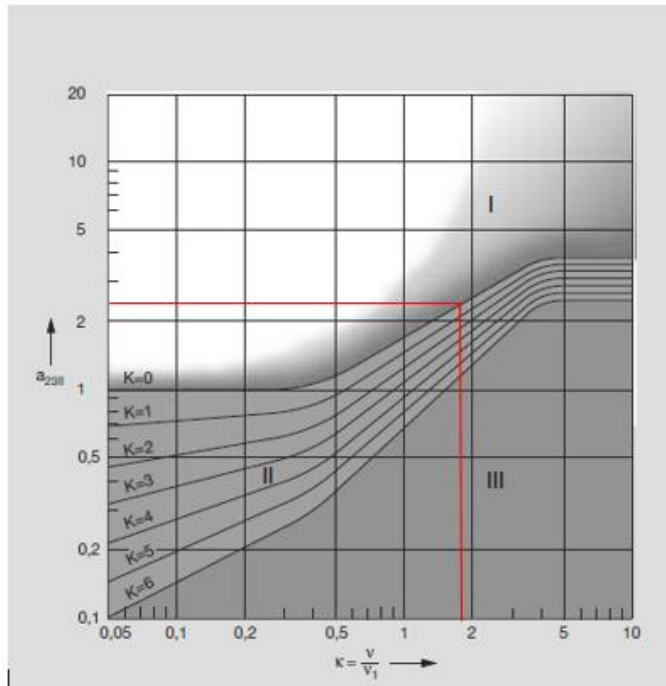
D3. Viscosidad relativa y de servicio



D4. Factor k_1 y k_2



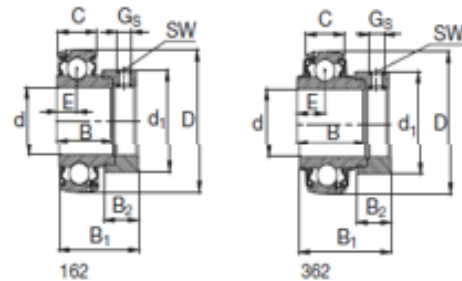
D5. Factor a_{23}



D6. Características de los rodamientos

Rodamientos FAG tipo S para ejes métricos y en pulgadas

Series 162, 362, 562, 762B.2RSR



Eje	Dimensiones										Capacidad de carga		Denominación abreviada Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Peso [~] kg
	d	D	C	B	B ₁	d ₁ max	B ₂	E	G _s	SW	din. C	estát. C ₀		
mm in	mm										kN			
12	12	40	12	19,1	28,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203/12	0,13
¹ / ₂	12,7	40	12	19,1	28,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203.008	0,128
⁹ / ₁₆	14,288	40	12	19,1	28,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203.009	0,123
15	15	40	12	19,1	28,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203/15	0,12
⁵ / ₈	15,875	40	12	19,1	28,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203.010	0,117
17	17	40	12	19,1	28,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203	0,1
	17	40	12	12							9,5	4,75	76203.2RSR	0,084
¹¹ / ₁₆	17,463	40	12	19,1	28,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203.011	0,091
³ / ₄	19,05	47	14	21,5	31	33,3	13,5	7,5	M6x0,75	3	12,7	6,55	16204.012	0,154
	19,05	47	17	34,2	43,7	33,3	13,5	17,1	M6x0,75	3	12,7	6,55	36204.012	0,208
	19,05	47	17	31				12,7	M6x0,75	3	12,7	6,55	56204.012	0,162

ANEXO E Construcción y partes de la turbina

E1. Construcción del rodete



E2. Construcción del inyector



E3. Construcción de la carcasa superior





E4. Construcción de la carcasa inferior



E5. Base de la turbo bomba



E6. Ensamble de la turbina



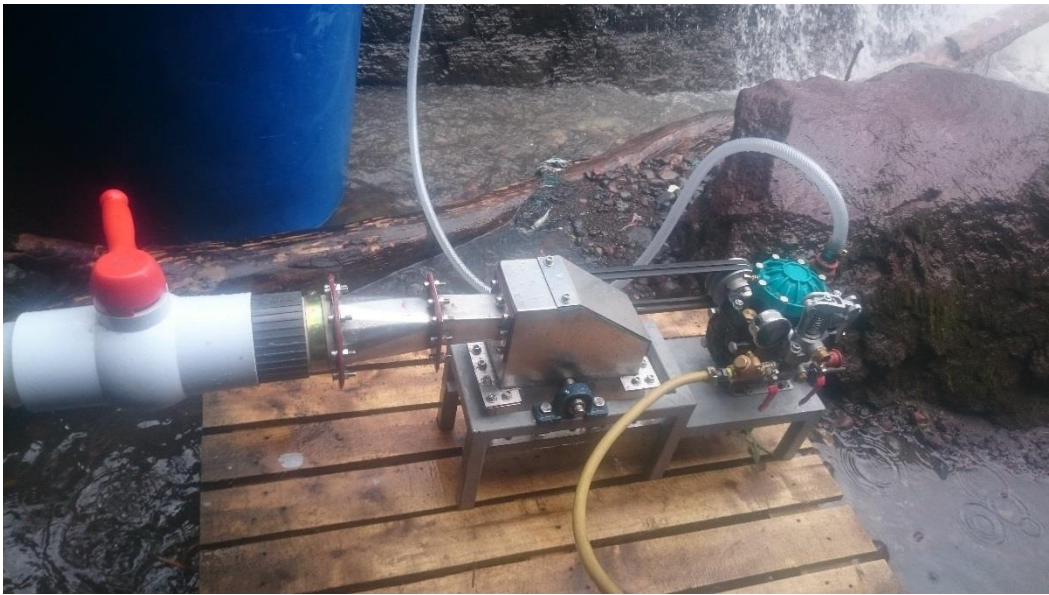




ANEXO F Tomas de medidas y pruebas de funcionamiento

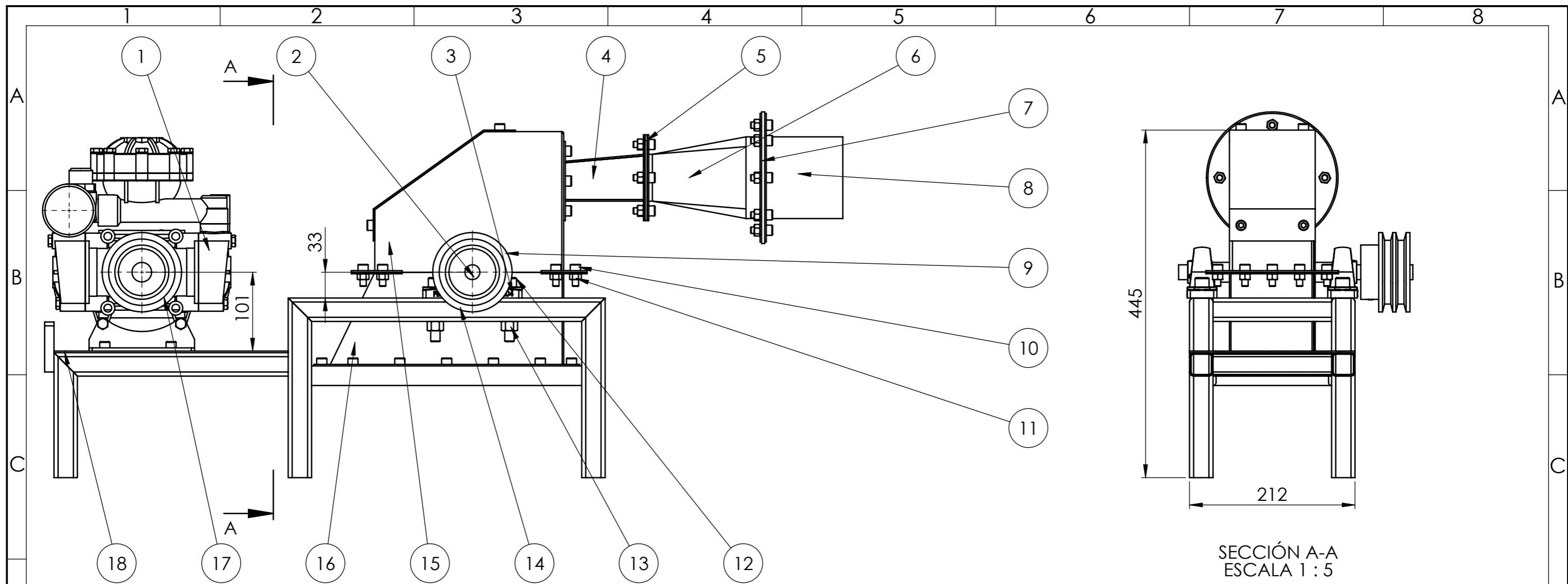
F1. Toma de medidas del caudal y velocidad de giro



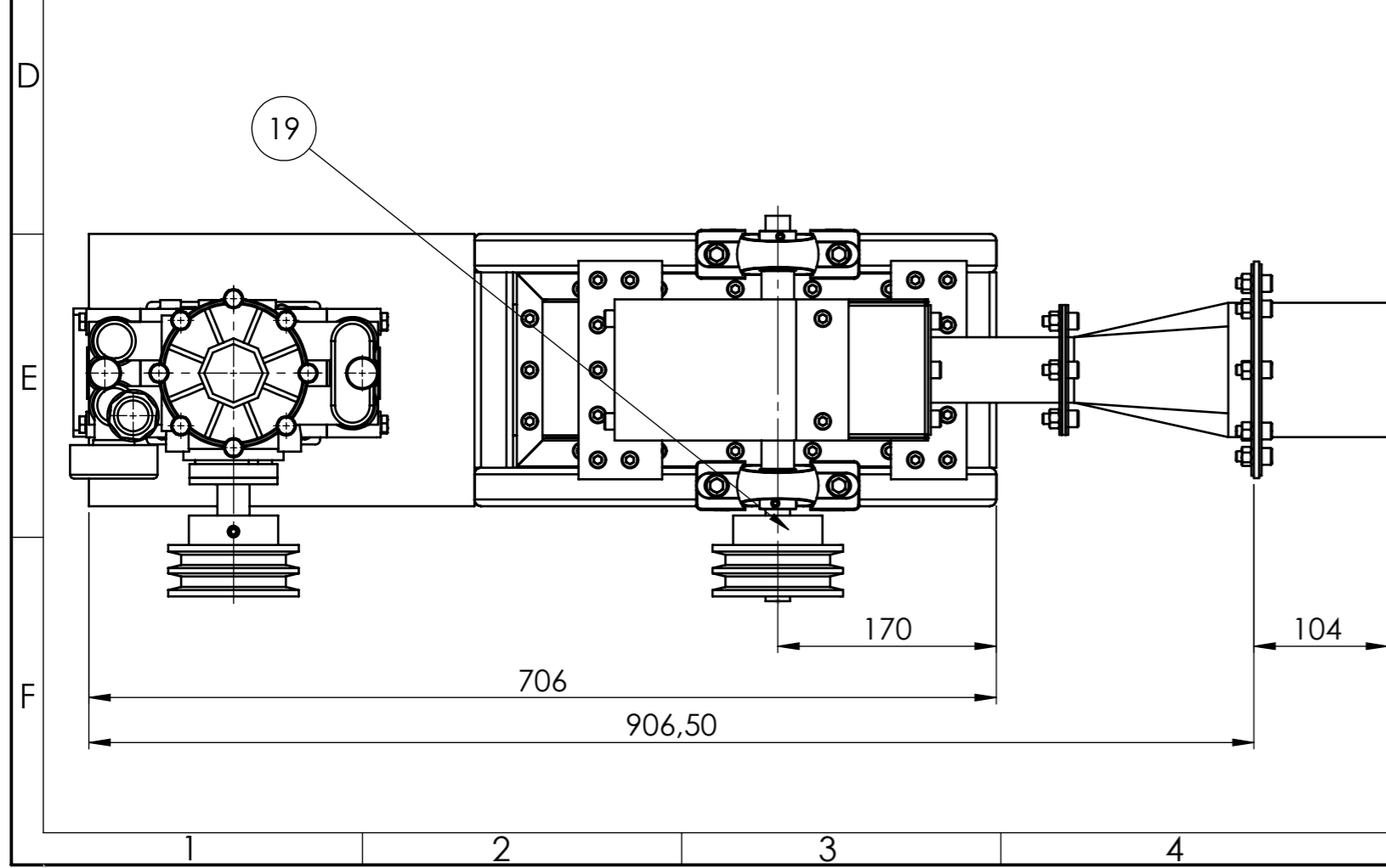




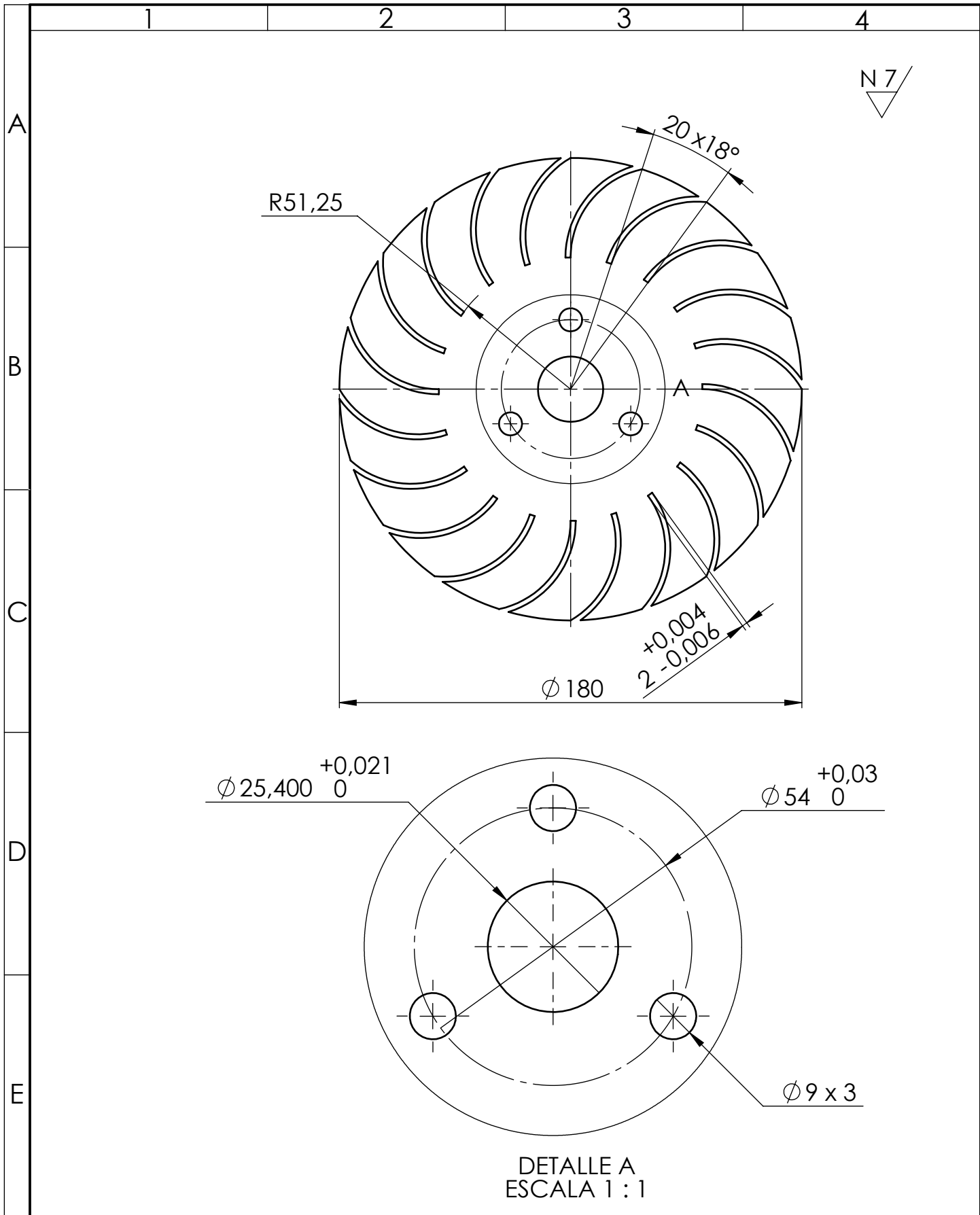
PLANOS



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



2	Prisionero Poleas	ISO 4026	Acero al Carbono	19	B18.3.6M	1.61	Comprado
1	Plancha de Apoyo de la Bomba	29-29	ASTM A36	18	-	998.52	Cosntruido
1	Polea Conducida	-	Aluminio	17	-	740.76	Comprado
1	Carcasa Inferior	23-29	AISI 304	16	-	1938.43	Cosntruido
1	Carcasa Superior	18-29	AISI 304	15	-	2365.03	Cosntruido
1	Base	17-29	ASTM A36	14	-	6509.45	Soldado
4	Tuerca M12	ISO4032	AISI 304	13	B18.2.4.2M	18.83	Comprado
4	Tornillo de Cabeza Hueca M12 x 70	ISO 4762	AISI 304	12	B18.3.1M	10.39	Comprado
62	Tuerca M8	ISO 4032	AISI 304	11	B18.2.4.2M	6.52	Comprado
62	Tornillo de Cabeza Hueca M8 x 20	ISO 4762	AISI 304	10	B18.3.1M	1.90	Comprado
1	Polea Conductora	-	Aluminio	9	-	766.92	Comprado
1	Acople a la Tubería	16-29	AISI 304	8	-	583.51	Construido
1	Empaque 2	15-29	Vifon	7	-	107.13	Construido
1	Acople de Reducción	14-29	AISI 304	6	-	953.96	Construido
1	Empaque	13-29	Vifon	5	-	22.95	Cosntruido
1	Inyector	7-29	AISI 304	4	-	1175.53	Construido
2	Chumacera de piso	JIS G5501	Fundición Gris	3	FBJ UCP204-12	494.00	Cosntruido
1	Rodete	2-29	AISI 304	2	-	3834.84	Cosntruido
1	Bomba de Diafragma	-	AISI 303/304	1	AR 30	9300	Comprado
N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
			Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:		
			±1	25657.45 gr	Varios		
			FECHA	NOMBRE	TÍTULO:		Escala:
			Dibujó: 13/10/2017	Hernández.J-Coronel.C	TURBOBOMBA		1:5
			Revisó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga			
			Aprobó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga			
			U.T.A.		Número de Lámina:		Registro:
			INGENIERÍA MECÁNICA		1 DE 29		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			



DETALLE A
ESCALA 1 : 1

				Tolerancia: ±0,15	Peso: 731.22 gr	MATERIAL: AISI 304 e = 4 mm		
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:		
				Dibujó: 12/10/2017	Hernandez.I-Coronel.c	Disco		
				Revisó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga			Escala: 1:2
				Aprobó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga			Registro:
				U.T.A.		Número de Lámina: 3 DE 29		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:		

1

2

3

4

A

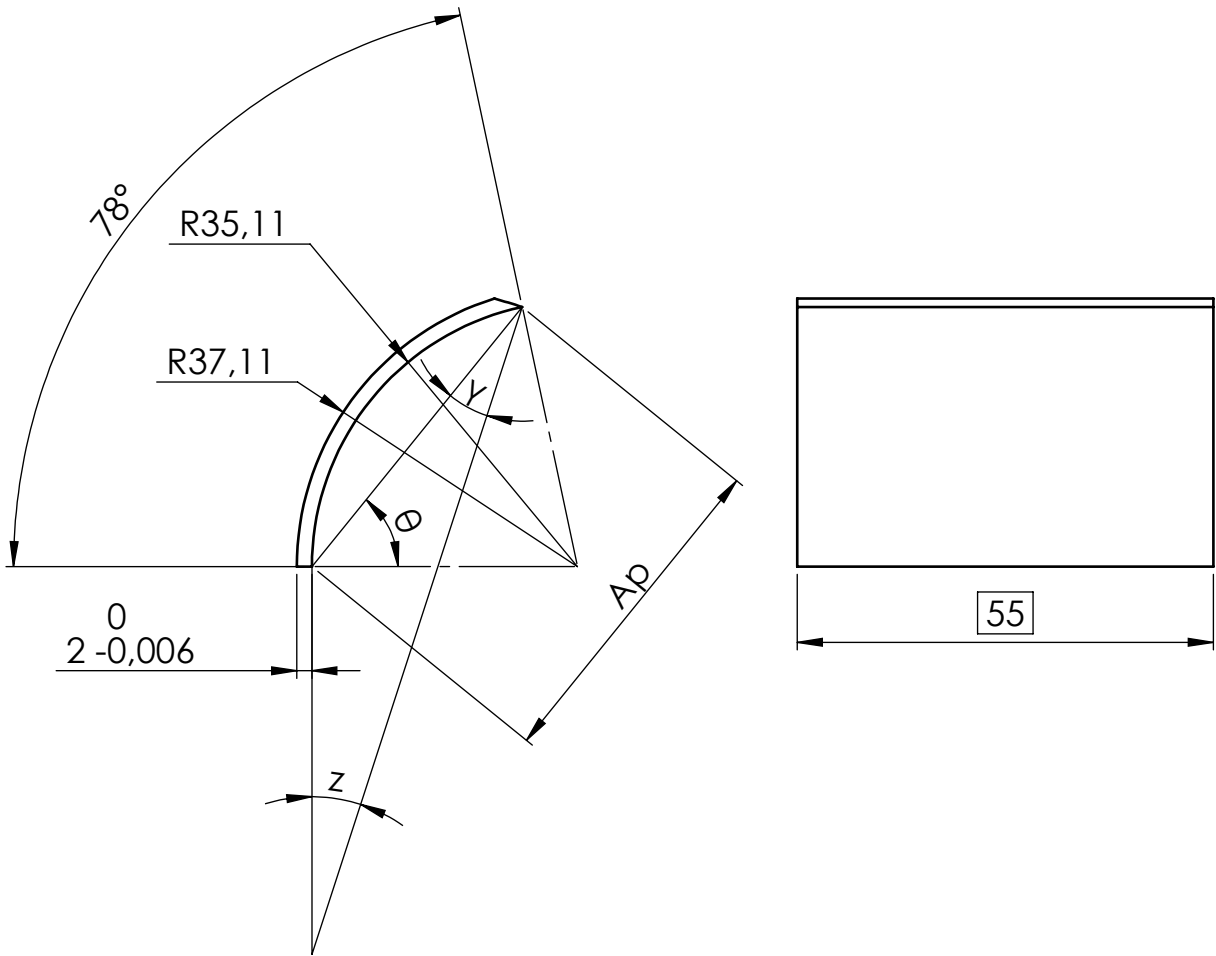
B

C


D

E

N 10 / 



z	18°
θ	51°
Ap	44.19
γ	21°

				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				±0,1	41.76 gr	AISI 304	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	12/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Álabe
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Escala:
				INGENIERIA MECANICA		4 DE 29	1:1
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	

1

2

3

4

N7

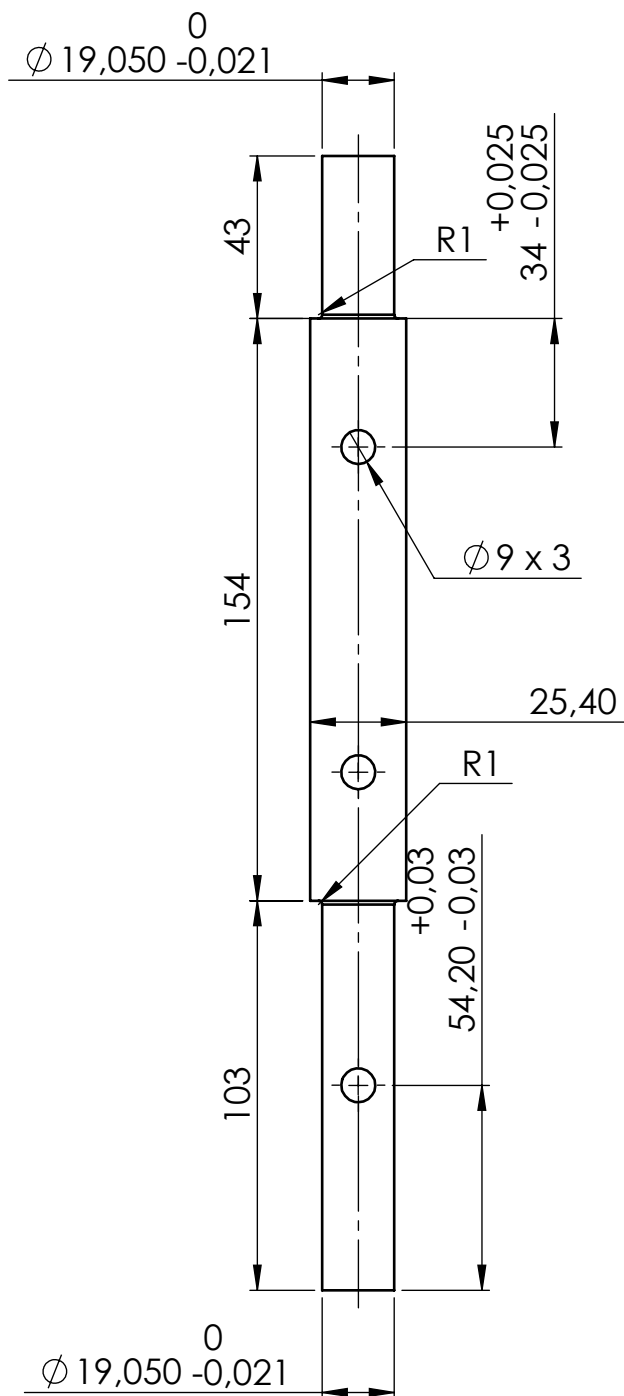
A

B

C

D

E



				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				$\pm 0,2$	948.72 gr	AISI 304	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	12/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Eje
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:
				INGENIERIA MECANICA		5 DE 29	Escala:
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	1:2
							Registro:
							☐ ⊕

1

2

3

4

A

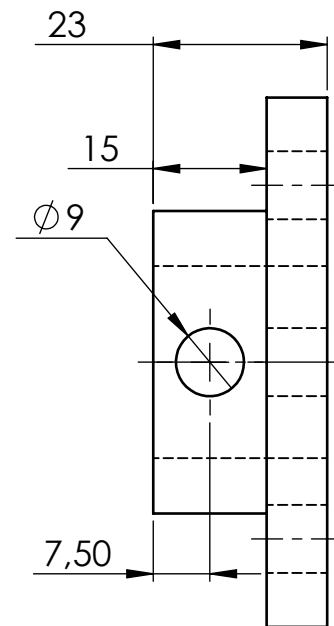
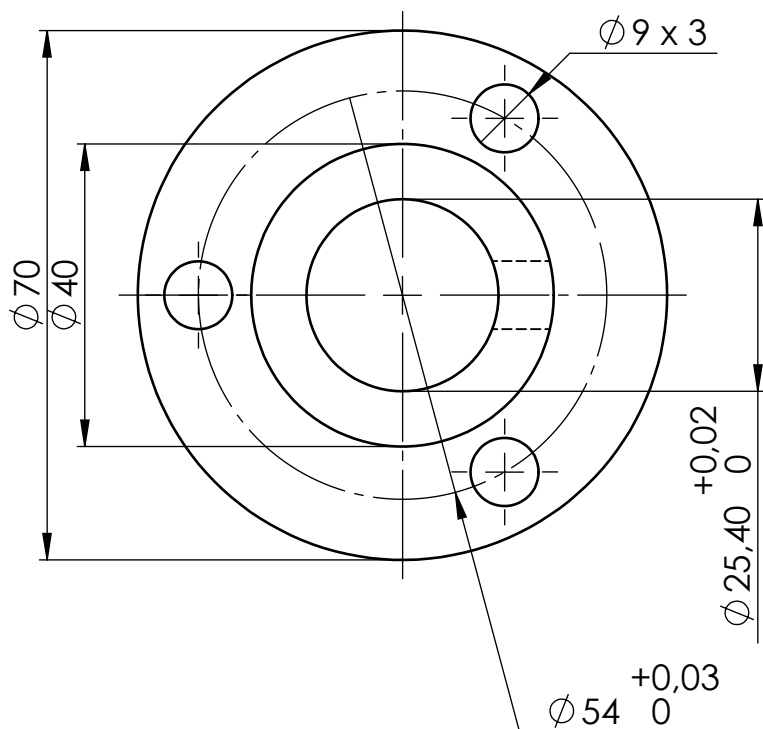
N7

B

C

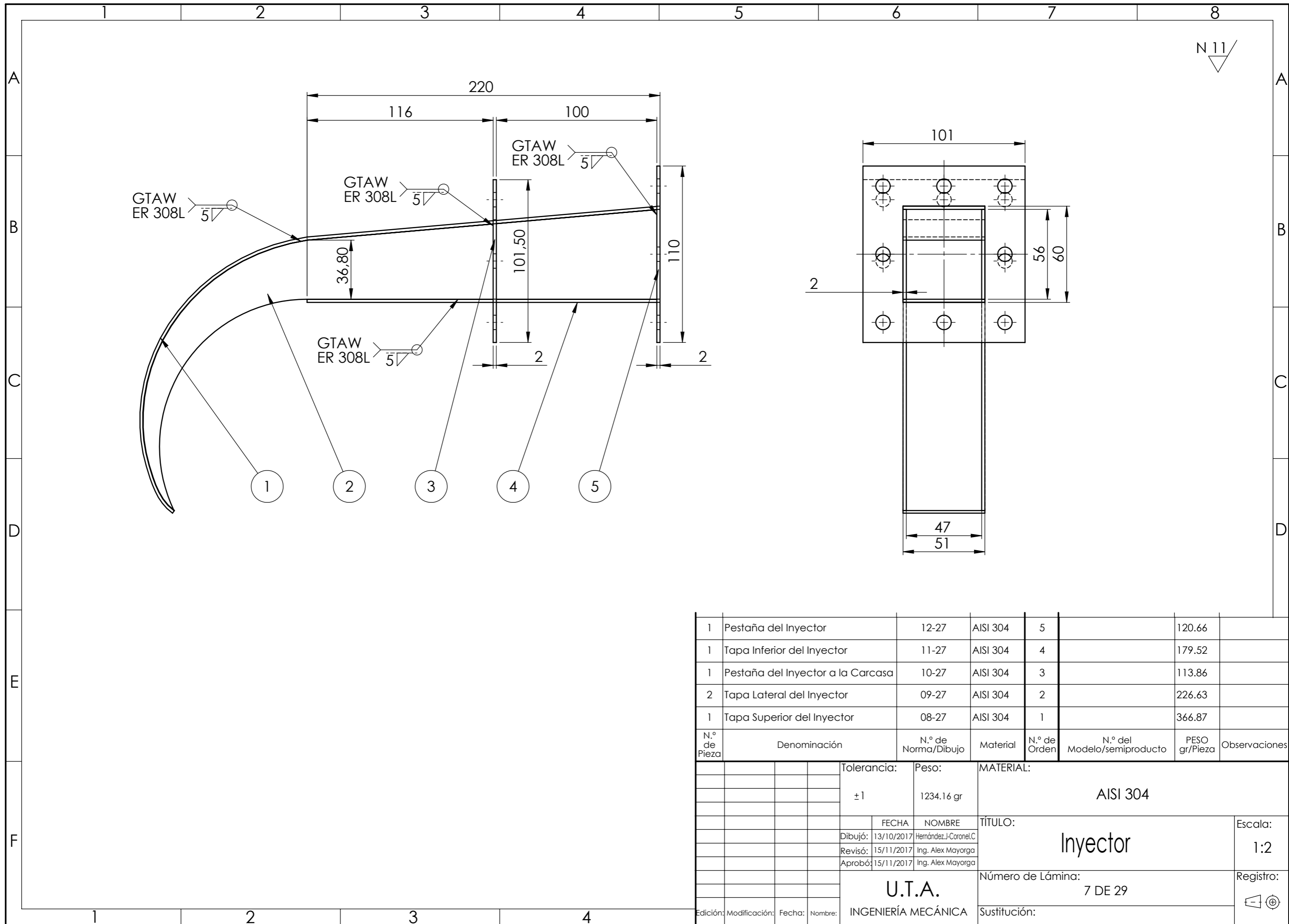
D

E



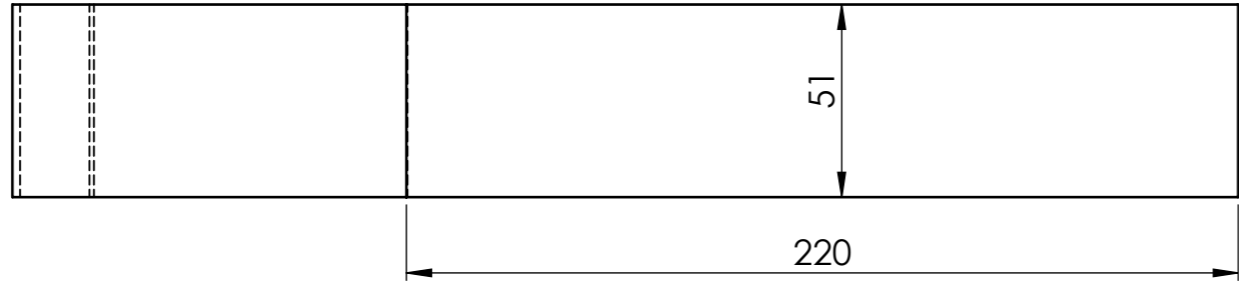
				Tolerancia: ±0,15	Peso: 287.90 gr	MATERIAL: AISI 304	
						TÍTULO:	Escala:
						Brida de Acople al Eje	1:1
						Número de Lámina:	Registro:
						6 DE 29	
						Sustitución:	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA			



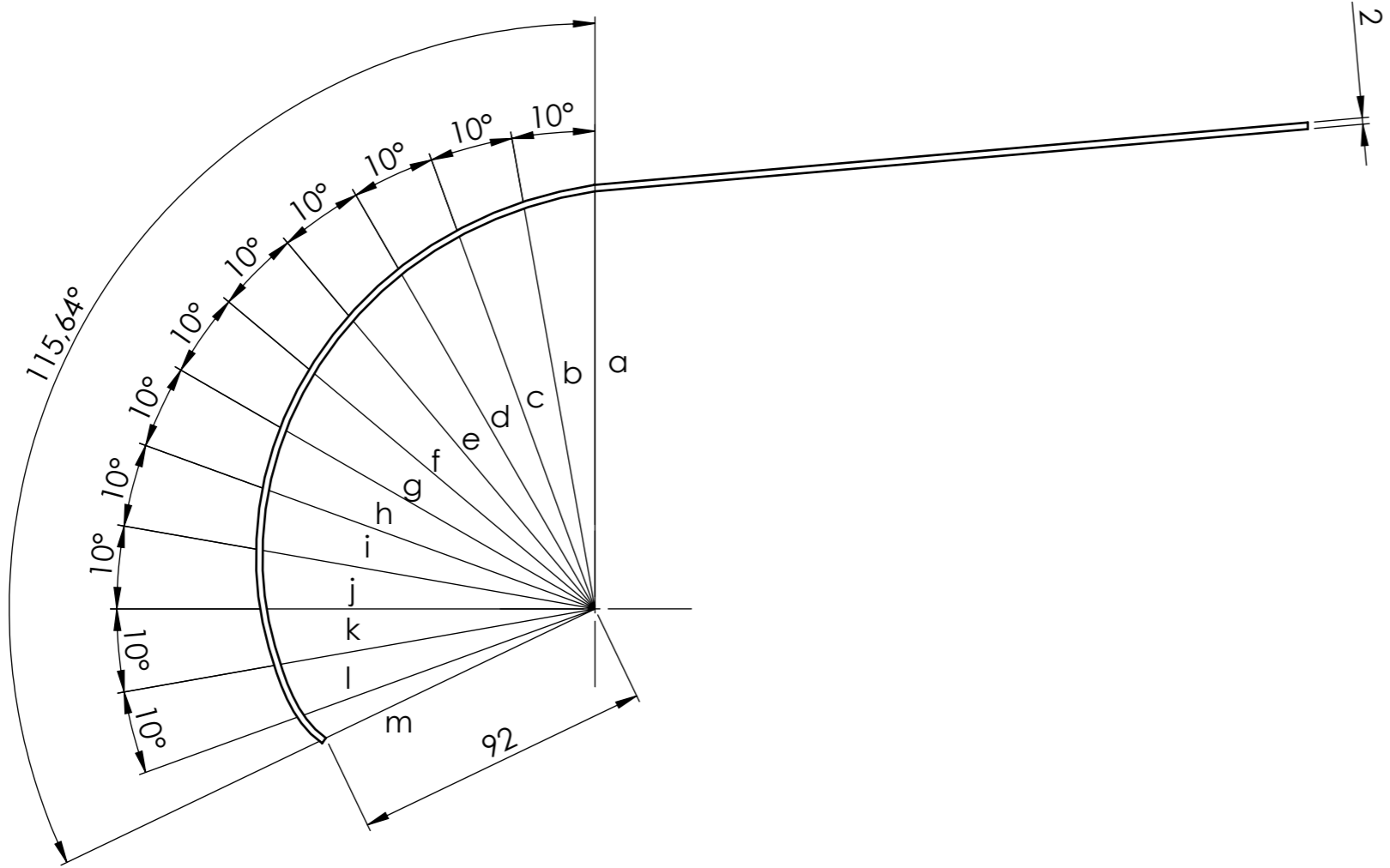


1	Pestaña del Inyector	12-27	AISI 304	5		120.66	
1	Tapa Inferior del Inyector	11-27	AISI 304	4		179.52	
1	Pestaña del Inyector a la Carcasa	10-27	AISI 304	3		113.86	
2	Tapa Lateral del Inyector	09-27	AISI 304	2		226.63	
1	Tapa Superior del Inyector	08-27	AISI 304	1		366.87	
N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
		Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:			
		± 1	1234.16 gr	AISI 304			
			FECHA	NOMBRE	TÍTULO:		Escala:
		Dibujó:	13/10/2017	Hernández.J-Coronel.C	Inyector		1:2
		Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga			
		Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga			
			U.T.A.		Número de Lámina:		Registro:
			INGENIERÍA MECÁNICA		7 DE 29		☐ ⊕
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			

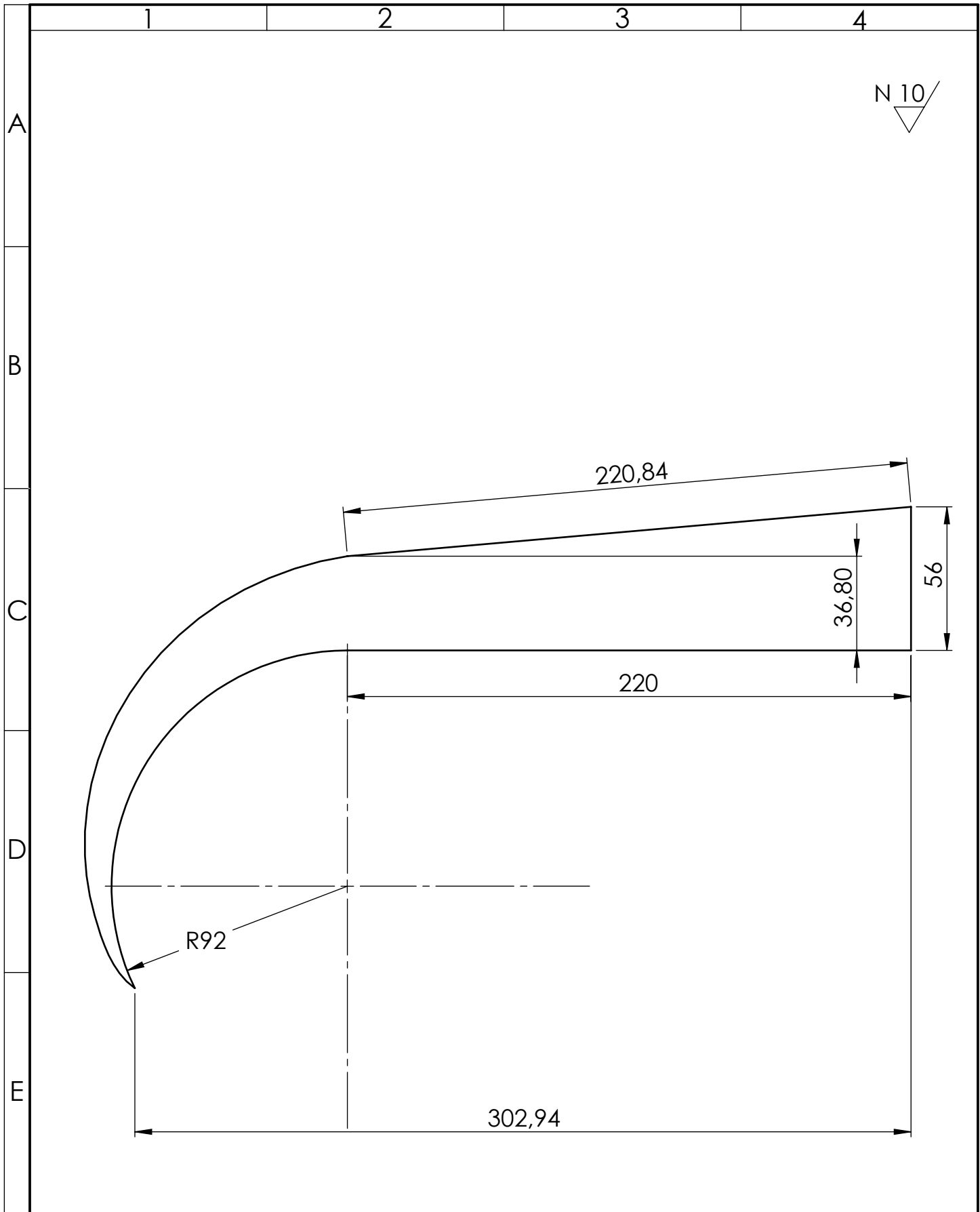
N10



7	8
Radio de Velocidad To	
a	109.4
b	107.7
c	106.1
d	104.6
e	103.0
f	101.5
g	100.0
h	98.5
i	97.0
j	95.6
k	94.2
l	92.8
m	92



Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
±0,1	366.87 gr	AISI 304	
	FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
Dibujó:	24/10/2017	Hernández.J-Coronel.C	Tapa Superior del Inyector
Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:
INGENIERÍA MECÁNICA		8 DE 29	1:2
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:
Sustitución:			



				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				±0,25	226.63	AISI 304 e = 2 mm	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	13/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Tapa Lateral del Inyector
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Escala:
						9 DE 29	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	Registro:
							☐ ⊕

1

2

3

4

A

N10
▽

B

51

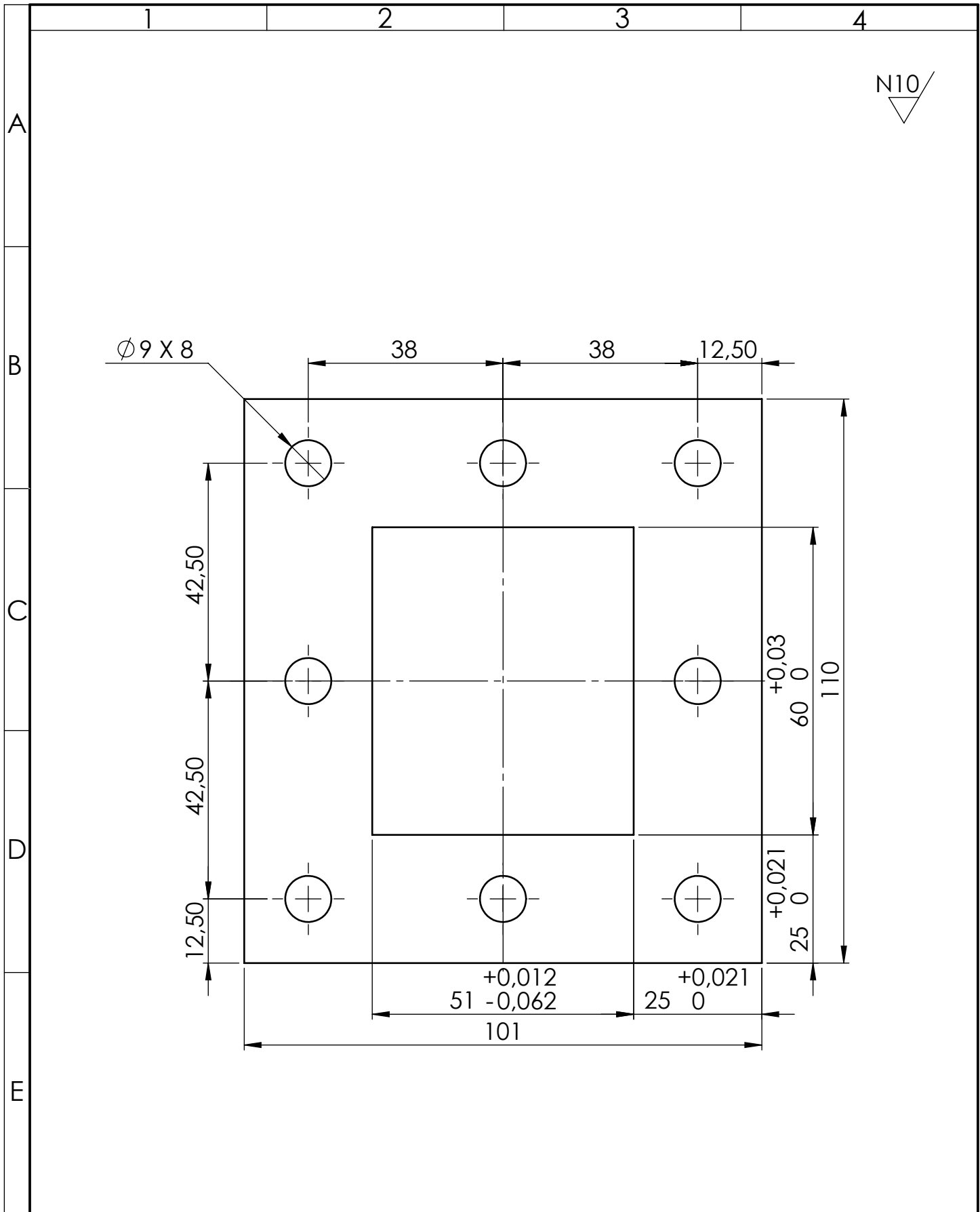
220

C

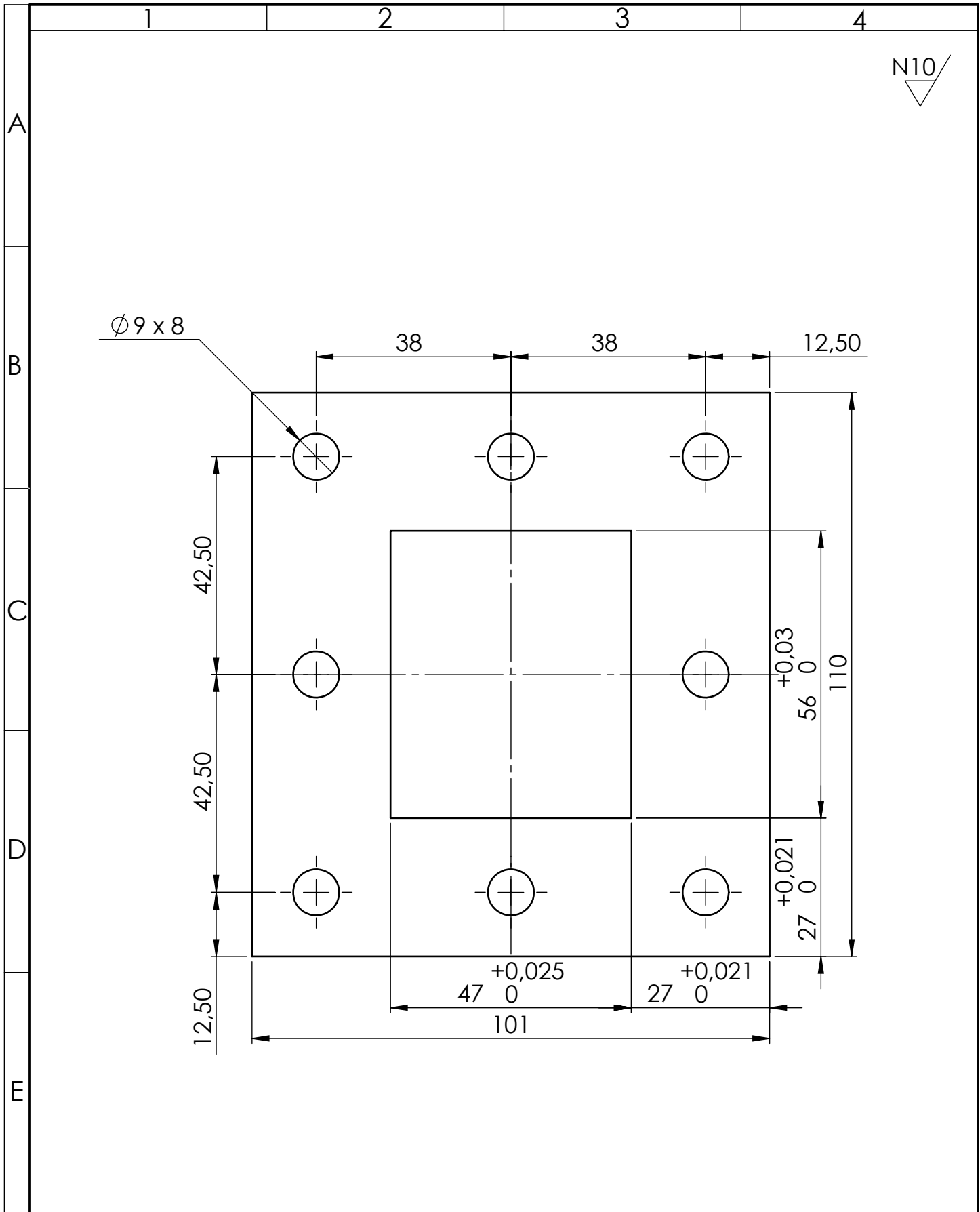
D

E

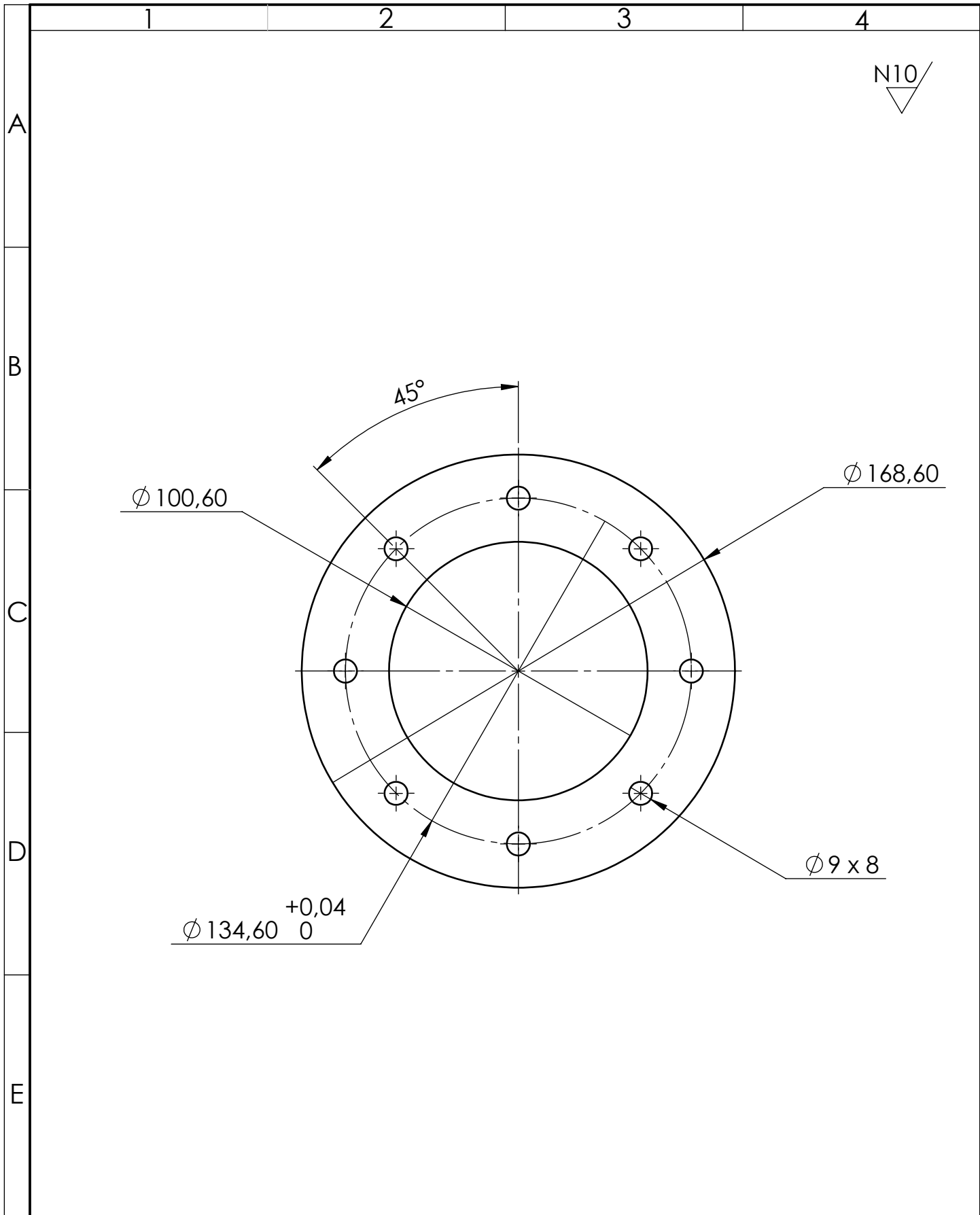
				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				±0,15	179.52 gr	AISI 304 e = 2 mm	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	13/10/2017	Hernandez.J-Coronel.C	Tapa Inferior del Inyector
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Escala:
						INGENIERIA MECANICA	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	Registro:
							☐ ⊕



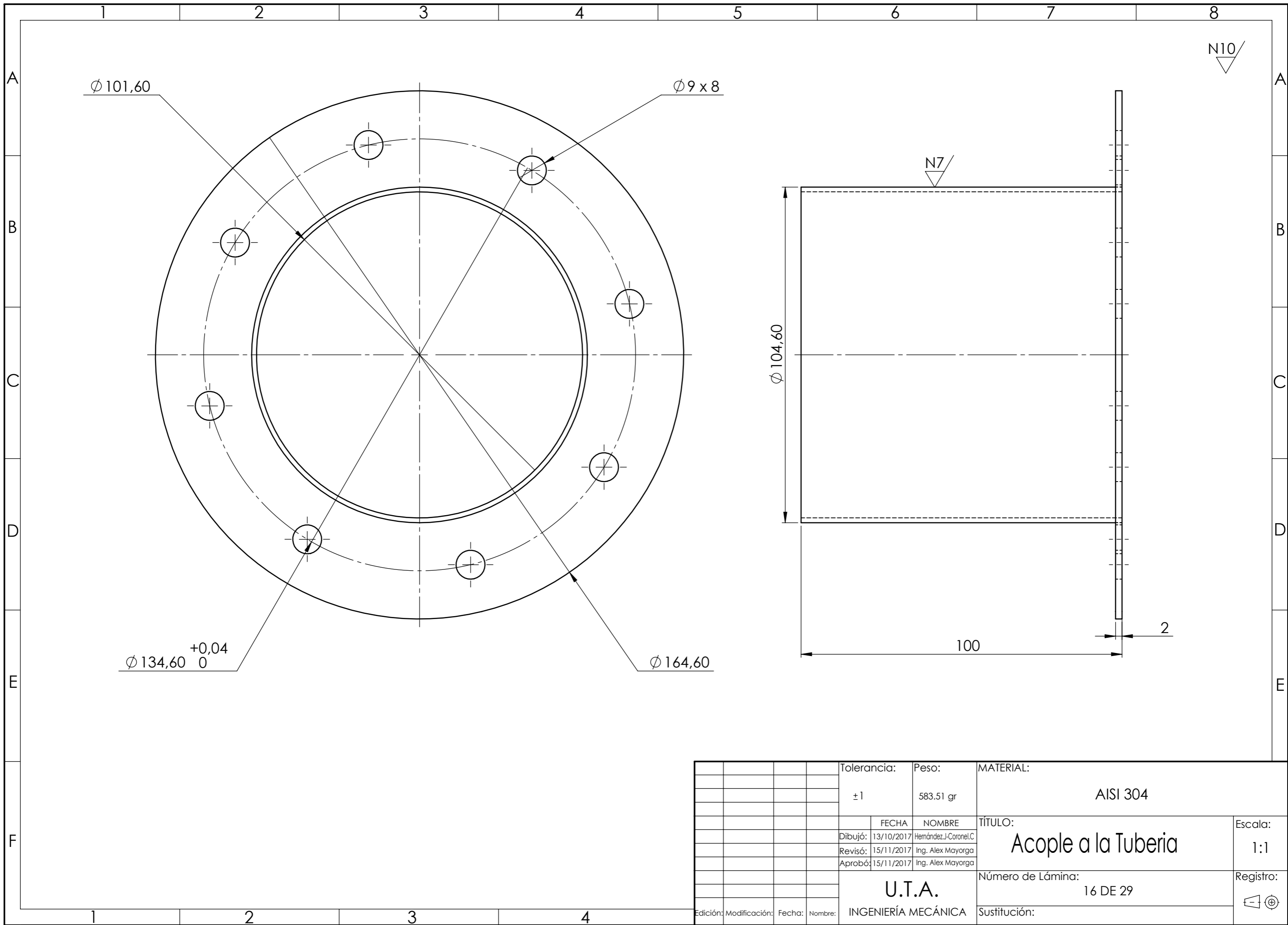
				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				±0.12	120.66 gr	AISI 304 e= 2 mm	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	13/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Pestaña del Inyector
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:
						12 DE 29	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	



				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:		
				±0.12	46.17 gr	Vitón e = 3 mm		
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	Escala:	
				Dibujó: 08/11/2017	Hernandez.J-Coronel.c		Empaque	1:1
				Revisó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga			Registro:
				Aprobó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga			
				U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:	
						13 DE 29		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	☐ ⊕	

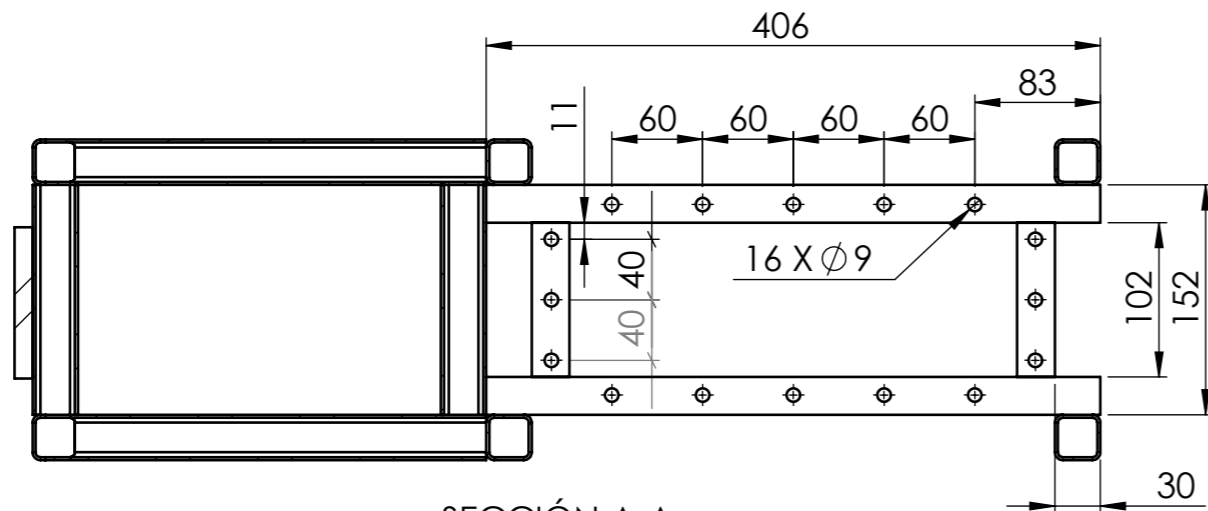


				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				± 1	107.13 gr	Viton e = 3 mm	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	13/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Empaque 2
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Escala:
						15 DE 29	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	Registro:

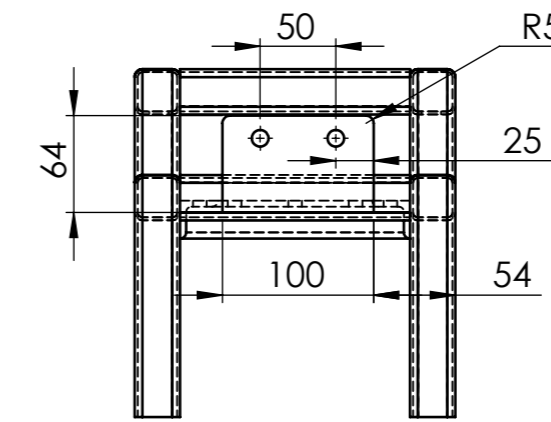
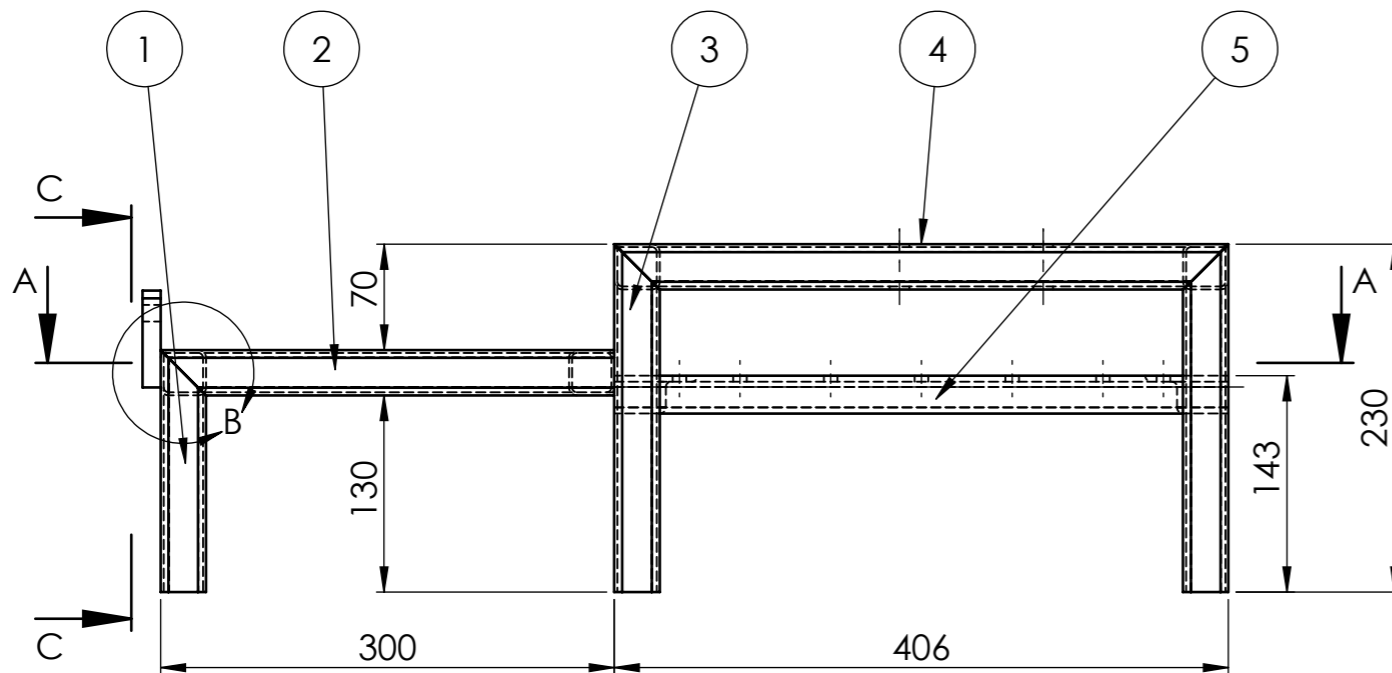


				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:		
				±1	583.51 gr	AISI 304		
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	Escala:
				Dibujó:	13/10/2017	Hernández.J-Coronel.C	Acople a la Tubería	1:1
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga		
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA			Número de Lámina:	Registro:
							16 DE 29	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:				Sustitución:	

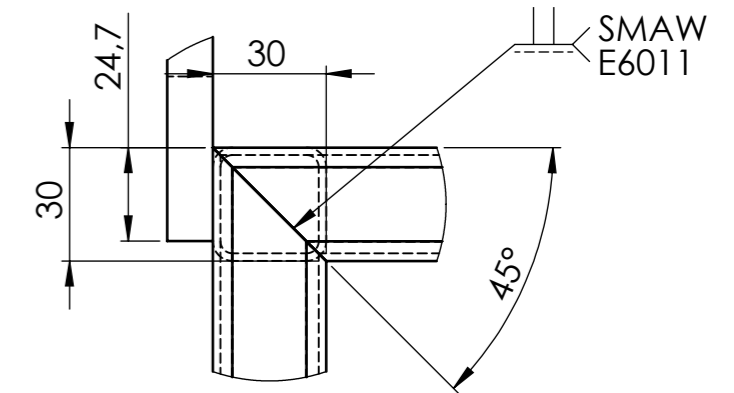
N10



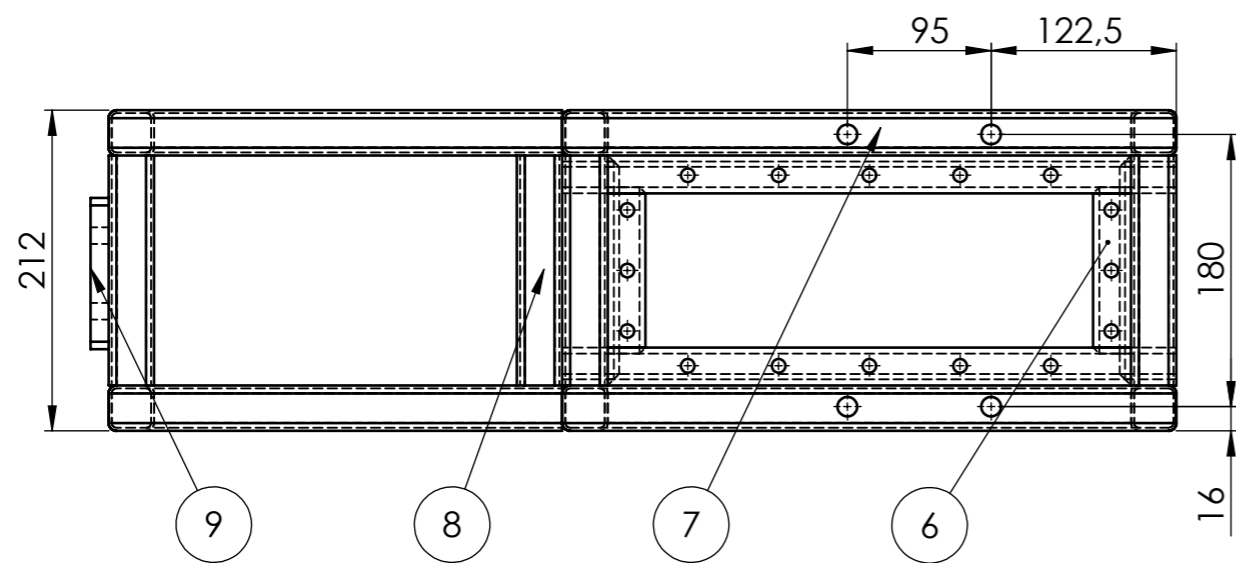
SECCIÓN A-A



SECCIÓN C-C



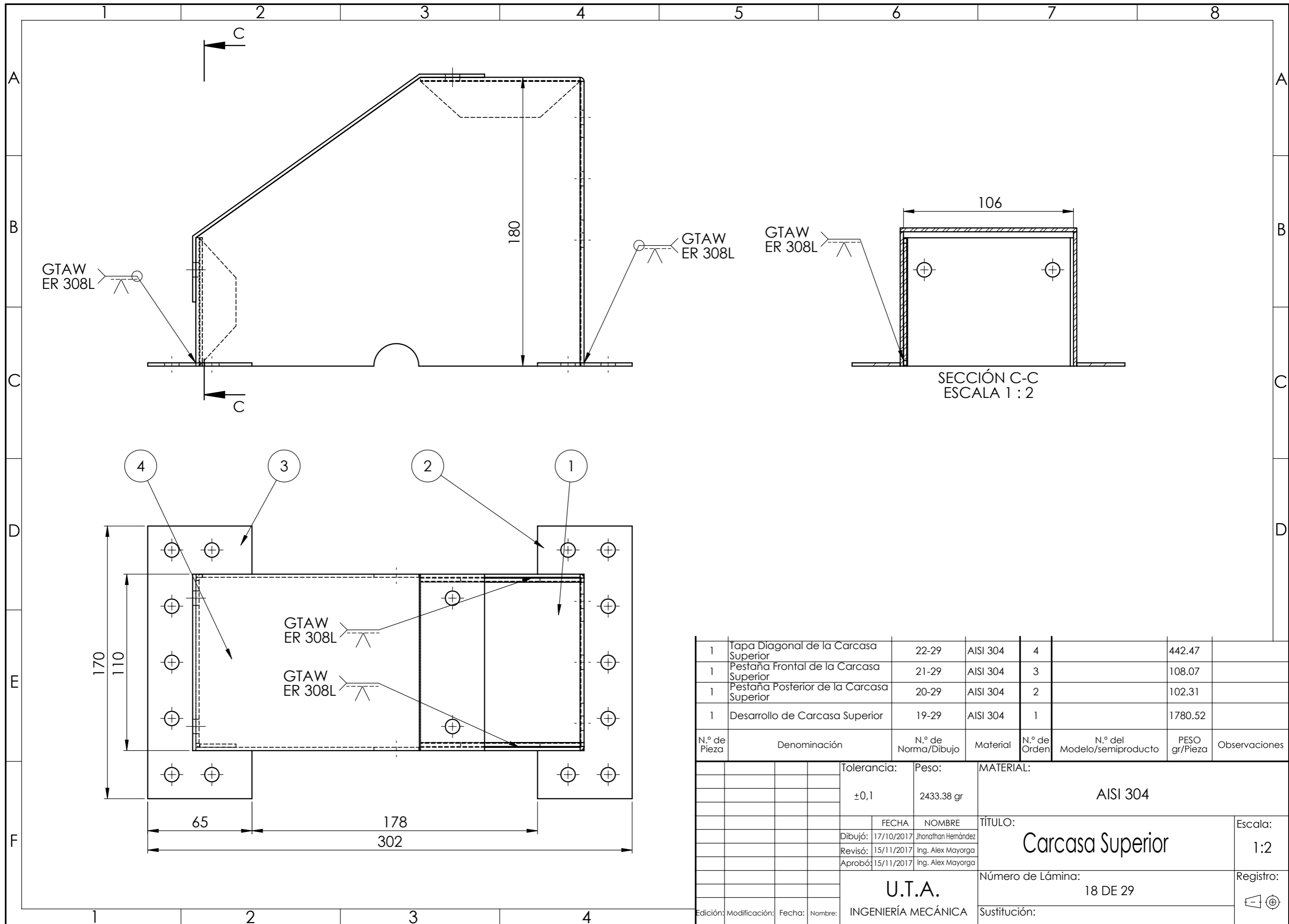
DETALLE B
ESCALA 1 : 2



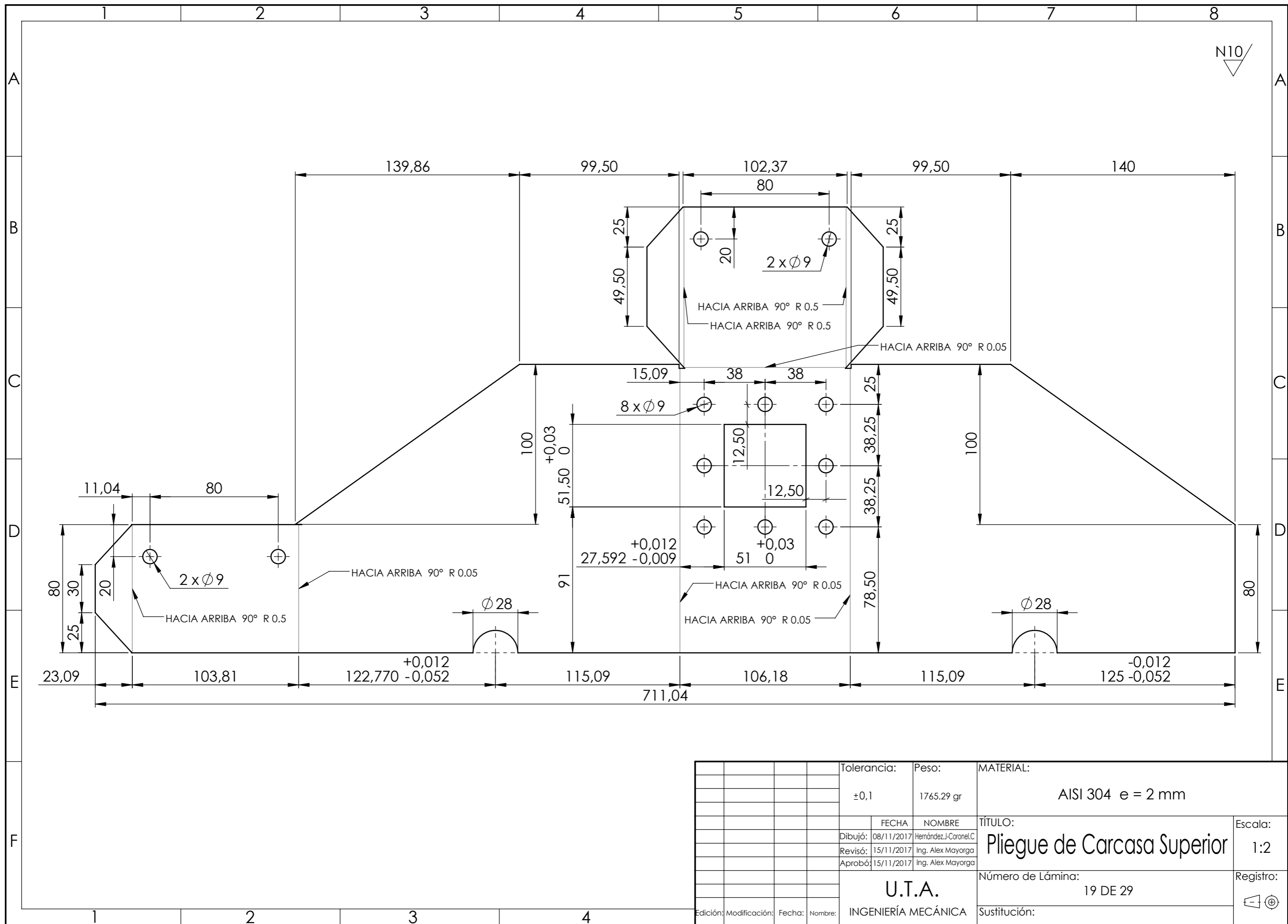
Lista de cortes para pieza soldada			
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	2	Tubo estructural cuadrado (30x30x2)mm	160
2	2	Tubo estructural cuadrado (30x30x2)mm	300
3	4	Tubo estructural cuadrado (30x30x2)mm	230
4	1	Tubo estructural cuadrado (30x30x2)mm	406
5	2	Perfil angular (25x25x4)mm	406
6	2	Perfil angular (25x25x4)mm	152
7	1	Tubo estructural cuadrado (30x30x2)mm	406
8	4	Tubo estructural cuadrado (30x30x2)mm	152
9	1	Placa para Tension de Banda	

Nota: Todas las juntas se realizan por soldadura de arco electrico SMAW con electrodo E6011

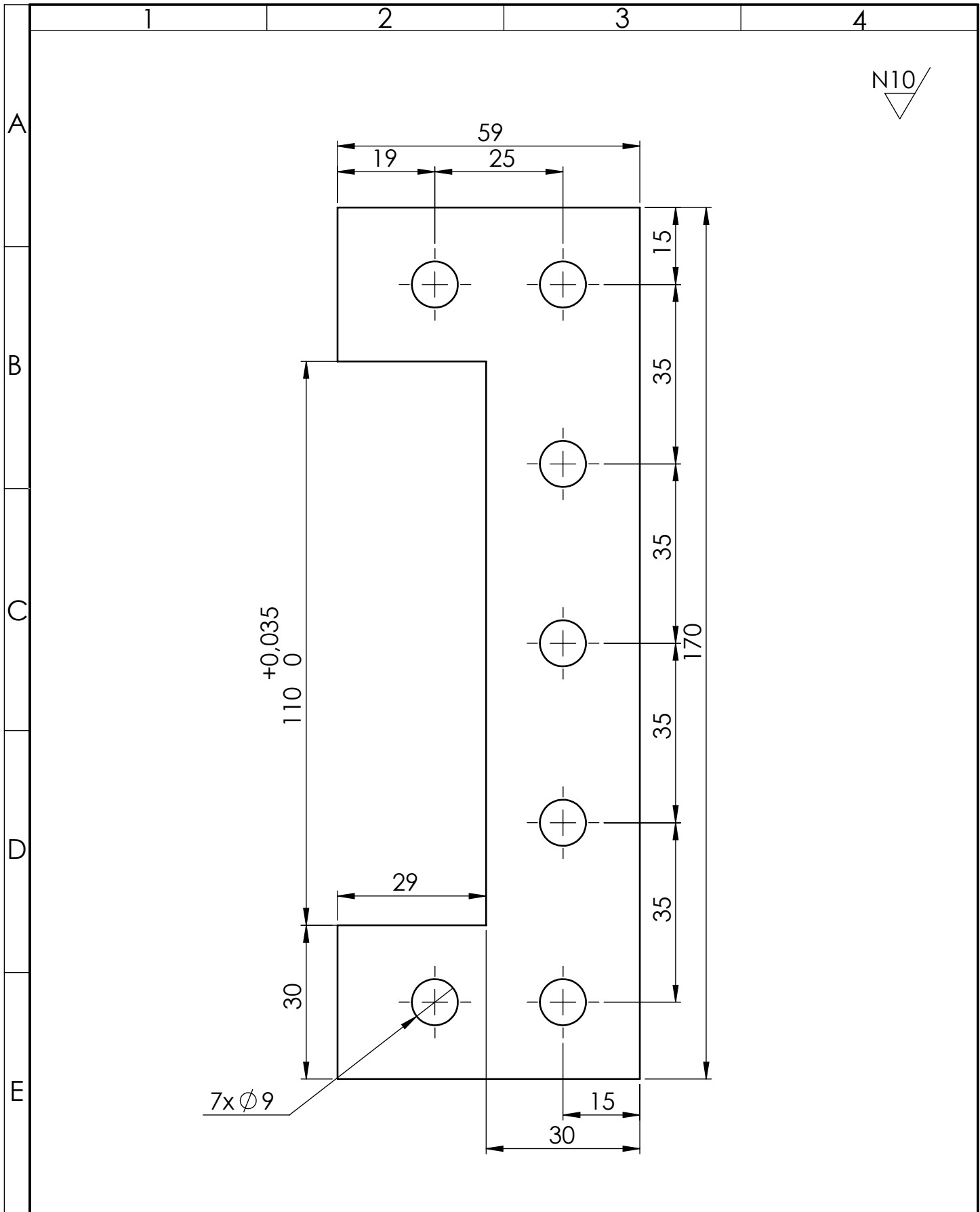
Tolerancia:		Peso:	MATERIAL:		
±1		7093.42 gr	ASTM A36 Acero		
FECHA		NOMBRE	TÍTULO:	Escala:	
Dibujó: 24/10/2017		Hernández.J-Coronel.C	Base	1:5	
Revisó: 15/11/2017		Ing. Alex Mayorga		Número de Lámina:	Registro:
Aprobó: 15/11/2017		Ing. Alex Mayorga		17 DE 29	☐ ⊕
U.T.A.			Sustitución:		
INGENIERÍA MECÁNICA					



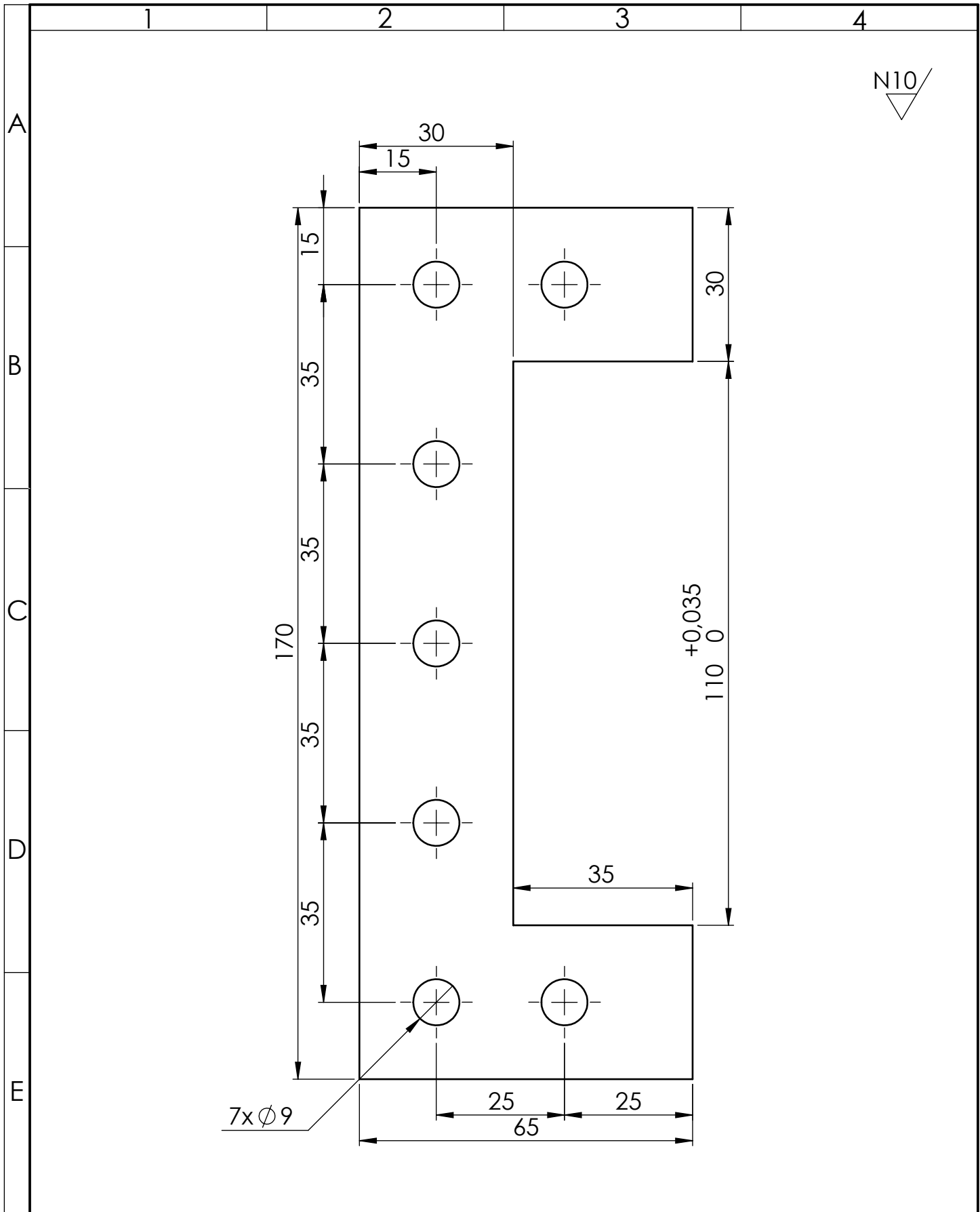
N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
1	Tapa Diagonal de la Carcasa Superior	22-29	AISI 304	4		442.47	
1	Pestaña Frontal de la Carcasa Superior	21-29	AISI 304	3		108.07	
1	Pestaña Posterior de la Carcasa Superior	20-29	AISI 304	2		102.31	
1	Desarrollo de Carcasa Superior	19-29	AISI 304	1		1780.52	
		Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:			
		±0,1	2433.38 gr	AISI 304			
		FECHA	NOMBRE	TÍTULO:			Escala:
		Dibujó: 17/10/2017	Jhonathan Hernández	Carcasa Superior			1:2
		Revisó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga				
		Aprobó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga				
		U.T.A.		Número de Lámina:		Registro:	
		INGENIERÍA MECÁNICA		18 DE 29			
Edición: Modificación: Fecha: Nombre:				Sustitución:			



Tolerancia:		Peso:		MATERIAL:	
±0,1		1765.29 gr		AISI 304 e = 2 mm	
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:	
Dibujó: 08/11/2017		Hernández.J-Coronel.C		Pliegue de Carcasa Superior	
Revisó: 15/11/2017		Ing. Alex Mayorga		Escala:	
Aprobó: 15/11/2017		Ing. Alex Mayorga		1:2	
U.T.A.				Número de Lámina:	
INGENIERÍA MECÁNICA				19 DE 29	
Edición: Modificación: Fecha: Nombre:				Sustitución:	

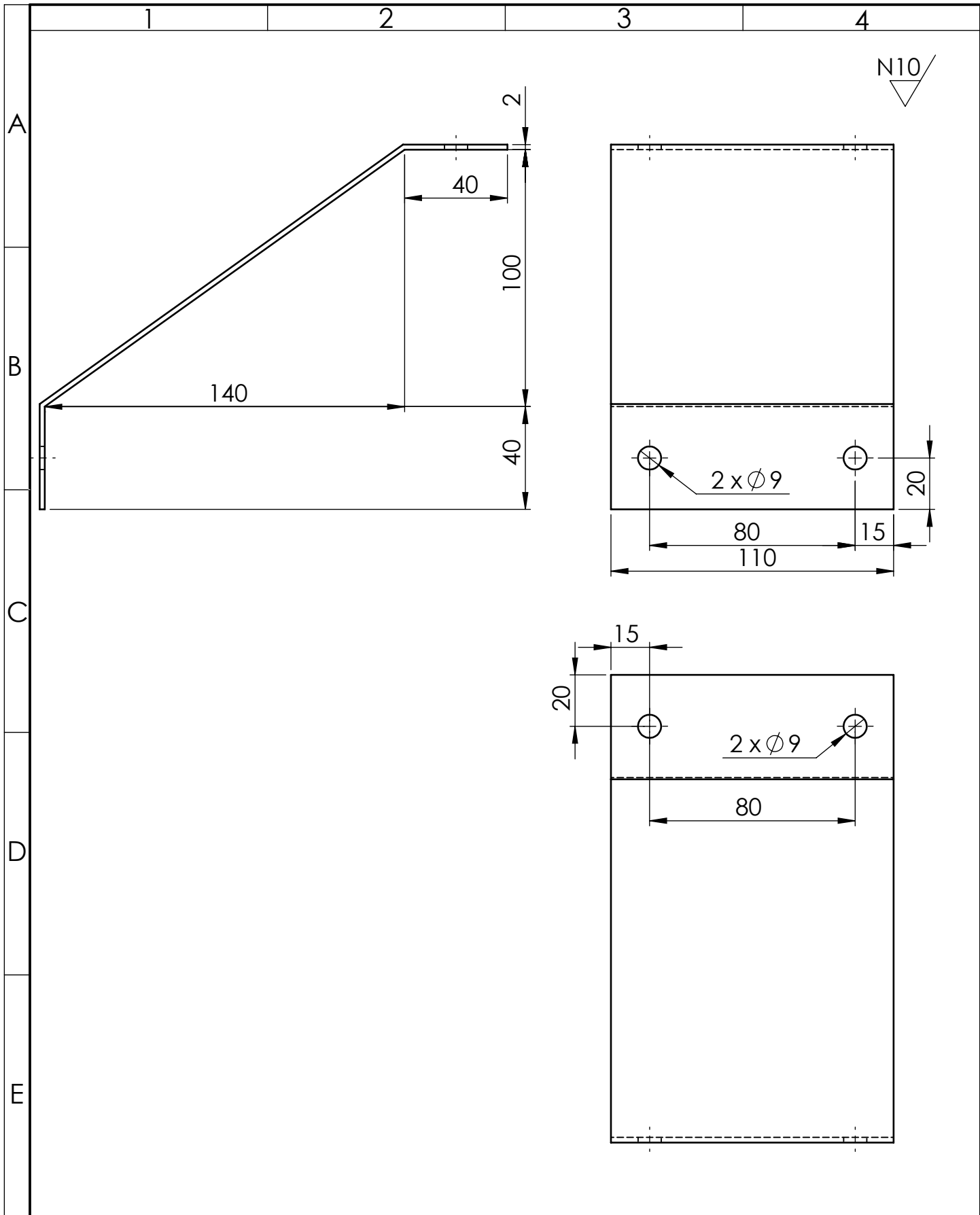


				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				±0,1	102.31 gr	AISI 304 e = 2 mm	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	24/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Pestaña Posterior de la Carcasa Superior
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Escala:
				INGENIERIA MECANICA		20 DE 29	1:1
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:		Registro:	

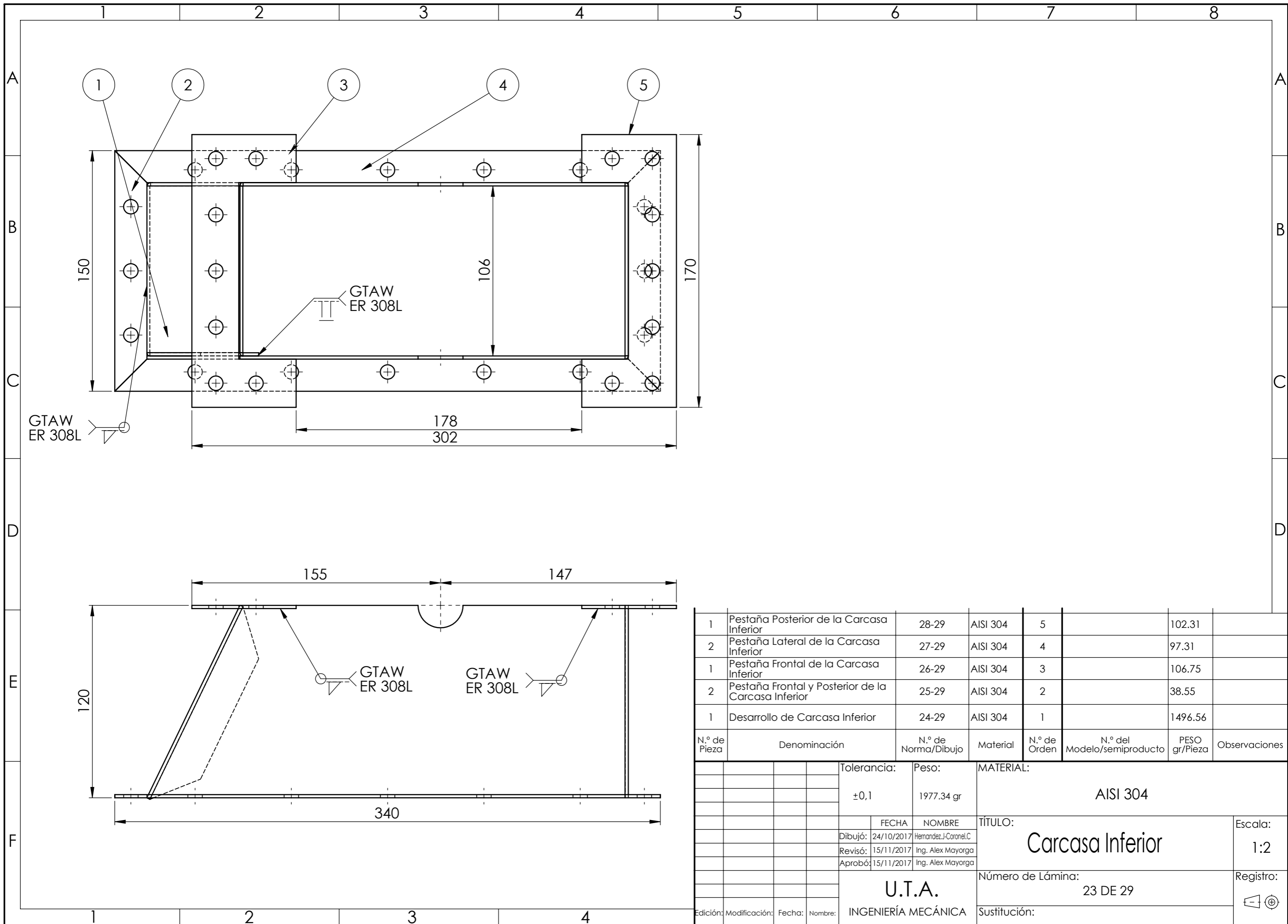


				Tolerancia: $\pm 0,1$	Peso: 108.07 gr	MATERIAL: AISI 304 e = 2 mm	
						TÍTULO:	Escala:
				Dibujó:	FECHA	NOMBRE	Pestaña Frontal de la Carcasa Superior
				Revisó:	17/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
							1:1
				U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:
				INGENIERIA MECANICA		21 DE 29	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	





				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				±0,1	442.47 gr	AISI 304	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	17/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Tapa Diagonal de la Carcasa Superior
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:
						INGENIERIA MECANICA	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			



1	Pestaña Posterior de la Carcasa Inferior	28-29	AISI 304	5		102.31	
2	Pestaña Lateral de la Carcasa Inferior	27-29	AISI 304	4		97.31	
1	Pestaña Frontal de la Carcasa Inferior	26-29	AISI 304	3		106.75	
2	Pestaña Frontal y Posterior de la Carcasa Inferior	25-29	AISI 304	2		38.55	
1	Desarrollo de Carcasa Inferior	24-29	AISI 304	1		1496.56	
N.º de Pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
			Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:		
			±0,1	1977.34 gr	AISI 304		
					TÍTULO:		Escala:
			FECHA	NOMBRE	Carcasa Inferior		1:2
			Dibujó: 24/10/2017	Hernandez.J-Coronel,C			
			Revisó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga			
			Aprobó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	Número de Lámina:		Registro:
					23 DE 29		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	

1

2

3

4

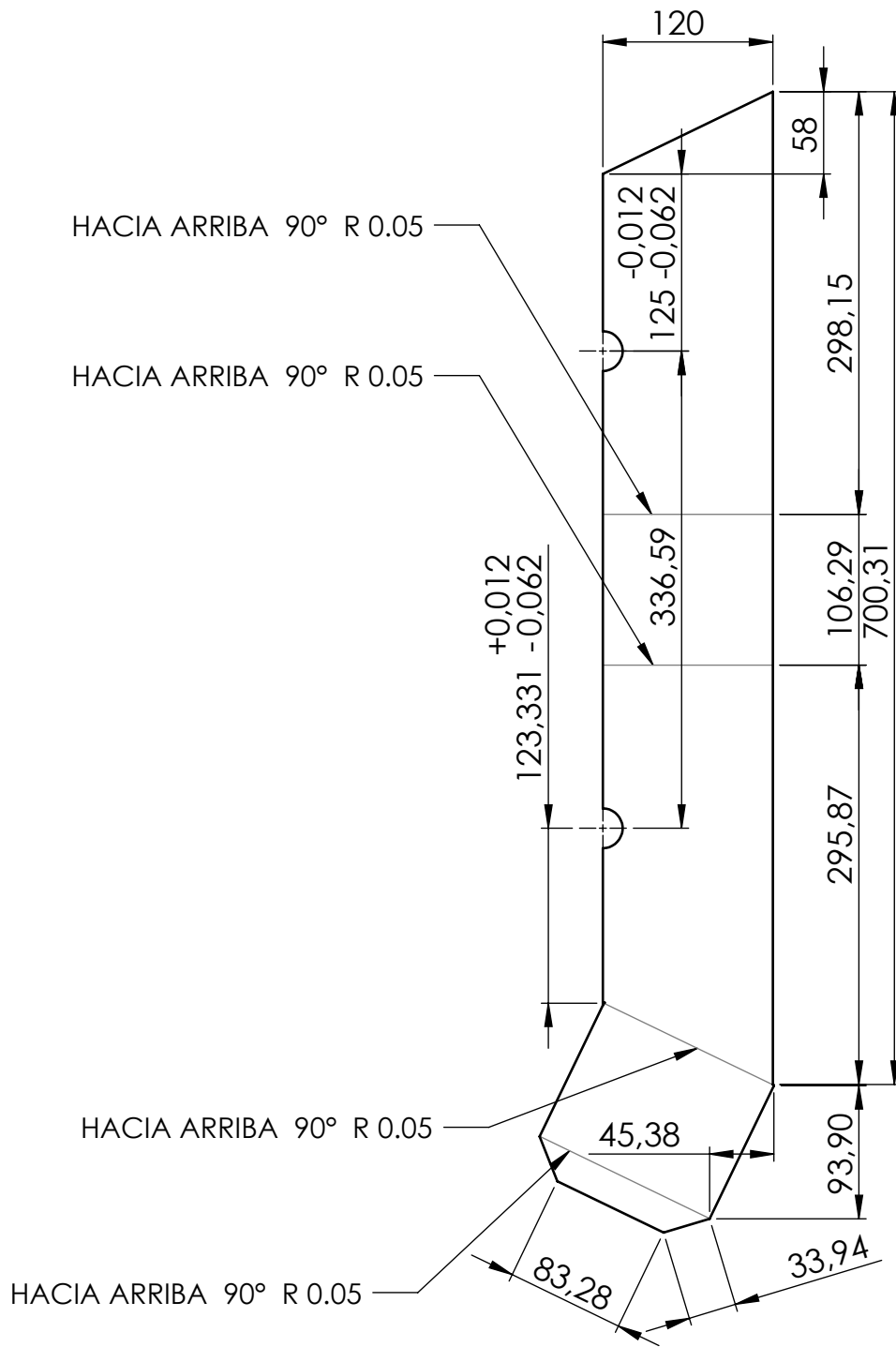
A

B

C

D

E



				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				±0,1	1486.39 gr	AISI 304 e = 2 mm	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	Escala:
				Dibujó: 08/11/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Pliegue de Carcasa Inferior	1:5
				Revisó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga		
				Aprobó: 15/11/2017	Ing. Alex Mayorga		
				U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:
						24 DE 29	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	

1

2

3

4

A

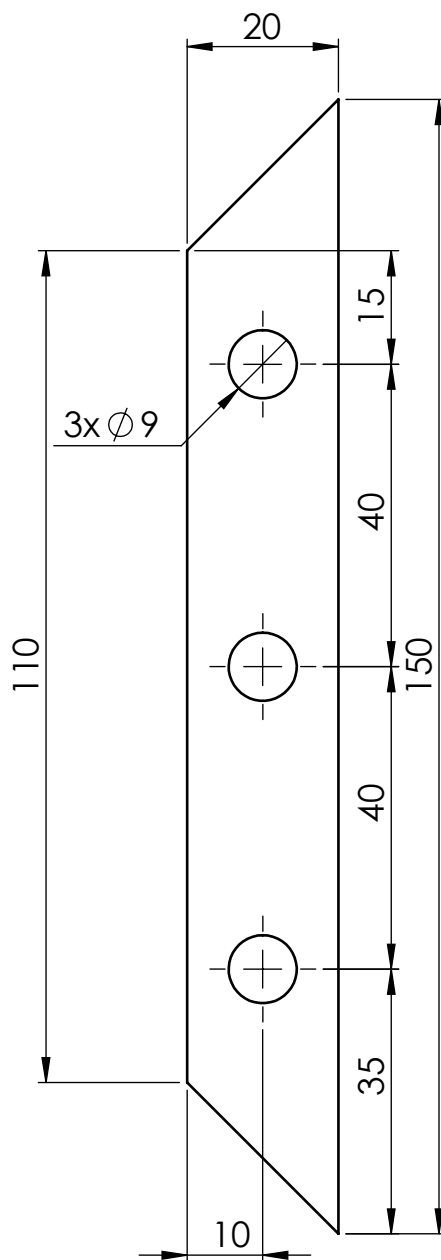
N10
▽

B

C

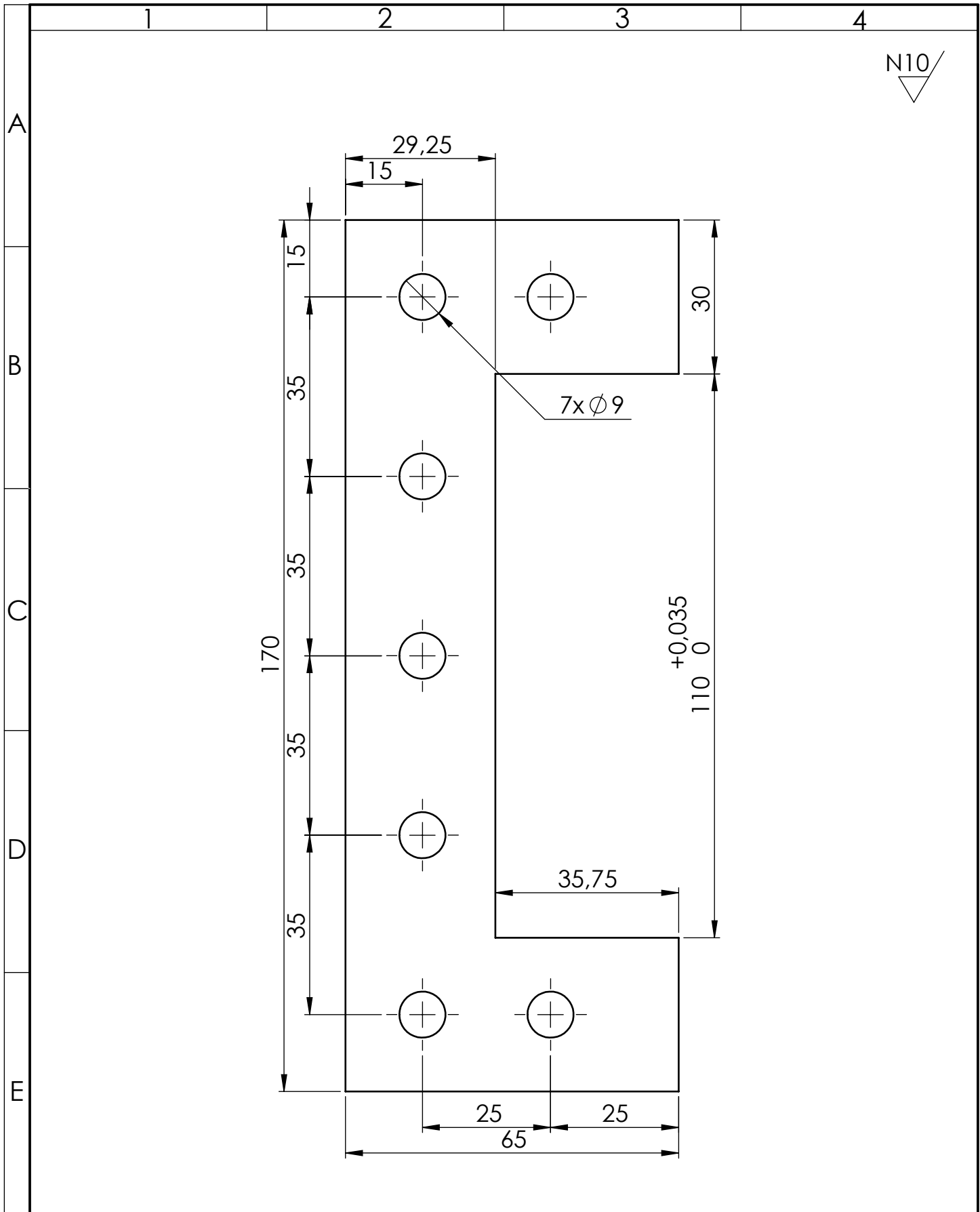
D

E



				Tolerancia: ±0,1	Peso: 38.55 gr	MATERIAL: AISI 304 e = 2 mm	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	19/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Pestaña Frontal y Posterior de la Carcasa Inferior
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina: 25 DE 29	Registro:
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	▽ ⊕





				Tolerancia: $\pm 0,1$	Peso: 106.75 gr	MATERIAL: AISI 304 e = 2 mm	
						TÍTULO:	Escala:
				Dibujó:	19/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Pestaña Frontal de la Carcasa Inferior
				Revisó:	15/10/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:
						INGENIERIA MECANICA	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



1

2

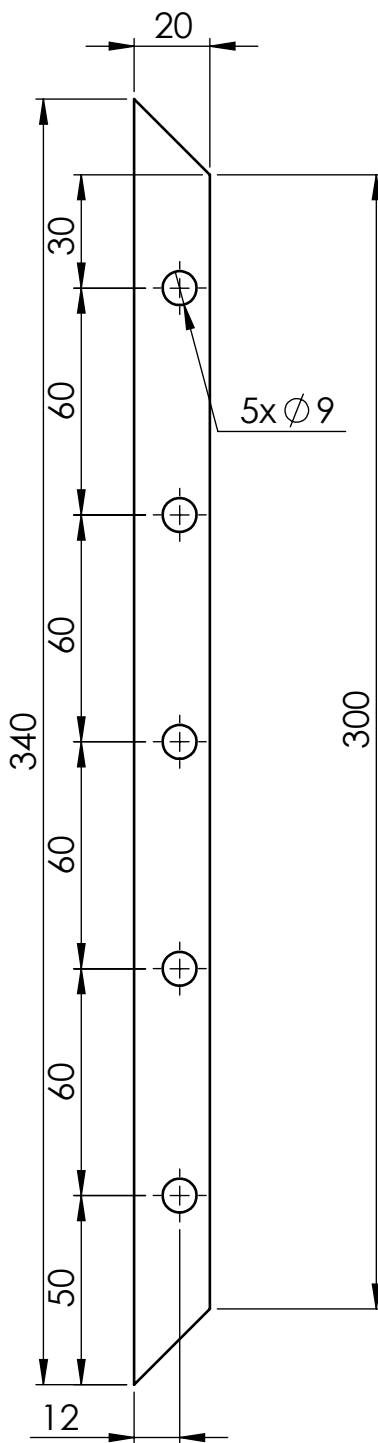
3

4

A

N10
▽

B

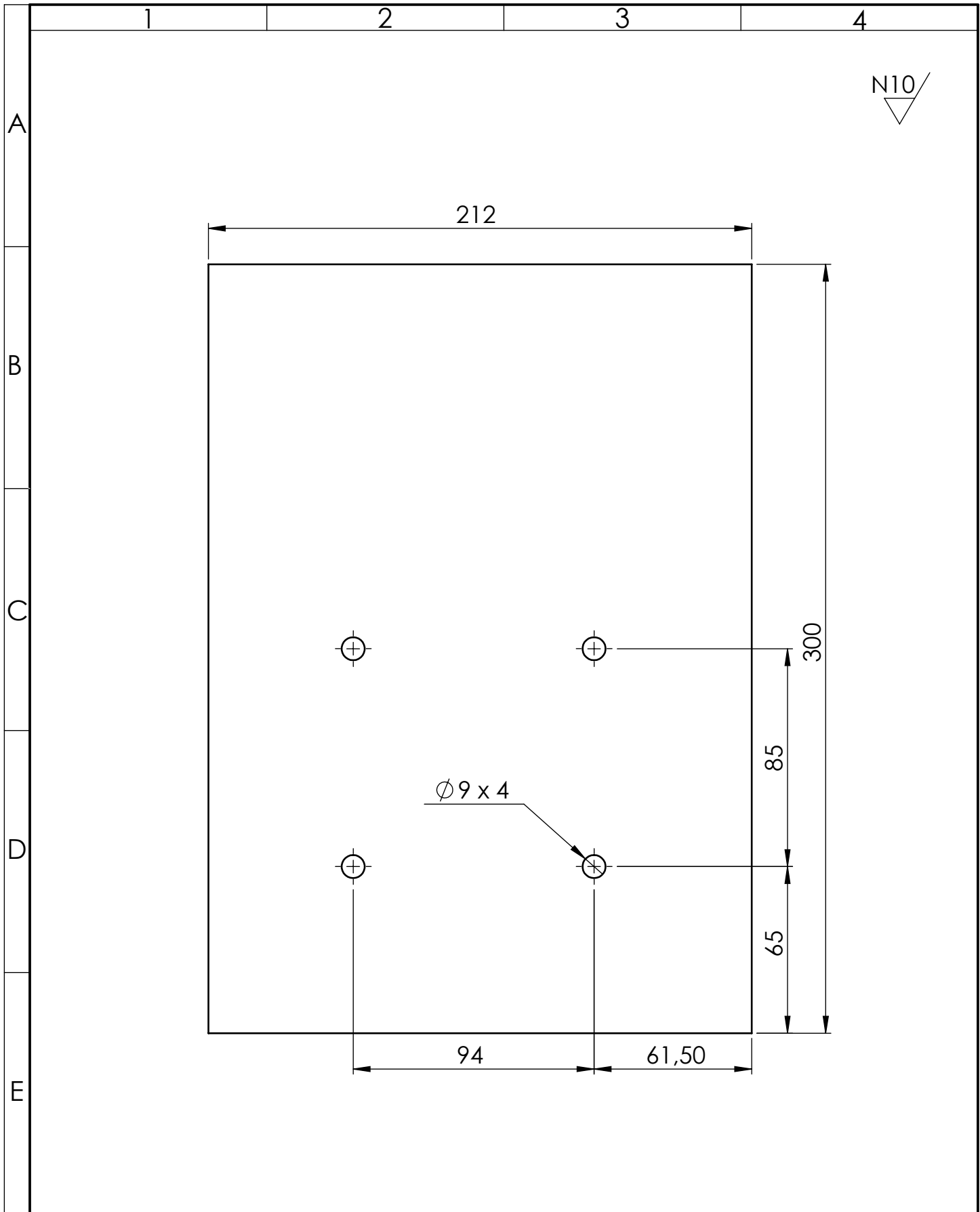


C

D

E

				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				±0,1	97.31 gr	AISI 304 e = 2 mm	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	19/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Pestaña Lateral de la Carcasa Inferior
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:
				INGENIERIA MECANICA		27 DE 29	Escala: 1:2
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	☐ ⊕



				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:	
				±0,1	994.52 gr	ASTM A36 Acero e = 2 mm	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
				Dibujó:	19/10/2017	Hernandez.J-Coronel.c	Plancha de Apoyo de la Bomba
				Revisó:	15/11/2017	Ing. Alex Mayorga	
				Aprobó:	15/11/2019	Ing. Alex Mayorga	
				U.T.A.		Número de Lámina:	Registro:
						29 DE 29	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERIA MECANICA		Sustitución:	Escala: 1:2
							☐ ⊕