

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA TURBINA BANKI Y PROPUESTA
DEL BANCO DE PRUEBAS.**

PRESENTADO POR:

JUAN EDUARDO APONTES SANTOS

MARVIN ALONSO CUBIAS ALAS

ALFREDO ERNESTO PORTILLO SIGÜENZA

WILLIAM GUILLERMO ROMERO MARTÍNEZ

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, NOVIEMBRE DE 2011.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

ING. MARIO ROBERTO NIETO LOVO

SECRETARIA GENERAL :

DRA. ANA LETICIA ZAVALA DE AMAYA

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

SECRETARIO :

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR INTERINO :

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA TURBINA BANKI Y PROPUESTA DEL
BANCO DE PRUEBAS.**

Presentado por :

JUAN EDUARDO APONTES SANTOS

MARVIN ALONSO CUBIAS ALAS

ALFREDO ERNESTO PORTILLO SIGÜENZA

WILLIAM GUILLERMO ROMERO MARTÍNEZ

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docentes Directores :

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

Ciudad Universitaria, Noviembre de 2011.

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docentes Directores :

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

DEDICATORIAS Y AGRADECIMIENTOS

Gracias DIOS por haberme dado la fuerza para lograr este objetivo, una de las etapas más importantes en mi vida; gracias por darme la oportunidad de cerrar un ciclo más y por compartir esta felicidad al lado de mis seres queridos.

Dedico este triunfo principalmente a mis padres JUAN APONTES GUEVARA y REYNA MABEL SANTOS DE APONTES quienes con su sacrificio me impulsaron y me ayudaron para que yo lograra este objetivo; que Dios los bendiga por siempre. Los amo mucho padres y gracias por su apoyo.

Agradezco a mis hermanitos LORENA CAROLINA APONTES SANTOS y EDWIN ALEXANDER APONTES SANTOS quienes me apoyaron y me ayudaron cuando más los necesité. Dios los bendiga mis hermanitos.

Agradezco a los gemelos ROSAURA ELIZABETH SANTOS DE ARRIAZA y RODOLFO GILBERTO SANTOS quienes me apoyaron en todo momento y me ayudaron a culminar mi carrera. Ayudándome sin ningún problema cuando yo se los pedí y cuando más lo necesite. Bendiciones tíos.

Agradezco a mi novia MARÍA DE LOS ÁNGELES MENDOZA CAMPOS quien a pesar que estuvo en la etapa final de mi carrera de igual manera ha sido un pilar fundamental en la culminación de mi carrera apoyándome de una manera incondicional en todos los sentidos. La amo mi niña linda gracias por su ayuda y que Diosito me la bendiga.

Gracias a todos mis compañeros de grupo de Trabajo de Graduación, con los cuales he compartido los últimos meses de mi vida como estudiante universitario les deseo que Dios los bendiga por siempre, a nuestros asesores y a la ASEIM. Siempre los llevaré en el corazón.

Bendiciones a todos.

Juan Eduardo Apontes Santos

Agradezco primeramente a Dios padre todopoderoso, por permitirme poder escribir estas líneas que expresan mi más sincera gratitud, por la meta que he alcanzado, por cuidarme y protegerme de todos los males ajenos y los que yo mismo sin querer he buscado, por darme la fuerza necesaria para no rendirme, por hacerme comprender que sin él nada somos, por permitirme la vida y por darme la oportunidad de cumplir este sueño...

En segundo lugar a mi madre María Angélica Alas Romero, quien con su dedicación y amor ha sido, es y será un pilar fundamental, sobre el cual esta apoyado éste título que no solo es mío, sino que es nuestro madre... ...gracias.

A mi padre Rubén Cubías Rodríguez, por no desatender mis necesidades y estar siempre presente conmigo a pesar de la distancia.

A toda mi familia, por estar siempre pendiente de mi madre y de mí, de mis estudios y colaborar con ellos.

A mis buen@s amig@s, compañer@s y tod@s los que emprendieron conmigo este viaje para ser lo que gracias a Dios hoy somos... ...Ingenieros.

Especiales agradecimientos para mis amigos y compañeros de trabajo de graduación, Alfredo Portillo, William Romero y Eduardo Apontes, sin quienes definitivamente esto no hubiese sido posible, por la paciencia, el esmero y la comprensión, por los momentos de diversión, por las desveladas, por los parciales tan únicos que vivimos y por todo lo bueno y lo malo, porque a pesar de todos los altibajos vividos en el camino, no cabe la menor duda que el balance es por mucho positivo.

Sería un ingrato sino hago especial mención de las personas que sin mayor interés que brindarme una mano, nunca tuvieron reparo en dar hasta el codo si era necesario, a quienes siempre llevare en mi corazón con gran afecto, porque definitivamente sin ellos y ellas estas líneas no podrían ser escritas.

Por lo que agradezco sinceramente a:

Denisse Majico, por ser quien siempre me hacia levantar los ánimos cuando la vida tendía a bajarlos, por hacerme ver la vida desde su perspectiva y por ser la persona tan maravillosa que es, gracias.

Frank Rudy Rivera, por tener la paciencia y la disposición de colaborar con este trabajo, por su tiempo y gran aporte para el diseño de la turbina y por ser mi amigo.

Carlos Marín, por haber estado dispuesto siempre a prestar su computadora para los trabajos y a colaborar siempre que se le necesitó, por haber confiado en mí, cuando nadie parecía hacerlo y brindarme su sincera amistad

Máximo Menjívar por enseñarme que solo con esfuerzo, dedicación, perseverancia y sobre todo con buenos ánimos se pueden lograr metas importantes, por su apoyo y sobre todo por su amistad incondicional.

Marcella Rodríguez y José Zavaleta por compartir y aguantar las noches de desvelo y estudio.

Walter Barrero, por ser un gran ejemplo de dedicación y demostrar que de lo malo, se puede sacar lo bueno, además del gran apoyo que me brindo mientras compartimos materias.

Cristina Castillo, por haber aparecido en mi vida como caída del cielo justo en el momento en que necesitaba el apoyo que ella me podía brindar, por haber hecho suyo también este proyecto, por estar siempre dispuesta a ayudar y por su confianza plena en mi.

Y si alguien se me escapa mencionarlo que me disculpe, pero en fin a todos los que estuvieron en la ASEIM, en la Universidad o en cualquier otro momento de este viaje, compartiendo ya sean clases, estudiando para los exámenes o simplemente compartiendo un rato de plática y/o diversión, gracias, porque todos forman ya parte de mi vida y de este logro.

A todos los ingenieros e ingenieras, que fueron mis maestros, con quienes aprendí mucho más que a resolver los problemas de los exámenes, porque fueron y son modelos a seguir, pero sobre todo porque se que intentaron a su manera enseñarme como superar los diferentes obstáculos que la vida pueda tener, a todos y todas gracias.

A la Universidad de El Salvador, por enseñarme su mística, su historia, su visión, sus valores, a quererla y a ser un profesional digno y orgulloso de ser un hijo del Alma Mater.

A Dios nuevamente infinitas gracias...

Marvin Alonso Cubías Alas

No sabía cómo empezar esta parte del trabajo, pero un amigo me dijo: escribe lo que salga de tu corazón, y fueron esas palabras las que me ayudaron a saber que al primero que debo de agradecer es a Dios padre ya que es él quien me permitió poder llegar a la meta, fue él quien me levanto cuando caí y fue él quien me dio la fortaleza para poder seguir caminando a paso firme en esta difícil montaña llamada Ingeniería Mecánica.

Gracias Dios por haberme permitido tener a mis dos grandes súper héroes: mi padre Rafael Antonio Portillo Calderón y mi madre Sonia Mercedes Sigüenza de Portillo, porque ellos fueron los pilares en los que me sostuve durante estos años tan difíciles, gracias padres por estar conmigo siempre en los momentos difíciles y en los momentos de alegría, gracias porque su apoyo incondicional siempre estuvo ahí, gracias porque sus palabras de ánimos y llenas de mucho amor me hicieron ser fuertes y ser perseverante y no dejar que nada ni nadie me venciera, gracias por enseñarme que lo más importante es poner en las manos de Dios todos los propósitos y objetivos planteados en la vida, gracias por estar conmigo siempre, por regalarme lo más importante en esta vida, su amor y su sacrificio, gracias porque en esta caminata nunca estuve solo siempre estuvieron allí conmigo a pesar de todas las adversidades y los obstáculos que se pusieron frente a nosotros. Gracias por esta valiosa herencia que me dejaron, les estaré eternamente agradecido, gracias Rafael Antonio Portillo Calderón y Sonia Mercedes Sigüenza de Portillo.

Quiero agradecer también a mi ejemplo de vida, a un gran profesional y una gran persona, alguien a quien le gusta salvar las vidas de los recién nacidos, alguien a quien a pesar que en sus años de niñez prefería dormir antes que comer, pero que sin embargo en estos momentos él prefiere entregar su horas de sueño a un desconocido para que este pueda ver lo maravilloso que Dios nos ha dado en este mundo, él es mi hermano Rafael Arnoldo Portillo Sigüenza, gracias porque siempre estuviste mi lado, gracias por que en el momento en el cual más necesité de una corrección en mi vida para poder seguir con este camino hacia el éxito, fuiste tú quien con palabras sabias logro recordarme que el sacrificio hecho por mis padres no tenía que ser en vano.

La siguiente persona a quien agradeceré a pesar que no estuvo en todo el proceso del largo camino hacia la cima de esta montaña, si estuvo en los momentos difíciles cuando la pendiente de esta montaña se ponía cada vez más inclinada, ella me tendió su mano que sirvió de ayuda para poder seguir escalando, gracias Celia María Márquez Pacas.

Gracias a Mi compañero y ahora Ingeniero Frank Rudy Alberto por ponerse a disposición total en los momentos que fue necesitado.

Gracias a los Ingenieros asesores Ing. Rigoberto Velásquez Paz e Ing. Francisco Alfredo De León Torres por su gran aporte de conocimiento a este proyecto, gracias por su tiempo dedicado a éste.

Gracias a mis compañeros de tesis Marvin Alonso Cubías Alas, William Guillermo Romero Martínez, Juan Eduardo Apontes Santos, por todo el apoyo brindado por ponerle interés a este proyecto y por la paciencia que tuvieron.

Finalmente pero no menos importante gracias a la ASEIM por recibirme con los brazos abiertos y a todos aquellos que formaron parte y forman parte de esta gran asociación.

Alfredo Ernesto Portillo Sigüenza

En primer lugar, agradezco a Dios Todopoderoso por haberme permitido cumplir una meta más en mi vida. Una meta que sin su ayuda no hubiera sido posible cumplir, ya que Él es el Dador de la vida y del conocimiento. Él siempre está presente en todo momento de nuestra vida, especialmente en los momentos difíciles en los cuales todo parece sucumbir, por eso Dios Todopoderoso infinitas gracias por todo lo que me has dado y me seguirás dando.

A mis padres, María Isabel Martínez de Romero y José Antonio Romero por el apoyo no sólo económico sino en todos los aspectos de mi carrera y mi vida. Nos desvelábamos juntos y mis problemas eran sus problemas. No ha sido fácil todo lo vivido pero hemos logrado salir adelante. Gracias por todo queridos padres.

A mi hermano Josué Joel, porque me enseñaste muchas cosas que posteriormente me han servido para ser lo que ahora soy. Gracias! También agradecer a su esposa Maricela Guirola y mi sobrina Nathaly Eunice por su apoyo junto a Josué Joel.

A mis demás familiares: Abuelo Alfredo y abuela Elena, tí@s: Lidia Guillermina, María Estela, Juan Antonio, Gladis (tut) y Carlos, Lorena Guadalupe, Cristina, Jorge (no olvido la Calculadora TI-83 Plus que me regalaste) y Carmen, Joaquín y Pilar, José Luis, Daniel, prim@s: Carolina, Neiryka, Samuel, Josué Ulises, William Humberto, Axel Antonio, Nathaly Yalí, Jonathan Daniel, Gabriela Sofía, Jackeline, Bryan, Tía Abuela: Adela, y todos los demás familiares que siempre me apoyaron de una u otra forma, les digo: Gracias! Los quiero mucho!

Agradezco también a mis amigos desde la infancia: German Israel y Eduardo Ortiz porque siempre me apoyaron en todos los aspectos de mi vida, desde la primaria hasta ahora al salir de la Universidad. No olvido también agradecer a Don Oscar Gregorio porque siempre estaba pendiente de mí y apoyándome en lo que fuera. Gracias estimados amigos!

Como olvidar a los amigos de la facultad de Ingeniería y Arquitectura de las distintas carreras: Astrid Ivania, Karen Lisseth, Joaquín Armando, Denisse Majico, Daniel Armando, Juan Ramón, Ezequiel, Jorge Luis, Henry, Jenny Lisseth, Reina Elizabeth, Allan Emanuel, Ismael, Carlos Marín, Douglas, Oliver, Yid Lai, Jazmín Idalia, Francisco

Javier, Walter Isaac, Frank Rudy, Ana Marcella, Damaris Margarita, Máximo y los demás (no me olvido de nadie, pero no me alcanzaría el papel para mencionar a todas las buenas amistades) que nos desvelamos juntos estudiando para los parciales, pasamos buenos momentos al celebrar por cualquier motivo. Sin ustedes la vida universitaria hubiera sido insípida, gracias por ponerle sabor y hacer ameno el paso por las aulas de nuestra querida Universidad.

Un especial agradecimiento para Marvin Alonso, Alfredo Ernesto y Eduardo Apontes, mis compañeros de Trabajo de Graduación, porque sin ellos no hubiera sido posible concebir la idea y posteriormente concretarla. Han sido meses duros pero gracias a Dios hemos salido adelante. El trabajo no ha sido en vano, sigamos adelante compañeros y gracias por todo!

No me olvido de los profesores que compartieron su conocimiento: Ing. Rigoberto Velásquez Paz, Ing. Francisco De León, Ing. Agustín Barrera, Ing. Francisco Zuleta, Ing. Alvaro Aguilar, Inga. Leyla Jiménez, Ing. Salomón Torres y los demás que estuvieron en esas aulas, el templo del saber. Gracias!

No olvido el discurso de graduación de bachiller del Instituto Técnico Industrial, donde se nos daba la misión de poner en alto su nombre, ahora puedo decir: Misión cumplida! Gracias Instituto Técnico Industrial!

Sería injusto pasar por alto a una Institución que también apoyo mi formación, me refiero precisamente a la Asociación de Estudiantes de Ingeniería Mecánica, mejor conocida como ASEIM, cuya misión no es solo agrupar a los estudiantes de la carrera, sino que brindarles ciertas herramientas para el desarrollo de la carrera, tales como libros, equipos de cómputo entre otros. Gracias ASEIM!

A todos los que mencioné, reitero mis agradecimientos y dedico el presente trabajo de graduación.

Finalizo agradeciendo a la Universidad de El Salvador, por haberme formado como profesional y como persona pensante para poder evaluar la realidad nacional. Si volviera a nacer, no dudaría en ningún momento en volver a estudiar en la Universidad

de El Salvador. Ahora puedo decir con todo orgullo: Soy hijo del Alma Mater, Soy hijo de la Universidad de El Salvador. Pondré en alto su nombre a donde fuere y llevaré siempre en mente su lema: "HACIA LA LIBERTAD POR LA CULTURA".

GRACIAS NUEVAMENTE A DIOS POR TODOS LOS TRIUNFOS QUE ME HA DADO Y ME SEGUIRÁ DANDO.

William Guillermo Romero Martínez

Contenido

Introducción.....	i
Objetivos	ii
1. Turbinas hidráulicas	1
1.1 Turbinas Pelton	1
1.1.1 Componentes de turbina Pelton.....	2
1.1.2 Características de la turbina Pelton	5
1.2 Turbina Francis.....	5
1.2.1 Componentes de turbina Francis.....	6
1.2.2 Características de turbina Francis	10
1.3 Turbina Kaplan	10
1.3.1 Componentes de una turbina Kaplan	11
1.3.2 Características de turbina Kaplan	14
1.4 Turbina de flujo transversal o Michell Banki.....	14
1.4.1 Características generales	15
1.4.2 Principales características de la turbina Michell Banki	15
1.4.3 Campo de aplicación	16
1.4.4 Principio de funcionamiento.....	17
1.4.5 Diseño con admisión parcial	18
1.4.6 Turbina de flujo transversal como turbomáquina de acción.....	19
1.4.7 Diseño hidráulico	21
1.4.8 Solución de los triángulos de velocidades de la turbina de flujo transversal	26
1.4.9 Componentes de la turbina Michell Banki.....	28
1.4.10 Comparación turbinas tipo Francis versus turbina de Flujo Cruzado	41
1.4.11 Ventajas adicionales de la turbina de flujo cruzado	42

1.5 Cuencas en El Salvador	43
1.5.1 Hidrografía en El Salvador.....	43
1.5.4 Principales cuencas de El Salvador	46
1.6. Clasificación de las centrales hidroeléctricas.....	49
1.6.1 Micro centrales Hidroeléctricas en El Salvador	49
1.6.1.1 Minicentral Hidroeléctrica La Chácara.....	52
1.6.1.2 Minicentral Hidroeléctrica Miracapa	52
1.6.2 Microhidrogeneración	53
1.6.2.1 Sistema de Hidrogeneración por derivación.....	54
1.6.2.2 Sistema Hidrogeneración por embalse	54
1.6.2.3 Componentes de un sistema de micro Hidrogeneración	56
1.6.2.4 Energía a partir del agua.	57
1.6.3 Medición del salto.....	60
1.6.3.1 Método manguera de nivelación.....	62
1.6.3.2 Método de manguera y manómetro	64
1.6.3.3 Método del nivel de carpintero y tablas.....	66
1.6.3.4 Método del altímetro.....	67
1.6.3.5 Método del eclímetro	68
1.6.3.6 Método del nivel de ingeniero.....	70
1.6.4 Medición del caudal.....	70
1.6.4.1 Método de la solución de la sal	71
1.6.4.2 Método del recipiente	76
1.6.4.3 Método del área y velocidad	76
1.6.4.4 Método del flotador.....	77
1.6.4.5 Método de la sección de control y regla graduada	78

1.6.4.6 Método del vertedero de pared delgada.....	79
1.7 Equipo electromecánico	82
1.7.1 La turbina	82
1.7.1.1 Micro turbina Pelton.....	91
1.7.1.2 Micro turbina Turgo	91
1.7.1.3 Mini turbina Francis	91
1.7.1.4 Turbina Kaplan	92
1.7.1.4 Turbina Michell – Banki (Turbina de Flujo Cruzado).....	92
1.7.2 El generador.....	93
1.7.3 Sistema de control	100
1.7.3.1 Regulación manual por caudal.....	101
1.7.3.2 Regulación automática por caudal.....	102
1.7.4 Regulación manual por carga.....	104
1.7.5 Regulación automática por carga.	104
1.7.6 Los reguladores electrónicos de carga.....	105
1.7.6.2 Fuente de poder.....	105
1.7.6.3 Unidad de control y protección	106
1.7.6.4 Unidad de potencia.....	106
1.7.6.7 Sistema de disipación de energía.....	110
1.7.6.8 Controlador de generador de inducción (IGC).....	111
1.7.7 Protecciones.....	112
1.7.7.1 Protecciones primarias	113
1.7.7.2 Protecciones secundarias	115
2. Diseño de turbina.....	120
2.1 Diseño del rotor	124

2.2 Selección del número de álabes	126
2.2.1 Geometría del álabe.....	126
2.2.2 Verificación del espesor del álabe	127
2.3 Determinación de la geometría del inyector	134
2.4 Determinación de la geometría del álabe regulador	137
2.4.1 Cálculo de fuerzas en el álabe regulador	139
2.5 Diseño del eje del álabe regulador	144
2.6 Análisis de fuerzas sobre el eje del rodete	149
2.7 Diseño del eje del rodete	154
2.8 Selección de tornillos para el ensamble	166
2.9 Soldadura de los álabes del rodete.....	169
2.10 Cálculo para el regulador del álabe directriz.	171
2.10.1 Análisis del tornillo regulador como tornillo de potencia	175
2.10.2 Consideraciones para el conector.....	182
2.10.3 Consideraciones de la abrazadera del eje del álabe directriz.....	185
2.11 Cálculo de grosor de pared mínima del cuadrado redondo	188
2.11.1 Análisis de la geometría cuadrada por tensión.....	190
2.11.2 Análisis de la geometría cuadrada por deflexión.....	191
2.11.3 Análisis de la geometría redonda	193
2.11.4 Presentación de turbina.....	201
2.12 Diseño de banco de pruebas.....	203
2.12.1 Determinación del espesor del perfil de viga a utilizar en el banco de pruebas	203
2.12.2 Motor de inducción como generador	219
2.12.3 Selección de tipo de banda para la transmisión de potencia	225
2.12.4 Presentación del Banco de Pruebas.....	233

2.12.5 Descripción de componentes	237
2.12.6 PRESUPUESTO	240
3. Conclusiones	243
4. Referencias.....	245
5. Bibliografía	246
6. Nomenclatura utilizada.....	247
7. Planos.....	250
7.1 Índice de planos	251
8. Anexos.....	299

Introducción

Cada año la demanda de energía va en creciente aumento, con lo cual las fuentes de energía convencionales como el petróleo sufren un deterioro o escasez irreversible, a esto hay que agregar el excesivo aumento de los gases producto de la combustión de este petróleo y sus derivados; gases que afectan a todo el sistema ecológico del planeta tierra, ocasionando muchos fenómenos climáticos como el efecto invernadero o el calentamiento global que desencadena grandes catástrofes en algunos lugares, además de provocar muchas enfermedades respiratorias y del corazón en los seres humanos.

Debido a todo lo antes mencionado surge la necesidad urgente de buscar nuevas formas de energía, las cuales puedan aplicarse para los mismos fines y obtenerse mejores resultados que con los combustibles convencionales, además de garantizar el desarrollo sostenible y asegurar la existencia a futuro de estas fuentes de energía alternativas que hoy en día se conocen como energía renovables.

Es por ello que este trabajo está dirigido a dar a conocer aspectos importantes de la turbina Michell Banki como lo son el diseño de las partes importantes, rotor, inyector, álabes, etc. Todo esto con el fin de contribuir a mejorar o salvaguardar el clima de nuestro planeta, mediante la reducción en la emisión de gases de invernadero a la atmósfera, aportando de una forma práctica a disminuir la excesiva contaminación que sufrimos hoy día, a través de la utilización de energía limpia e inagotable proveniente de la naturaleza como lo son los ríos.

Objetivos

- Justificar en términos de las necesidades actuales la importancia de las máquinas hidráulicas para la generación de energía eléctrica.
- Identificar las características y componentes de los tipos de turbinas hidráulicas utilizadas en la industria.
- Describir el funcionamiento y los componentes de la turbina Michell Banki.
- Establecer en términos comparativos las ventajas que existe entre las turbinas actualmente utilizadas en la industria y la turbina Michell Banki.
- Identificar las mejoras que se pueden realizar en el diseño y la construcción de una turbina Michell Banki.
- Diseñar y fabricar una turbina Michell Banki.
- Identificar y diseñar los componentes para el banco de pruebas.

1. Turbinas hidráulicas

Como sabemos existen diferentes tipos de turbinas que se utilizan para la generación de energía eléctrica, dichas turbinas aprovechan la energía de las aguas de los ríos y la convierten en energía mecánica para luego convertirla en energía eléctrica. Las turbinas que más se utilizan en la actualidad son:

- ✓ Pelton
- ✓ Michell Banki
- ✓ Francis
- ✓ Hélice y Kaplan

A continuación se detallará un poco de cada una de ellas tomando mayor énfasis en la turbina Michell Banki.

1.1 Turbinas Pelton

A las turbinas Pelton se les conoce como turbinas de presión, porque esta es constante en la zona del rodete, de chorro libre, de impulsión o de admisión parcial.

En la turbina Pelton actúa la energía cinética del agua, en forma de chorro libre, se genera en una tobera colocada al final de la tubería de presión. La tobera está provista de una aguja de cierre para regular el gasto, constituyendo el conjunto, el órgano de alimentación y de regulación de la turbina.

Las turbinas Pelton pueden ser de eje horizontal cuando el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o dos, ya que resulta complicada la instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección. En las turbinas Pelton de eje vertical se facilita la colocación del sistema de alimentación en un plano horizontal, lo que permite aumentar el número de chorros por rueda de 4 a 6 chorros; y de esta manera se puede incrementar el caudal y tener mayor potencia por unidad.

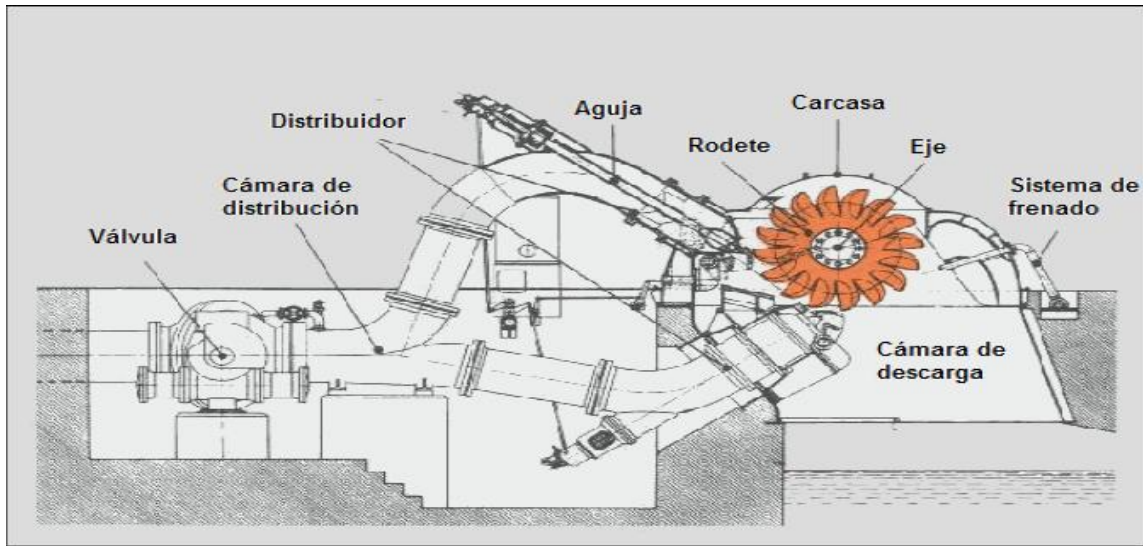


Figura 1 Componentes de una turbina Pelton de eje horizontal ^[1]

1.1.1 Componentes de turbina Pelton

Entre los componentes de la turbina Pelton, podemos mencionar: el distribuidor, rodete, cámara de descarga entre otros que se describirán a continuación.

1.1.1.1 Distribuidor

Se compone de varios equipos de inyector de agua, el inyector (figura 2) tiene como misión dirigir, convenientemente un chorro de agua que se proyecta sobre el rodete, pero también regula el caudal preciso que ha de fluir hacia dicho rodete.

El número de inyector de agua que se pongan alrededor de un rodete, depende de la potencia y características del grupo, según las condiciones del salto del agua. Los equipos de inyección pueden ser 6², si la turbina Pelton es de eje vertical, y uno o dos, inyector de agua si la turbina es de eje horizontal.

La cámara de distribución es la que conduce el caudal del agua y también sirve como soporte, a los demás mecanismos que integran el distribuidor. La tobera, es una parte del inyector, tiene un orificio de sección circular de un diámetro aproximado entre 5 y 30

¹ <http://usuarios.multimania.es/jrcuenca/Spanish/Turbinas/T-3.1.htm>

² <http://usuarios.multimania.es/jrcuenca/Spanish/Turbinas/T-3.1.htm>

cm, instalada en la terminación de la cámara de distribución. La aguja está formada por un vástago que está situado concéntricamente en el interior del cuerpo de la tobera, guiado mediante cojinetes sobre los cuales tienen un movimiento de desplazamiento longitudinal en dos sentidos.

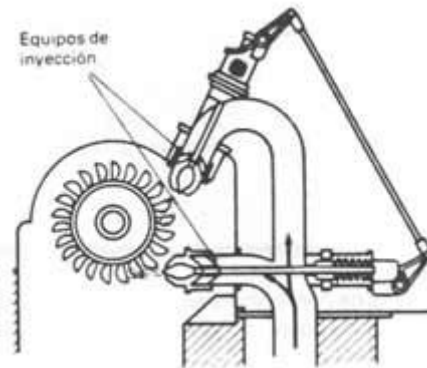


Figura 2 Distribuidor de una turbina Pelton

1.1.1.3 Rodete

El rodete (figura 3) consta de diferentes partes; la rueda motriz, es la que está unida rígidamente al eje, montada por medio de chavetas y anclajes adecuados, su periferia está mecanizada apropiadamente para ser soporte de los cangilones. A los cangilones se les llama también, álabes, cucharas o palas, están diseñadas para recibir el empuje directo del chorro del agua. Las dimensiones y el número de cucharas dependen de las características de la instalación o de la velocidad específica η_s . Cuanto menor sea el caudal y mayor la altura del salto, menor será el diámetro del chorro. Las dimensiones de la cuchara vienen directamente por el diámetro del chorro.



Figura 3 Rodete de turbina Pelton ^[3]

1.1.1.4 Carcasa

La carcasa de una turbina Pelton, es una cubierta metálica que cubre los inyectores, rodetes, y demás elementos mecánicos de la turbina, la carcasa impide que el agua salpique al exterior, después de incidir el agua sobre los álabes, para luego abandonarla.

1.1.1.5 Cámara de descarga

La cámara de descarga es la zona donde cae el agua libremente hacia el desagüe, después de haber movido el rodete. Para evitar deterioros debido a la acción de los chorros de agua, especialmente de los originados por la intervención del deflector, se dispone, en el fondo de la cámara de descarga una bóveda con una altura de 2 a 3 metros de profundidad para acumular el agua, o se pueden instalar blindajes o placas situadas adecuadamente para proteger la obra de hormigón.

³ <http://www.ebroacero.com/images/RODETETURBINAPELTON.html>

1.1.2 Características de la turbina Pelton

- Robustas y duraderas
- Menos peligro que se dañen las cucharas
- Reparaciones sencillas
- Regulación fácil
- Mejores rendimientos trabajando a caudales pequeños
- Instalación sencilla.

1.2 Turbina Francis

Las turbinas Francis (figura 4) son conocidas como turbinas de sobrepresión, tiene las componentes, radial y circunferencial. A medida que el agua recorre la máquina la componente radial se transforma gradualmente en componente axial; y la componente circunferencial se va reduciendo, de forma que a la salida del rodete, el flujo es prácticamente axial. Las turbinas se clasifican en función de la velocidad específica del rodete, ya que el número de revoluciones depende de las características del salto. Se tienen las turbinas Francis lentas, normales, rápidas y extra rápidas.

Las turbinas Francis pueden ser instaladas con el eje en posición horizontal, o con el eje en posición vertical. Las componentes de una turbina Francis son los siguientes

- ✓ Cámara espiral
- ✓ Distribuidor
- ✓ Rodete
- ✓ Tubo de aspiración
- ✓ Eje
- ✓ Equipo de sellado del eje de turbina
- ✓ Cojinete guía de turbina

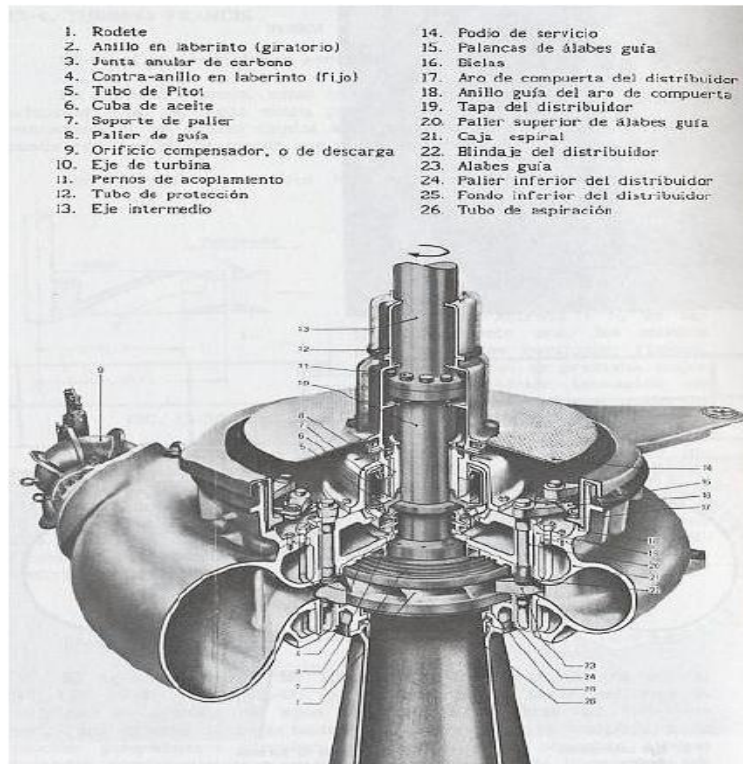


Figura 4 Turbina Francis ^[4]

1.2.1 Componentes de turbina Francis

1.2.1.1 Distribuidor

El agua procedente del embalse entra en una cámara espiral que se encarga de hacer uniforme la velocidad de agua por toda la periferia del distribuidor. Para grandes alturas esta caja espiral es metálica, mientras para pequeñas alturas se construyen de hormigón.

El distribuidor de la turbina Francis (figura 5), y en general de todas las turbinas de reacción, está formado por aletas de guía pivotadas. El agua es acelerada a una *velocidad* v_1 . Las aletas de guía giran sobre sus pivotes, para modificar la sección transversal de los canales y así ajustar en todo momento el caudal a la carga de la central. El movimiento de las aletas guía o palas directrices, se consigue con la acción

⁴<http://www.caballano.com/francis.htm>

de sus correspondientes bielas, unidas todas a un anillo. Este anillo gira ligeramente, por la acción de uno o dos brazos de un servomotor.

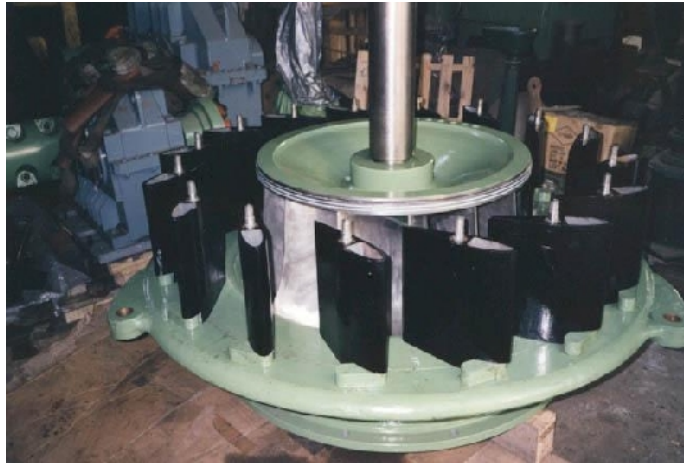


Figura 5 Distribuidor de una turbina Francis ^[5]

1.2.1.2 Rodete

Se trata de la pieza fundamental mediante la cual se obtiene la energía mecánica deseada. Está unido rígidamente al eje de la turbina y perfectamente concéntrica con el distribuidor.



Figura 6 Rodete de turbina Francis

⁵http://www.ing.una.py/DIREC_PPAL/ACADEMICO/APOYO/Maquinas_Hidraulicas/PDF/MAQ%20HIDRAULICAS%20TURBINAS%20FRANCIS.pdf

Consta de un núcleo central alrededor del cual se encuentra dispuesto determinado número de palas de superficie alabeada equidistantemente repartidas y fijadas al núcleo. Forma una pieza única hecha por fundición o soldadura sin uniones ni fijaciones accesorias, las palas están unidas por su parte externa inferior a un anillo que hace cuerpo con las mismas. En su extremo superior van unidas a otro anillo el cual va sujeto al eje de la turbina, la longitud mayor o menor inclinación respecto al eje de la turbina de las palas o álabes del rotor dependen del caudal, de la altura del salto y de la velocidad específica.

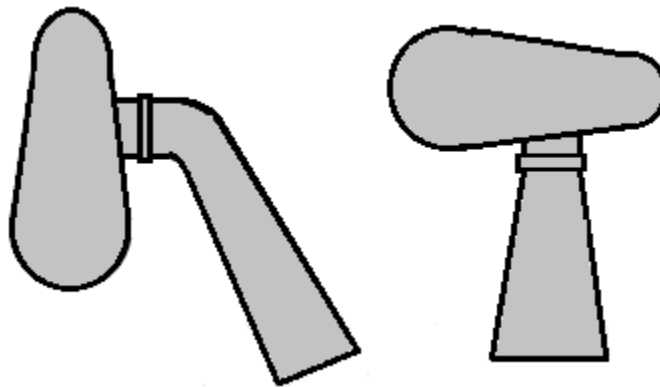


Figura 7 Difusor de una turbina Francis ^[6]

Un componente importante del rotor es el Difusor también denominado como deflector o cono de dispersión Constituye un cuerpo en forma troncocónica con la base mayor hacia del eje, dando la apariencia de terminación de éste, su función consiste en dirigir el agua que sale a través de los álabes del rotor, evitando choques entre sí y contra los propios álabes, a fin de evitar torbellinos y otros efectos hidráulicos perjudiciales.

1.2.1.3 Tubo de aspiración

Consiste en un conducto, normalmente acodado, que une la turbina con el canal de desagüe. Tiene como misión recuperar al máximo la energía cinética del agua a la salida del rotor.

⁶http://www.ing.una.py/DIREC_PPAL/ACADEMICO/APOYO/Maquinas_Hidraulicas/PDF/MAQ%20HIDRAULICAS%20TURBINAS%20FRANCIS.pdf



Figura 8 Tubo de aspiración de turbina Francis [7]

1.2.1.4 Eje

El eje de la turbina tiene ciertas peculiaridades cuando se encuentra instalado en posición vertical. Es por medio del eje de turbina, que al estar rígidamente unido mediante un acoplamiento al eje del generador, transmite al rotor del generador el movimiento de rotación.

1.2.1.5 Equipo de sellado

Está destinado a sellar, cerrar e impedir el paso de agua, que pudiera fluir desde el rotor hacia el exterior de la turbina, por el espacio existente entre la tapa de la turbina y el eje. Consta de una serie de aros formados por juntas de carbón o material sintético presionadas, generalmente por medio de servomecanismos hidráulicos u otro medio mecánico, sobre un collar solidario al eje.

1.2.1.6 Cojinete guía

Constituye un anillo, normalmente dividido radialmente en dos mitades, o de una serie de segmentos, que se asientan perfectamente sobre el eje. Las superficies en contacto

⁷http://www.ing.una.py/DIREC_PPAL/ACADEMICO/APOYO/Maquinas_Hidraulicas/PDF/MAQ%20HIDRAULICAS%20TURBINAS%20FRANCIS.pdf

están recubiertas de material antifricción. Las superficies de contacto del cojinete están ranuradas, vertical o diagonalmente, a fin de favorecer la circulación de aceite y así lograr auto lubricación.

1.2.2 Características de turbina Francis

De grandes saltos:

- Menor peso
- Mayor rendimiento máximo
- Aprovechan mas la energía de caída del agua
- Generador de electricidad barato
- Dimensiones de la central reducidas

De saltos medios:

- Se puede desarrollar más potencia
- Menos costos en la instalación inicial.

1.3 Turbina Kaplan

Las turbinas tipo Kaplan son turbinas hidráulicas de reacción de flujo axial o de admisión total y de reacción. Este tipo de turbinas se emplean en saltos de pequeña altura, alrededor de 50 m con caudales medios y grandes aproximadamente de 15m³/s en adelante.

Las turbinas Kaplan son también conocidas como turbinas de doble regulación, por intervenir en el proceso de regulación, tanto las palas de distribución, como sobre las palas del rotor dependiendo de las condiciones de carga y del salto existente. Debido a su diseño permite desarrollar elevadas velocidades específicas obteniendo buenos rendimientos. Se puede instalar el eje en posición vertical, o el eje en posición horizontal, pero la más adecuada para un diseño es de eje vertical; las turbinas Kaplan se componen de las siguientes partes:

- Cámara espiral
- Distribuidor
- Rotor o rodete
- Tubo de aspiración

- Eje
- Equipo de sellado
- Cojinete guía
- Cojinete de empuje

Las partes constitutivas de las turbinas Francis y aquellas de las turbinas Kaplan, son similares.

1.3.1 Componentes de una turbina Kaplan

1.3.1.1 Rodete

Es el elemento esencial de la turbina, estando provisto de álabes en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la máquina.



Figura 9 Rodete o rotor de una turbina Kaplan ^[8]

1.3.1.2 Compuerta de admisión a la turbina.

Esta compuerta permite que solo cuando se cierra esta, la turbina queda sin agua para la revisión porque la estanqueidad perfecta no se logra con el distribuidor (Fink), aún estando completamente cerrado. Las compuertas suelen ser de diferentes tipos algunas de ellas se muestran en las figuras 10 (a) y 10(b).

⁸ <http://usuarios.multimania.es/jrcuenca/Spanish/Turbinas/T-5.1.1.htm>



(a) compuerta de rodillos



(b) compuerta válvula de mariposa

Figura 10 Compuerta de admisión a la turbina

1.3.1.3 Distribuidor

Forma parte del estator de la máquina, el distribuidor y el difusor pueden ser en determinadas turbinas, a veces inexistentes. Su misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada en el rodete, distribuyéndola alrededor del mismo

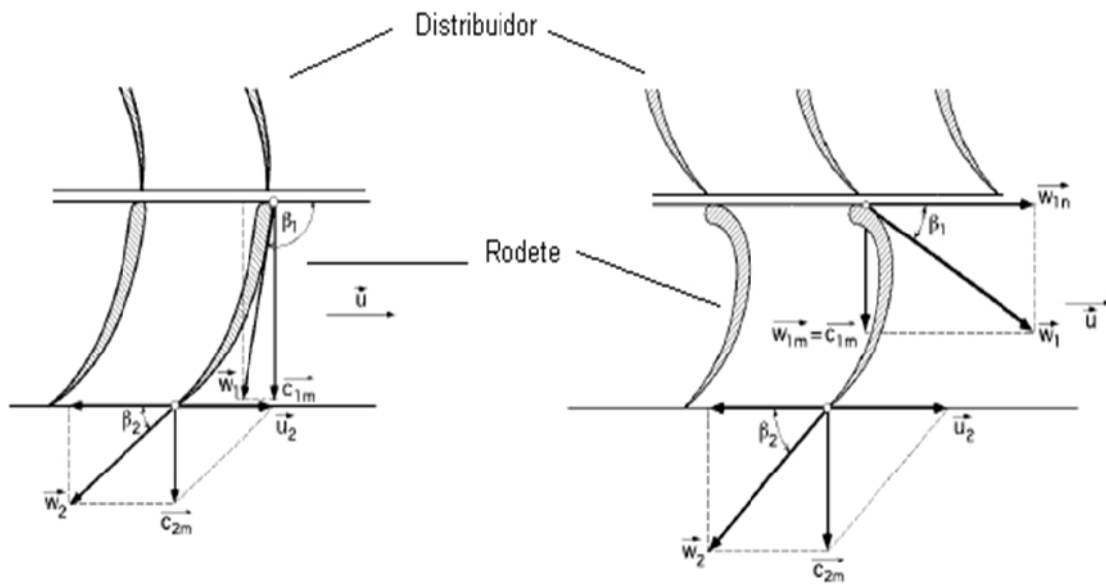


Figura 11 Distribuidor de turbina Kaplan

1.3.1.4 Cámara de alimentación

Forma parte de la estructura fija de la máquina y tiene forma espiral. En ella se convierte parte de la energía de presión del agua en energía cinética, dirigiendo el agua alrededor del distribuidor.

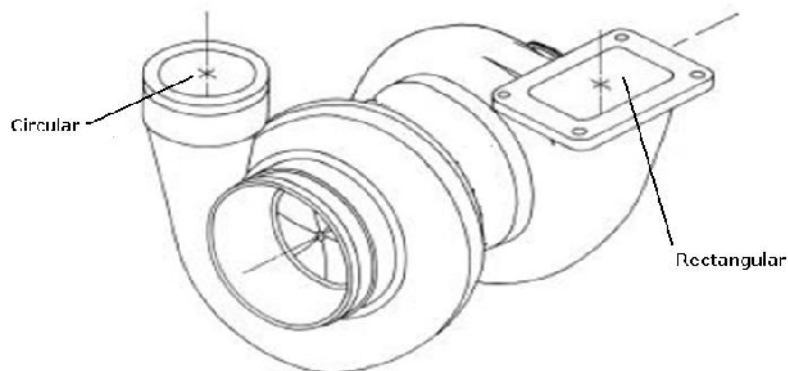


Figura 12 Cámara de alimentación de turbina Kaplan

1.3.1.5 Tubo de aspiración o difusor

Es un conducto por el que desagua el agua, generalmente con ensanchamiento progresivo, puede ser recto, acodado o troncónico, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse.



Figura 13 Tubo de aspiración de turbina Kaplan ^[9]

⁹ <http://usuarios.multimania.es/jrcuenca/Spanish/Turbinas/T-5.1.1.htm>

1.3.2 Características de turbina Kaplan

- Mejores rendimientos cuando trabaja a caudales más pequeños
- Mejores rendimientos con saltos variables.
- Generador de electricidad más barato.

1.4 Turbina de flujo transversal o *Michell Banki*

El inventor de la turbina de flujo transversal también conocida como turbina Banki (o Michell Banki) fue el ingeniero Australiano A.G.M. Michell, quien obtuvo una patente para esta máquina en 1903 ^[10]. La turbina fue basada en la teoría de Poncelet, ingeniero francés (1788-1867) quien desarrolló la clásica rueda hidráulica de eje horizontal. No hay información adicional sobre la patente de Michell.

El profesor húngaro Donat Banki en la ex Alemania Occidental hizo un trabajo extensivo sobre esta máquina entre 1912 y 1918. A través de una serie de publicaciones especificó que, para obtener la máxima eficiencia, el ángulo con el cual el chorro golpea al álabe debe ser tan pequeño como sea posible ^[11]. Basado en esta suposición calculó los ángulos de entrada y salida del rotor, ancho del mismo, la forma del flujo a través de éste, curvatura del álabe, etc.

Consideró todas las pérdidas posibles que ocurren en el inyector y el rotor y expresó el rendimiento máximo posible como:

$$\eta_{m\acute{a}x} = 0.771 - 0.384 \frac{D}{H} \quad (1)$$

En el cual **D** es el diámetro de la turbina y **H** la altura total.

¹⁰ Referencia [6]

¹¹ Referencia [6]

Pero luego del estudio realizado por Michell - Banki, con el fin de obtener mayor eficiencia en la turbina, Sonnek (1923) modificó la teoría de Banki asumiendo un ángulo del álabe constante e igual a 30° ^[12], con lo que la expresión del rendimiento máximo resultó en:

$$\eta_{m\acute{a}x} = 0.863 - 0.264 \frac{D}{H} \quad (2)$$

Cuya ecuación se ha mantenido durante todos los estudios realizados sobre este tipo de turbina.

1.4.1 Características generales

La turbina de flujo transversal o Michell-Banki es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Sus ventajas principales están en su sencillo diseño y su fácil construcción lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a 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 6 MW.

1.4.2 Principales características de la turbina Michell Banki

- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango.
- El diámetro de la turbina no depende necesariamente del caudal.
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento con pequeñas turbinas.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un mecanismo sencillo.
- Diseño e instalación sencilla.

¹² Referencia [6]

1.4.3 Campo de aplicación

Fundamentalmente su aplicación se destina a la producción de energía eléctrica en pequeña escala, o en otros casos, su eje se acopla por correa a otros dispositivos mecánicos.

El campo de aplicación cubre un sector de la demanda que dejan libres otros tipos de máquinas, como se aprecia en los gráficos proporcionados por los fabricantes, tal como el de la Figura 14. De acuerdo con este campo de aplicación, las turbinas de flujo transversal poseen Números Específicos o Velocidades Específicas que varían entre 18 y 60 para n_Q en función del caudal, y entre 51 y 175 para n_s en función de la potencia [13].

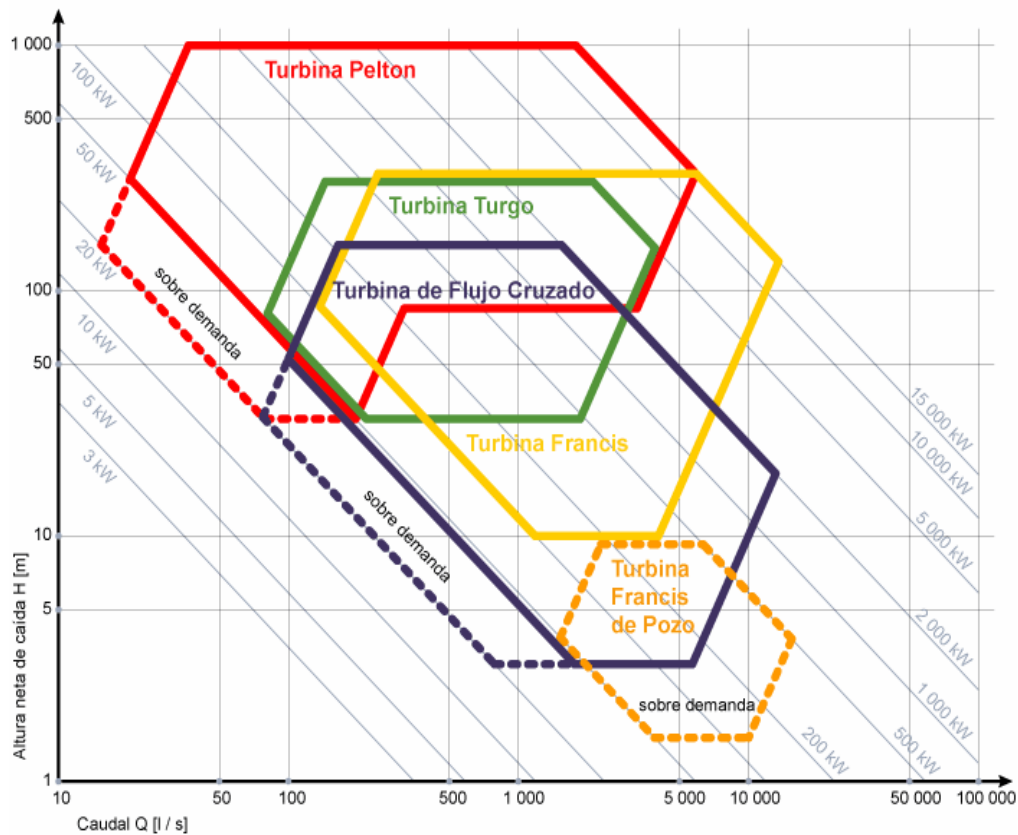


Figura 14 Campo de aplicación de turbina Michell Banki [14]

¹³ Referencia [6]

¹⁴ Referencia [6]

1.4.4 Principio de funcionamiento

La turbina consta de dos elementos principales: *un inyector y un rotor como se muestra en la figura 15*. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular. El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular - circular.

Este inyector es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes del mismo, y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía.

Los ensayos realizados por distintos investigadores sitúan el rendimiento hidráulico de esta máquina entre un 65-70% ^[15], otros autores mencionan un 61% aclarando que la segunda etapa entrega un 17%, ^[16] y en general muchos autores indican un 70% hasta un 84% ^[17]. Parece adecuado, entonces, suponer en función del diseño primario un rendimiento hidráulico η_h del orden del 70% como válido para dicho propósito.

¹⁵ Referencia [6]

¹⁶ Referencia [6]

¹⁷ Referencia [6]

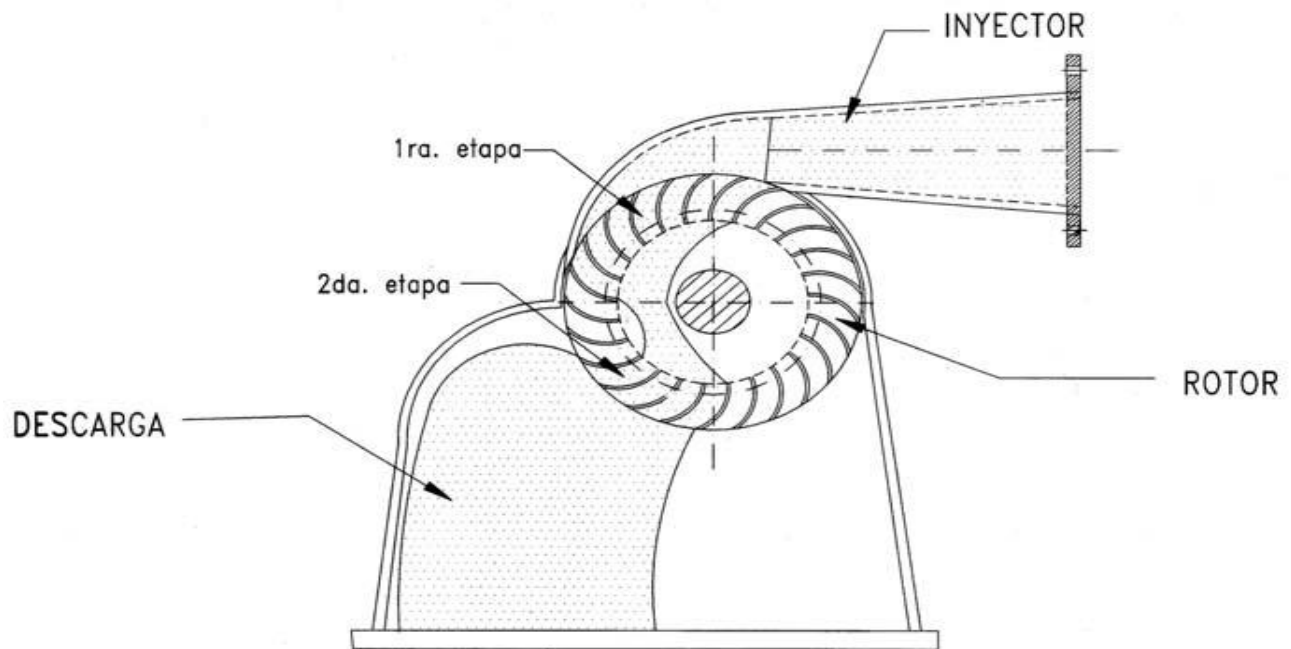


Figura 15 Inyector y rodete de turbina Michell Banki^[18]

1.4.5 Diseño con admisión parcial

Una característica atractiva de estas máquinas es la forma aplanada de su curva de rendimientos.

Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. Se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rodete.

Este tipo de diseño es el desarrollado por la firma Ossberger^[19] que construye una máquina como se ve en la Figura 16. Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la Figura 16 en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis. Como se mencionó anteriormente, la turbina de flujo transversal es especialmente apropiada para pequeños ríos. Estos generalmente llevan durante varios meses muy poca agua. De la curva característica de rendimiento de cada turbina depende si durante este tiempo se sigue produciendo energía eléctrica.

¹⁸ Referencia [6]

¹⁹ Referencia [6]

1.4.6 Turbina de flujo transversal como turbomáquina de acción

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

$$g \cdot H_r = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (3)$$

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

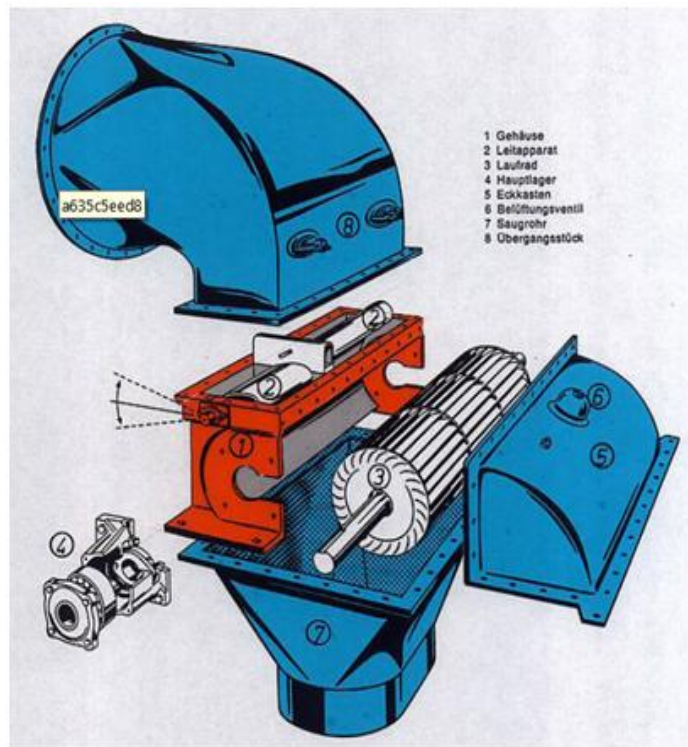
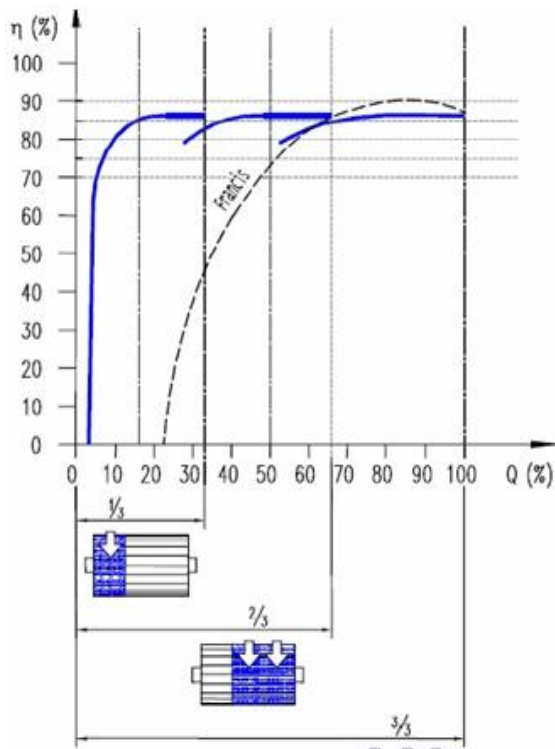


Figura 16 Turbina de flujo cruzado con admisión parcial [20]

representa el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga entre la entrada y la salida de la misma; el tercer término, finalmente, traduce el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la

²⁰ Referencia [6]

salida. Por lo tanto el primer término es energía cinética y las otras dos energías de presión, es decir:

$$g \cdot H_r = g \cdot (H_{din} + H_{est}) \quad (4)$$

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

$$u_1 = \frac{C_1}{2} \quad (5)$$

como se muestra en la figura 17:

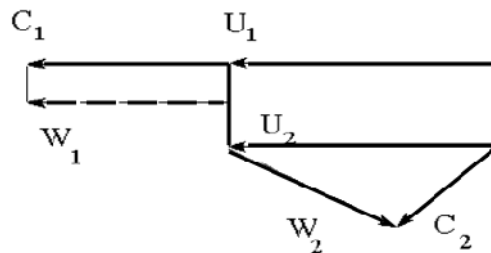


Figura 17 Triángulo de velocidades de una turbina de acción ^[21]

Si bien esto es completamente válido para una turbina Pelton debido a sus características constructivas no lo es tanto para la turbina de flujo transversal, ya que por sus propias características de diseño, sobre todo en lo que se refiere al inyector, se deberán realizar algunas consideraciones distintas a las realizadas en el análisis de una turbina Pelton. Considerando a la turbina Michell-Banki como una máquina de

²¹ Referencia [6]

acción pura y haciendo el análisis análogamente a lo realizado por diferentes autores para una turbina Pelton, se parte del hecho que para obtener la máxima energía del agua se deberá cumplir con la condición (5), de esta forma al realizar el diseño de la turbina de flujo cruzado se debe empezar con el análisis siguiente.

1.4.7 Diseño hidráulico

En la Figura 18 pueden apreciarse los triángulos de velocidades para las dos etapas ya mencionadas. Como puede verse, existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de entrada a la segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es una corriente libre que no interfiere con elemento alguno del rotor.

Como se mencionó anteriormente realizaremos el diseño hidráulico de esta máquina en base a la suposición de que es una turbina de acción. Pero debido a las características de ésta debemos modificar el principio de máxima utilización de la energía en lo referente a la relación de velocidades. De la figura 17 se desprende que deberá cumplirse que:

$$u_1 = \frac{C_{u1}}{2} \quad (6)$$

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

Esta modificación traerá aparejada una variación en los ángulos de entrada del fluido.

Si se sabe que la velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector para una máquina de acción está dada por:

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

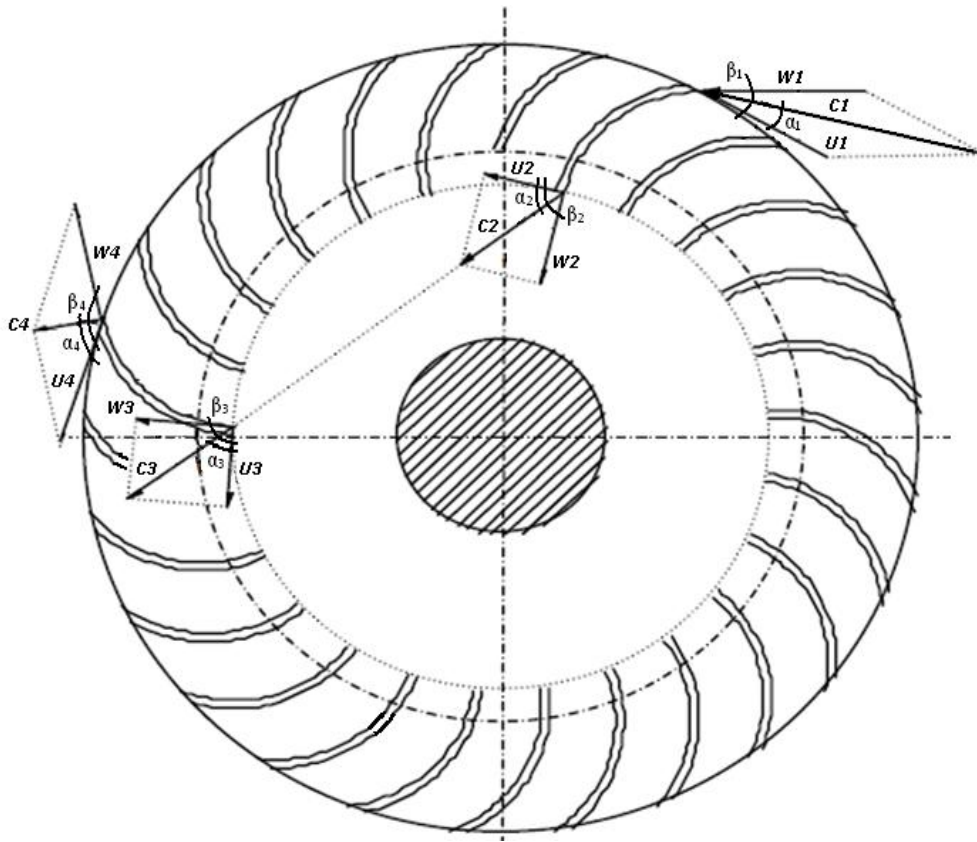


Figura 18 Triángulos de velocidades en 1era y 2da etapa de turbina Michell Banki [22]

De acuerdo a esto y analizando los triángulos de velocidades de la figura 19 se tendrá el siguiente desarrollo:

$$w_1^2 = C_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot C_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (8)$$

Por lo tanto para la máxima utilización de la energía se tiene:

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

²² Referencia [6]

Analizando el triángulo de velocidades de la figura 19 se tiene que:

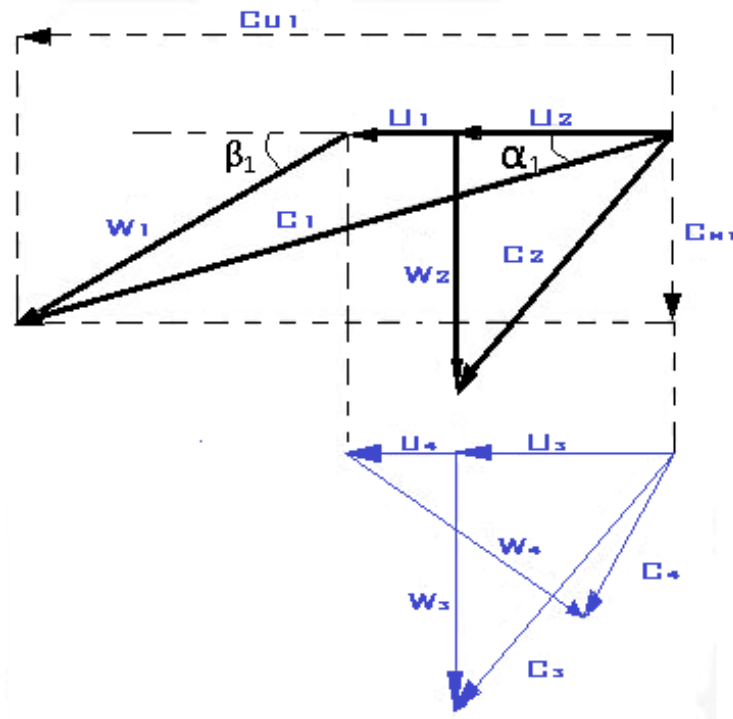


Figura 19 Triángulos de velocidades de turbina Michell Banki [23]

$$C_{u1} = C_1 \cdot \cos\alpha_1 \quad (10)$$

Sustituyendo se tiene:

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

Factorizando y reduciendo términos:

$$w_1^2 = C_1^2 \left(1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2\alpha_1\right) \quad (12)$$

²³ Referencia [6]

Si se cumple:

$$C_{m1} = C_1 \cdot \text{sen}\alpha_1 \quad (13)$$

$$C_{m1} = w_1 \cdot \text{sen}\beta_1 \quad (14)$$

Sustituyendo C_{m1} de (13) en (12) y despejando C_1 se obtiene:

$$\beta_1 = \arcsen\left(\frac{\text{sen}\alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2\alpha_1}}\right)^{24} \quad (15)$$

Como la obtención de β_1 depende del ángulo α_1 (Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad, tangencial) a continuación se presentan la variación de este con respecto α_1 , varía generalmente entre los 14° y los 17° . Muchos autores utilizan este ángulo con valores que no sobrepasan los 16°

²⁴ÁNGULO ENTRE LA VELOCIDAD RELATIVA Y LA VELOCIDAD TANGENCIAL.

Tabla 1 Variación del Ángulo del álabe ^[25]

α_1	β_1
15.	28.18
15.2	28.51
15.4	28.85
15.6	29.17
15.8	29.50
15.9	29.67
16.0	29.83
16.1	29.99
16.102	30.00
16.2	30.15
16.4	30.48
16.6	30.80
16.8	31.12
17.0	31.44

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

Antes de continuar con el diseño hidráulico de esta turbina se dedican algunas palabras al coeficiente de velocidad del inyector. Este coeficiente de velocidad k_c afecta a la velocidad absoluta de entrada y tiene en cuenta las pérdidas que se generan en el escurrimiento dentro del inyector. De acuerdo a esto se puede decir que el coeficiente k_c afectará de manera directa al rendimiento hidráulico de la turbina.

Cuando k_c se aleja de la unidad decreciendo su valor (lo que equivale a un inyector ineficiente) se hace necesario un incremento en el ángulo de admisión de la turbina.

²⁵ Referencia [6]

Los distintos investigadores han obtenido valores de k_c que van desde 0,95 o 0,97 a 0,98. ^[26]

Siguiendo con el análisis hidráulico del la turbina se tiene:

1.4.8 Solución de los triángulos de velocidades de la turbina de flujo transversal

Como se mencionó anteriormente la velocidad en el inyector está dada por la ecuación (7).

Reduciendo esta expresión se obtiene:

$$C_1 = 4.429 \cdot k_c \cdot \sqrt{H_n} \quad (16)$$

Y si sabemos que la condición para obtener la máxima energía es:

$$u_1 = \frac{C_{u1}}{2}$$

Y que del triángulo de velocidades de la figura 17 se obtiene

$$C_{u1} = C_1 \cdot \cos\alpha_1$$

Por lo tanto sustituyendo en (16) se tiene:

$$u_1 = 2.214 \cdot k_c \cdot \sqrt{H_n} \cos\alpha_1 \quad (17)$$

Aplicando la ley del seno sobre el triángulo de velocidades a la entrada:

²⁶ Referencia [6]

$$\frac{C_1}{\text{sen}(180 - \beta_1)} = \frac{w_1}{\text{sen}\alpha_1} \quad (18)$$

Y despejando w_1

$$w_1 = \frac{C_1 \text{sen}\alpha_1}{\text{sen}(180 - \beta_1)} \quad (19)$$

Y sustituyendo C_1 tenemos

$$w_1 = 4.429 \cdot k_c \cdot \sqrt{H_n} \cdot \frac{\text{sen}\alpha_1}{\text{sen}(180 - \beta_1)} \quad (20)$$

Para completar la resolución del triángulo de velocidades a la entrada se obtiene el valor de c_{m1} :

$$C_{m1} = C_1 \cdot \text{sen}\alpha_1 = 4.429 \cdot k_c \cdot \sqrt{H_n} \cdot \text{sen}\alpha_1 \quad (21)$$

Para el triángulo de velocidades a la salida se tiene:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \quad (22)$$

$$C_{m2} = \frac{r_1}{r_2} \cdot C_{m1} = w_2 \quad (23)$$

$$C_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2} \quad (24)$$

Luego de obtenerse la solución del triángulo de velocidades de la figura 17 podemos ahora obtener el dimensionamiento de las demás partes importantes que componen este tipo de turbina.

1.4.9 Componentes de la turbina Michell Banki

1.4.9.1 Selección del diámetro del rodete y velocidad de giro de la turbina

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

Esto se afirma por el hecho de que esta turbina puede trabajar dentro de un amplio rango de velocidades de rotación. De acuerdo con esto el diámetro podrá ser seleccionado en primer término. Muchos autores señalan que para pequeños aprovechamientos los diámetros comúnmente utilizados van desde los 200 mm hasta los 500 mm ^[27]. Lo que frecuentemente se hace es seleccionar el diámetro de los diagramas de estandarización que ofrece la bibliografía disponible y tomar a éste como base del diseño.

Algunos factores a tener en cuenta son los siguientes:

- Si se reduce el diámetro del rodete se reduce el rendimiento hidráulico.
- Los rodetes más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.
- Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina a fin de evitar cambios de sección demasiado bruscos entre la tubería y el inyector que provocan fuertes perturbaciones en la vena fluida.
- Se debe tener en cuenta al seleccionar dicho parámetro el grado de simplicidad en la fabricación de la turbina.

²⁷ Referencia [6]

La turbina de flujo cruzado comúnmente presenta un rotor de dos tapas circulares una a cada lado con un eje pasante como se muestra en la figura 20.



Figura 20 Rotor de una turbina Michell Banki [28]

En el 8^o congreso se presentó la modificación de la adopción de un eje no pasante, sino bridado a los discos laterales del rotor para poder eliminar la interferencia que causa el eje pasante al flujo del agua, el cual disminuye el rendimiento de dicha turbina.

Por su parte, el eje bridado exige un cuidado mayor durante la fabricación, tanto en el posicionamiento y fijación de las bridas a los discos laterales del rotor, cuanto en el maquinado del conjunto, y finalmente durante la alineación final para el montaje de los rodamientos, con el objeto de evitar posibles vibraciones indeseables para la estabilidad del conjunto, el rotor modificado se muestra en la figura 21.

²⁸ Foto tomada el 20 de febrero de 2010 en presa Sensunapán Nahuizalco

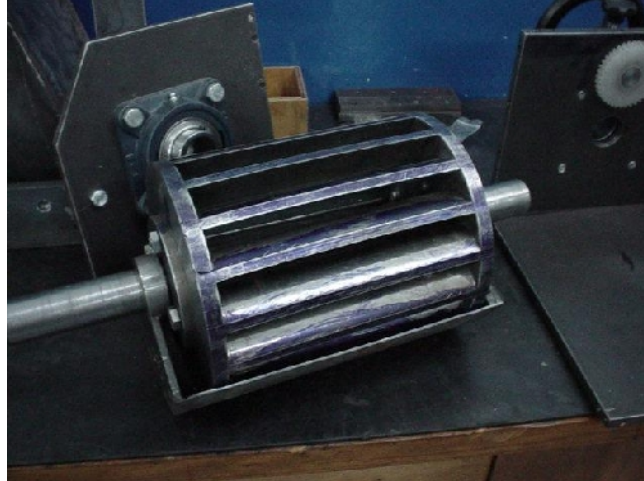


Figura 21 Detalle del eje bridado al disco lateral del rotor^[29]

Una vez seleccionado el diámetro se procede a obtener la velocidad de giro de la máquina. Por definición:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (25)$$

Reemplazando la ecuación (21) en la expresión anterior y despejando el número de revoluciones se tiene:

$$n = 40.62 \cdot k_c \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{D} \quad (26)$$

1.4.9.2 Número de álabes del rotor

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal.

²⁹ Referencia [7]

Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja.

Según las investigaciones de A. Ulku y H. Olgun^[30] existe un número óptimo de álabes. En la tabla 2 se transcriben los resultados de diferentes investigaciones reflejadas en la literatura.

Tabla 2 Número óptimo de álabes^[31]

Referencia	d/D	B/D	Z	η_h
YOKOHAMA, 1985, JAPON	0.66	4.25	26	80.60
VIGM, 1986, CCCP	0.63	3.00	24	78.00
GANZ, 1984, HUNGRIA	0.66	1.00	30	75.00
ALABAMA, 1983, USA	0.66	0.25	20	75.00
RESITA, 1983, RUMANIA	0.66	1.28	24	73.00
KTU, 1987, TRAZBON, TURKIA	0.54	0.81	24	71.00
OREGON, 1949, USA	0.66	1.09	20	68.00
VDI, 1981, ETIOPIA	0.67	3.26	36	66.00
LOS ANDES, 1973, COLOMBIA	0.62	1.87	27	60.00
ODTU, 1985, ANKARA, TURKIA	0.83	1.44	30	55.50

De esta tabla se desprende que el número óptimo de álabes está entre 24 y 30³².

Al hablar de la selección de números de alabes en la turbina de flujo cruzado no se puede dejar de mencionar lo presentado en el 8^o Congreso de Ingeniería Mecánica cuyos álabes fueron hechos a partir de tubos de acero comercial sin costura de diámetro nominal de 3 pulgadas. Fue posible obtener 3 álabes de cada trecho de tubo de 260 mm de longitud tomando 16 álabes como número óptimo.

³⁰ Referencia [6]

³¹ Referencia [6]

³² Referencia [6]



Figura 22 Tubos enteros y cortados para la confección de los álabes ^[33]

1.4.9.3 Ancho del rodete

El ancho de la turbina se calcula de acuerdo con el diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento H y Q ^[34]. Como se sabe que el área de admisión está dada por:

$$A_a = \frac{Q}{Cm_1} \quad (27)$$

Y además:

$$A_a = B \cdot P_z \cdot Z_a \quad (28)$$

Se sabe que el paso está dado por:

$$P_z = \frac{\pi \cdot D}{z} \quad (29)$$

³³ Referencia [7]

³⁴ Referencia [6]

Y si definimos:

$$x_z = \frac{Z_a}{z} \quad (30)$$

Como la relación entre el número de álabes de la admisión y el número de álabes totales, se tendrá que una vez seleccionado el número de álabes del rotor se podrá determinar el número de álabes que actúan en la admisión, y por lo tanto el valor de x_z . Este número de álabes z_a tiene estrecha vinculación con el ángulo de admisión de la máquina.

El coeficiente x_z varía entre 0,05 y 0,35. Como límite se adopta [2].

$$x_z = \frac{Z_a}{z} < 0.35 \quad (31)$$

Por lo tanto se tiene que el ancho del rodete se determina por:

$$B = \frac{Q \cdot z}{\pi \cdot D \cdot C_1 \cdot \text{sen} \alpha_1 \cdot Z_a} \quad (32)$$

1.4.9.4 Determinación de la geometría del álabe

De acuerdo a lo ya expresado, el álabe de una turbina Banki tiene la forma de sector circular generalmente obtenidos de tubos de acero, bronce, acero inoxidable, etc. Según el número de álabes seleccionado previamente se tendrá en forma automática el paso entre álabes de la siguiente forma:

$$\hat{z}p = \frac{360^\circ}{Z} \quad (33)$$

El siguiente paso es determinar los diferentes parámetros de dimensión y ubicación de dichos álabes.

Observando la Figura 23 se pueden determinar los distintos ángulos característicos, así:

$$\theta = \gamma + 30^0 \quad (34)$$

$$\lambda = 90^0 + \theta = 180^0 - \hat{z} - \gamma \quad (35)$$

Remplazando la ecuación 33 en 34 tenemos:

$$\gamma = 30^0 - \hat{z} \quad (36)$$

Sustituyendo en la ecuación (34) tenemos:

$$\theta = 60^0 - \hat{z} \quad (37)$$

$$\lambda = 150^0 - \hat{z} \quad (38)$$

Además, por relación geométrica se tiene:

$$\delta = 180^0 - \gamma - 30^0 - \theta \quad (39)$$

$$\delta = 150^0 - 30^0 + \frac{\hat{z}}{2} - 60^0 + \frac{\hat{z}}{2} \quad (40)$$

Por lo tanto:

$$\delta = \hat{z} + 60^0 \quad (41)$$

De acuerdo con el teorema del seno:

$$\frac{\sin \lambda}{R} = \frac{\sin \gamma}{r} \quad (43)$$

Despejando r:

$$r = R \frac{\sin \gamma}{\sin \lambda} \quad (44)$$

Sustituyendo en (44) se tiene que el ancho radial es:

$$A = R - \left(R \frac{\sin \gamma}{\sin \lambda} \right)$$

$$A = R \left(1 - \frac{\sin \gamma}{\sin \lambda} \right) \quad (45)$$

La cuerda del álabe $A\rho$ puede obtenerse de la siguiente manera observando la figura 23 por lo tanto se obtiene

$$\frac{A\rho}{\sin \hat{z}} = \frac{R}{\sin \lambda}$$

Despejando $A\rho$:

$$A_{\rho} = R \left(\frac{\sin \hat{z}}{\sin \lambda} \right) \quad (46)$$

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

$$\frac{A_{\rho}}{\sin \delta} = \frac{R_a}{\sin \theta} \quad (47)$$

Por lo tanto:

$$R_a = R \left(\frac{\sin \hat{z}}{\sin \delta} * \frac{\sin \theta}{\sin \lambda} \right) \quad (48)$$

1.4.9.5 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 de lograr la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética.

El inyector puede tener distintas geometrías 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.

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. 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 ^[36].

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. 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° ^[37].

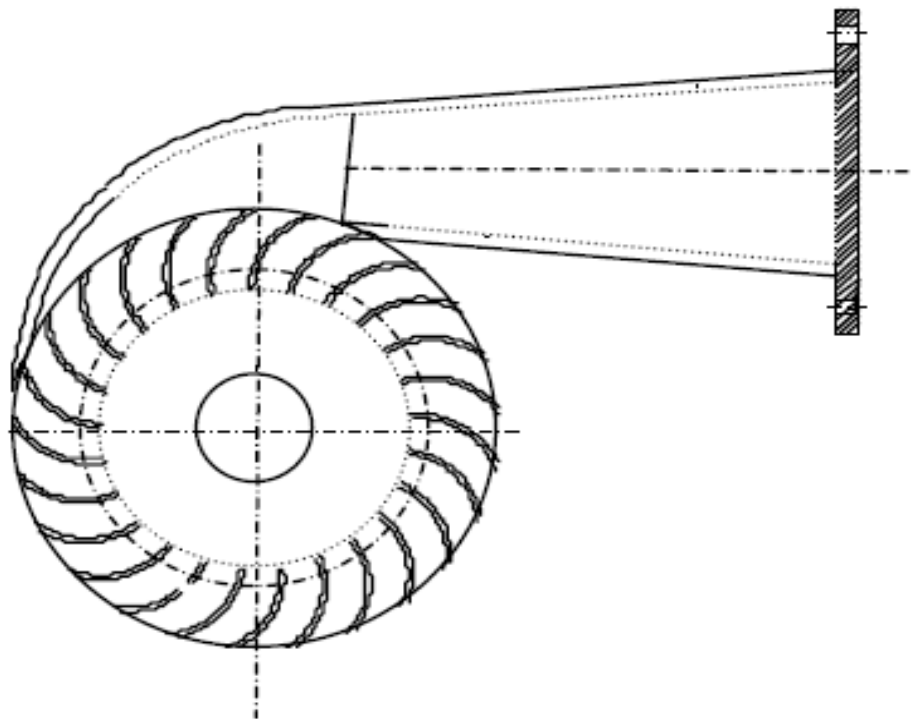


Figura 24 Inyector y rotor de turbina Michell Banki ^[38]

³⁶ Referencia [6]

³⁷ Referencia [6]

³⁸ Referencia [6]

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° .^[39]

Tanto el ángulo como el arco de admisión estarán definidos de acuerdo con el valor de X_z adoptado con anterioridad, es decir, por el número de álabes en la admisión.

Además se deberá tener en cuenta el "efecto de reja" que causa el espesor de los álabes en la entrada.

Así, el arco de admisión estará dado por Figura 25.

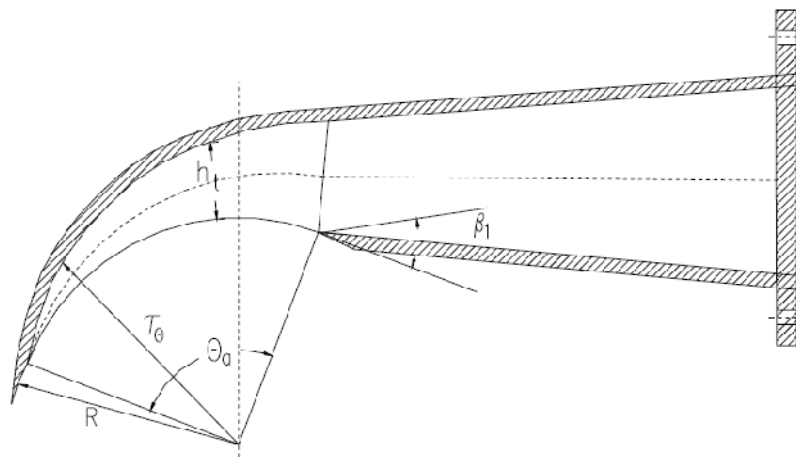


Figura 25 Arco de admisión de turbina Michell Banki^[40]

1.4.9.6 Arco de admisión

$$L_a = \frac{\pi * D}{z} * Z_a + Z_a * e \quad (49)$$

Donde e es espesor de los álabes.

³⁹ Referencia [6]

⁴⁰ Referencia [6]

Por lo que el ángulo de admisión θ_a será:

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

La función que representará la curva envolvente del inyector (cara superior). El modelo matemático de la entrada y salida del caudal en el inyector puede definirse como un flujo potencial.

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

$$\tau_\theta = \text{Re} \left[\left(\frac{1 - \frac{\theta}{\theta_a}}{B * C} \right) \right] * Q \quad (51)$$

Donde:

$$C = 2.3 * \eta_h * \frac{D * \sqrt{H_n}}{K_{c1}} \quad (52)$$

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

$$h_t = \tau_\theta - R \quad (53)$$

Otra opción de construcción sería tomar en cuenta las modificaciones presentadas en el 8^o Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica donde fue utilizado el tipo

radial, desarrollado por la firma CINK, conocido fabricante de turbinas de la República Checa, en lugar del inyector tradicional de la firma alemana OSSBERGER.

Un aspecto muy importante del perfil del inyector para que la turbina trabaje en su máximo rendimiento es que la velocidad del agua en su interior se mantenga constante ^[41]. Como el caudal de agua a lo largo del inyector disminuye continuamente, es necesario disminuir también su sección transversal.

En dicho caso fue adoptado un ángulo de contacto del inyector con el rotor de 120 grados. El cálculo de su sección transversal fue hecho a cada 15 grados, lo que da un total de 9 puntos ^[42].

Una vez diseñado, el inyector fue construido en chapa de acero ASTM A-36, de 4 mm de espesor en las partes que serían dobladas y 6 mm en las laterales, que permanecerían planas.

Debido a la imposibilidad de hacerlo en una laminadora, que sería lo ideal, la curvatura de la chapa fue ejecutada por medio de una prensa, paso a paso, siguiendo las dimensiones mostradas en el plano dibujado a tal efecto.

1.4.10 Comparación turbinas tipo Francis versus turbina de Flujo Cruzado

Bajo condiciones de carga parcial (menor caudal de agua al de diseño):

- ✓ La turbina Francis es menos eficiente
- ✓ Se puede producir cavitación en la turbina Francis, no así en la de flujo cruzado.
- ✓ Se pueden producir vibraciones en la turbina Francis, no así en la de flujo cruzado.

^{41, 40, 41} Referencia [7]

1.4.11 Ventajas adicionales de la turbina de flujo cruzado

- 1) No se produce detención de la planta ni por causa de un rodete obstruido (el rodete de la turbina de flujo cruzado tiene la característica de ser autolimpiante, lo que no es así en una Francis) ni por causa de una disminución del caudal de agua, lo que sí puede ocurrir en la Francis.
- 2) Envejecimiento y desgaste de las paletas en el transcurso del tiempo como se produce en turbinas de sobrepresión, no ocurre en las turbinas de flujo cruzado con lo cual éstas mantienen su buena eficiencia inalterada aún luego de transcurridos decenios de constante operación.
- 3) No existe peligro de cavitación debido al diseño.
- 4) No se requieren rodamientos a presión por lo que basta un sistema sencillo de lubricación.
- 5) Los trabajos necesarios para su montaje son extremadamente sencillos. En la casa de máquinas basta un piso parejo con una abertura rectangular encima del canal de desagüe. El compacto conjunto de máquinas se ubica, sin requerir mucho espacio y en forma muy accesible de todos los lados, en la parte seca de la casa de máquinas.
- 6) Los trabajos de mantención rutinaria pueden ser efectuadas durante la operación de la planta, es decir, no es necesario detenerla para ello.
- 7) Las necesidades de mantenimiento son mínimas, casi despreciables.
- 8) La regulación de la cantidad de agua de entrada se puede efectuar en un amplísimo rango manteniendo la eficiencia en forma invariable.
- 9) Debido a ello es posible elegir un caudal de diseño mayor obteniéndose de esta forma una mayor generación anual de energía.
- 10) La turbina de flujo cruzado es de sencillez construcción única: sólo 2 ó 3 partes móviles.
- 11) Como rodamientos o descansos principales se utilizan rodamientos de rodillos a rótula, los que quedan ubicados fuera de la zona húmeda, de forma tal que se

pueden cambiar con elementos normales y se evita la contaminación del agua con lubricantes.

1.5 Cuencas en El Salvador



Figura 26 Mapa de El Salvador [43]

El salvador cuenta con 360 ríos aproximadamente, han sido agrupadas en "regiones hidrográficas", siendo las más importante la del Río Lempa, con un área de 18,250 Km², perteneciendo al territorio salvadoreño el 56% de dicha área, o sea 10,255 Km² y el resto a Guatemala y Honduras⁴⁴. Lo anterior significa que la cuenca del Río Lempa ocupa un 49% del país. Sus aguas son utilizadas para la generación de energía eléctrica, riego, abrevaderos y abastecimientos de agua potable e industrial.

1.5.1 Hidrografía en El Salvador

La Hidrografía salvadoreña está definida por el sistema fluvial del Lempa (320 kilómetros) que comprende la hoya del lago de Guija, con sus tributarios Cusmapa, Ostúa y Angue; afluyen al Río Lempa los ríos Suquiapa, Nixapan o Sucio, Acelhuate,

⁴³ <http://www.google.com.sv/imgres?imgurl=http://www.viajejet.com/wp-content/viajes/mapa-san-salvador-y-sus-departamentos>.

⁴⁴ file:///E:/TESIS/INFORMACION/VARIOS/Geografia.html

Titihuapa y Acahuapa por la margen derecha; y el Sumpul, Guarajambala, Torola y Jaitique por la orilla izquierda. Además desembocan directamente en el océano pacífico los ríos Paz, Grande de Sonsonate, Jiboa, Grande de San Miguel y Goascorán ^[45].

1.5.2 Regiones Hidrográficas

Las regiones hidrográficas de El Salvador, se determinan por medio de la delimitación de las cuencas de los principales ríos del país, existen 11 regiones delimitadas y se identifican por el nombre de los principales ríos.

Dentro de las 11 regiones más importantes se pueden mencionar la región “A” que es la que identifica toda la región del Río Lempa con una extensión de 10,082 km² representado aproximadamente el 48% del territorio nacional ^[46].

A continuación se detalla los nombres de las 10 regiones:

- Región “A” Río Lempa
- Región” B” Río Paz
- Región “C” Ríos Cara Sucia-San Pedro
- Región” D” Río Grande de Sonsonate
- Región” E” Ríos Mandinga- Comalapa
- Región” F” Río Jiboa
- Región” G” Estero de Jaltepeque
- Región” H” Bahía de Jiquilisco
- Región” I” Río Grande de San Miguel
- Región” J” Río Sirama
- Región” K” Río Goascorán

⁴⁵ file:///E:/TESIS/INFORMACION/VARIOS/Geografia.html

⁴⁶ file:///E:/TESIS/INFORMACION/VARIOS/Geografia.html

1.5.3 Cuencas Hidrográficas

¿Qué es una cuenca hidrográfica?

Una cuenca hidrográfica es un área de terreno que drena agua en un punto común, como un riachuelo, arroyo, río o lago cercano ^[47]. Cada cuenca pequeña drena agua en una cuenca mayor que, eventualmente, desemboca en el océano.

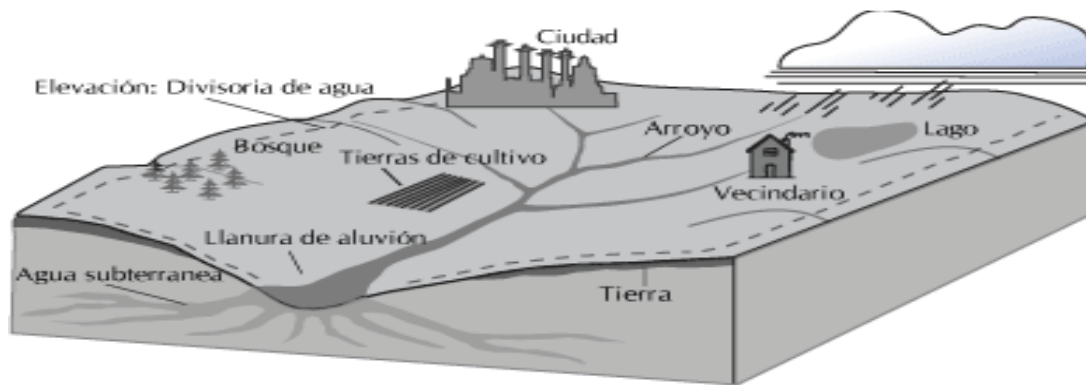


Figura 27 Esquema básico de una cuenca hidrográfica ^[48]

El Salvador posee 58 cuencas exorreicas (aquellas cuyas aguas llegan hasta el océano) las cuales desempeñan el papel de recogimiento superficial del agua caída en forma de lluvia. Todas drenan al litoral del Océano Pacífico. Entre las cuencas de mayor importancia se encuentra la del Río Lempa, en cuyo cauce principal se han construido tres centrales hidroeléctricas: Central Hidroeléctrica del Cerrón Grande, Central Hidroeléctrica 15 de Septiembre y Central Hidroeléctrica 5 de Noviembre, dichas estructuras han modificado notoriamente el cauce y el paisaje natural del río y consecuentemente el de la cuenca, así también, la Central Hidroeléctrica Guajoyo, drena las aguas del Lago de Güija y las incorpora al cauce del río Lempa aguas arriba del embalse de la C. H. Cerrón Grande ^[49].

⁴⁷ file:///E:/TESIS/INFORMACION/VARIOS/que%20es%20una%20cuenca.htm

⁴⁸ file:///E:/TESIS/INFORMACION/VARIOS/que%20es%20una%20cuenca.htm

⁴⁹ file:///E:/TESIS/INFORMACION/VARIOS/Geografia.html

Otra de las cuencas de importancia es la del Río Grande de San Miguel que es la cuenca hidrográfica más grande que está comprendida en su totalidad dentro del territorio salvadoreño.

El Salvador comparte con Guatemala la cuenca del río Paz y la del Lempa y con Honduras la del Lempa y Goascorán. Existen además varias cuencas endorreicas (el agua no tiene salida fluvial hacia el mar), que generalmente están ligadas a un lago, laguna o laguneta; siendo la de mayor área la del lago de Coatepeque.

1.5.4 Principales cuencas de El Salvador

- Río Lempa
- Río Grande de San Miguel
- Río Paz
- Río Goascorán

1.5.4.1 Río Lempa

El **Lempa** es un río con vertiente al océano Pacífico. Con 422 km de longitud es uno de los ríos más largos de Centroamérica. Su cuenca abarca tres países: Guatemala, Honduras y El Salvador.

Nace entre las montañas volcánicas de las mesetas centrales de la región a una elevación aproximada de 1,200-1,500 msnm en el Departamento de Chiquimula en Guatemala, donde es llamado *Río Olopa*, y recorre 30.4 km en territorio Guatemalteco, ingresando a Honduras donde recorre el departamento de Ocotepeque por 31.4 km. Cruza la frontera con El Salvador al noreste del Departamento de Chalatenango y sigue su recorrido por 360.2 km, desembocando en la planicie costera del Océano Pacífico, entre los Departamentos de San Vicente y Usulután.

La cuenca trinacional del Río Lempa posee un área total de 17,790 km² de los cuales, 10,082 km² (56%) corresponden a El Salvador, 5,251 km² a Honduras, y 2,457 km² a Guatemala. La elevación máxima de la cuenca es de 2,805 msnm en las montañas de Honduras. La longitud del cauce principal es de 422 km, de los cuales 360.2 km corren dentro de territorio salvadoreño.

Tabla 3 Tabla resumen ^[50]

País que atraviesa	Guatemala, Honduras y El Salvador
Longitud	422 Km
Altitud de la fuente	1500 msnm
Altitud de la desembocadura	0 msnm
Caudal medio	175 m ³ /s
Superficie de la cuenca	17.790 Km ²
Cuenca hidrográfica	Océano pacifico
Nacimiento	Montañas de Chiquimula, Olopa, Guatemala
Desembocadura	El Playón, Tecoluca, San Vicente, El Salvador
Ancho de la desembocadura	100 m

1.5.4.2 Río Grande de San Miguel

La cuenca del Río Grande de San Miguel es la segunda más importante del país y se localiza en áreas de los Departamentos de San Miguel, Usulután, Morazán y La Unión.

Tabla 4 Tabla resumen ^[51]

País que atraviesa	El Salvador
Longitud	137 Km
Altitud de la fuente	2129 msnm
Altitud de la desembocadura	0 msnm
Caudal medio	m ³ /s
Superficie de la cuenca	2247 Km ²
Cuenca hidrográfica	Pacifico
Nacimiento	Al norte de la ciudad
Desembocadura	Océano Pacifico
Ancho de la desembocadura	-----

⁵⁰ file:///E:/TESIS/INFORMACION/PRINCIPALES%20CUENCAS/RIO%20LEMPA.htm

⁵¹ http://www.miportal.edu.sv/NR/rdonlyres/0E546F33-FE08-41F4-AD74-3FE1C08A8765/0/1_PROCEDAMO_2_.pdf

1.5.4.3 Río Paz

Tiene un recorrido de 134 km y sirve de línea divisoria entre El Salvador y Guatemala desde su confluencia con Chalchuapa hasta su desembocadura en el Océano Pacífico a 16 km al sudoeste de San Francisco Ménendez, Ahuachapán. La cuenca del Río Paz tiene una superficie de 1,732 km² en Guatemala y 929 km² en El Salvador.

Tabla 5 Tabla resumen ^[52]

País que atraviesa	Guatemala y El Salvador
Longitud	134 Km
Altitud de la fuente	1700 msnm
Altitud de la desembocadura	0 msnm
Caudal medio	23.2 m ³ /s
Superficie de la cuenca	2661 Km ²
Cuenca hidrográfica	Pacifico
Nacimiento	Montañas de Quezada
Desembocadura	Océano Pacifico
Ancho de la desembocadura	n/d

1.5.4.4 Río Goascorán

El Río Goascorán nace en el departamento de La Paz en Honduras. Tiene un recorrido de 130 km y sirve de línea divisoria entre Honduras y El Salvador en sus últimos 18 km hasta su desembocadura en el Golfo de Fonseca (Océano Pacífico). La cuenca del río Goascorán tiene una superficie de 2,663 km² de las cuales aproximadamente 1315 km² se encuentran en El Salvador.

⁵² file:///E:/TESIS/INFORMACION/PRINCIPALES%20CUENCAS/RIO%20PAZ.htm

Tabla 6 Tabla resumen ^[53]

País que atraviesa	Honduras y El Salvador
Longitud	130 Km
Altitud de la fuente	n/d msnm
Altitud de la desembocadura	0 msnm
Caudal medio	n/d m ³ /s
Superficie de la cuenca	2663 Km ²
Cuenca hidrográfica	Pacífico
Desembocadura	Océano Pacífico
Ancho de la desembocadura	n/d

1.6. Clasificación de las centrales hidroeléctricas

Tabla 7 Clasificación de centrales hidroeléctricas

Tamaño de la planta de potencia	Fuente	Potencia (kW)	Caída de agua (metros)		
			Baja	Media	Alta
Micro	OLADE	hasta 50	15	15 a 50	50
	Electrobrás	hasta 100	15	15 a 50	50
	CONAE	menor a 1,000	--	--	--
Mini	OLADE	50 a 500	20	20 a 100	100
	Electrobrás	100 a 1,000	20	20 a 100	100
	CONAE	1,000 a 5,000	--	--	--
Pequeña	OLADE	500 a 5,000	25	25 a 130	130
	Electrobrás	1,000 a 10,000	25	25 a 130	130

1.6.1 Micro centrales Hidroeléctricas en El Salvador

Los proyectos hidroeléctricos en El Salvador se pueden clasificar en dos grupos: los grandes proyectos con capacidades instaladas desde 15 hasta 156.6 MW y las pequeñas centrales cuya capacidad instalada va desde 0.08 hasta los 2.8 MW. Los

⁵³ file:///E:/TESIS/INFORMACION/PRINCIPALES%20CUENCAS/RIO%20GOASCORAN.htm

primeros han sido desarrollados por iniciativa gubernamental y los segundos por inversión privada ^[54].

Como puede verse, en El Salvador se ha utilizado principalmente la generación hidroeléctrica a gran escala con lo que aproximadamente el 98% de la energía hidroeléctrica es generada por las 4 principales centrales hidroeléctricas del país: Guajoyo, Cerrón Grande, 15 de Septiembre y 5 de Noviembre. Mientras que apenas el 3% del total generado proviene de las pequeñas centrales hidroeléctricas.

Estos datos demuestran el bajo nivel de aprovechamiento del recurso hidroeléctrico, ya que según datos del Ministerio del Medio Ambiente y Recursos Naturales (MARN) se ha estimado un potencial para establecer pequeñas centrales hidroeléctricas (menores de 5 MW) de aproximadamente 84 MW.

Las centrales hidroeléctricas a menor escala se han comenzado a impulsar a partir de los últimos años a causa de las necesidades de energía eléctrica que aumentan con el incremento de la población, también por su capacidad de acceso a zonas aisladas en donde las otras formas de generación de energía eléctrica se vuelven más complicadas, además de evitarse todos los inconvenientes que las grandes centrales presentan.

En la actualidad en El Salvador se cuenta con centrales de menor escala, algunas de ellas bajo la administración de La Compañía Eléctrica Cucumacayán, S.A. de C.V., (CECSA), que cuenta con al menos 7 pequeñas centrales hidroeléctricas que funcionan con caudales entre los 4.0 y 10.16 m³/s y alturas entre los 4.0 y 83.0 metros en los departamentos de Sonsonate, Santa Ana, San Salvador y La Libertad. Además de otras pequeñas centrales que se han instalado por cuenta propia de otras instituciones como Sensunapán S.A. de C.V. en el Departamento de Sonsonate y la ONG Saneamiento Básico, Educación Sanitaria y Energías Alternativas (SABES) que ha impulsado este tipo de generación eléctrica en el Departamento de San Miguel.

⁵⁴ Tesis Propuesta de Diseño de una Turbina Banki en la Pequeña Central Hidroeléctrica Cutumay Camones, UCA, 2008

En la mayoría de estas centrales se cuenta con turbinas de flujo axial Francis y turbinas de flujo tangencial Pelton y en algunas con turbinas de flujo cruzado Banki, todas de diseño y fabricación en el extranjero a excepción de algunas que se han diseñado y construido en el país, cabe mencionar que las pocas turbinas que se han construido en el país han sido turbinas Michell Banki, este tipo de turbina presenta la posibilidad por su diseño y maquinado construirse en talleres locales, lo que hace de esta turbina una opción viable al momento de plantear un proyecto de aprovechamiento hídrico.

La turbina Banki es utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Su principal atractivo están en su sencillo diseño y su fácil construcción lo que la hace atractivo desde el punto de vista del costo económico de su construcción, por ende esto implica un menor costo inicial para proyectos de 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.

Es por ello que estas turbinas se adaptan muy bien para la generación en mini, micro, y pequeñas centrales hidroeléctricas (ver tabla 7) ya que tiene una geometría sencilla, poseen bajos costos de fabricación, instalación y de mantenimiento; pueden ser utilizadas en amplios intervalos de caudal y altura sin disminuir de manera apreciable su eficiencia.

En El Salvador existen pequeñas centrales hidroeléctricas que cuentan con turbinas Banki ya instaladas. Estas han sido implementadas por la ONG Saneamiento Básico, Educación Sanitaria y Energías Alternativas (SABES) en el Departamento de San Miguel. Tal es el caso de las centrales La Chácara y Miracapa.

Algunas de las principales características de estas centrales se presentan a continuación:

1.6.1.1 Minicentral Hidroeléctrica La Chácara

Tabla 8 Características Minicentral Hidroeléctrica la Chácara ^[55]

Potencia	17 Kw.
Beneficiarios	45 familias
Tipo turbina	Michel Banki
Generador	Stanford 20 Kva.
Personal empleado	2
Inicio de operación	Octubre 2001
Estado Actual	Repotenciación
Generador Marathon	30 Kva.
Turbina	Michel Banki fabricada en ES
Utilización	doméstico, piscifactoría

1.6.1.2 Minicentral Hidroeléctrica Miracapa

Tabla 9 Características Minicentral Hidroeléctrica la Miracapa ^[56]

Caudal de diseño	0.35 m ³ /s
Altura de presa	3.10 metros
Longitud de canal de conducción	543.25 mts
Diámetro de Tubería forzada	18 “
Tipo de Turbina	Flujo cruzado Banki
Voltaje de generación	120/240 V AC.
Tipo de Generador	Síncrono
Potencia Máxima	34 kW
Energía promedio anual	275,598 kW

⁵⁵ http://www.eep-ca.org/guatemala/documents/presentaciones/luis_boigues.pdf

⁵⁶ http://www.eep-ca.org/guatemala/documents/presentaciones/luis_boigues.pdf

1.6.2 Microhidrogeneración

Los sistemas de minigeneración son una pequeña contribución en el suministro a la red, particularmente en el rango de 300 Kw a 10MW. Algunas veces los valores extremos de este rango suelen recibir el nombre de “generación en pequeña escala”. Los sistemas de microgeneración son aun más pequeños y, por lo general, no suministran energía eléctrica a las redes nacionales. Se usan en áreas apartadas a donde no llega la red y, en algunos casos, proveen de electricidad a pequeñas industrias y comunidades rurales. Su rango en potencia varía desde 200 watts, suficiente para la provisión de iluminación doméstica a un grupo de casas mediante un sistema de carga de baterías-, hasta 300 Kw; este último puede usarse en pequeños talleres y para el abastecimiento de una “mini red” local independiente que no sea parte de la red nacional.

Con frecuencia la micro Hidrogeneración constituye una alternativa económica a la red, pues con los micro hidrosistemas independientes se ahorra el costo de las líneas de transmisión y, por otro lado, los sistemas de extensión de la red están dotados de equipo muy costoso, además de los costos de personal.

Por el contrario, los sistemas de micro Hidrogeneración pueden ser diseñados y contruidos por personal local y organizaciones más pequeñas cumpliendo con requisitos menos estrictos y usando componentes fabricados en serie y maquinaria fabricada localmente.

Es muy importante distinguir entre los sistemas de generación que pueden ser de “derivación” y los de “embalse”.

Un sistema de derivación no detiene el caudal del río sino que desvía parte del caudal a un canal y una tubería y luego hacia una turbina.

1.6.2.1 Sistema de Hidrogeneración por derivación

La gran mayoría de los sistemas de Hidrogeneración son del tipo de derivación. La desventaja de este método es que el agua no se puede almacenar de una estación de lluvias a una estación seca del año. La ventaja es que el sistema se puede construir localmente a un bajo costo y su simplicidad proporciona una mejor confiabilidad a largo plazo.

Los sistemas de derivación son preferibles desde el punto de vista de daños ambientales, dado que las características estacionales del flujo de agua debajo de la instalación no son afectadas y tampoco hay necesidad de inundar los valles ubicados aguas arriba de la instalación.

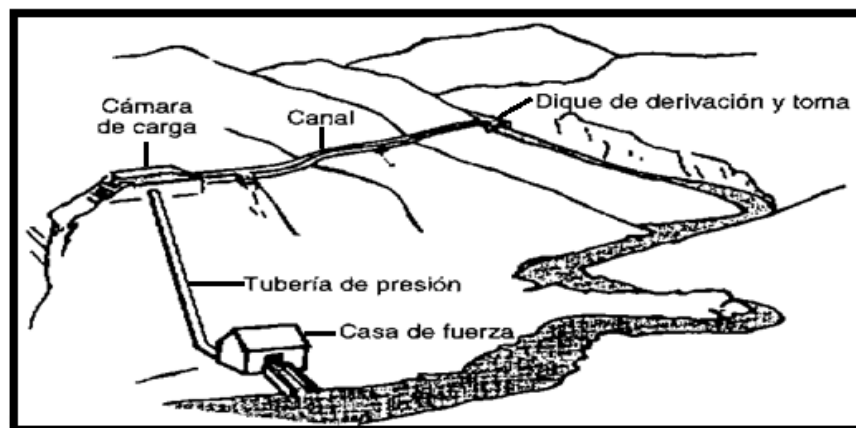


Figura 28 Esquema de un sistema por derivación ^[57]

1.6.2.2 Sistema Hidrogeneración por embalse

Hace uso de un dique o represa para detener el caudal del río, formándose un reservorio de agua desde donde fluye el agua hacia las turbinas cuando se necesita energía. La ventaja de este método es que el agua puede acumularse durante la estación de lluvias y luego generar potencia durante los periodos secos del año.

⁵⁷ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Un dique origina un embalse de agua inundando el valle aguas arriba. El agua será luego liberada durante el año, originando un campo en las características del flujo aguas abajo.

La acumulación de sedimento en el reservorio puede originar serios problemas.

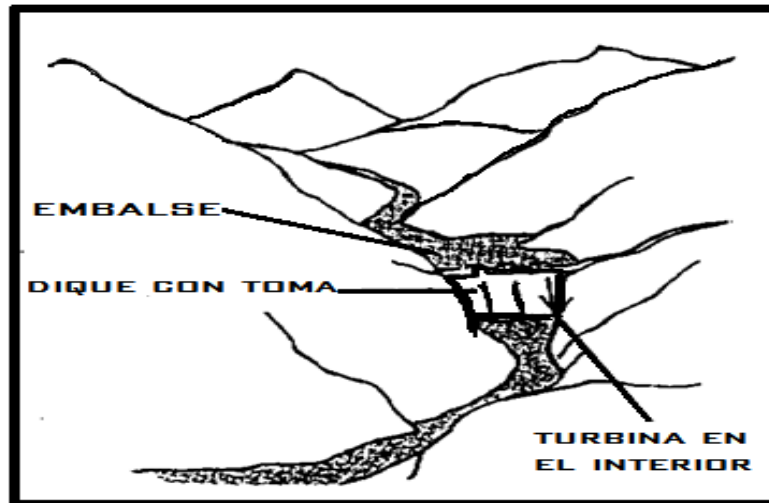


Figura 29 Esquema de un sistema por embalse ^[58]

Los sistemas de embalse con diques tienen la desventaja de ser más costosos. En ellos se pueden encontrar problemas muy serios, por ejemplo, los reservorios se pueden llenar de sedimento después de algunos años. Cuando esto sucede se encuentra que el dragado del reservorio –para limpiarlo- es demasiado caro, y el sistema termina por generar menos energía que la esperada.

En los microhidrosistemas, a pesar de que no existe un gran dique, en algunos casos se cuenta con un pequeño reservorio para acumular agua.

Este reservorio es, por lo general, una versión agrandada de una “cámara de carga” en los sistemas que usan un canal.

⁵⁸ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

1.6.2.3 Componentes de un sistema de micro Hidrogeneración

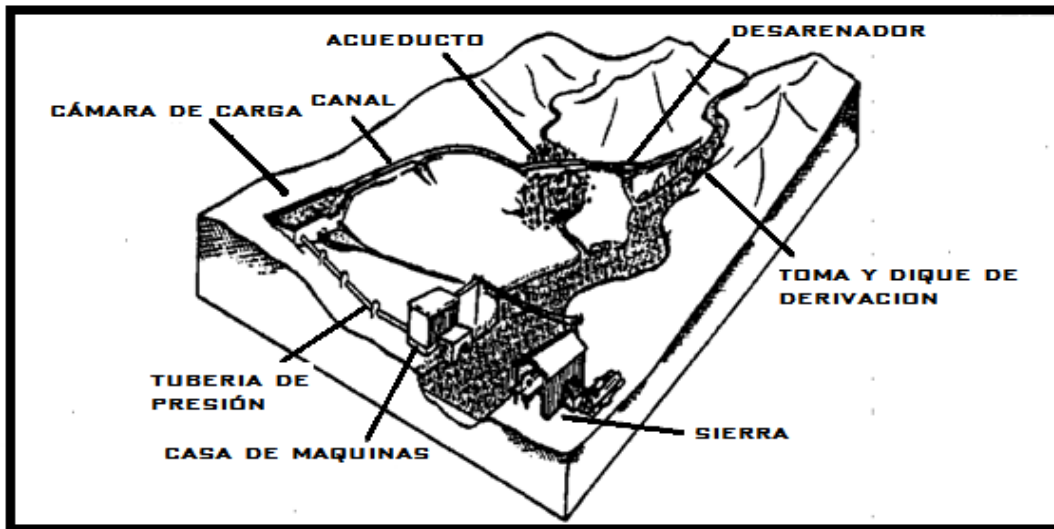


Figura 30 Componentes de un sistema de micro hidrogeneración ^[59]

Inicialmente se desvía el caudal de agua a través de una abertura al costado del río (la “la toma”) hacia un canal abierto. Para separar las partículas de arena del agua se usa un desarenador. El canal sigue los contornos del cerro con el fin de mantener la elevación del agua derivada. A continuación el agua ingresa a un depósito (“cámara de carga”) y luego pasa a una tubería cerrada (“tubería forzada o tubería de presión”), la cual está conectada a una máquina hidráulica conocida como turbina. La rotación del eje del rodete puede usarse para mover un artefacto mecánico (tal como un molino de grano, un expulsor de aceite, un torno para madera, etc.), o también para accionar un generador eléctrico. La maquinaria y artefactos que van a ser abastecidos de energía por el sistema de hidrogeneración son conocidos como la “carga”, en la figura 30 la carga es una sierra.

⁵⁹ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Existen, por supuesto, muchas variaciones para este tipo de diseño; por ejemplo, la sierra podría ser accionada directamente por el eje rotativo de la turbina sin necesidad de electricidad.

Otra posibilidad es eliminar el canal y conectar la tubería directamente a la turbina desde el primer desarenador. Variantes como las expuestas dependerán de las características del lugar particular, de los requerimientos del usuario y los costos.

1.6.2.4 Energía a partir del agua.

Un hidrosistema requiere de un caudal de agua y una diferencia de altura (conocida como “salto”) para producir potencia útil.

Se trata de un sistema de conversión de energía, es decir, se toma energía en la forma de caudal y salto y se entrega energía en forma de electricidad o energía mecánica en el eje. Ningún sistema de conversión puede entregar la misma cantidad de energía útil como la que absorbe, pues una parte de la energía se pierde en el sistema mismo en forma de fricción, calor, ruido, etc.

La ecuación de conversión es:

$$Potencia\ de\ entrada = Potencia\ de\ salida + Pérdidas \quad (54)$$

O también:

$$Potencia\ de\ salida = Potencia\ de\ entrada * eficiencia\ de\ conversión \quad (55)$$

Por ejemplo, si el sistema recibe 200 kW y entrega 120 kW,
 $200 = 120 + Pérdidas$ entonces la pérdida es de 80 kW.

$$La\ eficiencia = \frac{120}{200} = \eta$$

$$\eta = 60\%$$

La ecuación 55 se expresa por lo general de una manera ligeramente diferente. La potencia de entrada, o potencia total disponible en el sistema hidráulico, es la potencia disponible (P_{disp}). La potencia útil entregada es la potencia neta, P_{neta} .

La eficiencia total del sistema se representa por η_o .

$$P_{neta} = P_{disp} * \eta_o^{[60]} \quad [kW] \quad (56)$$

La potencia disponible es igual al salto disponible (h_{disp}) multiplicado por el caudal (Q) y también multiplicado por un factor de 10, obteniéndose la ecuación fundamental de potencia hidráulica:

$$P_{neta} = 10 * h_{disp} * Q * \eta_o^{[61]} \quad [kW] \quad (57)$$

Donde el salto esta en metros y el caudal en metros cúbicos por segundo.

Esta simple ecuación debe aprenderse de memoria pues es la base de todo trabajo de diseño de sistemas hidroenergéticos.

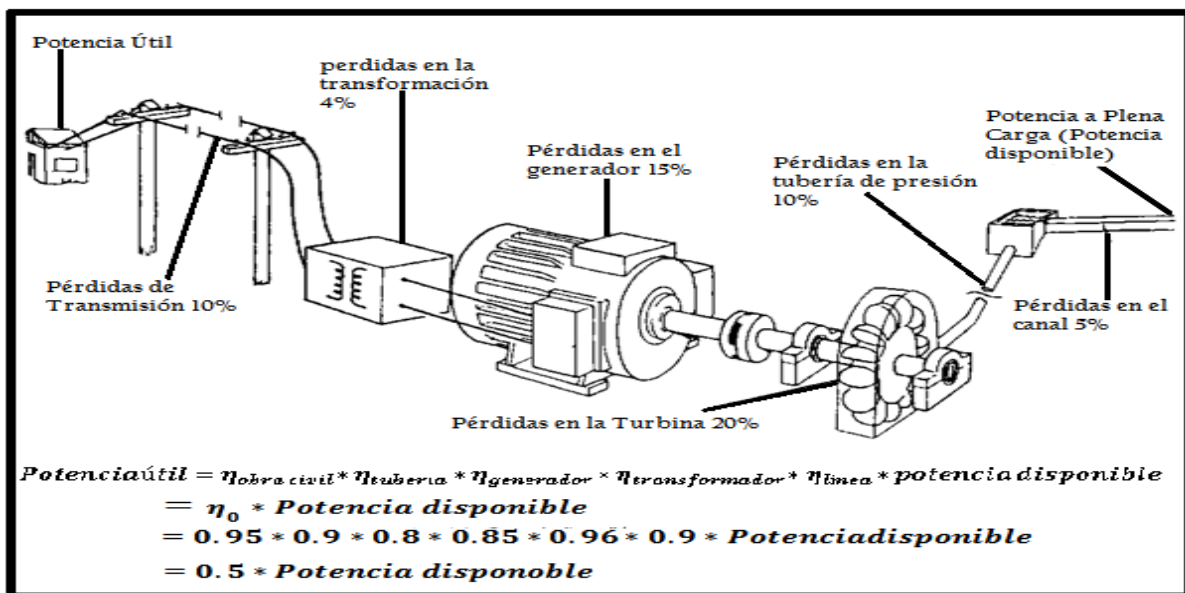


Figura 31 Eficiencias típicas del sistema para una microcentral ^[62]

⁶⁰ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁶¹ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁶² <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Obras civiles

Los distintos componentes de la ruta de abastecimiento de agua para una microcentral hidráulica son:

1. Barraje de derivación.
2. Toma de ingresos.
3. Compuertas de regulación.
4. Aliviaderos.
5. Canales de rebose.
6. Desarenador.
7. Canal.
8. Cámara de carga.
9. Tubería de presión.
10. Cruces de canal.
11. Apoyos de tubería.
12. Anclajes de tubería

Para el diseño de todos los componentes anteriormente mencionados es necesario tener en cuenta una serie de factores esenciales como:

✓ **Sedimento**

El agua del río acarrea pequeñas partículas de material duro y abrasivo (sedimento) que pueden ocasionar daños considerables a la turbina, así como su rápido desgaste, si no son extraídas antes de que el agua ingrese a la tubería de presión. El sedimento puede producir además, el bloqueo de la toma en caso de que el barraje y el ingreso al canal no se encuentren correctamente ubicados.

✓ **Caudal adecuado**

El caudal del río varía durante el año, pero la microcentral está diseñada para captar un caudal constante. Si ocurriera una sobrecarga en el canal, inevitablemente se producirán daños. La bocatoma debe, en lo posible, derivar el caudal adecuado hacia el canal, sea que el río tenga mucha o poca cantidad de agua.

La función principal del barrage es asegurar que el caudal del canal se mantenga. Por otro lado, la función principal de la estructura de la toma del canal es regular el caudal dentro de los límites razonables cuando el río tiene mucho volumen de agua. Posteriormente los aliviaderos controlan o regulan la cantidad de agua en el canal.

✓ **Pérdidas del salto**

Dado que la potencia desarrollada por la turbina depende en gran medida de la presión del agua a la entrada de ésta, es claro que el canal no debe perder “salto” indebidamente. Además, la tubería de presión deberá estar dimensionada de manera tal que las pérdidas por fricción no reduzcan excesivamente el salto.

✓ **Turbulencia**

Otro aspecto importante que requiere atención es el efecto de la turbulencia en el flujo de agua.

En todas las secciones de conducción de agua, incluyendo el canal y la bocatoma, los cambios bruscos en la dirección del agua crearán turbulencias que erosionarán las estructuras, ocasionando pérdidas de energía y acarreo de sedimentos.

✓ **Golpe de ariete**

Si el flujo de agua en la tubería se detiene bruscamente (por ejemplo a causa de un bloqueo repentino cerca de la turbina), se originarán sobrepresiones muy altas llamadas golpes de ariete. La tubería debe ser lo suficientemente fuerte como para no romperse cuando esto suceda. Por otro lado, tales presiones harán que la tubería se mueva, lo que ocasionará daños si los anclajes no son resistentes.

1.6.3 Medición del salto

Los mapas con curvas de nivel sirven para hacer una primera estimación del salto disponible y pueden utilizarse para estudios de pre factibilidad de micro centrales hidroeléctricas (MCH). En los estudios de factibilidad y en los definitivos se hace necesario realizar mediciones en el lugar a fin de obtener una mayor precisión. Por lo

general, se requiere precisiones de 3% o más, puesto que la caída es un parámetro importante en el diseño del sistema.

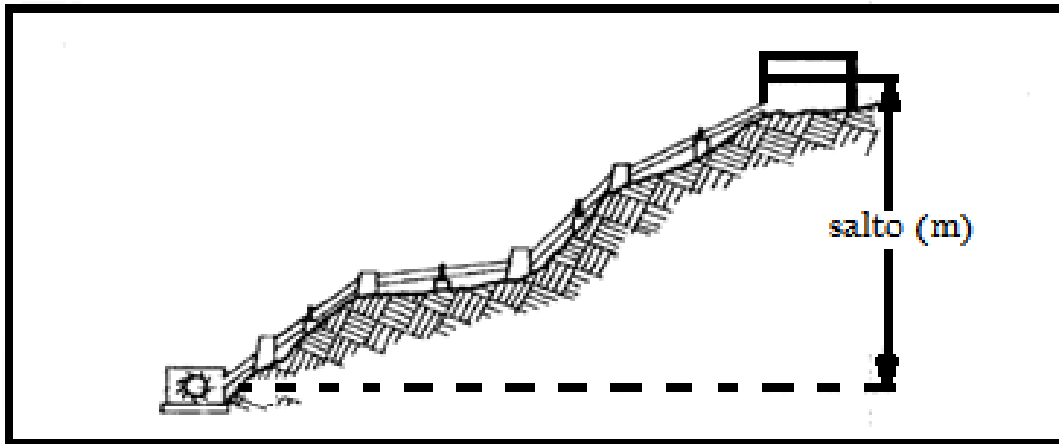


Figura 32 Salto o caída

Como podemos apreciar en la tabla 10, existen varios métodos para medir el salto o caída. Incluyendo en esta también ciertas observaciones sobre la precisión y otros detalles de cada método. La tabla 10 muestra estos métodos.

Tabla 10 Métodos para medir el salto o caída ^[63]

Método	Ventajas y limitaciones	Precisión	Observación
Manguera de nivelación	Agotador para caídas altas, rápido para pequeñas caídas.	Aprox. 5%	Es recomendable hacerlo entre dos personas.
Manguera y manómetro	Rápido, seguro. Da la posibilidad de medir la longitud de la tubería de presión a la vez. Peso ligero. Costo bajo.	< 5%	Calibrar instrumentos

⁶³ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Nivel de carpintero y tablas	Inapropiados para pendientes suaves y largas. Lento	Aprox. 5% en pendientes pronunciadas. Poca precisión en pendientes suaves (1:10) (10-20%)	Usar solo para caídas pequeñas, cuando no se dispone de otro método
Altimetro	Usado en caídas altas y medianas (<40 m) Rápido	Probabilidad de grandes errores (30%)	Necesita calibración de instrumentos y destreza. Tomar tres o más medidas.
Eclímetro	Rápido Peso: liviano Costo: moderado	Buena 5%	Recomendable en terrenos despejados, usado en todos los lugares especialmente donde los otros métodos son muy lentos.
Nivel de ingeniero	Rápido Costo: alto	Muy buena	No es bueno lugares con demasiados árboles.
Mapa	Solo para caídas altas. No necesita viajar al lugar. Peso: liviano Costo: bajo	Aceptable para pre factibilidad	Se necesita destreza para leer planos

1.6.3.1 Método manguera de nivelación

Es recomendable especialmente para lugares con pequeños saltos; es económico, razonablemente preciso y poco propenso a errores. A continuación se muestra el procedimiento para la aplicación del método.

Nota: Se recomienda eliminar las burbujas ya que podrían llevar a errores. Es necesario realizar dos o tres pruebas separadas para estar seguros que los resultados finales sean correctos y confiables.

Procedimiento

1. Asumiendo que se empieza en la posición de la futura cámara de carga, sostener la manguera mientras nuestro asistente camina cuesta abajo hasta que sus ojos estén alrededor del nivel de sus pies. Nuestro asistente debe mantener el extremo de la manguera llena de agua levantada a la altura de su cabeza.

Luego se debe de nivelar la manguera con lo que sería la posición de la futura cámara de carga, finalmente se registrará el nivel de agua en el extremo.

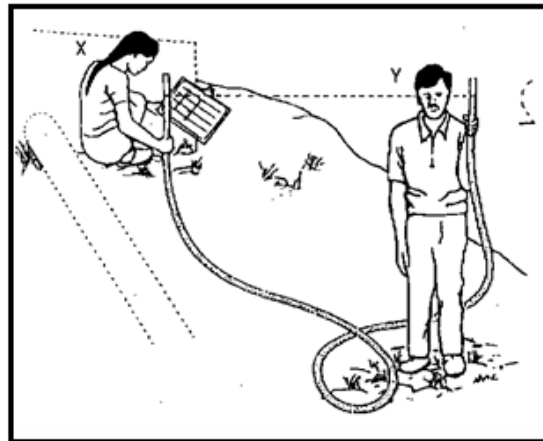


Figura 33 Registro de nivel de agua [64]

2. De esta manera se irán tomando las medidas necesarias que sean posibles de la misma manera que en el paso 1.

Esto podemos realizarlo tomando notas en una hoja de datos de ser necesario y sumar las alturas necesarias H1, H2, etc., para obtener la altura bruta.

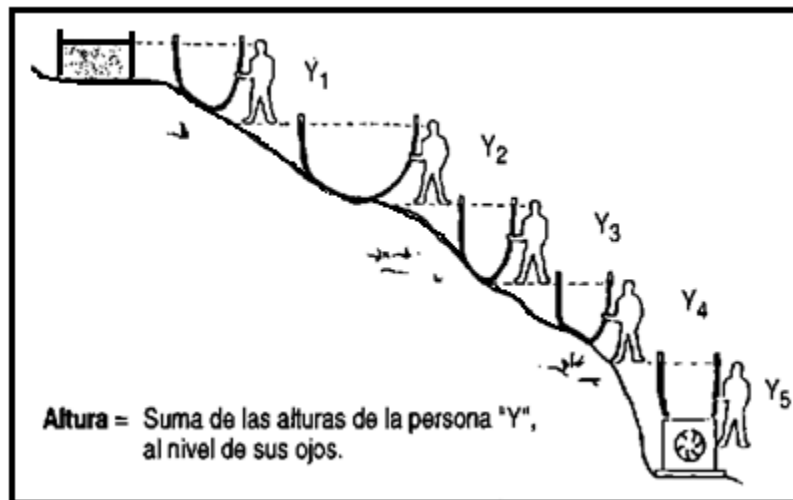


Figura 34 Suma de alturas para determinar la altura neta [65]

⁶⁴ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

3. Si el suelo no tiene una pendiente definida sino que sube y baja, se deberá seguir el mismo principio pero se deberán sustraer las mediciones apropiadas.

Equipo a utilizar para llevar a cabo la prueba

- ✓ Una manguera de nylon de 4 a 10 mm de diámetro, transparente con extremos transparentes. Llenar esta con agua antes de realizar el procedimiento.
- ✓ Cinta métrica
- ✓ Papel y lápiz de ser necesario.

1.6.3.2 Método de manguera y manómetro

Este es probablemente el mejor de los métodos simples disponibles, pero tiene sus riesgos. Los dos posibles errores son la mala calibración y la presencia de burbujas en la manguera. Para evitar el primer error se deberá calibrar el medidor antes y después de cada prueba en el lugar determinado.

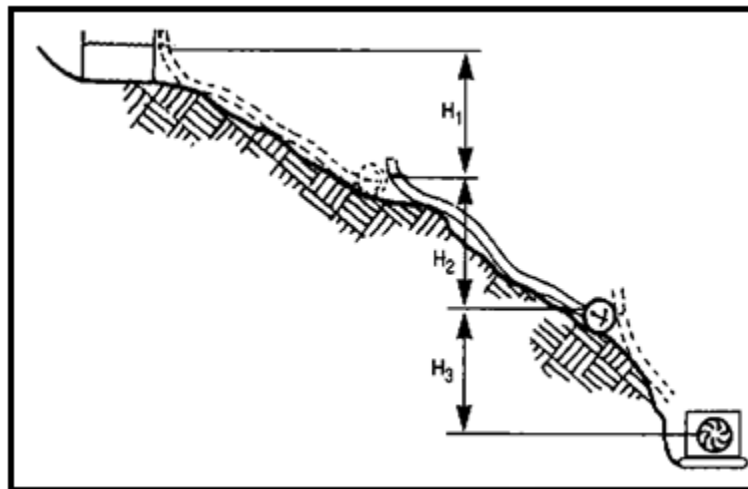


Figura 35 Medición de salto con manguera y manómetro ^[66]

Para evitar el segundo error deberá usarse una manguera de plástico transparente que permita ver si existen burbujas para poder eliminarlas.

⁶⁵ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁶⁶ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Este método puede ser usado tanto en caídas altas como bajas, pero necesitará manómetros con diferente escala.

Se recomienda utilizar de preferencia mangueras con diámetros entre 6 y 8 mm.^[67]

Nota: Otros más delgados pueden permitir el ingreso de burbujas de aire, mientras que las más gruesas resultan pesadas.^[68]

Procedimiento

1. Primero calibrar el manómetro

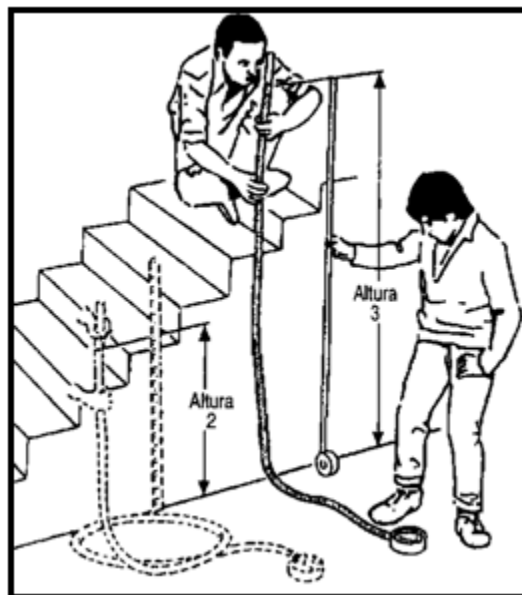


Figura 36 Calibración del manómetro ^[69]

2. Cuando se estén tomando las mediciones, anotar cada lectura de presión en una hoja de papel y convierta esta a su verdadera magnitud usando la curva de calibración. Una lectura del medidor en *kpa* o *psi* se puede convertir a una caída en metros por las ecuaciones siguientes:

⁶⁷ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁶⁸ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁶⁹ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

$$h(m) = \frac{P(kpa)}{9.8} \quad [70] \quad (58)$$

$$h(m) = P(psi) \times 0.7045 \quad [71] \quad (59)$$

3. Calibración de manómetro: use papel milimetrado para hacer la curva de calibración. Medir cuidadosamente una distancia vertical, posiblemente usando una escalera, las ventanas o el techo de un edificio.

Será preferible tomar alrededor de cinco lecturas, barriendo en lo posible desde la menor magnitud hasta la máxima. Graficar los resultados en un sistema de coordenadas, unir los puntos obtenidos y prolongar la línea obtenida (debe ser una recta).

Equipo a utilizar para llevar a cabo la prueba

- ✓ Manguera plástica transparente
- ✓ Curva de calibración
- ✓ Manómetro de presión y hoja de resultados

1.6.3.3 Método del nivel de carpintero y tablas

En principio, este método es idéntico al de la manguera de nivelación. La diferencia es que la horizontalidad es establecida no por niveles de agua, sino por un nivel de carpintero o de burbuja colocado en una tabla de madera recta y fija. La siguiente figura muestra este principio.

⁷⁰ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁷¹ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

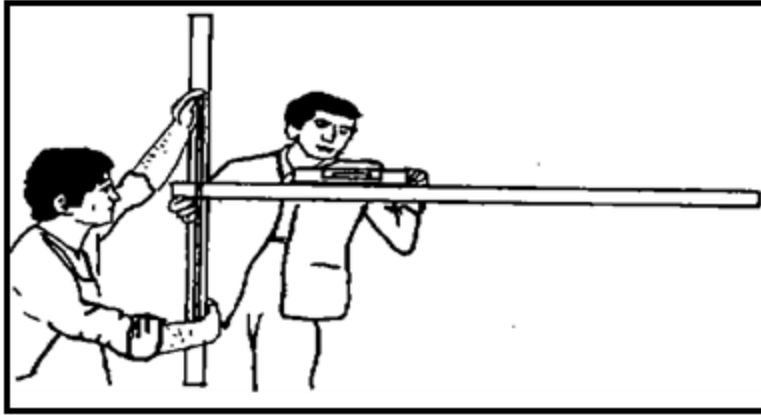


Figura 37 Método nivel de carpintero y tabla [72]

Equipo a utilizar para llevar a cabo la prueba

- ✓ Una manguera transparente
- ✓ Cinta métrica
- ✓ Tabla de madera

1.6.3.4 Método del altímetro

El altímetro es un instrumento de medición fácil de usar pero relativamente costoso. La precisión de los resultados que se obtengan depende principalmente de la destreza de quien lo emplee. Si se cuenta con mucha experiencia y las mediciones se realizan con cuidado, los resultados serán buenos y validos para efectuar cálculos de ingeniería. Sin embargo si ese no es el caso, estos solo servirán como datos referenciales para un estudio preliminar mas no así para un estudio de factibilidad, y mucho menos para cálculos de diseño de ingeniería.

El altímetro mide la presión atmosférica, la cual está directamente relacionada con la altura sobre el nivel del mar, aunque varia ligeramente debido al clima, la temperatura y la humedad relativa.

⁷² <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Como estas variaciones pueden ser muy significativas para la evaluación del salto, a fin de obtener resultados aceptables es necesario tomar varias lecturas durante el día y luego estimar el valor final.

En el caso de una micro central, lo más conveniente sería utilizar un solo altímetro, tomar varias medidas durante el día, tanto en el lugar de la cámara de carga como en el de la casa de fuerza, confeccionar una tabla donde se registre la hora y las lecturas del altímetro, luego graficar estos resultados como se muestran a continuación y trazar líneas promedios y determinar la diferencia de alturas.

Nota: el tiempo que transcurra entre la lectura en la casa de fuerza y la lectura en la cámara de carga para una hora determinada debe ser lo más corto posible.

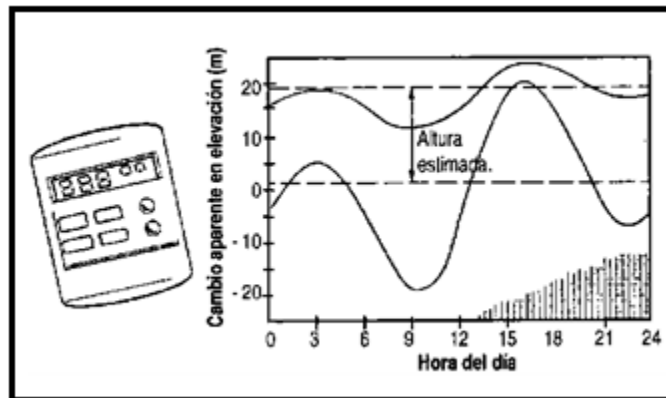


Figura 38 Lectura de datos ^[73]

1.6.3.5 Método del eclímetro

Para aplicar este método es necesaria la participación de dos personas: una persona A usará el eclímetro y una persona B la apoyará. Una vez definidas las personas A y B, A tomará el eclímetro en cierta posición dada, dirigiendo la línea de mira a los ojos de B.

⁷³ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

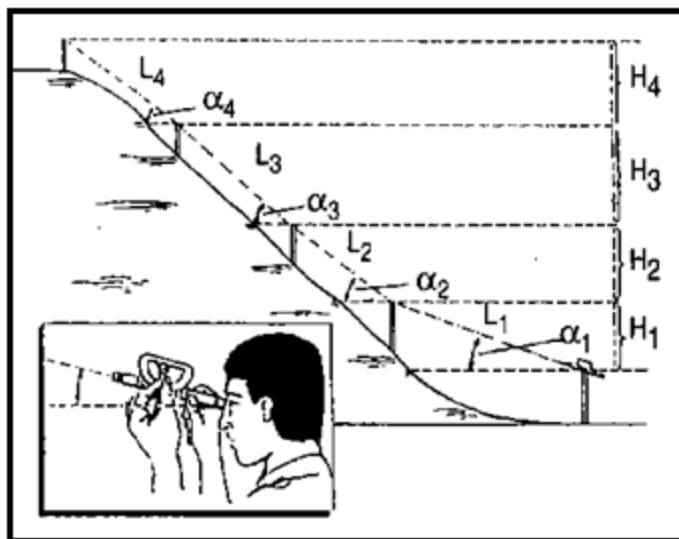


Figura 39 Uso del eclímetro ^[74]

En esta posición deberá graduarse cuidadosamente el ángulo del eclímetro. Luego, hay que medir la distancia entre A y B y registrar la distancia L_1 y el ángulo α_1 . Hecha la primera medición A se desplazará al lugar donde estuvo B en la primera medición, mientras que B se desplazará a una nueva posición para tomar los datos L_2 y α_2 y registrarlos. Después se repetirá el procedimiento cuantas veces sea necesario. También se puede aplicar este método colocando el eclímetro sobre unas estacas, dirigiendo la línea de mira a la parte final de la estaca siguiente, y registrando los datos que se obtengan.

El cálculo de las alturas parciales se obtiene usando la relación:

$$H_1 = L_1 \times \text{sen } \alpha_1^{[75]} \quad (60)$$

Para calcular la altura total o salto, se sumarán las alturas parciales obtenidas previamente.

$$H = H_1 + H_2 + \dots H_n \quad (61)$$

⁷⁴ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁷⁵ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

1.6.3.6 Método del nivel de ingeniero

El nivel de ingeniero es capaz de registrar 1 mm de precisión; pero es caro y pesado, y requiere operadores diestros. Por lo general, los errores se producen por las largas series de cálculos que hay que efectuar.

Debido a que es un método común, los equipos que emplea se alquilan fácilmente y a precios aceptables. Con él, las distancias pueden ser medidas simultáneamente, pero no es apropiado para lugares con muchos árboles.

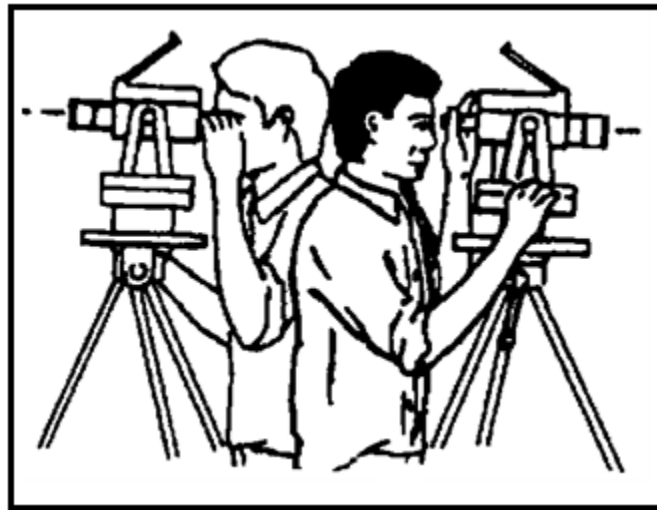


Figura 40 Uso del nivel de ingeniero [76]

1.6.4 Medición del caudal

En razón de que el caudal de los ríos varía a lo largo del año, realizar una medida del caudal instantáneo resulta un registro aislado cuya utilidad es relativamente pequeña. Es probable que algunas veces no exista información para hacer un estudio de hidrología, entonces nos veremos forzados a recolectar nuestros propios datos a partir de mediciones instantáneas de caudal. Lo ideal es realizar mediciones a diario, aunque también se usan mediciones semanales y mensuales.

Los métodos de medición de caudal aquí descritos son [77].

⁷⁶ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

- ✓ Método de la solución de la sal
- ✓ Método del recipiente
- ✓ Método del área y velocidad
- ✓ Método de la sección de control y regla graduada
- ✓ Método del vertedero de pared delgada

Es necesario estudiar las características de estos métodos a fin de utilizarlos adecuadamente aprovechando las ventajas que ofrecen en cada caso particular.

1.6.4.1 Método de la solución de la sal

Este método es fácil de usar y bastante preciso. Las mediciones bien efectuadas darán errores menores al 5% y permiten hacer las estimaciones de potencia y cálculos posteriores ^[78].

Este método se basa en el cambio de la conductividad del agua ($1/ohm = siemens$) al cambiar el grado de concentración de sal. De este modo, si disolvemos una masa (m) de sal en un balde y vertemos la mezcla en una corriente de agua, dándole el tiempo necesario para diluirse, provocaremos un incremento de la conductividad que puede ser medido.

Dicho incremento de la conductividad dura un cierto tiempo y no es uniforme durante ese lapso. Es decir, habrá pequeños incrementos al inicio y al final del paso de la nube de sal, mientras que habrá un máximo en una situación intermedia.

Si hacemos mediciones de conductividad en $siemens(s)$ o $micro siemens (\mu s)$ cada lapso corto (aproximadamente 5 segundos) desde que se inicia el paso de la nube de sal hasta el paso total de la misma y luego se grafica conductividad (μs) versus tiempo (t), se encontrará una curva más o menos uniforme de distribución.

⁷⁷ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁷⁸ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Matemáticamente es demostrable que el caudal del río o quebrada en cuestión se puede calcular con la siguiente expresión, que relaciona el caudal con la masa de sal y el área bajo la curva obtenida y corregida por un factor K.

$$Q = K \times M/A^{[79]} \quad (62)$$

Donde:

$$Q = \text{caudal} \left(\frac{\text{lt}}{\text{seg}} \right)$$

$m = \text{masa de sal (miligramos)}$

$K = \text{factor de conversión} \left(\frac{\mu\text{s}}{\text{mgr/lt}} \right)$, observamos que K varía con la temperatura

$A = \text{área bajo la curva en } \mu\text{s seg}$

Procedimiento

1. Hacer indagaciones sobre el caudal aproximado. Resulta conveniente ver el río o quebrada antes de planear las mediciones para llevar las cantidades adecuadas de sal. La recomendación es usar aproximadamente 100 *gr* de sal por cada 0.10 m^3/s .^[80]
2. Tomar cierta cantidad de sal de mesa y secarla a fin de eliminar el error del peso por humedad. Luego pesar pequeñas cantidades en bolsitas plásticas siguiendo la regla de 100 *gr* por cada 0.10 m^3/s
3. Medir la temperatura del agua y registrarla.

⁷⁹ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁸⁰ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

4. Escoger un tramo del río o quebrada donde haya una velocidad más o menos uniforme.
5. Una persona disolverá una solución de una primera bolsita de sal en un balde de unos 10 a 12 litros de capacidad y lo llenará con agua hasta no más de $\frac{3}{4}$ de su capacidad. Así como se muestra en la figura 41.
6. Seleccione el lugar de aplicación de la solución y el de la ubicación del medidor de conductividad. La distancia entre ambos puntos puede ir de 30 a 50 metros.^[81]
7. Coloque el medidor de conductividad y un reloj con precisión de segundos y repare su registro para tomar datos.
8. Ordene la aplicación de la solución y observe el medidor hasta que empiece a elevarse la conductividad.
9. Registrar los valores de conductividad cada 5 segundos.

⁸¹ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

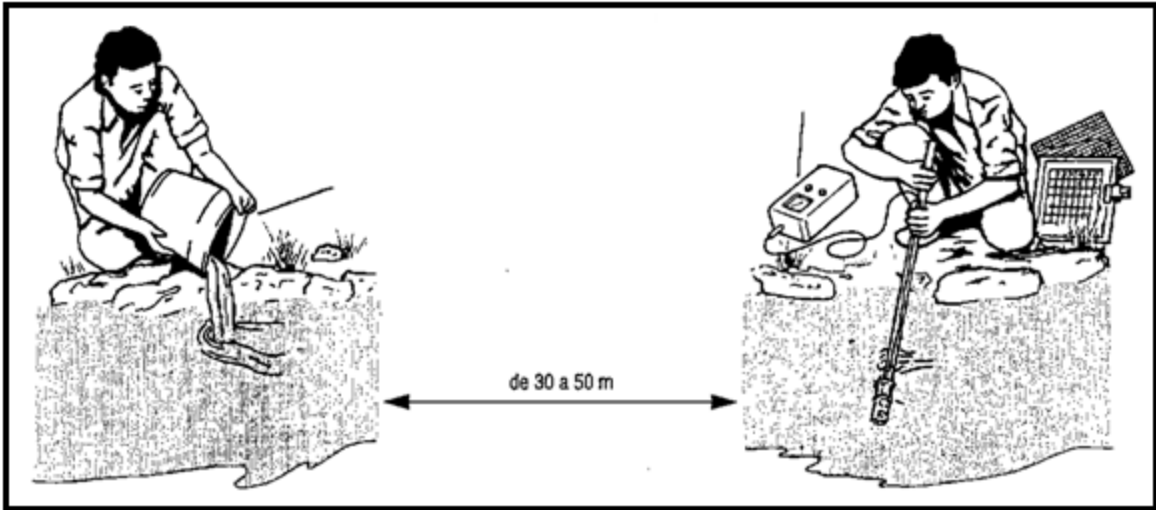


Figura 41 Método de la solución de la sal [82]

Procesamiento de resultados

1. Graficar la conductividad vs tiempo.
2. Calcular el área encerrada por la curva y trazar una línea recta que une la conductividad base (primer punto leído) con el último punto. Observar la siguiente figura.

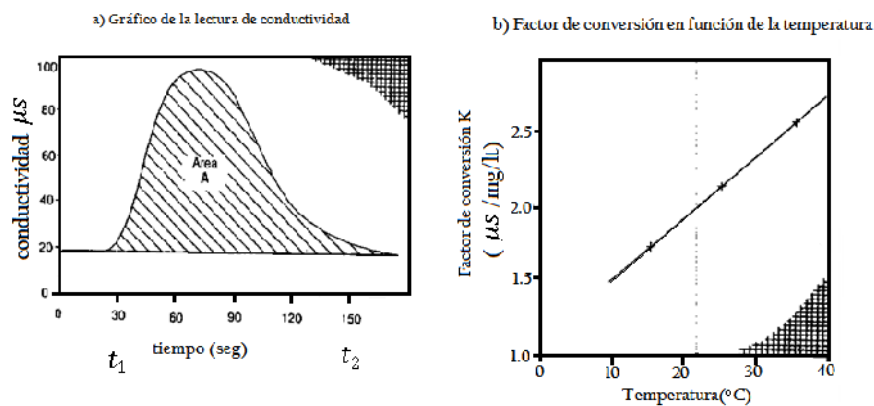


Figura 42 Área bajo la curva y factor de conversión [83]

⁸² <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁸³ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

3. Encontrar el factor de corrección en $\mu\text{s}/(\text{mg}/\text{lt})$.

4. Utilizar la expresión $Q = K \left(\frac{M}{A}\right)$.^[84] (63)

Recomendaciones

1. Si el medidor de conductividad se satura, cambie de escala.
2. Si el paso de la nube de sal ha sido muy rápido, use una distancia mayor.
3. La solución debe ser lo suficiente agitada para obtener una buena dilución antes de verter al río.
4. El gráfico que resulte deberá de tener una forma más o menos regular. Ver la figura 43.

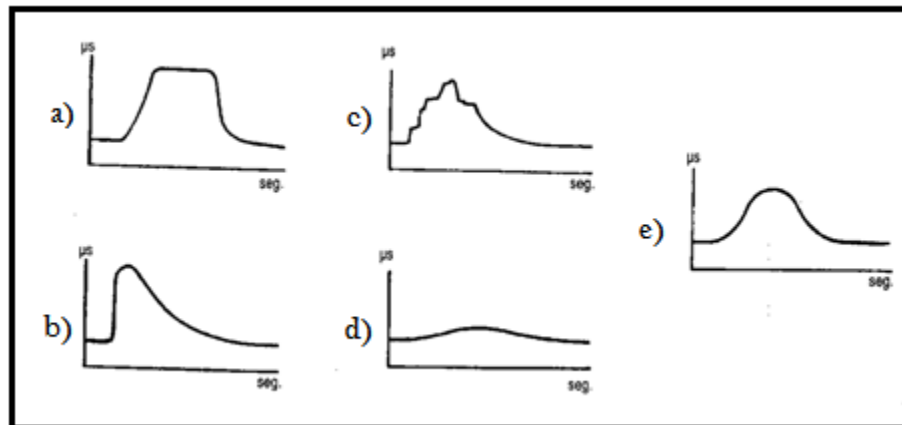


Figura 43 Ejemplo de malas lecturas (a, b, c, d) y buena lectura (e)^[85]

⁸⁴ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

⁸⁵ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

1.6.4.2 Método del recipiente

El método del recipiente es una manera muy simple de medir caudal. Todo el caudal a medir es desviado hacia un balde o barril y se debe anotar el tiempo que tomará llenarlo. El volumen del envase se conoce y el resultado del caudal se obtiene simplemente dividiendo este volumen por el tiempo de llenado. La desventaja de este método es que todo el caudal debe ser canalizado o entubado al envase. A menudo es necesario construir una pequeña presa temporal. Este método resulta práctico para caudales pequeños. Ver la figura 44.

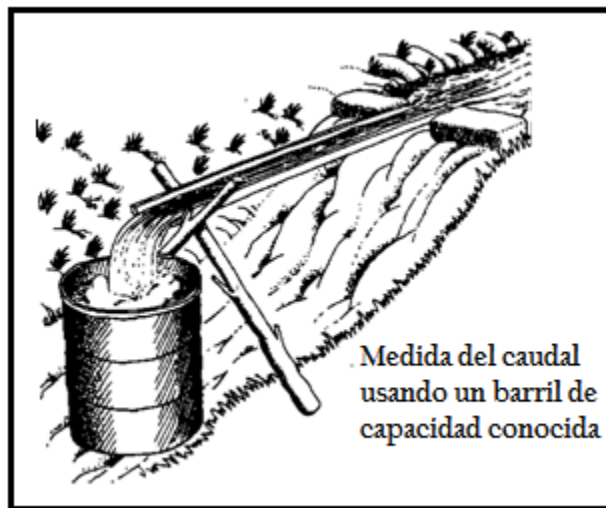


Figura 44 Usando el método del recipiente ^[86]

1.6.4.3 Método del área y velocidad

Este método se basa en el principio de continuidad. Para un fluido de densidad constante fluyendo a través del área de una sección conocida, el producto del área de una sección conocida, el producto del área de la sección por la velocidad media será constante:

$$\text{Área} \times V_{\text{media}} = Q = \text{constante} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \quad [87] \quad (64)$$

⁸⁶ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Donde: V_{media} = *velocidad promedio del agua en la corriente*

Este producto es igual al valor del caudal volumétrico (Q) en $\frac{m^3}{s}$.

1.6.4.4 Método del flotador

Se dibuja el perfil de la sección del lecho del río y se establece una sección promedio para una longitud conocida de corriente.

Utilizamos una serie de flotadores, podría ser una serie de pedazos de madera, para medir el tiempo que se demoran en correr una longitud preestablecida del río.

Los resultados son promediados y se obtiene la velocidad superficial del flujo de agua. Esta velocidad deberá ser reducida por un factor de corrección para hallar la velocidad media de la sección.

Este factor depende de la profundidad de la corriente. Multiplicando el área de la sección promedio por la velocidad del caudal promediada y corregida, se obtiene un estimado del valor del volumen de agua que fluye.

Las imprecisiones de este método son obvias. A menos que se considere un canal de pendiente suave y regular, obtener un valor preciso del área de la sección del a corriente de agua será muy difícil y tedioso. Ver figura 45.

⁸⁷ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

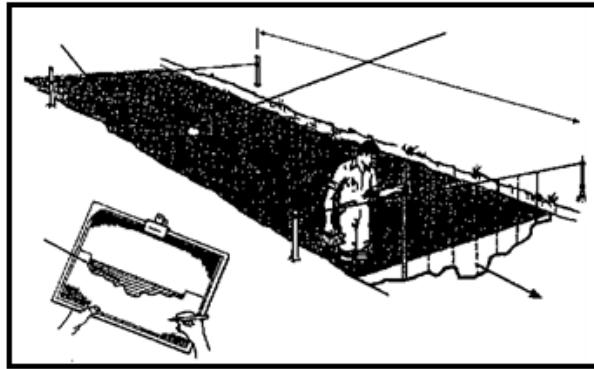


Figura 45 Sección transversal de la corriente [88]

La velocidad promedio obtenida no es la velocidad media de la corriente, ya que el flotador está en la superficie del agua y el factor de corrección sólo es una aproximación.

En general, se debe escoger la mayor longitud posible del arroyo que tenga orillas paralelas con un área de la sección transversal uniforme a lo largo de esta longitud. Una sección de fondo rocoso con obstáculos al flujo, como piedras grandes, llevará a resultados erróneos.

1.6.4.5 Método de la sección de control y regla graduada

Es similar al método del vertedero. Se diferencia en que la característica física de la sección es utilizada para controlar la relación entre el tirante de agua y el caudal. El tirante de agua se refiere a la profundidad de esta en la sección.

Una sección de control se ubica donde un cambio dado en el caudal se traduce en un cambio apreciable en el tirante de agua en la sección de control. Deberá evitarse una sección de control ancha porque los cambios en el caudal resultarían en cambios pequeños en el tirante.

⁸⁸ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Si algún objeto obstruye la sección de control o la erosión hace que la pendiente cambie, entonces las lecturas no serán válidas. El medidor, típicamente un listón de manera graduado, deberá estar situado donde sea factible leerlo y no esté expuesto a daños.

Este método es válido para comparar un caudal con otro, pero un caudal de referencia debe ser conocido y relacionado con la tabla graduada de modo de obtener una estimación cuantitativa del caudal. La figura 46 muestra la aplicación de este método.

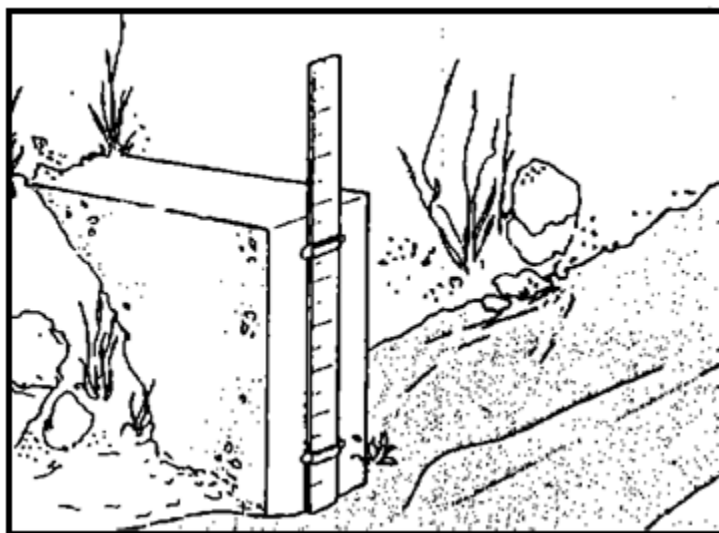


Figura 46 Regla graduada en una sección de control ^[89]

1.6.4.6 Método del vertedero de pared delgada

Un vertedero es una estructura similar a un muro de baja altura ubicado a lo ancho de un río o canal. Un vertedero de medición de caudal tiene una muesca a través de la cual toda el agua en la corriente fluye.

Los vertederos son generalmente estructuras temporales y son diseñados de modo que la descarga volumétrica pueda ser leída directamente o determinada por una simple lectura de la diferencia de altura entre el nivel del agua antes del vertedero y el vértice o cresta de este.

⁸⁹ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Para alcanzar mejores resultados hay que utilizar vertederos de pared delgada y además evitar que el sedimento se acumule tras ellos.

Estos vertederos se hacen de plancha de acero. Hay tres tipos de vertedero de uso más frecuente, como los son los mostrados en la figura 47:

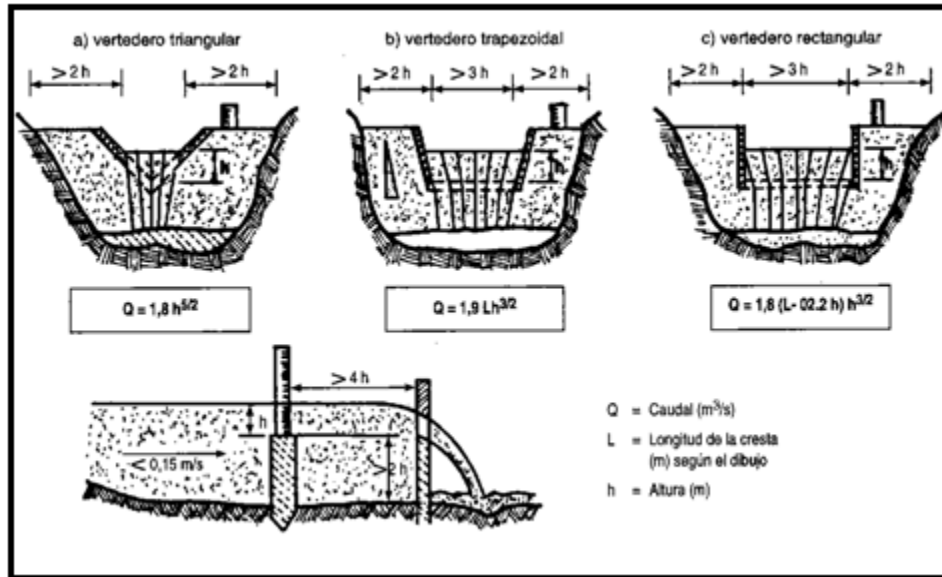


Figura 47 Vertederos de pared delgada ^[90]

- El vertedero triangular, que mide descargas pequeñas con mayor precisión que los otros tipos.
- El vertedero trapezoidal llamado cipoletti. Este puede compensar las contracciones en los bordes con caudales reducidos, lo cual introduce errores en los vertederos rectangulares. La fórmula para calcular la descarga se simplifica al eliminar el factor de corrección en los vertederos rectangulares.
- El vertedero rectangular, que permite medir descargas mayores y su ancho puede ser cambiado para diferentes caudales. La figura 48 muestra un gráfico de caudal versus altura para los tres tipos de vertedero.

⁹⁰ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Los vertederos pueden ser de madera o metal y están siempre orientados perpendicularmente al sentido de la corriente. Hay que ubicar el vertedero en un punto donde la corriente sea uniforme y esté libre de remolinos. La distancia entre el fondo del lecho del río y la cresta del vertedero aguas arriba de este, deberá ser al menos dos veces la altura máxima a medirse (carga del vertedero).

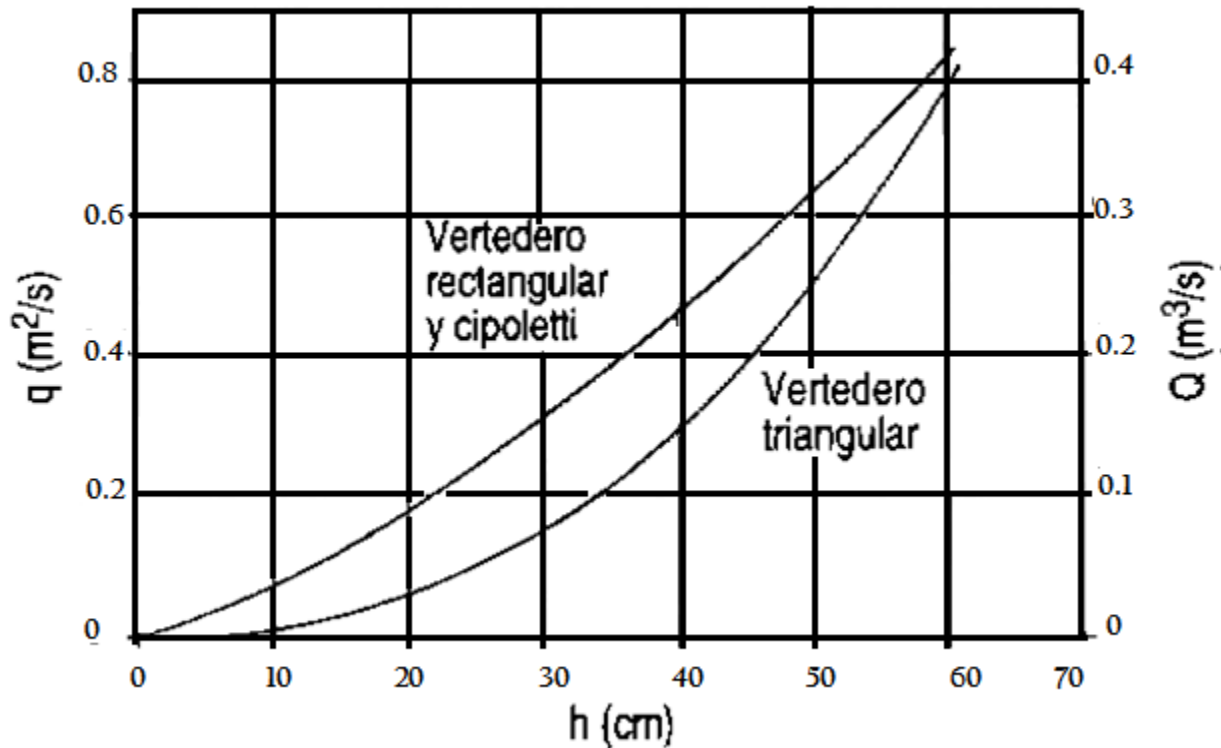


Figura 48 Caudal vs Altura para tres tipos de vertederos ^[91]

No debe haber ninguna obstrucción al paso de agua cerca al vertedero y los lados de este deben estar perfectamente sellados a fin de evitar fugas o goteos. Para ello puede emplearse una lámina plástica. La cresta del vertedero deberá ser lo suficientemente alta como para permitir que el agua caiga libremente dejando un espacio bajo el chorro.

Las crestas de vertederos trapezoidales y rectangulares deben estar a nivel. Los vertederos triangulares pueden usarse con un amplio rango de ángulos de vértice (el

⁹¹ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

ángulo de 90° es el más usado). Las ecuaciones para la mayoría de vertederos de pared delgada por lo general no son precisas para alturas muy pequeñas (menores de 5cm).

En comparación con otros, el vertedero triangular puede medir un rango mayor de caudales. La cresta del vertedero debe ser lo suficientemente ancha para recibir la mayor descarga esperada. Por eso es necesario conocer los probables valores del caudal antes de seleccionar o diseñar un vertedero. Si se encuentran velocidades de corriente superiores a 0.15 m/s , será necesario corregir la cresta por el efecto de la velocidad de aproximación.

Cuando se construya un vertedero temporal simple, los problemas de sellado pueden ser solucionados pegando una lámina plástica que se pone corriente arriba del vertedero y se sujeta con arenas y rocas.

Las desventajas del vertedero incluyen:

- ✓ Si la cresta es muy ancha o profunda, la fórmula tiende a subestimar la descarga.
- ✓ Si la velocidad de aproximación es muy alta, la descarga es también subestimada.

1.7 Equipo electromecánico

Se trata en esta parte al equipo electromecánico, como aquel equipo que abarca desde el final de la tubería de presión hasta donde se conecta la carga. Tratándose de los principales componentes de este tipo de equipo, estos son la turbina, el generador, el sistema de control y las protecciones.

1.7.1 La turbina

En un micro-central hidroeléctrica (MCH), el principal componente del equipo electromecánico, es la turbina, ya que es la encargada de transmitir al generador, la

energía que posee el agua. Por ende, realizar un diseño correcto de este equipo, es uno de los pasos fundamentales para lograr una planta eficiente.

Se pueden encontrar varios métodos para seleccionar el tipo de turbina que mejor se adapta a las condiciones de un determinado proyecto. Estos métodos utilizan dos parámetros fundamentales, que son la caída y el caudal, ya que la potencia disponible en un determinado sitio, es directamente proporcional a estas variables.

El primer método para cuantificar la adaptabilidad de un tipo de turbina a determinadas condiciones, se basa en velocidad específica de la turbina, la cual está dada por la siguiente relación:

$$Ns = 1.2 \times N \times \frac{P^{0.5}}{H^{1.25}} \quad [92] \quad (65)$$

Donde:

$Ns =$ Velocidad específica de la turbina

$N =$ Velocidad en el eje de la turbina

$P =$ Potencia disponible en el eje de la turbina, en Kw. Y se calcula como sigue:

$$P = 9.8 \times H \times Q \times \eta \quad [93] \quad (66)$$

Donde:

$Q =$ Caudal, en m^3/s

$H =$ Caída o salto, en m

$\eta =$ Eficiencia de la turbina

Se ha establecido que las turbinas funcionan con las mejores eficiencias si su velocidad específica se encuentra dentro del ámbito de valores presentados en la tabla 8:

⁹² Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

⁹³ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

Por lo tanto, lo que se hace en el método es calcular la velocidad específica con los valores de caída y caudal que se tengan, suponiendo una eficiencia entre el 65 y 90% y una velocidad en el eje de la turbina en el rango de 400 a 1800 r.p.m., que vendrían a ser las posibles velocidades sincrónicas del generador (determinadas por el número de

Tabla 11 Velocidad específica de turbinas ^[94]

Tipo de turbina	Ns
Pelton de una tobera	12-30
Pelton de dos toberas	14-40
Turgo	20-70
Michell-Banki (Flujo Cruzado)	20-200
Francis	80-400
Kaplan (Axial)	140-1000

polos y la frecuencia). Luego se ubica en la tabla de velocidad específica de turbinas el valor de velocidad obtenido y así queda determinado el tipo de turbina más recomendable a utilizar.

Es importante mencionar que la eficiencia de la turbina está determinada por el porcentaje de caudal máximo con que esté trabajando; así, suponiendo un caudal del 100%, se generaliza con valores conservadores que las turbinas de Flujo Cruzado tienen una eficiencia de 65%, la Pelton y la Turgo 80% y las turbinas de reacción, o sea la Kaplan y la Francis, un 90%.

En la figura 49 se puede ver como la eficiencia puede bajar o mantenerse según el porcentaje de caudal máximo.

Aunque para conocer exactamente la eficiencia de una determinada turbina, es necesario consultar la gráfica de eficiencia de esa turbina, proporcionada directamente por el fabricante, ya que son valores que varían mucho de una empresa a otra, debido a sus innovaciones tecnológicas.

⁹⁴ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

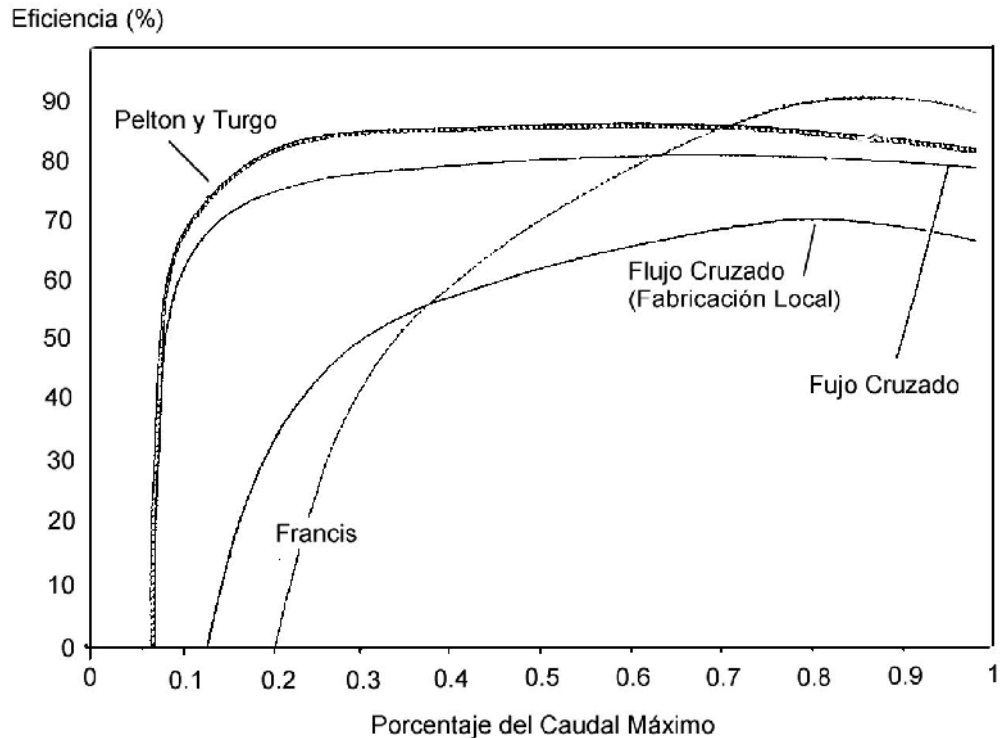


Figura 49 Eficiencias de turbinas ^[95]

Por ejemplo, en la figura 50 se puede apreciar como una turbina del tipo flujo cruzado construida por la empresa Ossberger, alcanza una eficiencia de hasta 85%.

Una segunda forma de seleccionar la turbina, vendría a ser la versión gráfica del método anterior.

Este método se basa en la utilización de un nomograma que relaciona la potencia en el eje de la turbina, la velocidad del eje, la caída y la velocidad específica, y toma en cuenta las mismas suposiciones respecto a la eficiencia y velocidad del eje, explicadas anteriormente.

⁹⁵ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

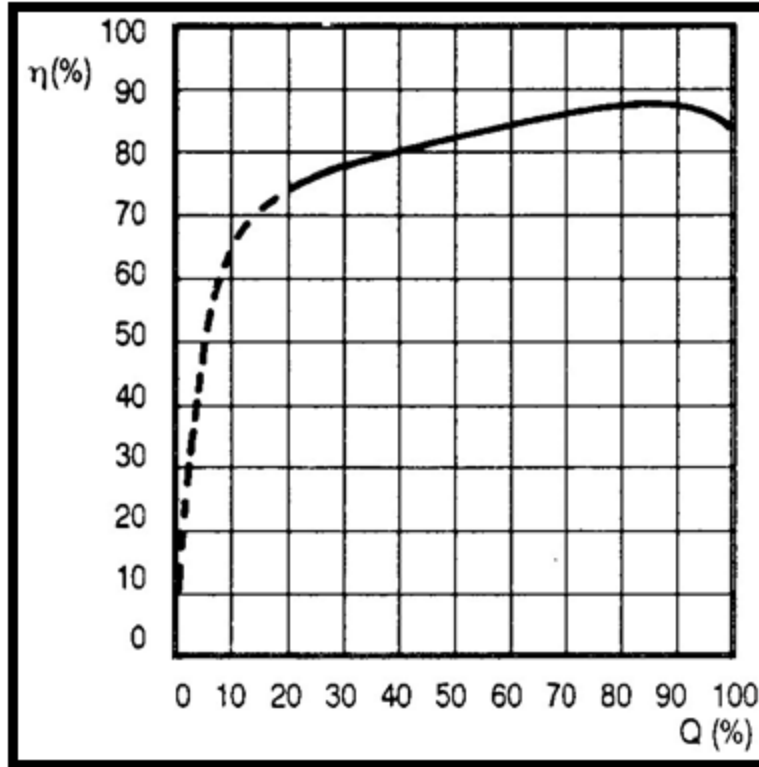


Figura 50 Eficiencia de una turbina de flujo cruzado ^[96]

En figura 51 se muestra tal nomograma con un ejemplo.

El funcionamiento es el siguiente: primeramente se debe calcular la potencia en el eje de la turbina, suponiendo una determinada eficiencia y conociendo los datos de caída y caudal. Luego se ubica este dato en el nomograma y se traza una línea recta hasta el lado opuesto donde se encuentra el valor de caída que se tenga.

⁹⁶ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

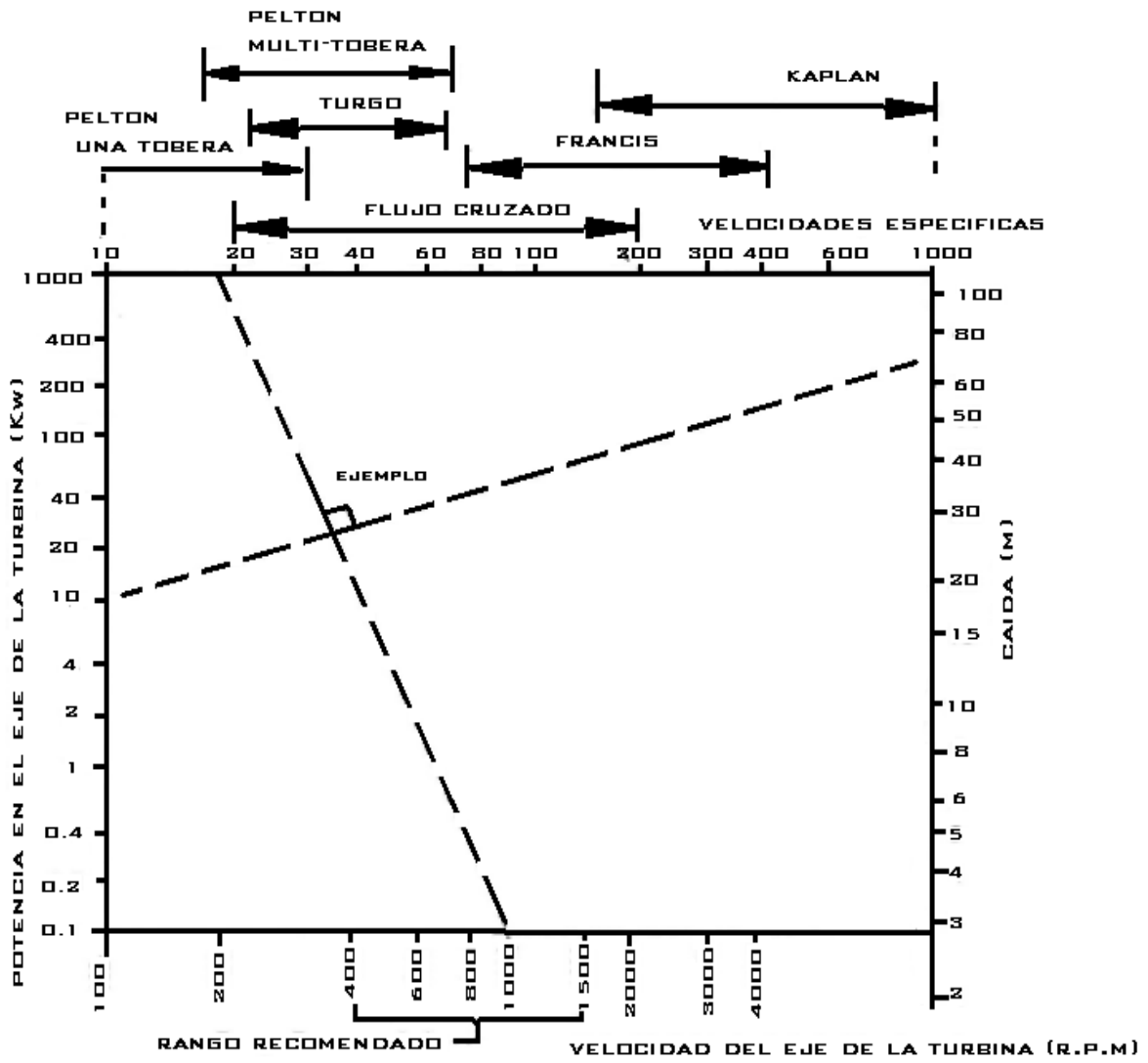


Figura 51 Nomograma para la selección de turbinas [97]

Finalmente se escoge una velocidad del eje de la turbina en el rango de 400 a 1500 r.p.m. y se traza una línea que comience en ese valor y que sea perpendicular a la

⁹⁷ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

línea obtenida anteriormente. Esta segunda línea determinará la velocidad específica de la turbina y por ende el tipo de turbina recomendado.

En la figura 51(nomograma para la selección de turbinas) se muestra un ejemplo que ayuda a comprender mejor el funcionamiento del nomograma. En este caso se tiene que la potencia disponible el eje de la turbina es de 10 Kw, la cual se logra con una caída de 70 m. (se unen estos dos datos con una línea). Se selecciona una velocidad del eje de 1000 r.p.m. (esto porque se supone un acople directo con un generador sincrónico de 6 polos y 50 Hz.) y se traza la perpendicular, que determina la velocidad específica que se encuentra en el rango de la turbina Pelton de una tobera, por lo cual este es el tipo de turbina recomendado a utilizar.

Con este método se obtienen exactamente los mismos resultados que se pueden obtener al aplicar la ecuación de la potencia conjuntamente con la tabla de velocidades específicas de turbinas.

Es importante tener claro que si se supone un acople directo entre la turbina y el generador, la velocidad disponible en el eje de la turbina se transmitirá directamente al rotor del generador. Y que en un generador sincrónico, este valor determina la frecuencia de generación, por lo cual la velocidad del eje debe ser un valor estándar de 3600, 1800, 1200 o 900 r.p.m., considerando generadores de 2, 4, 6 u 8 polos respectivamente, para poder obtener una frecuencia de 60 Hz. Si el generador es una máquina asíncrona, la velocidad del eje de la turbina transmitida al rotor del generador, debe ser mayor que la velocidad sincrónica de la máquina, quedando determinada la frecuencia según el deslizamiento que se tenga y no directamente por la velocidad del rotor, por lo cual no es tan estricto tener un valor determinado de velocidad en el eje de la turbina, ya que entran en juego otros aspectos como el equipo de regulación de frecuencia.

Por lo tanto es de vital importancia a la hora de pedir una cotización a un fabricante, indicarle el tipo de generador que se piensa utilizar en la central y las características de

este, abonado evidentemente a los datos de caída y caudal máximo y mínimo que se tengan.

Finalmente hay un tercer método, el cual es el más común, para una selección rápida de la turbina. Este consta en ubicar el tipo de turbina, en un gráfico que relaciona la potencia, la caída y el caudal. Muchos fabricantes de turbinas proporcionan este tipo de gráficos, con pequeñas variaciones de uno a otro, basadas en los tipos de equipos que cada quien fabrica. En la figura 52 se presenta un gráfico, recomendado por la empresa Wasserkraft Volk, el cual está enfocado en turbinas para potencias en el rango de 20 a 15000 kW.

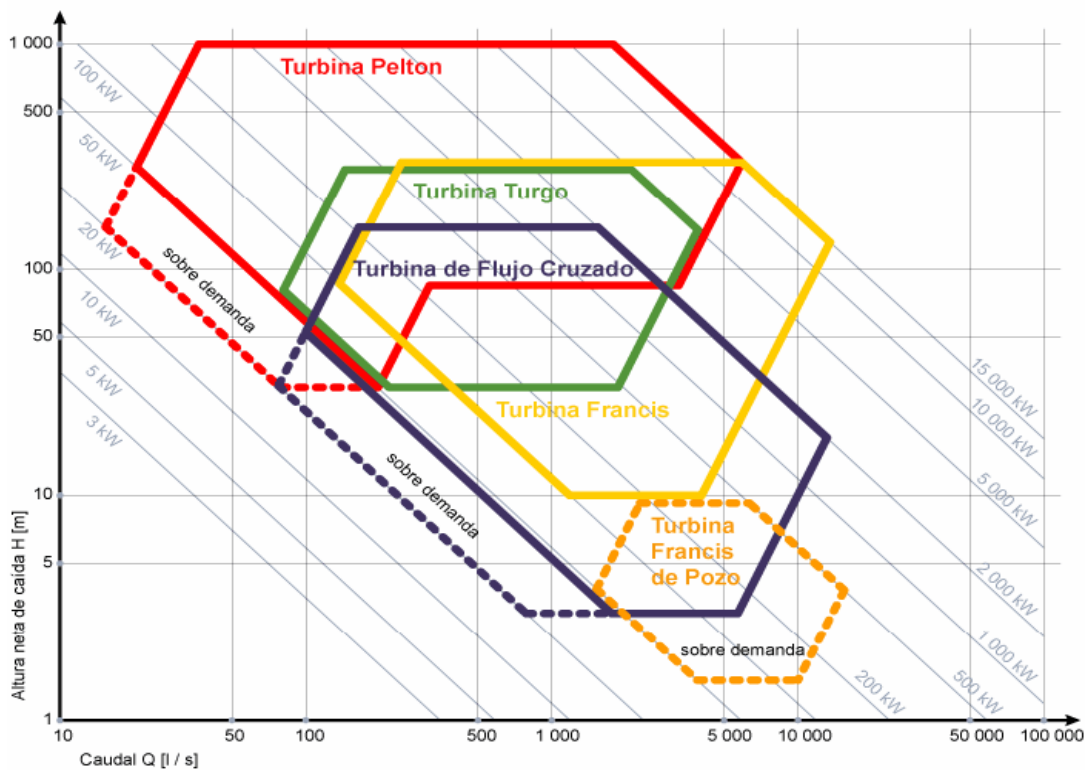


Figura 52 Gráfico de selección de turbinas de la empresa Wasserkraft Volk [98]

Para rangos de potencia menores, hay menos gráficos disponibles, ya que no es muy común el diseño de turbinas para potencias tan pequeñas.

⁹⁸ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

En la figura 53, se muestra un tipo de gráfico para potencias pequeñas, proporcionado por la empresa Savoia Generators.

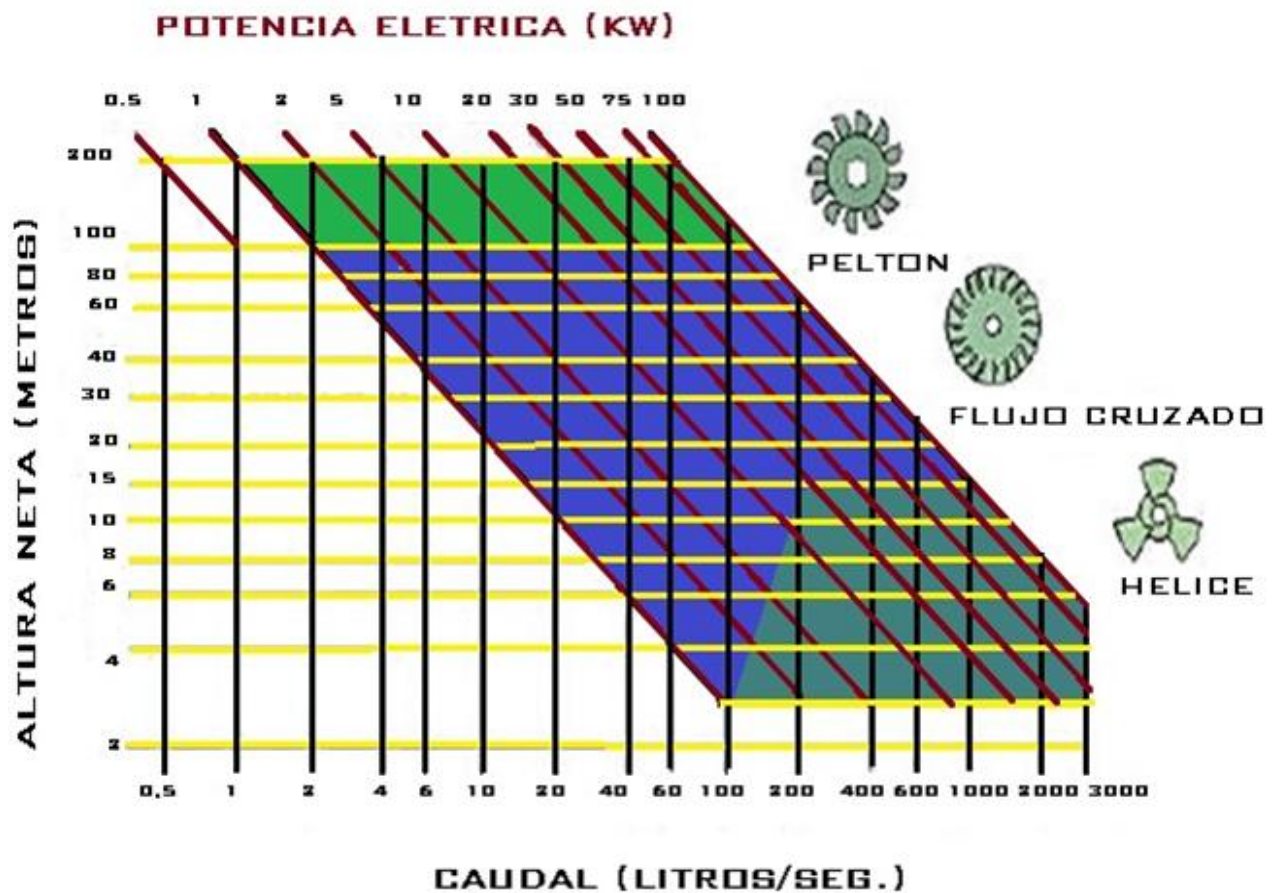


Figura 53 Gráfico para la selección de turbinas de la empresa Savoia Generators [99]

En el presente estudio, interesan las turbinas de las que se pueda obtener potencia en un rango menor a los 100 Kw. De esta manera basándose en los métodos descritos anteriormente, se tiene, que en pico y micro-centrales, es posible utilizar cualquiera de los cinco tipos principales de turbinas, o sea, turbinas Pelton, Turgo, de Flujo Cruzado (Michell- Banki), Francis y Kaplan; siempre y cuando las condiciones de caída y caudal así lo permitan. A continuación se describen algunas características orientadas al aspecto de selección para proyectos.

⁹⁹ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

1.7.1.1 Micro turbina Pelton

Por el número de giros relativamente bajo que posee, es adecuada para instalaciones con grandes caídas de agua y caudales reducidos, lo que la convierte en una de las turbinas más utilizadas en micro-centrales hidroeléctricas.

Pueden ser de eje horizontal o vertical y tener desde uno hasta cuatro inyectores. El acoplamiento a generadores eléctricos puede ser directo o indirecto a través de poleas y correas de alto rendimiento.

Es una turbina de fácil y sólida construcción, que ocupa poco espacio y de una alta disponibilidad, bajo costo de mantenimiento y su eficiencia es alta, pues ronda el 80%.

Los sistemas de regulación son sencillos y la instalación de la turbina también es sencilla. Generalmente todas las principales partes mecánicas están hechas de acero inoxidable, lo que las hace más robustas y duraderas, tienen menos peligro que se dañen las cucharas y las reparaciones son más sencillas.

1.7.1.2 Micro turbina Turgo

Es una turbina con una acción muy parecida a la Pelton. Es apta para caídas de tamaño mediano a grande y caudales medianos. Pueden ser de eje horizontal o vertical, y las usadas en MCH pueden tener desde uno hasta cuatro inyectores. El acoplamiento a generadores eléctricos puede ser directo con el rotor acoplado en el eje del generador, o indirecto a través de poleas y correas.

Los constructores aconsejan su uso, para enclaves con importantes variaciones de flujo de agua y aguas turbias.

1.7.1.3 Mini turbina Francis

La Mini Turbina Francis es una turbina de reacción utilizada en centrales de tamaño medio, con potencias que rondan los 100 Kw. Su concepto constructivo es muy parecido al de las turbinas para centrales más grandes. La ventaja de esta turbina consiste en el aprovechamiento de todo el salto disponible, hasta el canal de desagüe.

Así cuando las caídas son medianas, se puede obtener más potencia y el costo en la instalación inicial es menor.

Para grandes caídas, se tiene que el peso de la turbina es menor, se maximiza la eficiencia, se aprovecha más la energía de caída del agua, el generador será más barato y las dimensiones de la casa de máquinas serán más reducidas.

Por otro lado su construcción compleja y la alta velocidad de rotación que provoca fricción y desgaste, la hacen problemática para su instalación en centrales pequeñas.

1.7.1.4 Turbina Kaplan

Se utiliza en saltos de gran caudal y poca altura, lo que conlleva a que su instalación se encuentre muy próxima a la toma de agua, instalándose en el interior del ducto que conduce el agua desde la toma a la descarga. Las altas velocidades de rotación sumadas a la presencia de presiones negativas a la salida del rodete (succión) pueden originar cavitación.

En el aspecto constructivo, para facilitar la fabricación y la reducción de costos se efectúan los álabes en chapa de acero. No obstante la mayor complejidad de diseño y las bajas eficiencias a cargas parciales, son un fuerte contrapeso de la principal ventaja de este tipo de turbina que es su buen comportamiento de la velocidad para bajas alturas de caída.

1.7.1.4 Turbina Michell – Banki (Turbina de Flujo Cruzado)

Es una turbina utilizada exclusivamente para centrales de potencia pequeña; es apta para caídas de unos pocos metros hasta caídas medianas, y para caudales medianos.

El rendimiento de las turbinas de Flujo Cruzado es menor que el de las turbinas Pelton, pero tienen una mayor facilidad constructiva, su instalación es sencilla y tienen mejor adaptabilidad a las pequeñas caídas. Además de que se puede regular el caudal y la potencia por medio de un mecanismo sencillo.

El tamaño de la turbina, a diferencia de las demás, no depende del caudal, por lo cual se puede alcanzar un nivel de eficiencia aceptable con pequeñas turbinas.

El rango de aplicación de esta turbina está comprendido dentro del rango de aplicación de la turbina Francis, siendo más eficiente cuando opera a cargas parciales.

En la tabla 12 se resumen los rangos de caída y caudal, recomendados para cada tipo de turbina, su velocidad específica y eficiencias aproximadas, enfocadas a la utilización en plantas con potencias menores o iguales a 100 kW.

1.7.2 El generador

Después de haber diseñado la turbina, el paso siguiente en el diseño del equipo electromecánico, es la escogencia del generador. Si bien un buen diseño de la turbina implica buenos resultados en la eficiencia de la central, la correcta elección del generador se asocia directamente con los costos económicos, no solamente por el costo de inversión de este, sino principalmente por los costos asociados a fallas en él; ya que los repuestos para un generador son usualmente caros y a veces pueden ser difíciles de conseguir, sumado al costo de la atención de un técnico que tenga que viajar hasta zonas alejadas donde generalmente se ubican las micro-centrales hidroeléctricas.

Tabla 12 Resumen de características de turbinas ^[100]

Tipo de turbina	Pelton	Turgo	Michell-Banki	Francis	Kaplan
En caudales de	0.5-250 l/s	90-450 l/s	2-1000 l/s	110-1100 l/s	100-3000 l/s
En caídas de	30-500 m	30-100 m	3-100 m	10-100 m	3-15 m
Velocidades específicas	12-40	20-70	20-200	80-400	140-1000
Eficiencia aproximada	70-80%	80%	65-70%	90%	90%

¹⁰⁰ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

Básicamente para hacer una elección adecuada del generador, hay que tomar en cuenta dos aspectos, el requerimiento de potencia (demanda) y el uso que se le dará a esta energía. Estos definirán el tipo de generación (continua o alterna), la fase (en caso de ser alterna monofásica o trifásica) y el tipo de regulación (por carga o caudal).

De esta manera si la potencia demandada es mayor a 5 kW, el esquema de generación recomendado es el de corriente alterna. De lo contrario si la potencia es menor a 5 kW, será generación de corriente continua; aunque esto no es una regla, ya que se pueden aplicar sistemas de corriente alterna para potencias muy bajas, si las aplicaciones así lo requieren.

El tipo de fase queda determinado como monofásico si la potencia es menor de 10 kW y como trifásico si la potencia es mayor a 10 kW. Esto porque para potencias mayores a 10 kW, las máquinas trifásicas son más comunes que las monofásicas, además que las monofásicas tienen mayores dimensiones que sus equivalentes trifásicas. Finalmente el tipo de regulación será por carga si la potencia es menor a 100 kW y por caudal si es mayor a este valor. ^[101]

Definidas estas variantes, queda por elegir el tipo de generador, el cual puede ser una máquina sincrónica o asíncrona (de inducción) teniendo presente que los alternadores son generadores sincrónicos y que los motores de inducción bajo ciertas condiciones pueden trabajar como generadores (del tipo asíncrono).

Los rangos de potencia en los que se recomienda utilizar cada tipo de generador, así como su fase y tipo de regulación, esto se resumen en la tabla 13. Esto para PCH y MCH.

¹⁰¹ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

Estos parámetros no son una norma, pero generalmente son los que otorgan los mejores resultados para los sistemas de generación tratados.

Por otro lado se puede ver en la tabla 13, que los rangos de potencia para cada tipo de generador, se traslapan en ciertos valores, lo que puede poner en duda que tipo de generador utilizar, y es aquí en donde entran en juego otros factores como el costo, la disponibilidad, la aplicación y los equipos extra.

Tabla 13 Características de generadores ^[102]

TIPO DE GENERADOR	TIPO DE GENERACIÓN	RANGO DE POTENCIA	TIPO DE REGULACIÓN	COMENTARIO
ALTERNADOR	C.C. (CARGA DE BATERÍAS)	100 W-2KW	MEDIANTE UN CONTROLADOR ESPECÍFICO PARA SISTEMAS DE CARGA DE BATERÍAS	SE REFIERE AL ALTERNADOR DE UN AUTOMÓVIL QUE SE EMPLEA COMO GENERADOR PARA CARGAR BATERÍAS
SINCRÓNICO	C.A.-1Φ	5-10 KW	MEDIANTE CONTROLADOR ELECTRÓNICO DE CARGA (ELC)	
	C.A.-3Φ	10-100 KW		
MOTOR DE INDUCCIÓN COMO GENERADOR	C.A.-1Φ	2-15KW	CON ELC, PERO MÁS RECOMENDABLE USAR CONTROLADOR PARA GENERADOR DE INDUCCIÓN (IGC)	SE REFIERE A LA MÁQUINA ASÍNCRONA QUE TIENE LA FINALIDAD DE SER USADA COMO MOTOR PERO QUE SE EMPLEA COMO GENERADOR.
ASÍNCRONO	C.A.-1Φ	1-10 KW		SE REFIERE A LA MÁQUINA ASÍNCRONA QUE TIENE LA FINALIDAD DE SER USADA ESPECÍFICAMENTE COMO GENERADOR.
	C.A.-3Φ	10-100 KW		

¹⁰² Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

Por ejemplo, el generador sincrónico puede funcionar conectado a la red o desconectado de ella, pero siempre requiere de excitación, la cual en caso de no ser un generador de imanes permanentes, tiene que ser proporcionada por un circuito de excitación de corriente continua, el cual puede estar o no incorporado en el generador, de no estarlo se incurre en un gasto extra.

Otro ejemplo, el generador asíncrono también puede funcionar conectado a la red o desconectado de ella. Cuando está conectado, la potencia reactiva que necesita para funcionar es suplida por la red, además de que no necesita ningún tipo de regulación, y esto evidentemente no representa costos; contrario a cuando está desconectado, ya que el reactivo tiene que ser proporcionado mediante capacitores y la regulación se debe dar mediante algún dispositivo, además también es preciso que exista algo de magnetismo remanente en el hierro del rotor para poder arrancarlo y si no lo hay, se requiere de una batería para ocasionar un flujo remanente.

Desde el punto de vista de una máquina de inducción funcionando como generador, se tiene que estas tienen buenas eficiencias siempre y cuando operen cercanos a las condiciones nominales, no requieren de mucho mantenimiento ya que su construcción es simple y son fáciles de conseguir en el mercado local, teniendo un amplio rango de potencias. De los alternadores se puede decir que son máquinas de bajas eficiencias, que traen incluido un regulador de tensión y que consumen mucha de la potencia generada en su propio sistema de excitación, relegando su utilización a potencias muy bajas.

Un aspecto a tomar en cuenta, es que la demanda energética de la MCH puede incrementarse en el futuro, por lo que es conveniente sobredimensionar la capacidad del generador para permitir esta expansión.

También es importante tener claro, que cuando la regulación de frecuencia se da por medio de regulación de carga mediante reguladores electrónicos (ELC), el generador

en todo momento estará trabajando a plena carga, ya que precisamente el ELC se encarga de mantener la carga constante, ante las salidas de usuarios que estén demandando carga. Además por el modo de funcionamiento del ELC, este implica una carga extra para el generador, lo cual debe tomarse en cuenta para el sobredimensionamiento del mismo.

Una vez que se tiene elegido el tipo de generador y su capacidad, hay que definir la tensión de generación, la velocidad sincrónica y la orientación del mismo, esta última depende directamente de la orientación y tipo de turbina a utilizar, así este puede ser de montaje horizontal o vertical. La tensión se define por la naturaleza de la carga que se va a alimentar y la potencia, así hay valores estandarizados en baja tensión de 240 y 380V, y en media tensión de 6000 y 6600V. “Lo normal es generar a 380V para potencias inferiores a los 1400 Kw, y a 6000V para potencias mayores”.

El costo también es un factor que entra en juego para la elección de la tensión de generación. “Entre menor sea la tensión de generación, los aislamientos deberán tener menor rigidez dieléctrica y los conductores poseen menor diámetro, esto disminuye por lo general el costo de las máquina, su peso y su tamaño”.

En cuanto a los equipos de protección y transformadores de potencia (en caso de ser necesarios), su costo también disminuye conforme se reduce la tensión. La generación en media tensión compensa su mayor costo con la reducción de las pérdidas de potencia y de esta forma una mayor eficiencia total de la generación.

Respecto a la velocidad sincrónica del generador, esta determinará la frecuencia a la que se desea generar (valor fijo de 50 o 60Hz) conjuntamente con el número de polos de la máquina.

Es claro que la velocidad del rotor en un generador está ligada a la velocidad del eje de la turbina; así, suponiendo un acople directo entre ambos equipos, se tiene que para un generador sincrónico la velocidad sincrónica debe ser igual a la del rotor de la máquina y esta igual a la del eje de la turbina; para un generador asíncrono se tiene que la

velocidad sincrónica debe ser menor que la velocidad del rotor de la máquina y esta igual a la del eje de la turbina.

De esta manera para obtener la frecuencia que se desee, el parámetro que se puede variar es el número de polos de la máquina.

Las velocidades más comunes en proyectos de generación a pequeña escala son 1800, 1200, 900, 720 y 600 r.p.m., que se obtienen de aplicar la siguiente ecuación:

$$N_s = \frac{120 \times f}{N^{\circ} \text{ de polos}} \quad [103] \quad (64)$$

Donde:

$$N_s = \text{velocidad sincrónica en rpm}$$
$$f = \text{frecuencia de la red de alimentación}$$

Nota: se utiliza la expresión anterior con generadores de 4, 6, 8, 10, y 12 polos a una frecuencia de 60 Hz.

Ahora, dado el caso que no se tenga la posibilidad de escoger el número de polos, habrá que variar la velocidad sincrónica, por lo cual esto se debe indicar al fabricante de la turbina, para que este diseñe la turbina con la velocidad en el eje que se requiere; de lo contrario será necesario optar por la utilización de sistemas de correas o engranes que modifiquen la velocidad. Tratándose de costos, para una misma potencia del generador, entre mayor sea la velocidad sincrónica, menor será el costo, ya que se necesita menor número de polos. Esto también influye en el tamaño y peso de la máquina. En la figura 54 se muestra como dato importante como el peso de un generador varía con el incremento de la tensión y las reducciones de la velocidad sincrónica.

Hay un último factor a analizar en la selección del generador, y es la eficiencia. Este parámetro depende de las distintas pérdidas que se pueden presentar en un

¹⁰³ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

generador, como las del núcleo y las del cobre de los devanados de campo y armadura.

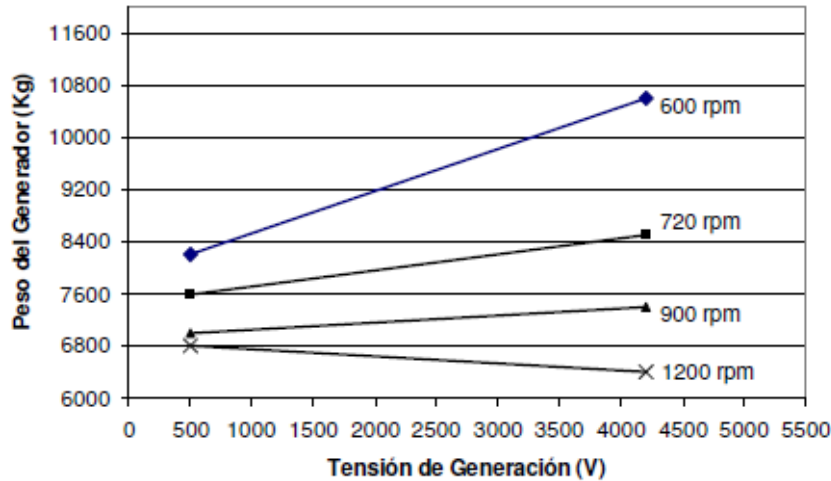


Figura 54 Variación del peso del generador según la tensión y la velocidad ^[104]

La eficiencia de un generador es un reflejo del costo de éste, y depende mucho del fabricante, por lo cual es muy difícil hacer generalizaciones; para conocerla con exactitud es necesario referirse a los manuales y a los datos que aporte el fabricante. En un diseño habrá que valorar si se quiere una buena eficiencia a un alto costo económico, o bajar los costos sacrificando en la eficiencia o hacer un balance entre ambos aspectos.

Queda en evidencia, que en el diseño del equipo electromecánico de una MCH, es muy importante la coordinación de diseño entre los distintos equipos, principalmente entre la turbina y el generador. Por eso a la hora de pedir una cotización se tienen que tener claros los distintos aspectos que entran en juego.

¹⁰⁴ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

Recapitulando se tiene que para cotizar una turbina lo mínimo que debe indicársele al fabricante es la altura neta, el caudal máximo y mínimo disponible, el tipo de acople que se desea con el generador y la velocidad del eje que se quiere, además del tipo de regulación de frecuencia que se empleará, ya sea por carga o por caudal.

Para cotizar un generador se deberá indicar como mínimo la fase, la frecuencia, la tensión de operación, la velocidad sincrónica, la potencia y el tipo de montaje; y en caso de tenerse ya definido se deberá indicar también las características de la turbina utilizar y el tipo de acople con esta, las condiciones ambientales como altitud, humedad y temperatura; la posibilidad de exposición a condiciones ambientales adversas, requerimientos especiales en cuanto a factor de potencia, eficiencia y temperatura; naturaleza de las cargas a alimentar y si se trata de un generador asíncrono indicar la fuente que suministrará la potencia reactiva; si se trata de un generador sincrónico se debe indicar si se desea un regulador automático de tensión (AVR) y autoexcitación.

En caso de que no se tengan requerimientos especiales en cuanto a factor de potencia, eficiencia y temperatura, el fabricante deberá indicar estos valores, para incorporarlos en el diseño respectivo.

A continuación se tratarán los sistemas de regulación de la frecuencia y las protecciones del generador. Equipos que igualmente deben coordinarse con las características de los equipos ya estudiados.

1.7.3 Sistema de control

En una MCH, uno de los aspectos más importantes es mantener la tensión y la frecuencia dentro de niveles aceptables. Para los fines de este tipo de centrales, la tensión se debe mantener en un rango de + 7% su valor nominal y la frecuencia puede aumentar en un 5% su valor nominal pero nunca disminuir, según lo recomendado, esto para evitar daños en los artefactos eléctricos y aumentar la vida útil de las luminarias.

Cuando se dan variaciones en la potencia demandada por el usuario, los parámetros de tensión y frecuencia se ven afectados, por lo que se hace necesaria la utilización de sistemas de regulación. Hay dos formas de regular estos parámetros, ya sea regulación por caudal o por carga.

En la regulación por caudal lo que se hace básicamente es variar el volumen de agua que entra en la turbina en un determinado tiempo, en función de la carga instantánea aplicada al generador; por medio de un servo-motor eléctrico o por un cilindro hidráulico, variando así la potencia entregada por la turbina.

Para obtener una velocidad constante del grupo generador, existiendo una demanda variable, es necesario que en todo momento la potencia disponible al ingreso del grupo generador, deba ser igual a la potencia eléctrica de salida de este, más las pérdidas internas del grupo.

$$\text{Potencia Ingreso} = \text{Potencia Salida} + \text{Pérdidas} \quad [105] \quad (65)$$

Este equilibrio se logra regulando la cantidad de agua que ingresa a la turbina, de tal manera que si se produjera un aumento en la demanda, se abrirá una válvula que permite el mayor ingreso de agua a la turbina ocasionando que la potencia generada se iguale a la demanda.

Existen dos maneras de realizar esta regulación: manualmente o automáticamente.

1.7.3.1 Regulación manual por caudal.

Tradicionalmente, la regulación manual se ha utilizado principalmente en microcentrales de potencia menor de 50 kW, ya que su costo inicial es bajo. Este tipo de regulación se emplea en aquellos sistemas donde no existen grandes fluctuaciones en la demanda de energía.

¹⁰⁵ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Para utilizar este sistema se requiere de un operador en la casa de fuerza o casa de máquinas, que este atento a las variaciones en la frecuencia del sistema y que compense estas variaciones haciendo variar el caudal de agua en la turbina. La variación del caudal se realiza por medio de la válvula de aguja o de alabes directrices, según el tipo de turbina empleada.

1.7.3.2 Regulación automática por caudal.

La regulación automática de la velocidad por regulación del caudal proporciona un sistema con frecuencia y voltaje estables. Este sistema se emplea cuando se prevé que en el sistema eléctrico existirán grandes fluctuaciones instantáneas en la demanda.

Este tipo de regulación utiliza los llamados reguladores de velocidad oleomecánicos y sus variaciones tales como el taquimétrico electro-mecánico y electro-hidráulicos, entre otros. Por su elevado costo este sistema resulta poco apropiado en microcentrales y es más utilizado en centrales de más de 100 kW de potencia.

1.7.3.2.1 Características técnicas de los reguladores de velocidad

Los fabricantes de estos reguladores de velocidad proporcionan en cada caso, las características técnicas del regulador:

- a) Velocidad de giro del péndulo o taquímetro (rpm).
- b) Velocidad de giro de la bomba de aceite si tiene accionamiento independiente del péndulo (rpm).
- c) Carrera del servomotor (m): es la distancia que puede recorrer el pistón del servomotor para variar la posición del mecanismo de admisión de agua desde marcha en vacío hasta plena carga.
- d) Capacidad de trabajo (Kg-m): es el valor obtenido de multiplicar la máxima fuerza que se requiere para accionar el mecanismo de admisión de agua a la turbina por la carrera del servomotor.

- e) Regulación o ajuste de la velocidad (%): es el rango de velocidades dentro del cual el regulador puede funcionar satisfactoriamente. Este ajuste se consigue actuando sobre el dispositivo variador de velocidad y se expresa como un porcentaje de la velocidad nominal.
- f) Estatismo permanente (%): es la diferencia relativa de las velocidades en vacío y a plena carga. Generalmente varía entre 0% y 6%.
- g) Constante de tiempo del sistema de amortiguación del retroalimentador: tiempo que demora el pistón del amortiguador en recorrer toda su carrera por acción del resorte. Este tiempo puede ser graduado mediante una válvula de aguja.
- h) Tiempo de cierre (seg): tiempo que emplea el servomotor para conseguir un cierre total del mecanismo de admisión de agua a la turbina; por lo general varía entre 3 y 15 segundos.
- i) Grado de insensibilidad (%): variación de velocidad necesaria del péndulo para que se inicie la regulación. Es una medida de la fricción que existe en el regulador.
- j) Capacidad de aceite (*lt*): volumen de aceite necesario para el funcionamiento del regulador.
- k) Máxima presión de operación de aceite (Kg/m^2): puede regularse por una válvula de seguridad.
- l) Peso total del regulador (*Kg*).

La segunda forma se basa en mantener la carga constante ante las variaciones de la demanda, suponiendo un caudal constante; así el generador se encuentra permanentemente generando a su máxima capacidad.

El funcionamiento se basa en la implementación de un regulador electrónico de carga (ELC) que deriva automáticamente la carga eléctrica no consumida por el usuario a un banco de resistencias lastre blindadas, enfriado por agua o por aire; de la misma forma cuando entra una carga útil el regulador electrónico procede a desconectar una carga lastre equivalente.

A diferencia de la regulación por caudal de agua, en la que en todo momento la turbina regula el paso de agua con el fin de igualar la potencia generada con la demanda para mantener la velocidad de giro constante, en los sistemas de regulación de carga el grupo generador entrega una potencia constante; esto es, no hay regulación de caudal de agua. No obstante, debe cuidarse que el grupo genere una potencia mayor o igual a la máxima potencia esperada en la demanda. El exceso de potencia generada se disipará en forma de calor a través de resistencia sumergida en agua o al aire.

Esta regulación de carga también se puede realizar de manera manual o automática, siendo esta última la más utilizada.

1.7.4 Regulación manual por carga.

Es poco utilizada. Se requiere básicamente tener un banco de resistencias (hornillas eléctricas, focos incandescentes, baterías, etc.), que el operador irá conectando o desconectando según aumente o disminuya la frecuencia en la red eléctrica. Una ventaja de este sistema es que el operador puede realizar esta regulación en su casa y no tiene que estar permanentemente en la casa de fuerza o casa de máquinas. Este sistema es especialmente útil para microcentrales muy pequeñas, que atienden a un número reducido de usuarios.

1.7.5 Regulación automática por carga.

Con el fin de lograr soluciones más económicas y sencillas en el mantenimiento y operación de los reguladores automáticos de velocidad, en los últimos años se ha desarrollado el sistema de regulación electrónica de carga.

Este sistema ha encontrado su campo de aplicación principalmente en el rango de las microcentrales hidroeléctricas, es decir, para potencias menores de 100 Kw.

Tal como se mencionó anteriormente, este sistema no consiste en regular el caudal de agua, si no que el alternador produce una potencia constante y el regulador electrónico de carga, a través de unas válvulas electrónicas conocidas como tiristores, deriva la energía no consumida por la demanda a un sistema de disipación de energía.

Algunas de las principales ventajas de estos reguladores respecto de los reguladores oleomecánicos o de caudal y similares son:

- a) Simplificación del diseño de las turbinas al no existir la necesidad de regular el caudal.
- b) Menor costo.
- c) Operación y mantenimiento sencillos.
- d) No produce sobrepresiones en la tubería de presión.
- e) Fácil ensamblaje o fabricación.
- f) Mayor rapidez en la respuesta a cambios de carga.

1.7.6 Los reguladores electrónicos de carga

1.7.6.1 Principio de funcionamiento

Actualmente existen dos sistemas de regulación electrónica de carga: una es la regulación continua de la carga o regulación analógica y la otra es la regulación escalonada o regulación digital.

1.7.6.2 Fuente de poder

Toma la energía del alternador y se encarga de suministrarla en corriente continua y en el voltaje requerido por todos los circuitos electrónicos que componen el regulador.

1.7.6.3 Unidad de control y protección

Es el corazón del regulador, y consiste en los circuitos sensores de frecuencia, voltaje y corriente. Además contiene los relés, interruptores y fusibles de protección.

1.7.6.4 Unidad de potencia

Contiene los circuitos de disparo para regular la cantidad de energía que se disipa en la carga de lastre o secundaria. Además contiene los tiristores y relés en caso de regulación escalonada.

1.7.6.5 Características técnicas de los reguladores electrónicos de carga

Los fabricantes de reguladores electrónicos por lo general proporcionan las siguientes especificaciones de sus reguladores electrónicos:

- a) Respuesta a la aplicación o retiro del 100% de la carga: desviación transitoria de la frecuencia: menos de 0.25 segundos.
- b) Estatismo: de 0% a 3% (regulación digital).
- c) Temperatura máxima de operación: 55 °C.
- d) Tipo de alternador a utilizar: cualquiera que trabaje con voltajes y frecuencias nominales entre 100-500 voltios y entre 45 y 65 Hertz.
- e) Tipo de demanda: indiferente (capacitiva, inductiva o resistiva).
- f) Tipo de carga de lastre a utilizar: resistiva, de 10% a 20% mayor que la máxima demanda esperada.
- g) Factor de potencia de la demanda: mayor de 0.7.

1.7.6.6 Regulador electrónico de carga (ELC)

El ELC se utiliza en combinación con el regulador automático de tensión (AVR) que se encarga de regular la tensión de generación, el AVR normalmente viene incorporado en el generador.

Por lo tanto el ELC se enfoca en controlar la frecuencia, como ya se dijo, manteniendo al generador con una carga fija e igual a la potencia total realmente producida por la instalación (carga total).

Con la estimación de la carga total, se elige un conjunto de resistencias (carga lastre), que conectadas igualen o estén cerca de la carga total estimada.

La conexión parcial o total de las resistencias depende evidentemente del valor de frecuencia que tenga el generador en un momento dado, para ello constantemente se toma una muestra de la frecuencia real del generador, la que por medio de un convertidor electrónico F/V (Frecuencia/Tensión), se transforma en una señal de corriente continua proporcional a esta frecuencia, esta señal se compara con una rampa sincronizada con la señal senoidal, consiguiendo un ángulo de disparo proporcional a la variación de la frecuencia, sobre un valor nominal determinado (la inclinación de la rampa da la sensibilidad del sistema); así el circuito electrónico decide entonces el estado de la conexión de las resistencias.

Por ejemplo en el momento que se conecta una carga útil, se produce una disminución de la frecuencia, esto es sensado por el circuito; en ese instante el sistema electrónico procede a desconectar una carga lastre equivalente.

En la figura 55 se muestra un posible diagrama de bloques del conjunto turbina, generador y ELC.

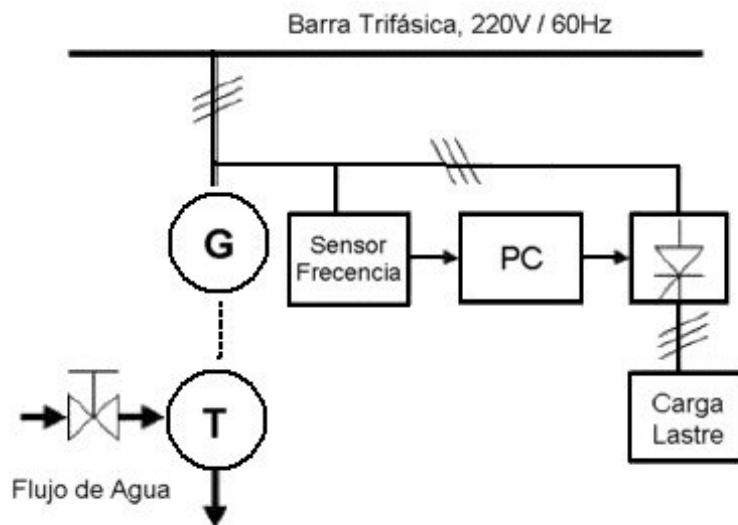


Figura 55 Diagrama de bloques para la regulación de carga ^[106]

Si el sistema AVR es capaz de mantener la tensión regulada, y las cargas útiles y lastre son del tipo resistivo, se debe cumplir en un ELC (considerando que la carga es balanceada) que la sumatoria de la potencia útil y la potencia disipada en las cargas lastre debe ser igual a la potencia del generador (potencia total).

Además se debe cumplir también que la sumatoria de la corriente en la línea de distribución y la corriente en la línea de disipación debe ser igual a la corriente en la salida del generador.

Es muy importante, asegurarse de la compatibilidad del ELC con el AVR, por eso es indispensable consultar a los fabricantes de generadores, antes de realizar una compra, acerca de la compatibilidad de los reguladores de tensión para trabajar con reguladores electrónicos de frecuencia específicos.

¹⁰⁶ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

Una desventaja que tiene el ELC, es que el generador debe estar sobredimensionado de manera que se pueda compensar el efecto que se produce cuando las cargas balasto entran en operación; este fenómeno se da debido a que cuando la carga ingresa a 90° de la onda, el generador la ve como una carga inductiva con un desfase de 90° en atraso respecto a la tensión generada.

Otro aspecto a tomar en cuenta, es la adquisición de las cargas balasto; lo ideal es conseguir este equipo con el mismo fabricante del ELC, de ser posible todo en un mismo paquete, para no incurrir en errores de diseño de la capacidad del banco de resistencias, recordando que estas deben estar dimensionadas para la potencia total de generación.

Los ELC se pueden diseñar para potencias específicas o se pueden adquirir para ciertos rangos según la fase; por ejemplo la empresa Chilena Cia & Cox Ingenieros fabrica reguladores de electrónicos de carga del tipo monofásico y trifásico, que van de rangos hasta 2 y 6 kW monofásicos, y hasta 15, 30 y 100 kW trifásicos ^[107]; igualmente fabrican modelos específicos.

Un ELC es muy útil en MCH que posean un generador sincrónico y sobre todo cuya potencia generada se utiliza para abastecer a una localidad pequeña o usuarios específicos que no estén conectados a la red.

Por otra parte para controlar un generador asíncrono, lo más recomendable es utilizar un controlador de generador de inducción (IGC), que es más útil en sistemas que utilizan motores de inducción como generadores (asíncronos) y que tampoco están conectados a la red.

¹⁰⁷ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

La principal diferencia entre un ELC y un IGC es que el IGC usa la tensión como señal de entrada al controlador mientras que el ELC, como se dijo antes, tiene la frecuencia como su señal de entrada.

A continuación se detalla más de este tipo de equipo.

1.7.6.7 Sistema de disipación de energía

Los sistemas de disipación de energía más usados son: por medio de resistencias calefactoras del medio ambiente, o resistencias sumergidas en agua circulante.

- Resistencias calefactoras de aire: debe tenerse cuidado en que el ambiente donde se va a instalar las resistencias debe ser un espacio amplio donde exista libre circulación de aire.
- Resistencias sumergidas en agua: debe acondicionarse un pequeño tanque donde se instalarán las resistencias. Debe ponerse atención a que en todo momento las resistencias estén sumergidas en agua, y que además exista agua en permanente circulación, lo que se puede lograr sacando una derivación de la tubería de presión. El tanque o depósito de agua puede construirse de plancha de acero, de concreto o de cualquier otro material que resulte apropiado.

La adopción de uno u otro método de regulación, depende de la potencia de la planta y de la abundancia o escasez del recurso hídrico. Si el recurso hídrico es escaso, es conveniente regular por caudal, para hacer óptimo el aprovechamiento del mismo.

En cambio si el recurso hídrico es abundante, la regulación por carga resultará más conveniente. En MCH, donde la potencia es inferior a 100 kW, la revisión bibliográfica y diversos ejemplos de plantas de este tipo en otros países, hacen indicar que lo más recomendable es utilizar la regulación por carga, principalmente por los costos del equipo y la no utilización de elementos actuadores sobre las turbinas.

En la tabla 14 se muestra un cuadro comparativo de los diversos sistemas de regulación.

Tabla 14 Cuadro comparativo de los diversos tipos de regulación de velocidad ^[108]

	Reg. De Caudal		Reg. De Carga	
	Manual	Automático	Manual	Automático
Costo inicial	Muy bajo	Alto	Bajo	Medio
Precisión en la regulación de frecuencia	Depende del operador	Alto	Depende del operador	Muy alto
Dificultad de instalación	No hay	Alta	Baja	Baja
Dificultad de operación y mantenimiento	Muy baja	Baja	Muy baja	Baja
Requiere vigilancia del operador	Si	No	Si	No

A continuación se explicarán algunos detalles de funcionamiento de los dos principales tipos de reguladores electrónicos de carga.

1.7.6.8 Controlador de generador de inducción (IGC)

Los generadores asíncronos cuando trabajan en forma aislada, muestran una gran variación de la tensión generada con respecto a las variaciones de la carga; asimismo esta tensión y la frecuencia de salida dependen de la velocidad sincrónica del generador. El IGC logra controlar estas dos variables haciendo uso de las características de carga, velocidad y tensión, velocidad de la turbina y del generador.

El funcionamiento del IGC consiste en sensar la salida de tensión del generador, el cual controla variando la cantidad de carga lastre que se tiene para este fin.

¹⁰⁸ <http://www.betuco.be/energie/Manual%20de%20mini%20microcentrales%20hidraulicas.pdf>

Su funcionamiento es el siguiente: si se produce un incremento de tensión debido a una reducción en la carga, la velocidad de la turbina y la tensión del generador se incrementan, al detectar esto el IGC incrementa la cantidad de carga lastre. De esta forma se incrementa la carga total del generador, reduciendo la velocidad, la frecuencia y la tensión a los niveles deseados.

La desventaja del IGC se presenta cuando el generador tiene que alimentar cargas inductivas; ya que cuando se conectan estas cargas se produce una disminución de tensión mayor que si se tratará de cargas resistivas.

El IGC ante esta situación reacciona eliminando parte de la carga lastre, tratando de que la tensión retorne al nivel deseado. Como la variación de la tensión es mayor que si se tratara de potencia real, la carga lastre (tipo resistiva) se deberá reducir más de lo necesario. Esto provoca un incremento no deseado en la velocidad del generador y de la frecuencia de salida.

Al incrementarse la frecuencia, se incrementa también el requerimiento de potencia de los condensadores que se tienen conectados para suplir la corriente de magnetización requerida y mantener el factor de potencia. Por lo que para disminuir la variación de la frecuencia, la única solución es incorporar condensadores a las cargas inductivas alimentadas por el generador.

Por otro lado, una ventaja de este equipo, es que desde el punto de vista de la ingeniería de control, el ICG reacciona de forma más rápida y marcada, ante variaciones en sus parámetros nominales, que un ELC.

1.7.7 Protecciones

La revisión de documentos relacionados con la selección de equipo de protección para generadores de pequeñas centrales hidroeléctricas, indica que hay un mínimo de protecciones que se recomienda utilizar. Estas se pueden dividir en dos grupos:

- ✓ Primarias
- ✓ Secundarias

1.7.7.1 Protecciones primarias

Son aquellas protecciones que serán las responsables de minimizar cualquier falla que pueda provocar daños de consideración al generador. Uno de los principales daños a detectar en el generador son los daños en los aislamientos de los devanados, tanto del estator como del rotor.

Estos daños pueden deberse a diversos factores, como la ruptura del dieléctrico del aislamiento por sobretensiones, el calentamiento excesivo producido por sobrecorrientes y el envejecimiento del aislamiento. Los fallos en el aislamiento pueden provocar puestas a tierra de los devanados del rotor y/o estator y corto circuitos entre espiras. Por lo cual las protecciones primarias están orientadas a controlar y detectar este tipo de fallas.

Entre las principales protecciones primarias, se encuentran los siguientes relés:

✓ **Relé térmico (Código ANSI: 49)**

Controla y detecta las elevaciones de las temperaturas de los devanados tanto del rotor como del estator.

✓ **Relé de protección de puesta a tierra (Código ANSI: 64)**

Detecta cualquier puesta a tierra en alguna de las espiras ya sea del rotor (ANSI 64F) o del estator (ANSI 64G). En relación a la protección por falla a tierra, se considera que la protección diferencial (ANSI 87), es la óptima, esto por cuanto es más sensible. A continuación se detalla más sobre ésta.

✓ **Relé de protección diferencial (Código ANSI: 87)**

Se activa al alcanzar un cambio porcentual o de fase o de corriente o cualquier otra cantidad eléctrica. Como se dijo, en relación a la protección por falla a tierra, es más sensible, además que a diferencia de los relés de falla a tierra resulta más selectiva que la anterior, pudiendo así aislar la falla más rápidamente, sacando de operación al generador.

Sin embargo, si ocurriese una puesta a tierra en un punto fuera del ámbito de protección de la diferencial, la misma no sería sensada por dicha protección, pero sí por el relé de falla a tierra.

✓ **Relé de potencia inversa (Código ANSI: 32)**

Esta protección actúa cuando corto circuitos entre espiras provocan disminuciones en la tensión generada (que es proporcional al número de espiras falladas). Esta disminución provoca una suma fasorial diferente de cero, tanto de las corrientes, como de las tensiones.

Este desbalance es el que utiliza la protección para actuar. También puede actuar cuando una falla en la turbina, produzca una motorización del generador.

✓ **Relé de sobretensión (Código ANSI: 59)**

Funciona cuando la tensión sobrepasa un nivel determinado. Esto puede ser provocado por una variación considerable en la carga, lo cual produce un aumento en la tensión, que ocasiona daños al aislamiento.

✓ **Relé de pérdida de excitación (Código ANSI: 40)**

Es una protección que se utiliza en generadores sincrónicos. Funciona cuando se alcanza una determinada tensión o un valor muy por debajo de lo normal, debido a una falla de la corriente de excitación de la máquina, la cual produce un rápido sobrecalentamiento en el rotor.

✓ **Relé de sobreexcitación (Código ANSI: 24)**

Igual que la anterior, es una protección que se utiliza en generadores sincrónicos. Actúa si la excitación supera los rangos normales de operación, lo cual produce un sobrecalentamiento en los devanados del rotor debido al aumento de la corriente que los circulará.

✓ **Relé de sobrecorriente instantáneo (Código ANSI: 50)**

Se activa instantáneamente cuando se sensa un valor excesivo de la corriente o una razón de crecimiento muy alta, indicando así una falla en el generador.

Es muy recomendable para detectar corto circuitos externos (de los terminales del generador hacia la red), ya que su acción es muy rápida, al depender únicamente de la magnitud de la corriente y no de otros parámetros como tiempo y tensión.

✓ **Relé de sobrecorriente temporizada (Código ANSI: 51)**

Tiene ya sea una característica de magnitud o de tiempo inversa que activa el aparato cuando la corriente en el circuito excede un valor predeterminado.

✓ **Relé de sobrevelocidad (Código ANSI: 12)**

Es una de las protecciones más importantes con la que debe contar un generador asíncrono. Como se sabe, la potencia de salida de un generador de inducción depende de la velocidad que le aplique el eje de la turbina.

Sin embargo existe un punto límite de operación el cual no puede ser excedido sin exponer al generador a un daño grave. Más allá de esta velocidad, el par decrece conforme aumenta la velocidad, esto ocurre usualmente cuando el deslizamiento hace que la velocidad del rotor esté alrededor de un 5 a 10% arriba de la velocidad sincrónica. El relé de sobrevelocidad se encarga de detectar esta condición y proteger al generador en caso de presentarse.

1.7.7.2 Protecciones secundarias

Son aquellas protecciones que tienen la función de servir como respaldo a algunas de las protecciones primarias o que no cumplen una función principal. Esto no significa que sean menos importantes.

Se consideran principalmente dentro de este ámbito las siguientes protecciones:

✓ **Relé de sobrecorriente dependiente de tensión (Código ANSI: 51V)**

Esta protección opera de la misma forma que la de sobrecorriente temporizada (ANSI 51), con la diferencia de que sensa dos variables que son tensión y corriente.

El dispositivo mide una corriente y la compara contra un máximo previamente programado para un tiempo definido y para una variación de tensión específica, en el caso de que la sobrecarga sea excesiva.

El hecho de que la protección sea dependiente de la tensión, garantiza que una inestabilidad transitoria en los parámetros provoque el disparo de la unidad.

La protección sirve como respaldo tanto a la de sobrecorriente temporizada, como a la de sobrecorriente instantánea en caso de que estas no actúen minimizando la falla.

✓ **Relé de pérdida de sincronismo (Código ANSI: 78)**

La pérdida de sincronismo puede darse por efectos de prolongados tiempos en la eliminación de fallas, baja tensión del sistema, excitación insuficiente, alta impedancia entre el generador y el sistema o por operaciones de conexión y desconexión en las líneas.

Estos pueden ocasionar sobrecalentamientos en los devanados del estator y pares excesivos sobre el eje de la máquina, pues se tiende a frenar el movimiento impuesto por la turbina.

✓ **Relé de baja tensión (Código ANSI: 27)**

Funciona cuando el nivel de tensión sobrepasa un nivel determinado, esta condición se puede dar cuando el generador intente entregar más potencia de la que es capaz, disminuyendo la tensión en sus terminales y consecuentemente incrementando el nivel de corriente entregada. Esta situación ya se cubre con la protección por sobrecorriente temporizada, sin embargo la protección por baja tensión puede incluirse como una protección de respaldo.

✓ **Relé de frecuencia (Código ANSI: 81)**

Funciona cuando se alcanza un valor determinado de frecuencia (ya sea inferior o superior) o una magnitud en el cambio de frecuencia.

Definidas las protecciones recomendadas a utilizar, en pequeñas plantas de generación, queda por seleccionar las elementales según las condiciones que se tengan. En este aspecto no se puede decir que para una potencia dada se deben usar tales protecciones, sino más bien se debe poner en una balanza el costo que representa este tipo de equipo respecto a los demás. Ya que según la planta, los costos de estas protecciones pueden alcanzar valores muy altos, respecto al costo de la planta.

Se define que para el tipo de centrales en cuestión, suponiendo una operación totalmente aislada de tales centrales; las protecciones a utilizar en un generador sincrónico son los relés de baja tensión (ANSI 27), de sobretensión (ANSI 59), de sobrecorriente (ANSI 50 o ANSI 51), de frecuencia (ANSI 81), pérdida de excitación (ANSI 40) y térmico (ANSI 49); y en un generador asíncrono exactamente las mismas menos la de pérdida de excitación (ANSI 40) y se debe agregar el relé de sobrevelocidad (ANSI 12). En la tabla 15 se resumen estas protecciones.

Protecciones mínimas para un generador aislado:

Tabla 15 Protecciones y códigos para un generador ^[109]

Nombre de la Protección	Código según ANSI/IEEE
Relé de sobrevelocidad	12
Relé de baja tensión	27
Relé de pérdida de excitación	40
Relé Térmico	49
Relé de sobrecorriente instantáneo	50
Relé de sobrecorriente temporizada	51
Relé de sobretensión	59
Relé de frecuencia	81

Ahora, si se considera que la planta puede ser conectada a la red de distribución, y hasta en su momento llegar a vender energía, basándose en la bibliografía y en los esquemas de protecciones exigidos por fabricante, se indican en la tabla 16, las protecciones mínimas con las que debe contar el sistema de generación, junto con su respectivo código ANSI.

Protecciones mínimas para un generador conectado a la red:

Un aspecto importante a la hora de diseñar o adquirir las protecciones, es que estas dependen del nivel de tensión y corriente del generador, por lo cual estos son parámetros que se le deben indicar al fabricante.

¹⁰⁹ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

Tabla 16 Equipo y código para un generador ^[110]

Nombre del equipo	Código según ANSI/IEEE
Relé de sobrevelocidad	12
Relé de sobreexcitación	24
Relé de baja tensión	27
Relé de potencia inversa	32
Relé de pérdida de excitación	40
Relé térmico	49
Relé de sobrecorriente instantáneo	50
Relé de sobrecorriente temporizada	51
Relé de sobrecorriente dependiente de tensión	51V
Relé de sobretensión	59
Relé de protección puesta a tierra	64
Relé de pérdida de sincronismo	78
Relé de frecuencia	81
Relé de protección diferencial	87
Relé de enclavamiento por presencia de tensión En la línea	c

¹¹⁰ Estudio de costos de instalación de sistemas pico y micro hidroeléctrico, Universidad de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Eléctrica, 2007

2. Diseño de turbina

Para el análisis del diseño de la turbina lo primero que se tomará en cuenta, es la solución del triángulo de velocidades para la entrada y salida de la primera (figura 56) y segunda etapa (figura 57)

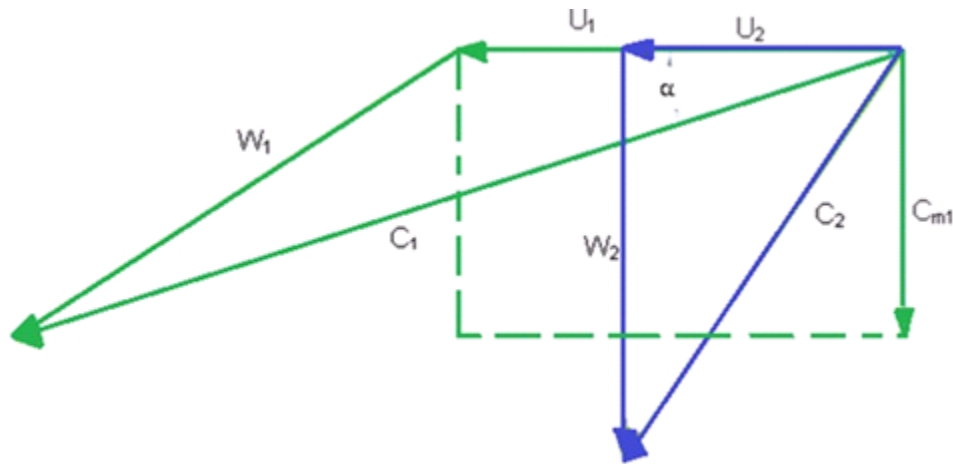


Figura 56 Triángulo de velocidades, entrada y Salida de primera etapa

De acuerdo a los valores presentados en la tabla 1 pág. 26 se seleccionará el valor de $\alpha_1 = 16.102$, por lo cual al utilizar la ecuación 14 se tiene:

$$\beta_1 = \arcsen \left[\frac{\text{sen}(16.102)}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot (\cos 16.102)^2}} \right]$$

$$\beta_1 = 30^\circ$$

Para la solución del triángulo de velocidades de la figura 59 se hace necesario conocer el valor del coeficiente de velocidad del inyector (K_c), en nuestro caso se tomará como referencia las investigaciones realizadas en la Universidad de la Plata Argentina, cuyo valor obtenido experimentalmente fue de $K_c = 0.967$.

Utilizando la ecuación (15) se tiene:

$$C_1 = 4.429 * 0.967 * \sqrt{15}$$

$$C_1 = 16.6 \text{ m/s}$$

Para obtener la velocidad tangencial, se utiliza la ecuación (16):

$$u_1 = 2.214 * 0.967 * \sqrt{15} * \cos 16.102$$

$$u_1 = 8 \text{ m/s}$$

Con la ecuación (19) se obtiene la velocidad relativa:

$$w_1 = 4.429 * 0.967 * \sqrt{15} * \frac{\text{sen}(16.102)}{\text{sen}(180 - 30)}$$

$$w_1 = 9.20 \text{ m/s}$$

Utilizando la ecuación (20)

$$C_{m1} = 4.429 * 0.967 * \sqrt{15} * \text{sen}(16.102)$$

$$C_{m1} = 4.60 \text{ m/s}$$

Por continuidad se tiene:

$$Q_1 = Q_2$$

$$A_1 V_1 = A_2 V_2$$

$$A_1 C_{m1} = A_2 C_{m2}$$

$$\frac{\left(\frac{2\pi}{3} * \frac{0.2}{2} - 0.005 * 8\right) (4.60)}{\left(\frac{2\pi}{3} * \frac{0.125}{2} - 0.005 * 8\right)} = C_{m2}$$

$$C_{m2} = 8.57 \text{ m/s} = w_2$$

$$u_2 = \frac{\pi * 0.125 * 760}{60}$$

$$u_2 = 4.97 \text{ m/s}$$

$$C_2 = \sqrt{4.97^2 + 8.57^2}$$

$$C_2 = 9.9 \text{ m/s}$$

Solución de triángulos de la segunda etapa, para este análisis, la entrada en la segunda etapa es idéntica a la salida de la primera etapa por lo que los valores para este triángulo son los mismos.

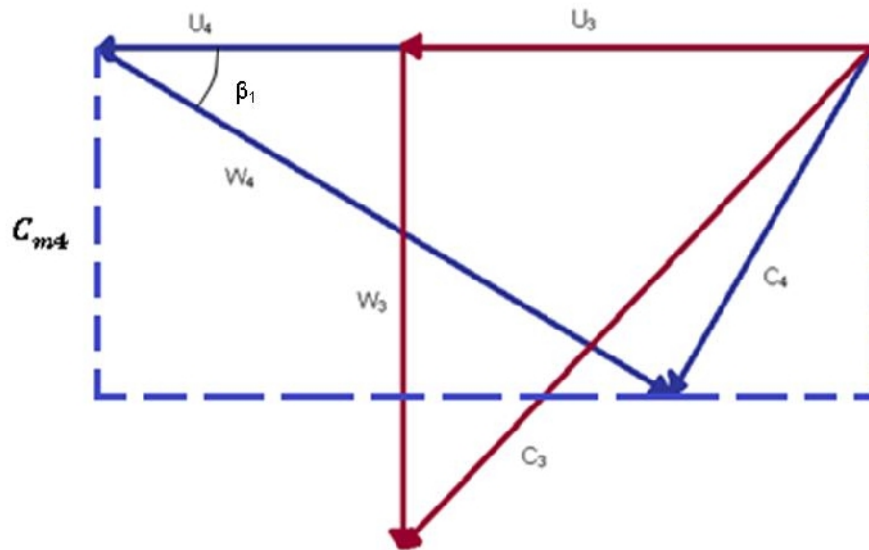


Figura 57 Triángulo de velocidades entrada y salida segunda etapa

$$C_{m3} = 8.57 \text{ m/s} = w_3$$

$$u_3 = 4.97 \text{ m/s}$$

$$C_3 = 9.9 \text{ m/s}$$

$$\frac{\left(\frac{2\pi}{3} * \frac{0.125}{2} - 0.005 * 8\right) (8.57)}{\left(\frac{2\pi}{3} * \frac{0.2}{2} - 0.005 * 8\right)} = C_{m4}$$

$$C_{m4} = 4.6 \text{ m/s}$$

$$u_4 = 8 \text{ m/s}$$

$$W_4 = C_{m4} / \text{sen}30$$

$$W_4 = 4.6 / \text{sen}30$$

$$W_4 = 9.2 \text{ m/s}$$

$$C_4 = \sqrt{W_4^2 + U_4^2 - 2W_4 * U_4 \cos\beta}$$

Donde:

$$\beta = 30$$

Por lo tanto

$$C_4 = \sqrt{(9.2^2 + 8^2 - 2(9.2^2 * 8 \cos 30))}$$

$$C_4 = 4.6 \text{ m/s}$$

Con la resolución de los triángulos de velocidades de la primera y segunda etapa se procede con el análisis y diseño de las partes móviles y fijas de la turbina Michell Banki.

De acuerdo a los rangos de potencia eléctrica, altura neta y caudal mostrados en la figura 53, para una potencia eléctrica de 5Kw en una turbina de flujo cruzado se necesita un caudal de 60lt/s y una altura de 15m.

Para el diseño de la turbina Banki del presente trabajo se tomarán los siguientes parámetros de diseño:

$$H = 15m$$

$$Q = 60 \text{ lt/s} = 0.06 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_E = 5 \text{ Kw}$$

Con los parámetros de diseño ya establecidos se procede al análisis y diseño de la turbina Banki.

$$P_H = \gamma \cdot Q \cdot H_N$$

$$P_H = (g \cdot \rho) \cdot Q \cdot H_N$$

$$P_H = \left(9.80 \frac{m}{s^2} * 1000 \frac{kg}{m^3}\right) * 0.06 \frac{m^3}{s} * 15m$$

$$P_H = 8.80 \text{ kw}$$

2.1 Diseño del rotor

Según la sección (1.4.9.1) el diámetro de la máquina no depende del caudal, esto permite facilitar el diseño, y le otorga al diámetro el carácter de parámetro independiente, lo anterior se afirma por el hecho de que esta turbina puede trabajar dentro de un amplio rango de velocidades de rotación, basándonos en la referencia [3] y [4] los diámetros comúnmente utilizados por los diversos constructores de éstas turbinas van desde los 200 mm hasta los 500 mm.

Según lo mencionado anteriormente y sabiendo que las turbinas Michell Banki operan en condiciones similares cuando la relación de $\frac{Q}{\sqrt{H}}$ es constante, también se sabe que la eficiencia de la turbinas no varía apreciablemente en amplios intervalos de valores de Q y H¹¹¹. Por lo que utilizando estos criterios se selecciona para nuestro diseño un diámetro externo de rotor de 200mm.

¹¹¹Referencia [7].



Figura 58 Rodete de Turbina¹¹²

Con la dimensión del diámetro ya seleccionada se obtiene la eficiencia de la turbina con la ecuación (2)

$$\eta_{m\acute{a}x} = 0.863 - 0.264 \frac{0.06}{15}$$

$$\eta_{m\acute{a}x} = 86\%$$

Velocidad de rotaci3n de la turbina:

$$n = 40.62 * 0.967 * \frac{\sqrt{15}}{0.2}$$

$$n = 760 \text{ rpm}$$

¹¹² Imagen generada por Autodesk Inventor 2011

2.2 Selección del número de álabes

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal.

Tomando como referencia la tabla 2 del presente trabajo y verificando que la relación $d/D = 0.63$ y que la eficiencia hidráulica es muy aceptable con ese número de álabes se elije un número de álabes de 24 como se hizo en VIGM, 1986, CCCP.

2.2.1 Geometría del álabe

De acuerdo a lo ya expresado, el álabe de una turbina Banki tiene la forma de sector circular generalmente obtenidos de tubos de acero, bronce, acero inoxidable, etc. Según el número de álabes antes seleccionado se tendrá en forma automática el paso entre álabes de la siguiente forma:

$$\hat{z} = \frac{360^{\circ}}{24}$$
$$\hat{z} = 15$$

El siguiente paso es determinar los diferentes parámetros de dimensión y ubicación de dichos álabes.

Basándonos en la figura 59 e incluyendo las modificaciones de la teoría realizadas por Sonnek (1923), la cual se basó en modificar la teoría de Banki asumiendo un ángulo del álabe constante e igual a 30° que en la figura 59 se designa como α , se tiene:

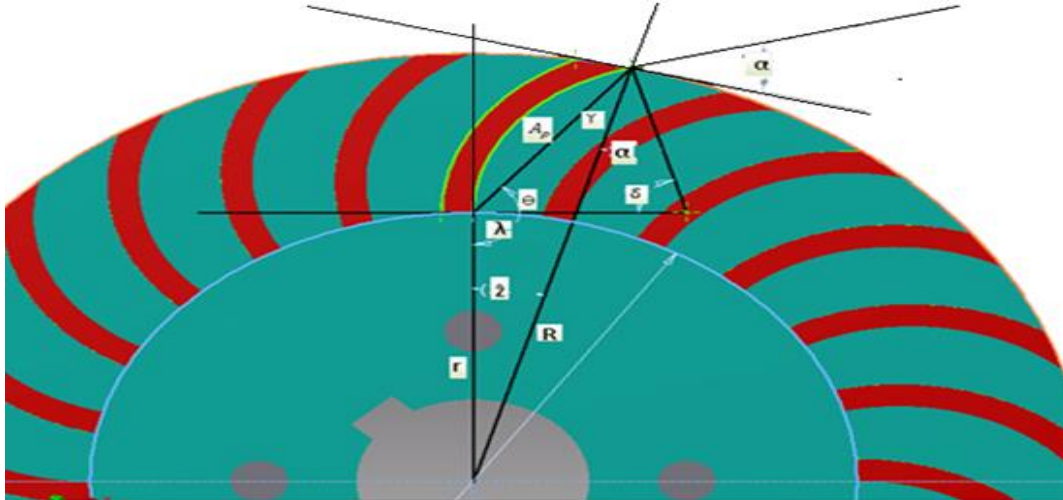


Figura 59 Geometría del alabe

$$\alpha = 30^{\circ}$$

$$\gamma = 30^{\circ} - \frac{15}{2}$$

$$\gamma = 22.5^{\circ}$$

$$\theta = 22.5^{\circ} + 30^{\circ}$$

$$\theta = 52.5^{\circ}$$

$$\lambda = 150^{\circ} - \frac{15}{2}$$

$$\lambda = 142.5^{\circ}$$

Por lo tanto

$$\delta = 15^{\circ} + 60^{\circ}$$

$$\delta = 75^{\circ}$$

2.2.2 Verificación del espesor del álabe

Del triángulo de velocidades tenemos lo siguiente:

$$C_1 = 16.6 \text{ m/s}$$

$$C_2 = 11.31 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = 16.102^\circ$$

$$\varphi = 26.02^\circ$$

Por cantidad de movimiento se tienen las siguientes fuerzas:

$$F_x = \rho Q(C_{1x} - C_{2x})$$

$$F_y = \rho Q(C_{1y} - C_{2y})$$

Por tanto si observamos el triángulo de velocidades y tomamos la siguiente convención de signos tenemos:

$$\sum F_{x \rightarrow}$$

$$F_{hx} = \rho Q[-C_1 \cos(16.102^\circ) - (-C_2 \sin(26.06^\circ))]$$

$$F_{hx} = \rho Q[-C_1 \cos(16.102^\circ) + C_2 \sin(26.06^\circ)]$$

Sustituyendo datos tenemos:

$$F_{hx} = \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(0.06 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) [-16.6 \cos(16.102^\circ) + 11.31 \sin(26.06^\circ)] \text{ m/s}$$

$$F_{hx} = -658.8 \text{ N}$$

Ahora para la dirección en "y" tomaremos la siguiente convención, por lo tanto tenemos:

$$\sum F_{y \uparrow}$$

$$F_{hy} = \rho Q[-C_1 \sin(16.102^\circ) - (-C_2 \cos(26.06^\circ))]$$

$$F_{hy} = \rho Q [-C_1 \sin(16.102^\circ) + C_2 \cos(26.06^\circ)]$$

Sustituyendo datos tenemos:

$$F_{hy} = \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(0.06 \frac{m^3}{s}\right) [-16.6 \sin(16.102^\circ) + 11.31 \cos(26.06^\circ)] \frac{m}{s}$$

$$F_{hy} = 333.7 \text{ N}$$

Y así la fuerza total será:

$$F_{htotal} = \sqrt{F_{hx}^2 + F_{hy}^2}$$

$$F_{htotal} = \sqrt{(-658.8 \text{ N})^2 + (333.7 \text{ N})^2}$$

$$F_{htotal} = 738.4 \text{ N}$$

Para la ubicación de esta fuerza se toma el criterio de ubicarla en el centro del álabe.

$$\theta_{F_{hy}} = \tan^{-1} \left(\frac{333.7 \text{ N}}{658.8 \text{ N}} \right)$$

$$\theta_{F_{hy}} = 26.84^\circ$$

Por lo que la ubicación queda como se muestra en la figura 60:

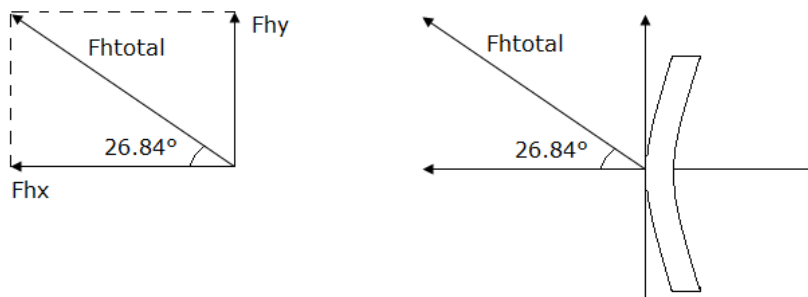


Figura 60 Distribución de fuerzas sobre el álabe

Además de la fuerza hidráulica en el álabe también se encuentra presente la fuerza centrífuga la cual debe calcularse para poder encontrar el esfuerzo que se ejerce sobre el álabe.

Sabemos que la fuerza centrífuga se obtiene de la siguiente manera:

$$F_c = ma_c$$

Donde:

$$a_c = \omega^2 R$$

$$\omega = \left(760 \frac{rev}{min}\right) \left(\frac{2\pi rad}{1 rev}\right) \left(\frac{1 min}{60 s}\right) \gggg \omega = 79.58 rad/s$$

$$a_c = \left(79.58 rad/s\right)^2 (0.1 m)$$

$$a_c = 633.4 m/s^2$$

Ahora para encontrar la masa considerando que la densidad es:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Podemos expresar la masa de la siguiente manera, despejándola:

$$m = \rho V$$

Para la determinación del volumen se tomara la aproximación del álabe como un prisma rectangular como muestra la figura 61.

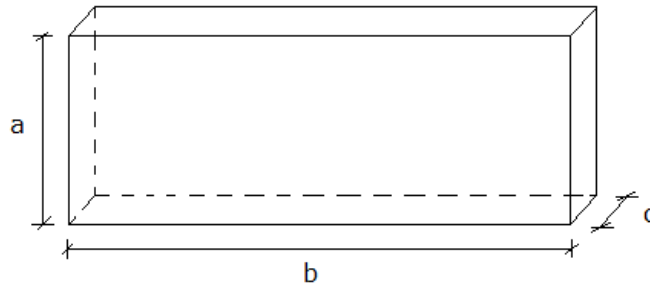


Figura 61 Volumen del álabe

Así el volumen será:

$$V = a * b * c$$

Donde “c” es el valor del espesor a determinar, por lo tanto la fuerza centrífuga queda de la siguiente manera:

$$F_c = \rho_{acero} * V * a_c$$

La densidad del acero es 7850 kg/m^3

Sustituyendo datos:

$$F_c = \left(7850 \text{ kg/m}^3 \right) (0.0417 \text{ m} * 0.133 \text{ m} * c) (633.4 \text{ m/s}^2)$$

$$F_c = 27576 * c$$

Con lo que se tiene:

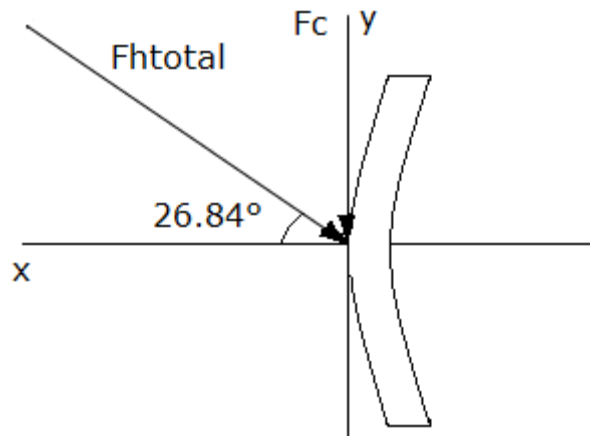


Figura 62 Fuerza resultante sobre el álabe

Por lo que los momentos presentes serán:

$$+\uparrow M_x = F_{htotal} \cos(26.84^\circ) * 0.021$$

$$M_x = (738.4 \text{ N}) \cos(26.84^\circ) * 0.021 \text{ m}$$

$$M_x = 13.84 \text{ N.m}$$

$$+\uparrow M_y = F_c * \frac{a}{2} + F_{htotal} \sin(26.84^\circ) * \frac{a}{2}$$

$$M_y = \frac{a}{2} (F_c + F_{htotal} \sin(26.84^\circ))$$

$$M_y = 0.067 (27576 * c + 738.4 \sin(26.84^\circ))$$

$$M_y = 1847 * c + 22.32$$

El momento total será:

$$M_{total} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M_{total} = \sqrt{(13.84)^2 + (1847 * c + 22.32)^2}$$

Ahora de la ecuación del esfuerzo flexionante:

$$\sigma = \sigma_{SUT} = \frac{M_{total}C}{I}$$

Donde:

$$\sigma_{SUT} = 26 \times 10^3 \frac{lbf}{in^2} \left(4.448 \frac{N}{lbf} \right) \left(\frac{1 in^2}{(0.0254 m)^2} \right)$$

$$\sigma_{SUT} = 185.036 \times 10^6 Pa$$

Además:

$$I = \frac{1}{12} m(c^2 + b^2)$$

$$b = 0.0417 m$$

$$C = 0.067 m$$

Sustituyendo datos en la ecuación del esfuerzo:

$$185.036 \times 10^6 \frac{N}{m^2} = \frac{\sqrt{(13.84)^2 + (1847 * c + 22.32)^2} * 0.067}{\frac{1}{12} * \left(7850 \frac{kg}{m^3} * 0.133 * 0.0417 * c \right) (c^2 + (0.0417 m)^2)}$$

Resolviendo para la ecuación anterior se obtiene el valor de c, recordando que este es el valor del espesor del álabe

$$c = 2.512 \times 10^{-7} m$$

Según el análisis realizado se tomará el espesor de álabe propuesto por la teoría del 8° Congreso de Ingeniería Mecánica "Metodología de Diseño Hidráulico y Mecánico de una Turbina Michell-Banki" en el cual se propone que para un rotor de 200 mm de diámetro se utilice un espesor de álabe de 5.16 mm.

Al utilizar este espesor y compararlo con el resultado obtenido del análisis numérico nos aseguramos que soportara con éxito los esfuerzos originados por las fuerzas presentes.

Luego de haber determinado la geometría del álabe, seleccionado el número de estos y comprobado que el espesor es el adecuado para soportar los esfuerzos provocados por la fuerza del agua y la fuerza centrífuga, la configuración del rodete quedaría como se muestra en la figura 63

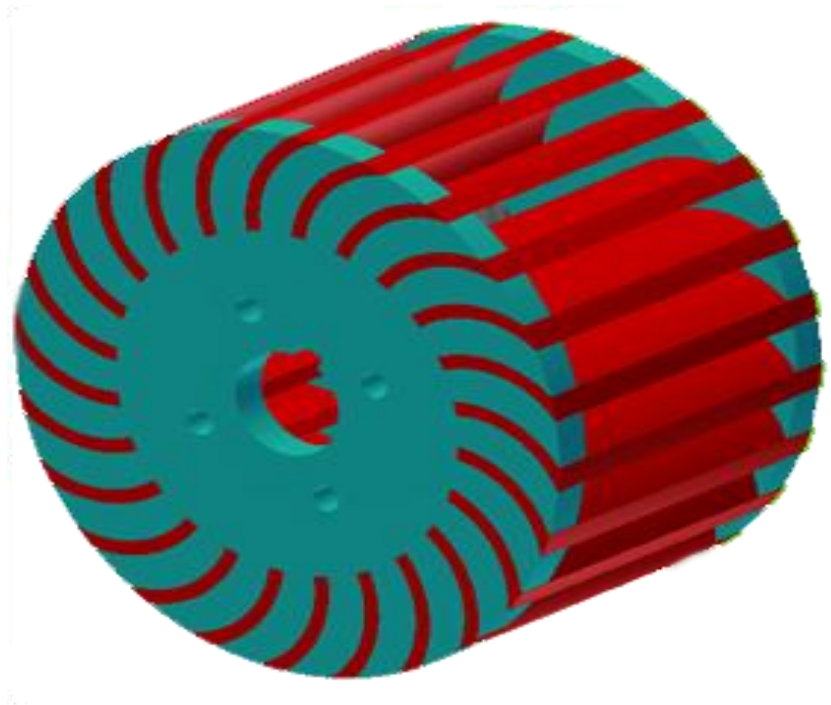


Figura 63 Rodete con álabes¹¹³

2.3 Determinación de la geometría del inyector

Obtenido así el diseño del rodete y la geometría del alabe obtendremos el perfil del inyector, tomando como referencia el perfil propuesto por la U.N.L.P. (Universidad Nacional de La Plata, Argentina), cuyas dimensiones se muestra en la tabla 17.

¹¹³ Imagen generada por Autodesk Inventor 2011

Tabla 17 Dimensiones para inyector según la U.N.P.L.

$R1=R+2\text{mm}$	$A=1.174R$
$R2=0.96R$	$B=1.6R$
$R3=0.185R$	$C=0.35R$
	$D=0.66R$
	$E=0.67R$
	$F=1.25R$
	$G=0.27R$
	$H=0.15R$

Donde "R" es el radio del rodete

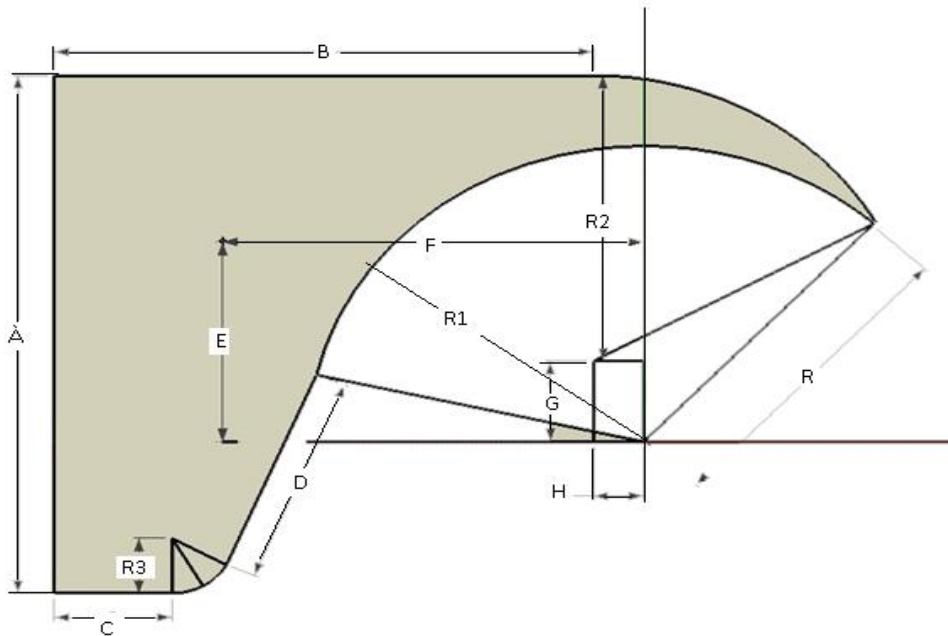


Figura 64 Perfil propuesto por la U.N.L.P.

Por lo que para el perfil de la turbina en estudio las dimensiones quedan como se muestran a continuación. Para un $R=100\text{mm}$.

Tabla 18 Dimensiones para turbina en diseño

R1=102 mm	A=174mm
R2=96mm	B=160mm
R3=18.5mm	C=35mm
	D=66mm
	E=67mm
	F=125mm
	G=27mm
	H=15mm

Nota: El perfil ya dimensionado se muestra en las secciones de los planos

Con el perfil del inyector ya determinado se calcula el ancho de este utilizando la ley de conservación de la masa entre la salida del inyector y la entrada del rotor con la ecuación:

$$B_i = \frac{360Q}{(\pi D_e - eZ)\delta_a K_c \sqrt{2gH} \text{sen}(\alpha)}$$

Sustituyendo datos

$$B_i = \frac{360 * 0.06}{(\pi * 0.1 - 0.005 * 24)120 * 0.967 * \sqrt{2 * 9.8 * 15} \text{sen}(16.102)}$$

$$B_i = 0.08 \text{ m}$$

$$B_i = 80 \text{ mm}$$

Con el resultado anterior podemos ahora especificar el ancho del rodete con la relación de $B_R = 1.33B_i$ presentada en referencia [5]

$$B_R = 106 \text{ mm}$$

2.4 Determinación de la geometría del álabe regulador

Dimensionados los anchos tanto del inyector como del rodete dimensionamos el álabe regulador de caudal utilizando siempre el perfil propuesto por la U.N.L.P.

Cuyo perfil se basa en las relaciones que se muestran en la tabla 19 a partir del radio del rodete.

Tabla 19 Dimensiones del álabe regulador según la U.N.L.P

secciones	Puntos	$R/r_{1,2,3...}$	Angulo del arco
$a = 0.784R$	1	0.888	14
$b=0.34R$	2	0.464	30
$C=0.552R$	3	0.656	36
$d=0.336R$	4	0.4	30
$e =0.1R$	5	0.208	70
	6	0.24	64
	7	0.624	60

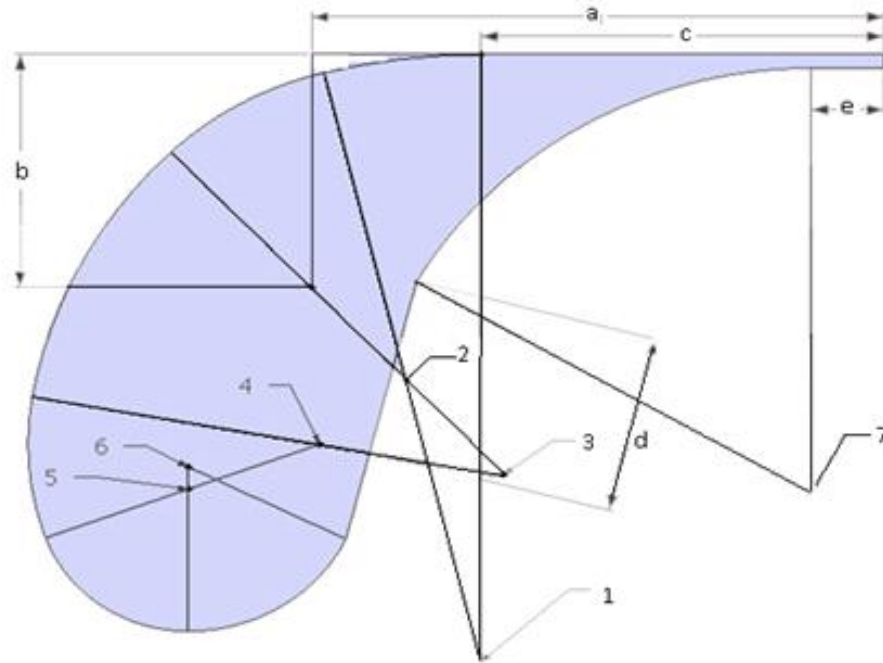


Figura 65 Perfil de álabe propuesto por la U.N.L.P.

Nota: El álabe dimensionado se muestra en la sección de planos

En la siguiente tabla se muestran las dimensiones que serán utilizadas para el álabe regulador de la turbina en el diseño, luego de sustituir el valor “R” radio del rodete en diseño, las dimensiones son como muestra la tabla 20.

Tabla 20 Dimensionamiento del álabe regulador diseñado

secciones	Puntos	R	Angulo del arco
a=0.0784	1	$r_1=0.0888$	14
b=0.034	2	$r_2=0.0464$	30
C=0.0552	3	$r_3=0.0656$	36
d=0.0336	4	$r_4=0.04$	30
e=0.01	5	$r_5=0.0208$	70
	6	$r_6=0.024$	64
	7	$r_7=0.0624$	60

2.4.1 Cálculo de fuerzas en el álabe regulador

Considerando lo siguiente:

Que el área A_1 es el área de contacto del agua sobre el álabe directriz, como lo muestran las figuras 66 y 67:

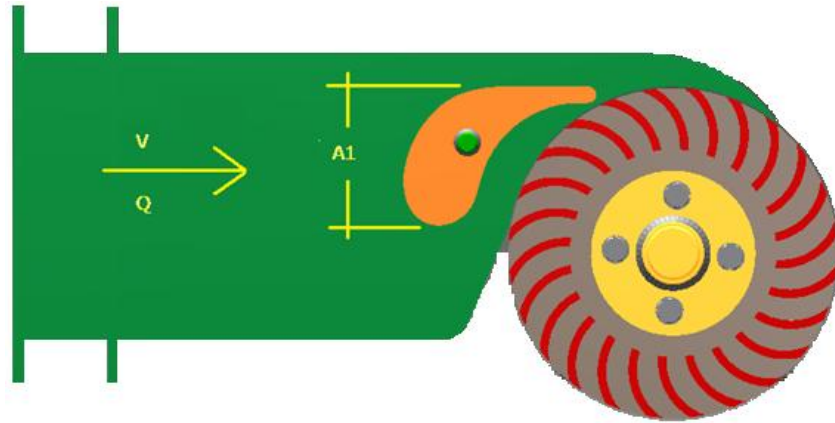


Figura 66 Disposición de primera área de contacto¹¹⁴

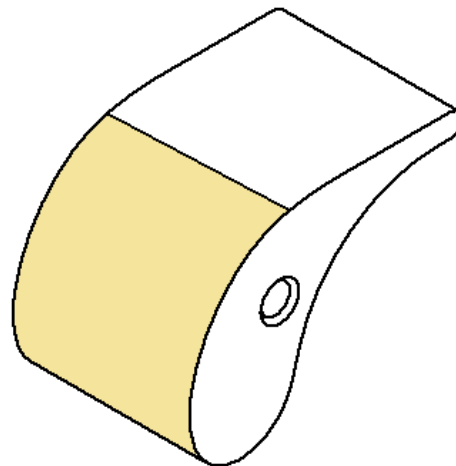


Figura 67 Área de contacto del agua sobre álabe regulador

Ahora se analiza el álabe como un álabe fijo, lo que quiere decir que no se desplaza con respecto al agua y que se tomarán para el análisis dos secciones del área, siendo la primera la superior representada por A_1 para la entrada y A_2 para la salida.

¹¹⁴ Imagen generada por Autodesk Inventor 2011

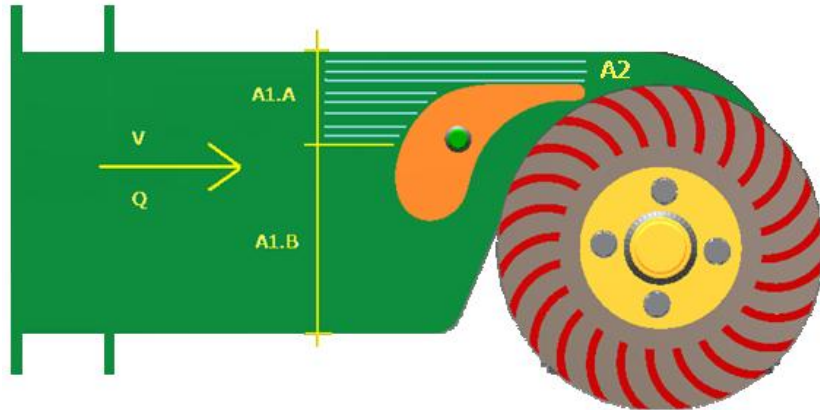


Figura 68 Áreas de contacto del agua

Y la segunda área la inferior representada por A.2.B para la entrada y A3 para la salida.

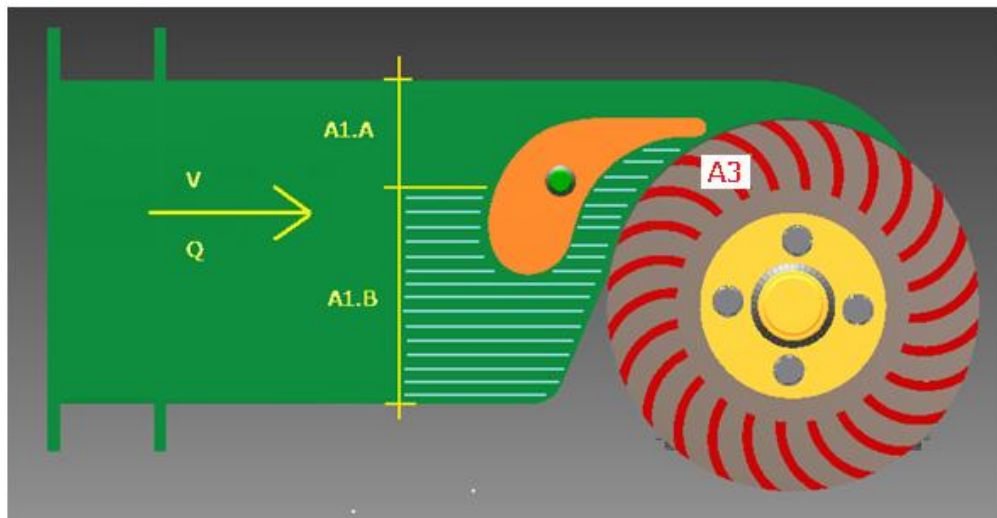


Figura 69 Volumen de control

De esta forma se tiene el siguiente fraccionamiento para las áreas a considerar, el análisis de las fuerzas sobre el eje del álabe, siendo estas las limitantes de los respectivos volúmenes de control.

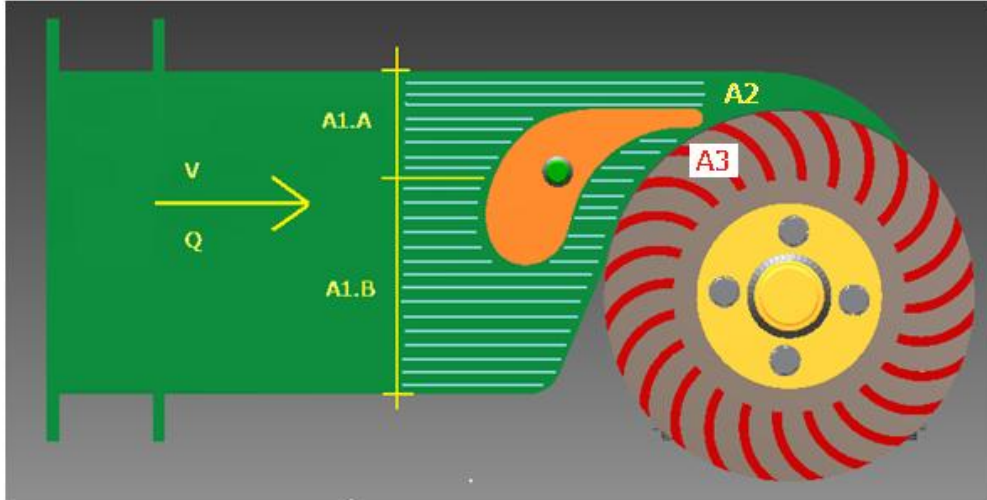


Figura 70 Volumen de control

Con los datos:

$$Q = 0.06 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A_{1A} = 0.062 * 0.07 = 0.0043 \text{ m}^2$$

$$A_{1B} = 0.112 * 0.07 = 0.0078 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 0.02 * 0.07 = 0.0014 \text{ m}^2$$

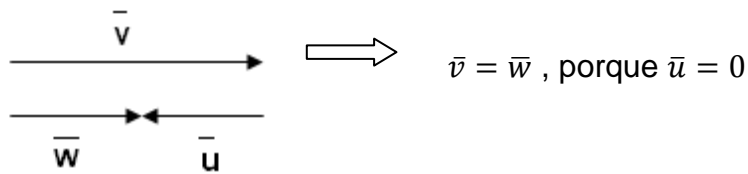
$$A_3 = 0.01 * 0.07 = 0.0007 \text{ m}^2$$

$$v = 4.32 \text{ m/s}$$

$$w_2 = w_3 = 16.6 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

Para cada superficie de control, a partir de los cálculos de fuerzas sobre álabes:



$\vec{v} = \text{velocidad absoluta del fluido}$

$\vec{w} = \text{velocidad relativa del fluido con respecto al volumen de control}$

$\vec{u} = \text{velocidad absoluta del alabe}$

Utilizando el principio de la cantidad de movimiento, además considerando que a la salida de ambas áreas A2 y A3 la componente predominante de la fuerza será la horizontal

$$\Sigma F_{x1} = \int SC_1 W_1 * \rho \bar{w}_1 dA_{1A} + \int SC_2 W_2 * \rho \bar{w}_2 dA_2$$

$$\Sigma F_{x1} = W_1 \rho (-W_1 A_{1A}) + W_2 \rho (W_2 A_2)$$

Sustituyendo datos para la entrada A.1.A y salida A2:

$$\Sigma F_{x1} = (4.32)^2 (1000) (-0.0043) + (16.6)^2 (1000) (0.0014)$$

$$\Sigma F_{x1} = R_{x1} = 305.536 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{x2} = \int SC_1 W_1 * \rho \bar{w}_1 * dA_{1B} + \int SC_3 W_2 * \rho \bar{w}_3 * dA_3$$

$$\Sigma F_{x1} = W_1 \rho (-W_1 A_B) + W_3 \rho (W_3 A_3)$$

Sustituyendo datos para la entrada A.1.B y salida A3:

$$\Sigma F_{x2} = (4.32)^2 (1000) (-0.0078) + (16.6)^2 (1000) (0.0007)$$

$$\Sigma F_{x2} = R_{x2} = 47.326 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$\Sigma F_{TOTAL} = R_{X1} + R_{X2} = 305.536N + 47.326N$$

$$\Sigma F_{TOTAL} = 352.862 N$$

Para calcular el torque:

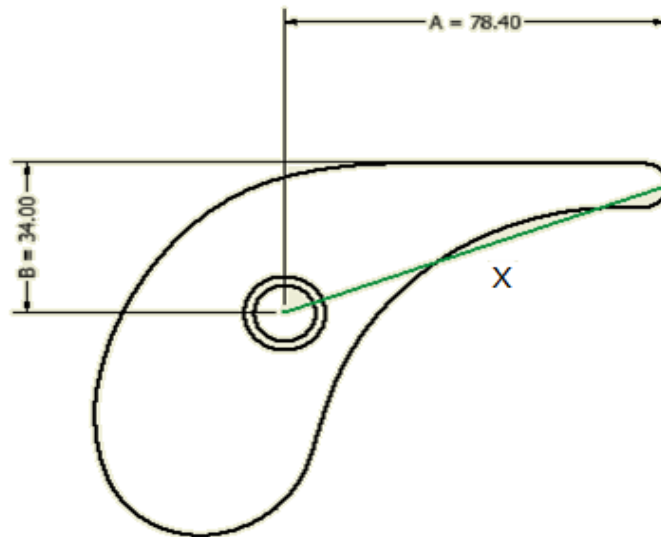


Figura 71 Determinación del brazo al que se le aplica el torque

$$X = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$X = \sqrt{(78.4mm)^2 + (34.0mm)^2}$$

$$X = 85.46 mm$$

Después de conocer el brazo al que se considera se aplica el torque, se obtiene este a partir de la fórmula:

$$T = (\Sigma F_{total})(x)$$

$$T = (352.862N)(0.085m)$$

$$T = 29.993 N.m = 265.46 lb.in$$

2.5 Diseño del eje del álabe regulador

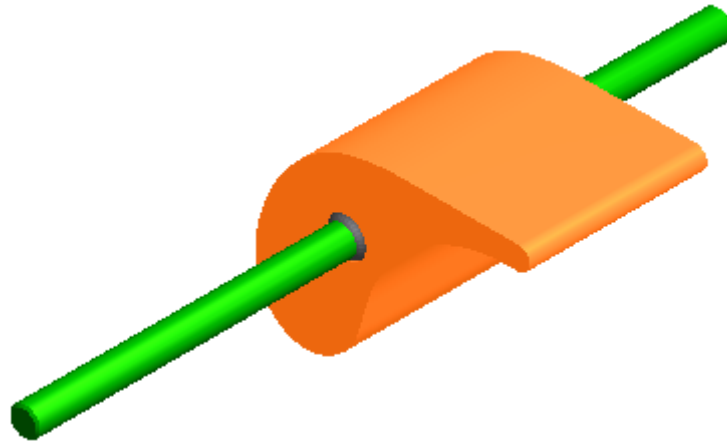
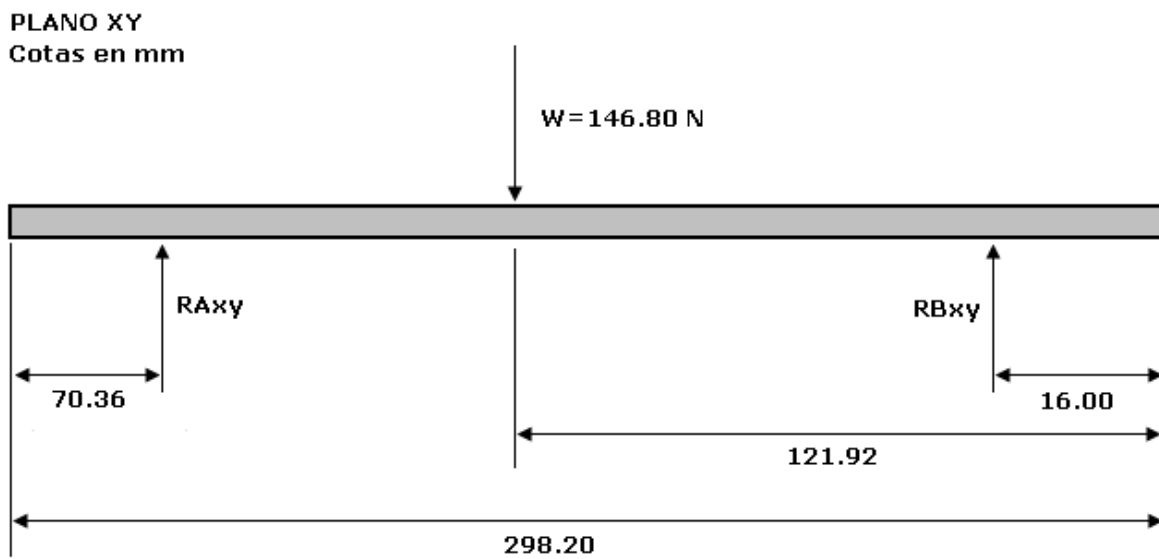


Figura 72 Eje de álabe regulador¹¹⁵

CONFIGURACIÓN DEL EJE



¹¹⁵ Imagen generada por Autodesk Inventor 2011

$$\downarrow +\Sigma M_A = 0;$$

$$\downarrow +\Sigma M_A = -W(105.92 \text{ mm}) + R_{B_{XY}}(211.84 \text{ mm}) = 0$$

$$R_{B_{XY}} = \frac{105.92 \text{ mm}(W)}{211.84 \text{ mm}} = \frac{W}{2} = \frac{(146.80 \text{ N})}{2}$$

$$R_{B_{XY}} = 73.40 \text{ N}$$

Luego:

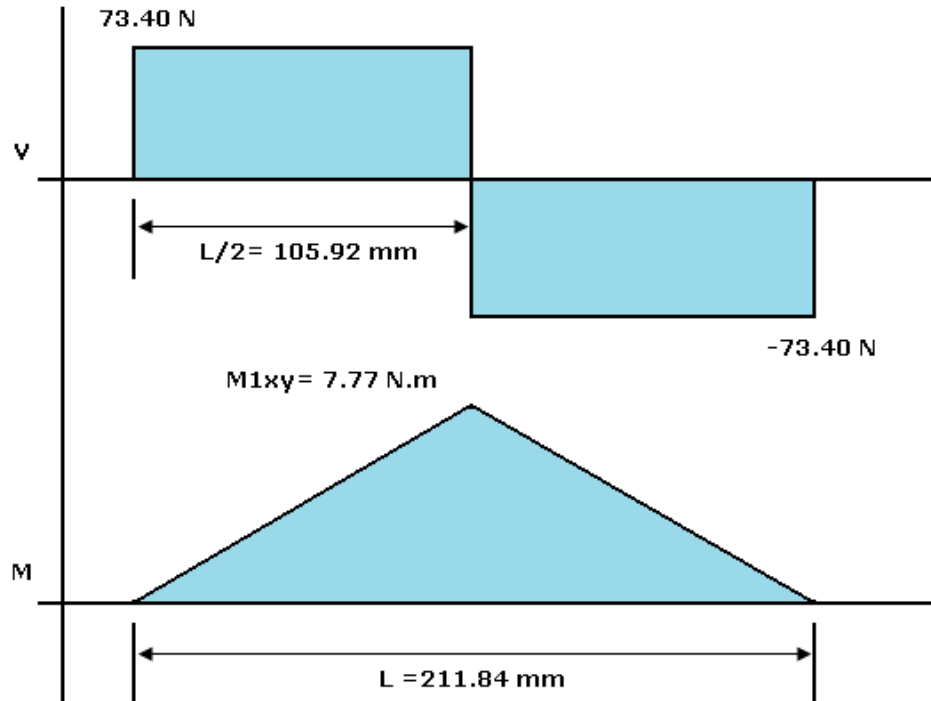
$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-146.80 \text{ N} + 73.40 \text{ N} + R_{A_{xy}} = 0$$

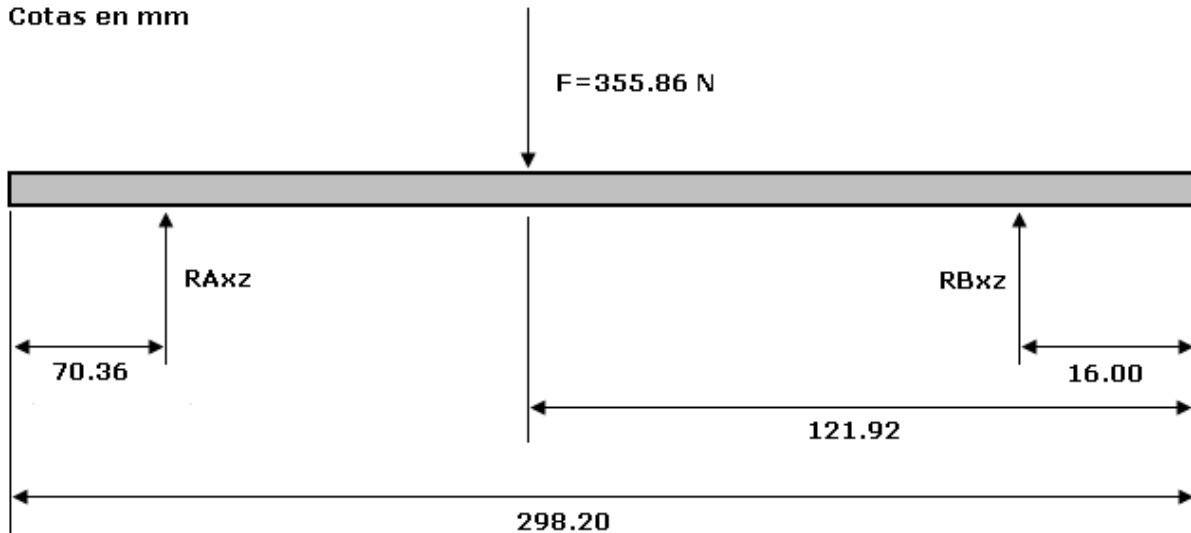
$$R_{A_{xy}} = 73.40 \text{ N}$$

Además:

DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO



PLANO XZ
Cotas en mm



Así:

Por simetría:

$$RA_{xz} = RB_{xz} = 177.93 \text{ N}$$

Entonces el momento máximo en XZ será:

$$M_{1xz} = (177.93 \text{ N}) * (105.92 \text{ mm})$$

$$M_{1xz} = 18.85 \text{ N.m}$$

De acuerdo a lo anterior:

$$M_1 = \sqrt{M_{1xy}^2 + M_{1xz}^2} = \sqrt{(7.77 \text{ N.m})^2 + (18.85 \text{ N.m})^2}$$

$$M_1 = 20.39 \text{ N.m}$$

Por ser el momento más crítico M1:

$$\sigma_1 = \frac{32M_1}{\pi d^3} (Kf_1)$$

$$Kf_1 = 1 \text{ (por no haber concentradores de esfuerzo)}$$

$$\sigma_1 = \frac{32 * (20.39)}{\pi D^3} = \frac{207.69}{d^3} \text{ [Pa]}$$

De la teoría de esfuerzos equivalentes alternantes:

$$\sigma_{ea} = (\sigma_a^2 + 3\tau^2)^{1/2}$$

Si, $\tau = 0$, entonces:

$$\sigma_{ea} = \frac{207.69}{d^3}$$

Límite a la fatiga:

$$S_n = K_a K_b K_c K_d K_e S'_n$$

Para K_a :

$$K_a = a S u^b$$

Con los valores:

$$a = 1.58 \text{ (por ser rectificado)}$$

$$b = -0.085 \text{ (por ser rectificado)}$$

$$S_u = 380 \text{ MPa (resistencia última del Acero AISI 1020 HR)}$$

$$K_a = 1.58(380)^{-0.085} = 0.95$$

Para K_b :

$$K_b = 0.9 \text{ (por desconocer } d)$$

Para K_c :

$$K_c = 1.0 \text{ (por ser flexión las más crítica)}$$

$$K_d = K_e = 1$$

Entonces:

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 * 380 = 190 \text{ MPa}$$

$$S_n = (0.95)(0.9)(1)(1)(1)(190 \text{ MPa}) = 162.45 \text{ MPa}$$

Por medio de la teoría de esfuerzos equivalente medios:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_m}{2} + \left(\frac{\sigma_m^2}{2} + \tau_m^2 \right)^{1/2}$$

Como, en este caso: $\sigma_m = 0$

Tendremos:

$$\sigma_{em} = \tau_m$$

$$\tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 * 29.99}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{152.74}{d^3}$$

Entonces:

Aplicando Línea de Goodman y un factor de seguridad $n=1.20$:

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{n}$$

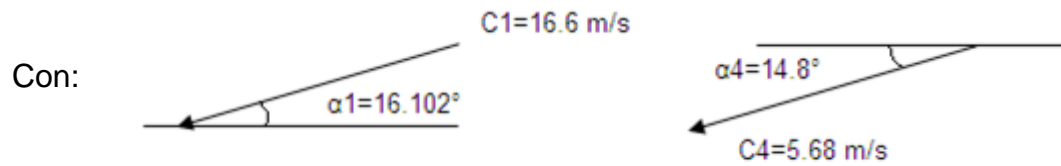
$$\frac{\frac{207.69}{d^3}}{162450000} + \frac{\frac{152.74}{d^3}}{380000000} = \frac{1}{1.20}$$

Resolviendo para d , tendremos:

$$d = 0.0126 \text{ m} = 12.6 \text{ mm}$$

Se concluye, al finalizar el análisis que se utilizará un eje de diámetro 12.7 mm hecho de acero AISI 1020 HR.

2.6 Análisis de fuerzas sobre el eje del rodete



Considerando para el análisis, la entrada comprendida entre los 60 y 90 grados (medido a partir del primer cuadrante) y la entrada número 4 con salida vertical.

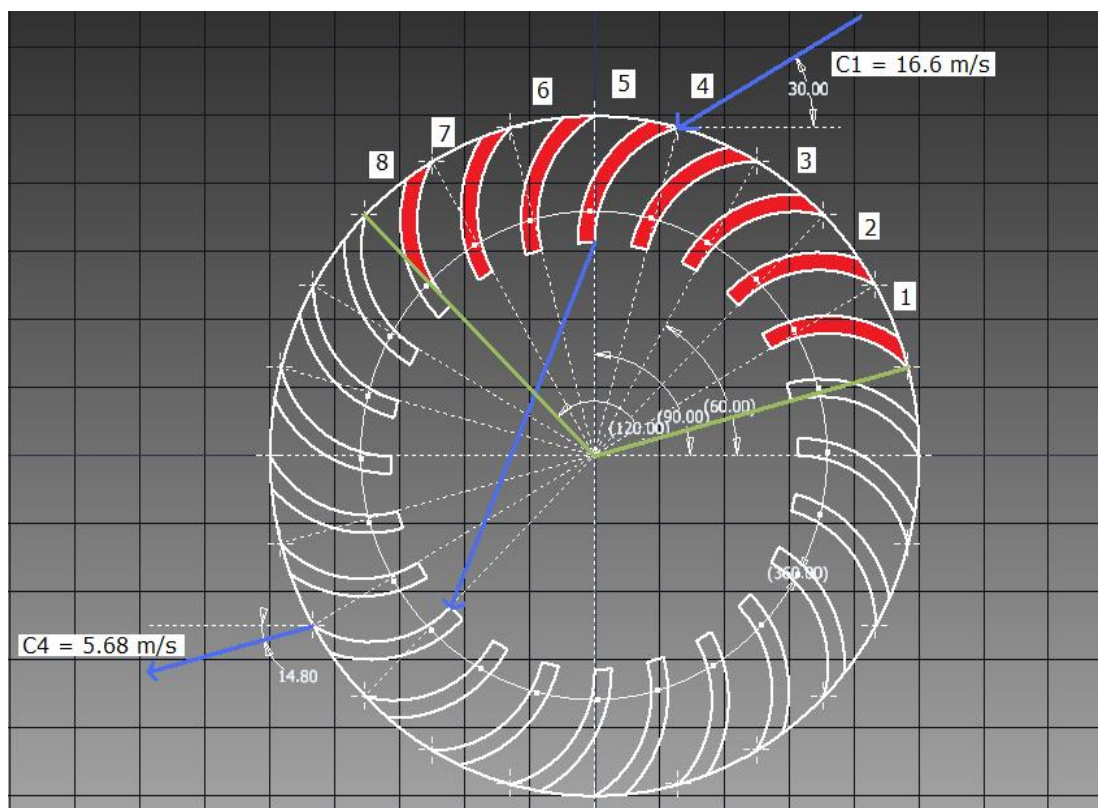


Figura 73 Análisis de fuerzas sobre eje¹¹⁶

Utilizando el principio de cantidad de movimiento se tiene

¹¹⁶ Imagen generada por Autodesk Inventor 2011

$$F_x = \rho * Q [C_{1x} - C_{4x}]$$

$$F_y = \rho * Q [C_{1y} - C_{4y}]$$

$$F_R = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2}$$

$$\theta_{FR} = \tan^{-1} \left(\frac{F_y}{F_x} \right)$$

Cuya fuerza resultante es la fuerza ejercida sobre el eje, de lo anterior se deduce entonces que.

Utilizando la siguiente convención de signos:

$$\sum^{+\rightarrow} F_x$$

Se tiene:

$$F_{4x} = \rho * Q [C_1 \cos \alpha_1 - (-C_4 \cos \alpha_4)]$$

Sustituyendo tenemos:

$$F_{4x} = 1000 * 0.06 [16.6 \cos (-16.102) - (-5.68 \cos 14.8)]$$

$$F_{4x} = -627.43 \text{ N}$$

Ahora:

Utilizando

$$\sum^{+\uparrow} F_y$$

$$F_{4y} = \rho * Q [C_1 \sin \alpha_1 - (-C_4 \sin \alpha_4)]$$

$$F_{4y} = 1000 * 0.06 [16.6 \sin (-16.102) - (-5.68 \sin 14.8)]$$

$$F_{4y} = -189.28 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{(-627.43 \text{ N})^2 + (-189.28 \text{ N})^2}$$

$$F_{R4} = 655.33 \text{ N}$$

$$\theta_{FR4} = \tan^{-1}\left(\frac{189.28}{627.43}\right)$$

$$\theta_{FR4} = 16.78^\circ$$

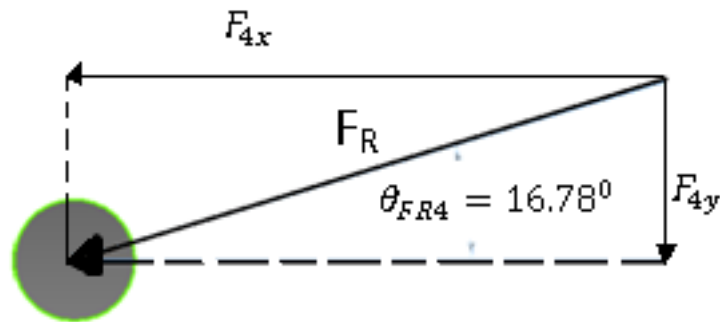


Figura 74 Fuerza resultante sobre el eje, producida en la entrada 4

Considerando que las fuerzas resultantes producidas por las otras entradas tiene la misma magnitud que la calculada para la entrada 4, deben de conocerse su ubicación sobre el eje para poder realizar la suma vectorial de dichas fuerzas.

Para lo anterior deben desplazarse las fuerzas 15 grados ya sea en sentido horario para las entradas 1,2 y 3 o en sentido anti horario para las entradas 5, 6,7 y 8.

Para las siguientes entradas en el área de admisión quedan como se muestra en la figura 75.

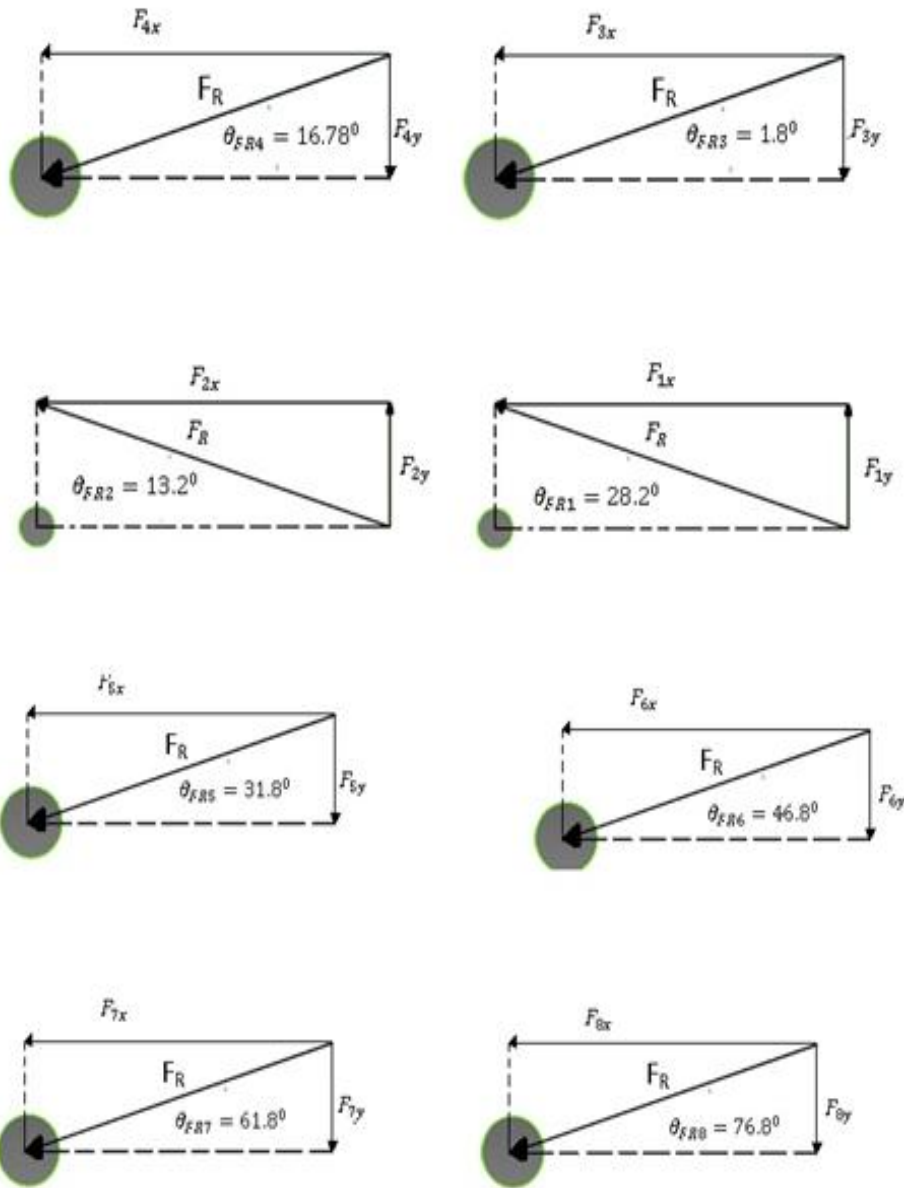


Figura 75 Conjunto de fuerzas desplazadas, ángulos medidos con la horizontal

Tabla 21 Componentes de fuerzas totales en el eje del rodetes

ENTRADA (ÁLABE)	FUERZA RESULTANTE (N)	ÁNGULOS (GRADOS)	COMPONENTES (X)(N)	COMPONENTES (Y)(N)
1	655.33	28.2	-577.545	309.677
2	655.33	13.2	-638.015	149.645
3	655.33	1.8	-655.007	-20.584
4*	655.33*	16.8*	-627.360*	-189.411*
5	655.33	31.8	-556.960	-345.330
6	655.33	46.8	-448.604	-477.715
7	655.33	61.8	-309.677	-577.545
8	655.33	76.8	-149.645	-638.015
		\sum COMPONENTES	-3,962.813	-1,789.278

Notas:

- Ángulos medidos con la horizontal
- Convención de fuerzas $\sum + \rightarrow$ y $\sum + \uparrow$
- Entrada de referencia (*)

De la tabla anterior se puede obtener que:

$$F_{Rx} = 3,962.813 \text{ N } (\leftarrow)$$

$$F_{Ry} = 1,789.278 \text{ N } (\downarrow)$$

$$F_R = \sqrt{(3,962.813 \text{ N})^2 + (1,789.278 \text{ N})^2}$$

$$F_R = 4348.034 \text{ N}$$

$$\theta_{FR4} = \tan^{-1} \left(\frac{1,789.278 \text{ N}}{3,962.813 \text{ N}} \right)$$

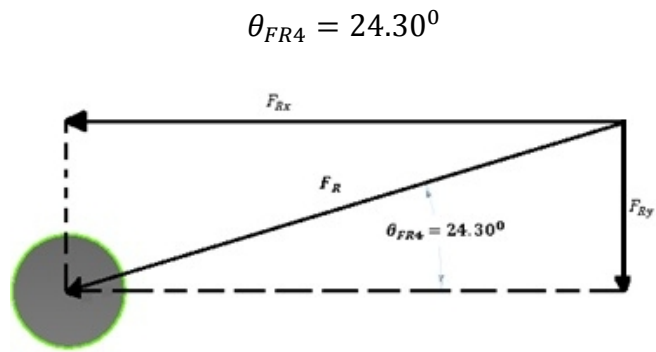


Figura 76 Fuerza resultante sobre eje del rodete

Con el valor de fuerza resultante sobre el eje se diseña el eje del rodete.

2.7 Diseño del eje del rodete

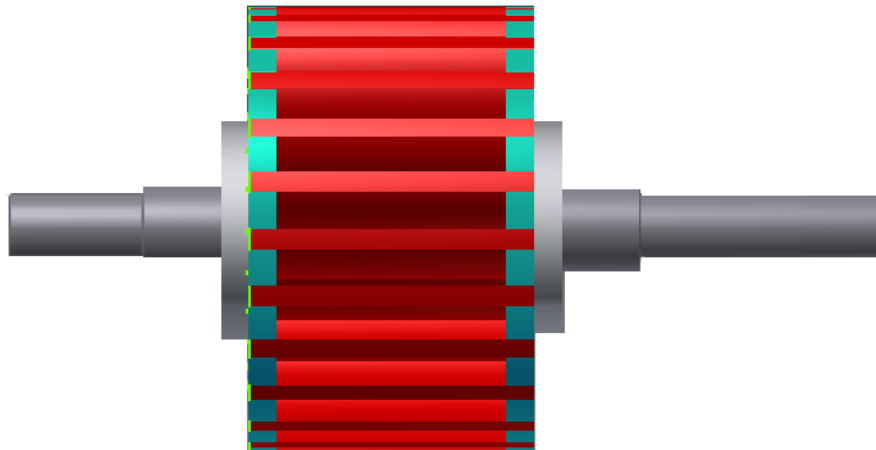


Figura 77 Eje del rodete

Para el análisis se hará la aproximación y se tomará como eje pasado.

Aplicación de la fuerza del agua sobre el rodete:

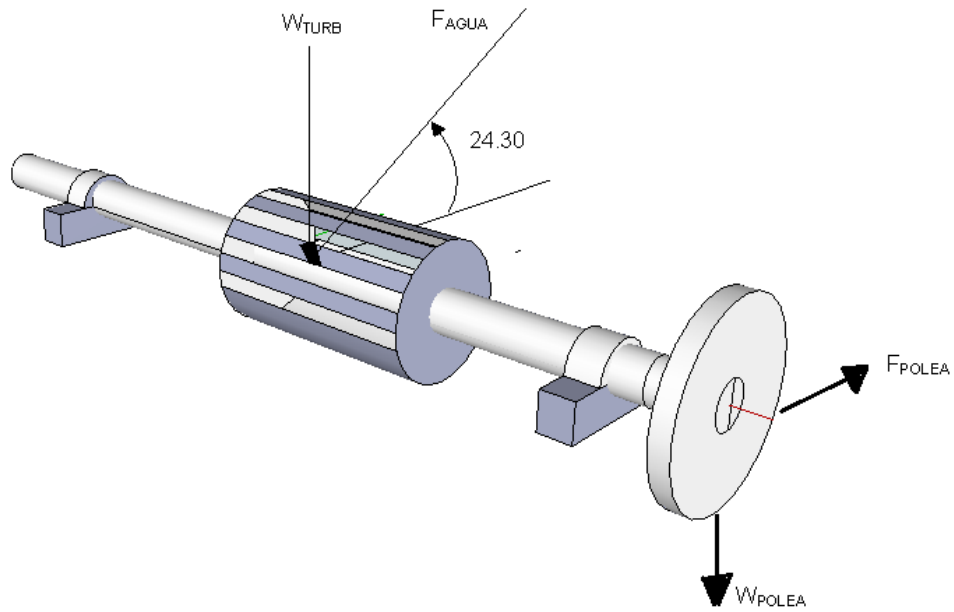
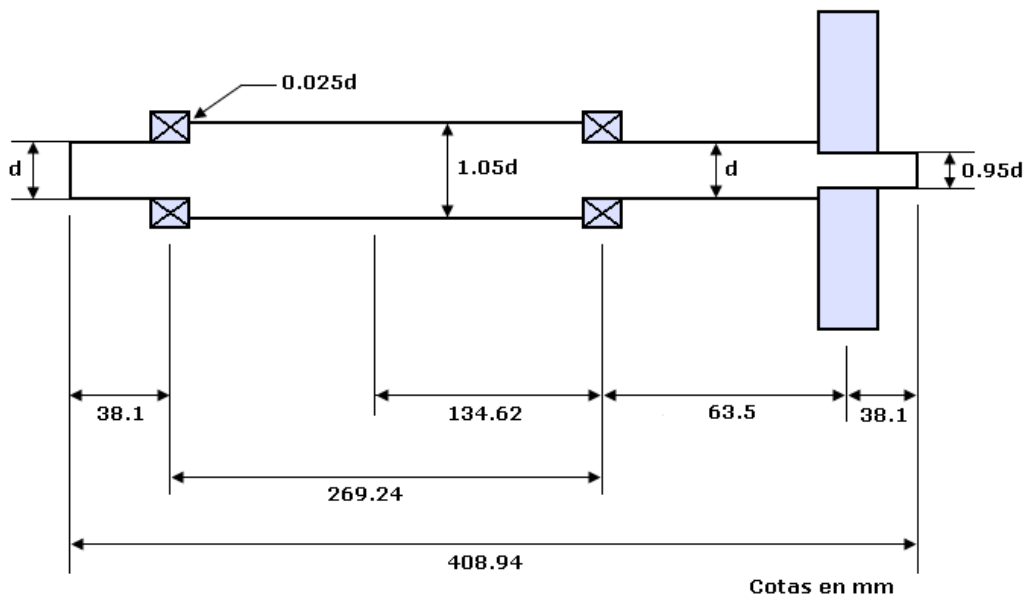
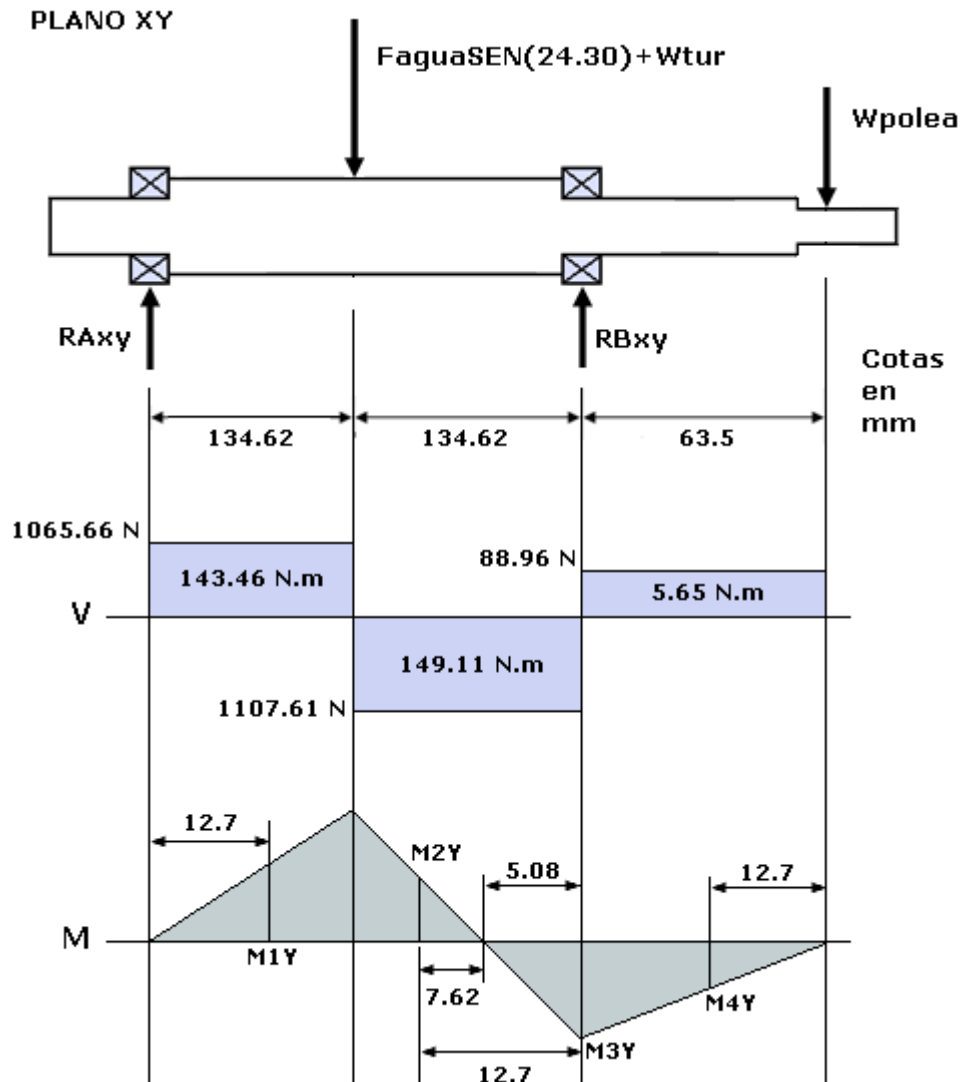


Figura 78 Disposición del montaje del rodete



ANÁLISIS DE ESFUERZOS



$$\downarrow + \sum M_A = 0$$

$$(-W_{TUR} + F_{AGUA} \text{sen}(24.30)) * 134.62 \text{ mm} + R_{BX}(269.24 \text{ mm}) - W_{POLEA}(332.74 \text{ mm}) = 0$$

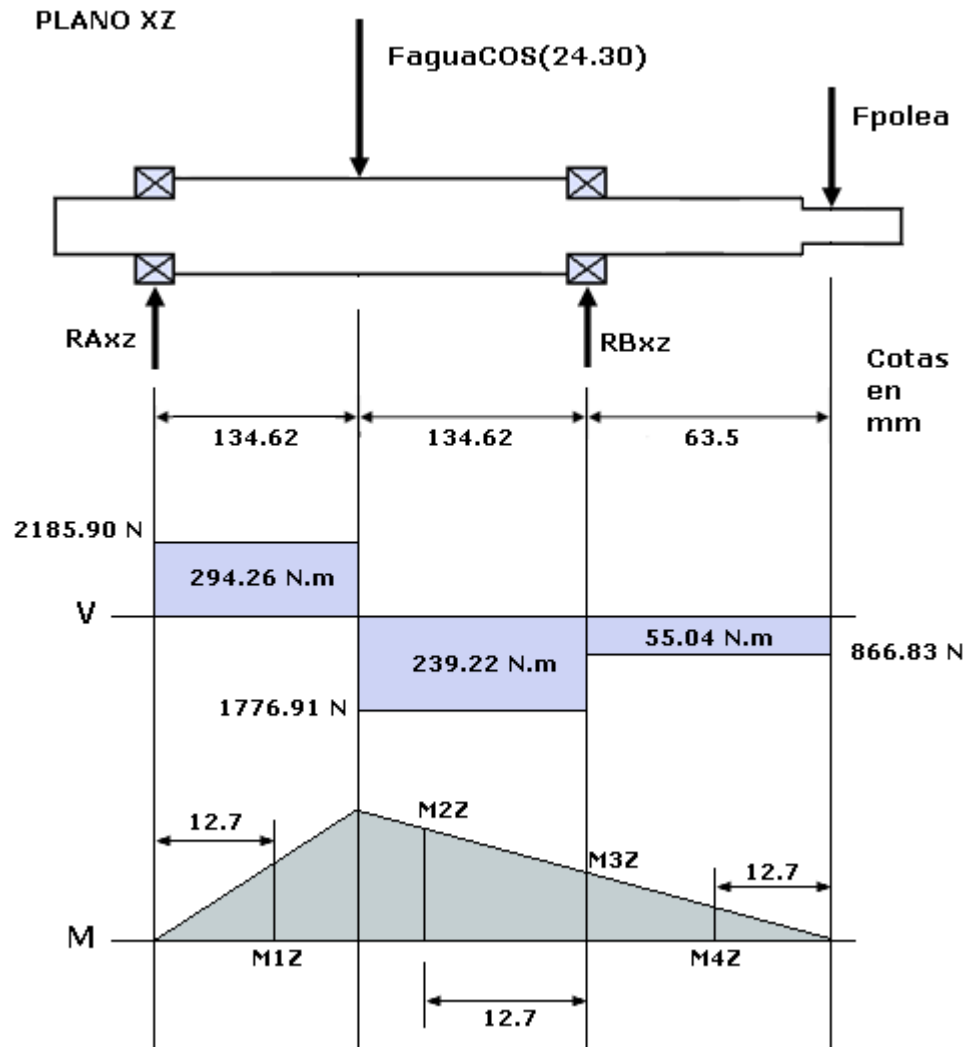
$$(-2173.27 \text{ N}) * 134.62 \text{ mm} + R_{BX}(269.24 \text{ mm}) - 88.96 \text{ N}(332.74 \text{ mm}) = 0$$

$$R_{BXY} = 1196.57 \text{ N}$$

$$\uparrow + \sum F_Y = 0$$

$$R_{AXY} - 2173.27 N + 1196.57 N - 88.96 N = 0$$

$$R_{AXY} = 1065.66 N$$



$$\left(\downarrow + \sum M_A = 0 \right.$$

$$(-F_{AGUA} \cos(24.30)) * 134.62 \text{ mm} + R_{BZ}(269.24 \text{ mm}) - F_{POLEA}(332.74 \text{ mm}) = 0$$

$$(-3962.81 N) * 134.62 \text{ mm} + R_{BZ}(269.24 \text{ mm}) - 866.83 N (332.74 \text{ mm}) = 0$$

$$R_{BZX} = 910.15 N$$

$$\uparrow + \sum F_z = 0$$

$$R_{AXZ} - 3962.81 N + 910.15 N - 866.83 N = 0$$

$$R_{AXZ} = 2185.90 N$$

Momentos en los puntos críticos 1, 2,3 y 4

Punto 1

$$\frac{M_{1XY}}{0.0127 m} = \frac{143.46 N.m}{0.13462 m}$$

$$M_{1XY} = 13.53 N.m$$

$$\frac{M_{1XZ}}{0.0127 m} = \frac{294.26 N.m}{0.13462 m}$$

$$M_{1XZ} = 27.76 N.m$$

Punto 2

$$\frac{M_{2XY}}{0.00762 m} = \frac{143.46 N.m}{0.12954 m}$$

$$M_{2XY} = 8.43 N.m$$

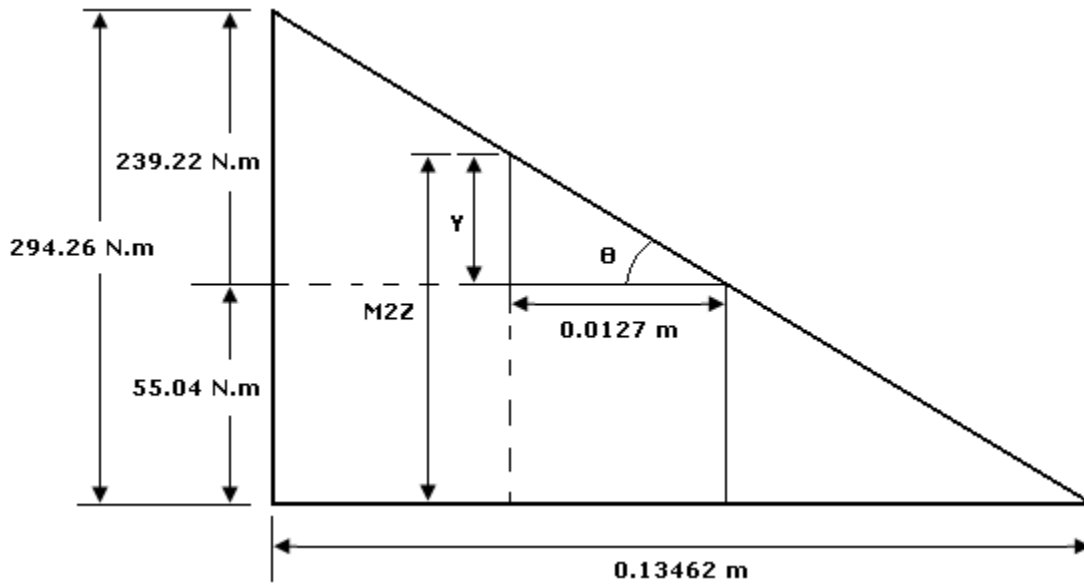


Figura 79 Análisis para el momento 2 en XZ

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{239.22}{0.13462} \right)$$

$$\theta = 89.97^\circ$$

$$\tan 89.97^\circ = \frac{Y}{0.0127}$$

$$Y = 24.26$$

$$M_{2XZ} = Y + 55.04 \text{ N.m}$$

$$M_{2XZ} = 24.26 \text{ N.m} + 55.04 \text{ N.m}$$

$$M_{2XZ} = 79.30 \text{ N.m}$$

Punto 3

$$M_{3XY} = 5.65 \text{ N.m}$$

$$M_{3XZ} = 55.04 \text{ N.m}$$

Punto 4

$$\frac{M_{4XY}}{0.0127 \text{ m}} = \frac{5.65 \text{ N.m}}{0.0635 \text{ m}}$$

$$M_{4XY} = 1.13 \text{ N.m}$$

$$\frac{M_{4XZ}}{0.0127 \text{ m}} = \frac{55.04 \text{ N.m}}{0.0635 \text{ m}}$$

$$M_{4XZ} = 11.01 \text{ N.m}$$

Momentos resultantes:

$$M_{1XY} = 13.53 \text{ N.m}$$

$$M_{1XZ} = 27.76 \text{ N.m}$$

$$M_{2XY} = 8.43 \text{ N.m}$$

$$M_{2XZ} = 79.30 \text{ N.m}$$

$$M_{3XY} = 5.65 \text{ N.m}$$

$$M_{3XZ} = 55.04 \text{ N.m}$$

$$M_{4XY} = 1.13 \text{ N.m}$$

$$M_{4XZ} = 11.01 \text{ N.m}$$

$$M_1 = \sqrt{M_{1XY}^2 + M_{1XZ}^2} = \sqrt{13.53^2 + 27.76^2} = 30.88 \text{ N.m}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{2XY}^2 + M_{2XZ}^2} = \sqrt{8.43^2 + 79.30^2} = 79.75 \text{ N.m}$$

$$M_3 = \sqrt{M_{3XY}^2 + M_{3XZ}^2} = \sqrt{5.65^2 + 55.04^2} = 55.33 \text{ N.m}$$

$$M_4 = \sqrt{M_{4XY}^2 + M_{4XZ}^2} = \sqrt{1.13^2 + 11.01^2} = 11.07 \text{ N.m}$$

Factores de concentración de esfuerzos:¹¹⁷

$$K_{F1} = 1 + q(K_{t1} - 1)$$

$$K_{t1} = \left\{ \begin{array}{l} r/d = 0.025d/d = 0.025 \\ D/d = 1.05d/d = 1.05 \end{array} \right\} K_{t1} = 2.08$$

$q = 0.9$ (Cuando se desconoce d)

$$K_{F1} = 1 + q(K_{t1} - 1)$$

$$K_{F1} = 1 + 0.9(2.08 - 1)$$

$$K_{F1} = K_{F2} = 1.97$$

$$K_{F3} = 1 + q(K_{t3} - 1)$$

$K_{t3} = 1$ (Cuando no hay concentradores de esfuerzo)

$q = 0.9$ (Cuando se desconoce d)

¹¹⁷ R.E. Peterson, John Wiley. STRESS CONCENTRATION DESIGN FACTORS Sons Inc. New York, 1953

Por lo tanto:

$$K_{F3} = 1.00$$

$$K_{F4} = 1 + q(K_{t4} - 1)$$

$$K_{t4} = \left\{ \begin{array}{l} r/d = 0.025d/0.95d = 0.026 \\ D/d = d/0.95d = 1.05 \end{array} \right\}$$

Para

$$q = 0.9 \} \rightarrow 2.07$$

$$K_{F4} = 1 + 0.9(2.07 - 1)$$

$$K_{F4} = 1.96$$

Cálculo de esfuerzos

$$\sigma_1 = \frac{32M_1}{\pi d^3} * K_{F1} = \frac{32 * 30.88 \text{ N.m}}{\pi d^3} * 1.97$$

$$\sigma_1 = \frac{77.86}{d^3} \text{ Pa}$$

$$\sigma_2 = \frac{32M_2}{\pi d^3} * K_{F2} = \frac{32 * 79.75 \text{ N.m}}{\pi d^3} * 1.97$$

$$\sigma_2 = \frac{1600.28}{d^3} \text{ Pa}$$

$$\sigma_3 = \frac{32M_3}{\pi d^3} * K_{F3} = \frac{32 * 55.33 \text{ N.m}}{\pi d^3} * 1.00$$

$$\sigma_3 = \frac{563.59}{d^3} \text{ Pa}$$

$$\sigma_4 = \frac{32M_4}{\pi d^3} * K_{F4} = \frac{32 * 11.07}{\pi d^3} * 1.96$$

$$\sigma_4 = \frac{221.01}{d^3} \text{ Pa}$$

De la teoría de esfuerzos equivalentes alternantes:

$$\sigma_{ea} = (\sigma_a^2 + \tau_a^2)^{\frac{1}{2}}$$

Se utiliza el esfuerzo más crítico de los esfuerzos calculados para el caso σ_2

$\tau_a = 0$ (Por ser torque constante)

$$\sigma_{ea} = \sigma_2 = \frac{1600.28}{d^3} \text{ Pa}$$

Ahora con los esfuerzos equivalentes medios:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_m}{2} + \left[\frac{\sigma_m^2}{2} + \tau_m^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Nota: no hay carga axial y el torque que se aplica es el siguiente:

$$\text{De la ecuación: } P = Tn$$

La velocidad angular a utilizar es:

$$n = 760 \text{ rpm}$$

$$760 \text{ rpm} \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 79.58 \text{ rad/s}$$

La potencia de entrada hidráulica, teóricamente tiene el valor de:

$$P = 8.8 \text{ kW} = 77880 \text{ Lb. in/s}$$

Por lo tanto:

$$T = \frac{P}{n} = \frac{8800 \text{ N.m/s}}{79.58 \text{ rad/s}} = 110.58 \text{ N.m}$$

$$\tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16(110.58 \text{ N.m})}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{563.18}{d^3} \text{ Pa}$$

$$\sigma_{em} = \tau_m = \frac{563.18}{d^3} \text{ Pa}$$

Calculando S_n (límite a la fatiga)

$$S_n = K_a K_b K_c K_d K_e S'_n$$

Para K_a :

$$K_a = a S_u^b$$

Con los valores:

$$a = 1.58 \text{ (por ser rectificado)}$$

$$b = -0.085 \text{ (por ser rectificado)}$$

$$S_u = 380 \text{ MPa (resistencia última del Acero AISI 1020 HR)}$$

$$K_a = 1.58(380)^{-0.085} = 0.95$$

Para K_b :

$$K_b = 0.9 \text{ (por desconocer } d)$$

Para K_c :

$$K_c = 1.0 \text{ (por ser flexión la más crítica)}$$

$$K_d = K_e = 1$$

Entonces:

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 * 380 = 190 \text{ Mpa}$$

$$S_n = (0.95)(0.9)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpa}) = 162.45 \text{ Mpa}$$

Aplicando línea de Goodman

Con factor de seguridad $n=1.5$

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{n}$$

Para AISI 1020 HR

$$\frac{\frac{1600.28}{d^3}}{162450000} + \frac{\frac{563.18}{d^3}}{380000000} = \frac{1}{1.5}$$

$$d = 0.0257 \text{ m} = 25.7 \text{ mm}$$

Por lo tanto se utilizará un diámetro de 38.1 mm para garantizar el buen funcionamiento del eje, considerando que será un eje armado y no continuo como la aproximación que se hace para el análisis, además de las reducciones por los cambios de sección. También servirá esta sobredimensión en el caso que pueda ser ampliada la capacidad de generación de la turbina.

2.8 Selección de tornillos para el ensamble

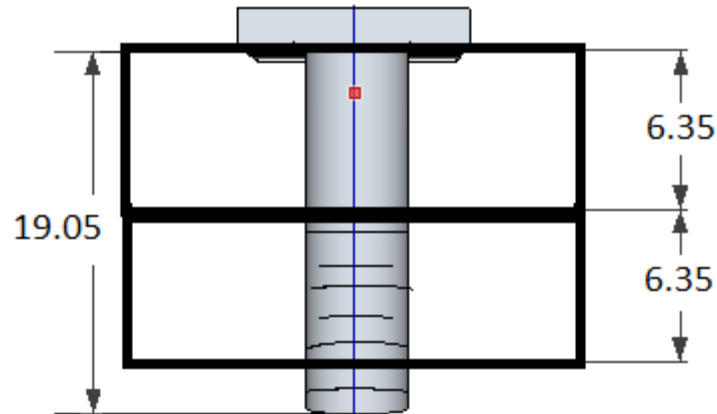


Figura 80 Tornillo de sujeción

Para el análisis de los tornillos de sujeción se realizará el siguiente procedimiento, en el cual no se presenta carga externa como se demostrara a continuación:

Carga total $P=8896.44$ N

Numero de juntas=2

Espesor de platina para la carcasa = 0.00635 m

tenemos que $f_i = K A_T S_p$

Donde:

K : Constante de sujeción = 0.75 por ser sujeciones reutilizables

f_i : Carga de Apriete.

A_T : Área a la tracción en la zona roscada.

S_p : Esfuerzo Permisible.

Además

$$\sigma = \frac{F_b}{A_T} = \frac{P_b + f_i}{A_T}$$

Donde:

σ : Esfuerzo Permisible

P_b : Carga de apriete

$$P_b = \frac{K_b}{K_b + K_m} P$$

Donde:

P_b : Carga de sujeción

P : Carga externa

Pero al determinar que solo se tiene carga transversal, carga normal es cero, se tiene que $P_b=0$, y al sustituir en la ecuación obtenemos que:

$$\sigma = \frac{F_b}{A_T} = \frac{P_b + f_i}{A_T} = \frac{f_i}{A_T}$$

Sustituyendo f_i se llega a la conclusión que el esfuerzo es:

$$\sigma = K A_T S_p \quad S_p = 448.11 \text{ Kpa}$$

En cuanto al esfuerzo cortante tenemos que

$$\tau = \frac{F}{A_T}$$

Utilizando ahora el círculo de Mohr tenemos:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \left[\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Sustituyendo σ y τ se tiene

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{KA_T S_p}{2} \pm \left[\left(\frac{KA_T S_p}{2} \right)^2 + \frac{F^2}{A_T} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{0.75 * A_T * 448.11 Kpa}{2} \pm \left[\left(\frac{0.75 * A_T * 448.11 Kpa}{2} \right)^2 + \left(\frac{8896.44}{A_T} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = 168041.25 A_T \pm \left[2.8 E^{10} A_T + \frac{79.1 E^6}{A_T^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ahora utilizando línea de Goodman

$$\frac{S_Y}{2n} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

Sustituyendo σ_1 y σ_2 asumiendo un factor de seguridad $n=1.5$ y un $S_y = 510.56$ Kpa obtenido dicho valor de usar un grado SAE 2 en la tabla 8-4 “Especificaciones SAE para pernos de acero”.

$$\frac{510560}{2(1.5)} = \frac{168041.25 A_T + \left(2.8 E^{10} A_T + \frac{79.1 E^6}{A_T^2} \right)^{\frac{1}{2}} - \left[168041.25 A_T - \left(2.8 E^{10} A_T + \frac{79.1 E^6}{A_T^2} \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{2}$$

Resolviendo la ecuación anterior se obtiene el siguiente resultado:

$$A_T = 0.0529 \text{ mm}^2$$

Al buscar el resultado en tabla 8-2 “Características de roscas unificadas UNC y UNF” se toma el próximo mayor por no encontrarse el resultado obtenido, el resultado próximo mayor es $A_T = 0.05664$.

Dada la cercanía de los resultados obtenidos con los de las tablas se selecciona el tipo de tornillo inmediato superior sin volver a iterar.

9.525 – 16UNF * 19.05 GRADO 2

2.9 Soldadura de los álabes del rodete

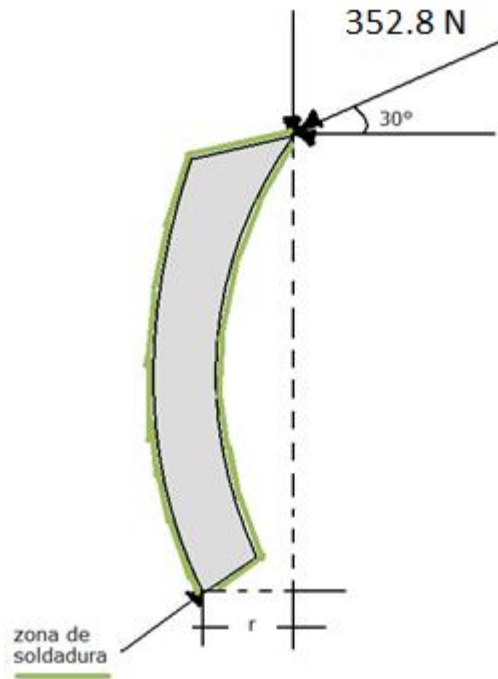


Figura 81 Esquema de soldadura en álabe

$$A = 1.414\pi hr$$

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{F \operatorname{sen}(30^\circ)}{A}$$

$$\tau = \frac{F \operatorname{cos}(30^\circ)}{1.414\pi hr}$$

$$M = Fr$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{Fr^2}{I_u h \operatorname{cos}(45^\circ)}$$

$$\sigma = \frac{[F \operatorname{sen}(30^\circ)](r^2)}{I_u h \operatorname{cos}(45^\circ)}$$

$$\sigma = \frac{Fr^2 \sin(30^\circ)}{\pi r^3 h \cos(45^\circ)}$$

Sustituyendo datos:

$$\tau = \frac{(352.8) \cos(30^\circ)}{1.414\pi(1.44)h}$$

$$\tau = \frac{47.76}{h}$$

$$\sigma = \frac{(352.8)(1.44)^2 \sin(30^\circ)}{\pi(1.44)^2 \cos(45^\circ)h}$$

$$\sigma = \frac{79.40}{h}$$

Aplicando la teoría del círculo de Mohr:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_y}{2} \pm \left[\left(\frac{\sigma_y}{2} \right)^2 + \tau^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{79.40}{2h} \pm \left[\left(\frac{47.46}{2h} \right)^2 + \left(\frac{47.46}{h} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{39.7}{h} \pm \left[\frac{2815.5}{h} \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{39.7}{h} \pm \frac{53.06}{h}$$

$$\sigma_1 = \frac{39.7 + 53.06}{h} = \frac{92.76}{h}$$

$$\sigma_2 = \frac{39.7 - 53.06}{h} = \frac{-13.36}{h}$$

T.E.C.M.

Acero estructural $S_y = 24840$ Kpa

AISI 1020 392739 Kpa

$$\frac{S_y}{2n} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$\frac{S_y}{n} = \sigma_1 - \sigma_2$$

$$\frac{392739}{2.5} = \frac{92.76 - (-13 - 36)}{h}$$

Resolviendo para h, que es el espesor del cordón de soldadura:

$$h = 0.35 \text{ mm}$$

Por lo que se tomará el menor valor de la altura del cordón de soldadura disponible que es de 3.175 mm con lo que se estará cumpliendo con el valor que se requiere para los esfuerzos presentes en el álabe.

Este mismo criterio se tomará para las soldaduras de la carcasa, considerando que esta es la mayor fuerza presente en el sistema completo, por lo que se cumplirá para las uniones de esta que no presentan mayores fuerzas.

2.10 Cálculo para el regulador del álabe directriz.

A continuación se muestra el área donde estará colocado el sistema de regulación.



Figura 82 Zona de colocación del sistema regulador

Se espera que el sistema trabaje en el rango de 25^0 , dividiéndose como sigue:

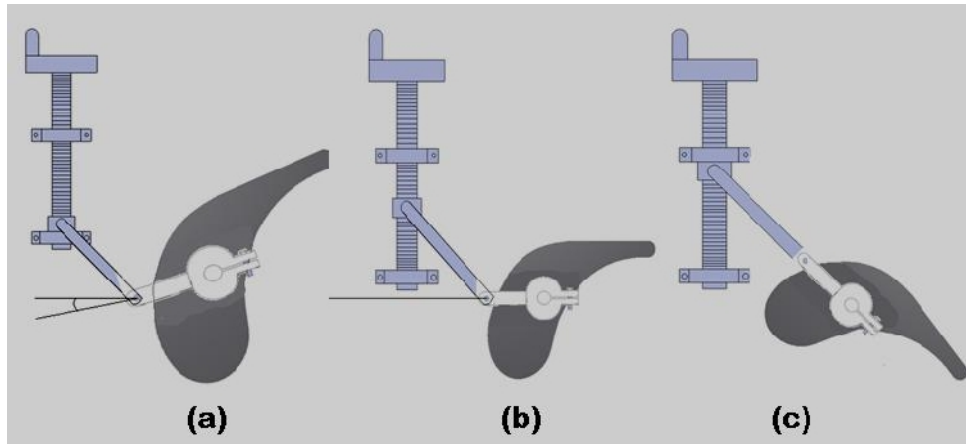


Figura 83 Posiciones del trabajo del álabe directriz

En la figura 83 (a) se muestra la posición a 15° en esta posición solo permitirá el paso el agua por su cara inferior, 83 (b) se muestra el álabe en la posición de 0 grados, permitirá el paso del agua por arriba y por debajo de él, y en la figura 83 (c) el álabe se muestra en la posición de 10° en la que permitirá el paso del agua por arriba de él mismo. Determinando las distancias S_1 y S_2 que debe recorrer la tuerca para moverse a las posiciones mostradas anteriormente.

Así tenemos: tomando un radio o brazo de 100 mm.

$$S_1 = \frac{r\theta_1\pi}{180^{\circ}}$$

$$S_1 = \frac{(100)(10^{\circ})\pi}{180^{\circ}}$$

$$S_1 = 17.5 \text{ mm}$$

$$S_2 = \frac{r\theta_2\pi}{180^{\circ}}$$

$$S_1 = \frac{(100)(15^{\circ})\pi}{180^{\circ}}$$

$$S_1 = 26.2 \text{ mm}$$

r: Brazo o radio para calcular el desplazamiento angular.

L_S : Límite superior de la tuerca con 100 de desplazamiento.

L_i : Límite inferior de tuerca con 150 de desplazamiento.

L_o : Punto inicial con 0 de desplazamiento.

h : Longitud del conector.

T_A : Torque aplicado al álabe directriz por el agua.

α : Ángulo entre la vertical y el conector

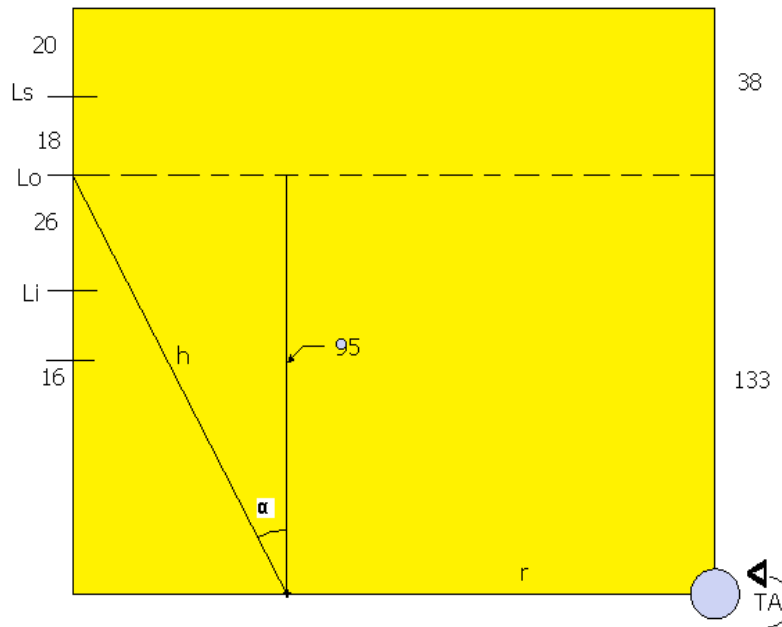


Figura 84 Determinación de la longitud del brazo

Si observamos el triángulo que se forma entre el valor de 95 y el ángulo α podemos encontrar el valor de h de la siguiente manera:

$$h = \sqrt{50^2 + 95^2} = 107.36$$

$$\cos \alpha = \frac{95}{h}$$

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{95}{107.36}\right) = 27.76^\circ$$

Teniendo como torque en el álabe directriz (T_A) de $29.993 \text{ N.m} \equiv 30 \text{ N.m}$.

Como $T = F \cdot d$ para el caso $T_A = F_{TA} \cdot d$

Donde:

F_{TA} : fuerza que produce T_A con el brazo r

$$F_{TA} = T_A / r = 30 / 0.1 = 300 \text{ N}$$

Con lo que la componente de la fuerza sobre el conector sería

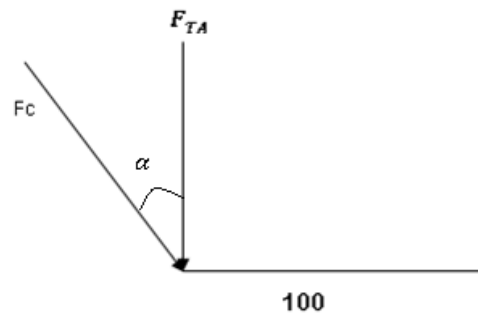


Figura 85 Fuerza sobre el conector

$$F_c = F_{TA} \cos \alpha$$

$$F_c = (300 \text{ N})(\cos 27.76)$$

$$F_c = 265.47 \text{ N}$$

Si trasladamos la fuerza F_c hacia el extremo de la tuerca tenemos:

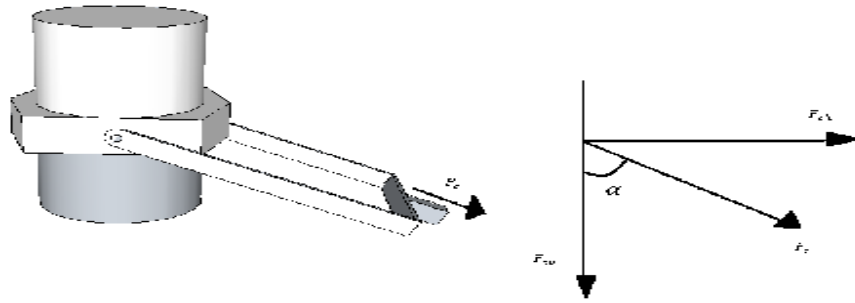


Figura 86 Esquemática de la fuerza en el conector

Donde:

F_{ch} : fuerza conector horizontal o fuerza causante de flexión en el tornillo

F_{cv} : fuerza conector vertical o componente para el análisis del tornillo

Por lo que

$$F_{ch} = F_c \operatorname{sen} \alpha = 265.47 \operatorname{sen}(27.76)$$

$$F_{ch} = 123.65N$$

$$F_{cv} = F_c \cos \alpha = 265.47 \cos(27.76)$$

$$F_{cv} = 234.92N$$

2.10.1 Análisis del tornillo regulador como tornillo de potencia

Considerando:

Rosca cuadrada, acero, $d = 12.7 \text{ mm}$, $n = 1$ hélice, tuerca de acero $dt = 19.05 \text{ mm}$, manivela de L.

Con los datos antes proporcionados, se encontrará:

- a) Fuerza en la manivela necesaria para elevar la carga

$$w = F_{cv} = 234.92N \text{ (Fms)}.$$

- b) La fuerza en manivela necesaria para bajar la carga

$$w = Fcv = 234.92N (Fmb).$$

- c) La eficiencia del tornillo.
- d) El material del tonillo.

De tabla 2.2 tamaño de roscas cuadradas y ACME (Jouvina) se tiene:

$$\text{Para } d = 12.7 \text{ mm}$$

$$p_x = \frac{1}{\# \text{ hilos}} = \frac{1}{6.5} = 0.154$$

$$d_m = d_{\text{ext}} - p_x/2 = 12.7 \text{ mm} - \frac{3.9116 \text{ mm}}{2} = 10.74 \text{ mm}$$

Donde:

p_x : *paso axial*

d_m : *diámetro medio*

$\# \text{ hilos}$: *número de hilos por pulgada*

Asumiendo el número de hélices=1 tenemos:

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_m}$$

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{P_x * N}{\pi d_m} \right)$$

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{0.154 * 1}{\pi * 0.423} \right)$$

$$\lambda = 6.61^\circ$$

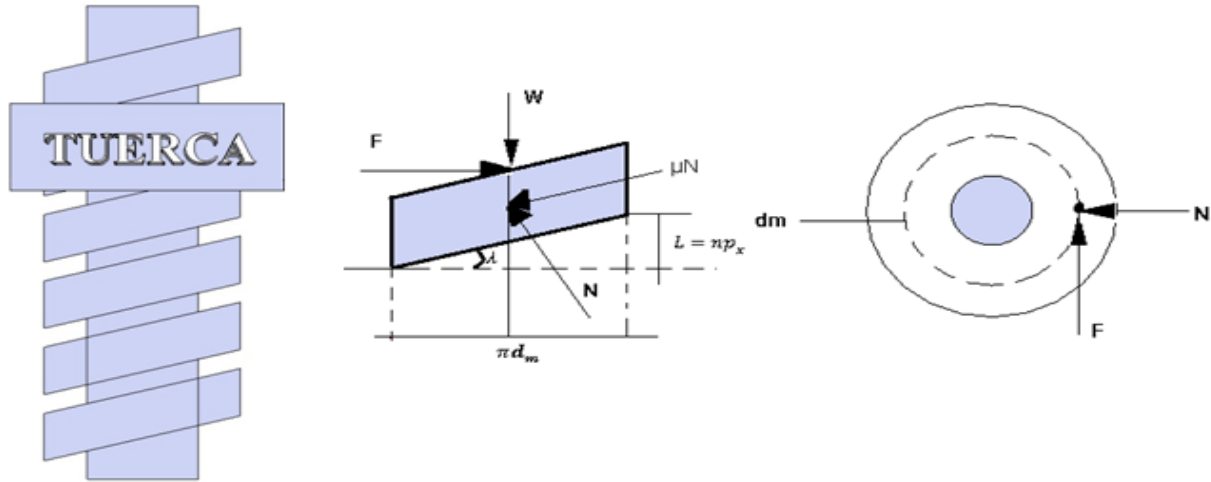


Figura 87 Tornillo de potencia y sus respectivas componentes

Donde:

p_x : *paso axial*

n = *número de helice*

l = *Avance*

d_m : *diámetro medio*

μ = *coeficiente de fricción entre tornillo y tuerca*

F = *fuerza externa para desplazar la carga (subir o bajar)*

N = *fuerza normal*

De tablas 2.1 coeficiente de fricción entre tornillo tuerca.

$\mu = 0.14$ Para: tornillo de acero, tuerca de acero o hierro, acero lubricado.

$$d_{mt} = 0.9$$

$$l = 0.154 * 1 = 3.9116$$

$$w = F_{cv} = 234.92 \text{ N}$$

Ahora para la tuerca se tiene:

$$d_{mc} = \frac{d_{ext} + d_{int}}{2}$$

Asumiendo $d_{int} = 12.7 \text{ mm}$

$$d_{mc} = \frac{19.05 + 12.7}{2}$$

$$d_{mc} = 15.87 \text{ mm}$$

Así se tiene:

Torque del tronillo para subir:

$$T_u = \frac{d_m w}{2} \left(\frac{\tan \lambda + \mu}{1 - \mu \tan \lambda} \right)$$

Torque del tornillo para bajar:

$$T_d = \frac{d_m w}{2} \left(\frac{\mu - \tan \lambda}{1 + \mu \tan \lambda} \right)$$

Torque de la tuerca o collarín:

$$T_c = \frac{d_m w \mu_c}{2}$$

Donde:

$\mu_c = 0.14$ Acero en collarín, tornillo acero y acero lubricado.

Sustituyendo datos

$$T_u = \frac{(0.01074 \text{ m})(234.92 \text{ N})}{2} \left(\frac{\tan(6.61) + 0.14}{1 - 0.14 \tan(6.61)} \right)$$

$$T_u = 0.329 \text{ N.m}$$

$$T_d = \frac{(0.01074\text{m})(234.92\text{N})}{2} \left(\frac{0.14 - \tan(6.61)}{1 + 0.14 \tan(6.61)} \right)$$

$$T_d = 0.030 \text{ N.m}$$

$$T_c = \frac{0.016 * 234.92\text{N}}{2} (0.14)$$

$$T_c = 0.261 \text{ N.m}$$

Así la fuerza en la manivela para subir la carga será $T = F \cdot d$ despejando F tenemos:

$$F = \frac{T_c}{L}$$

Con una longitud de 1.5 in

$$F = \frac{0.261 \text{ N.m}}{0.0381 \text{ m}}$$

$$F_{up} = 6.85 \text{ N}$$

Fuerza en la manivela para bajar la carga:

$$F = \frac{0.030 \text{ N.m} + 0.261 \text{ N.m}}{0.0381 \text{ m}}$$

$$F_{down} = 7.65 \text{ N}$$

Rectificando si la carga desliza.

No desliza ni baja sola cuando: $\mu > \tan \lambda$

Así:

$$0.14 > \tan(6.61)$$

$$0.14 > 0.116$$

Por lo tanto la carga no desliza

Eficiencia del tornillo

$$e = \frac{T_{\mu=0}}{T_{\mu \neq 0}} = \frac{\text{para subir la carga } \mu = 0}{\text{para bajar la carga } \mu \neq 0}$$

$$e = \frac{wl}{2\pi T_u}$$

$$e = \frac{(234.92 \text{ N})[(1)(0.00381 \text{ m})]}{2\pi(0.329 \text{ N} \cdot \text{m})}$$

$$e = 0.445 = 44.2\%$$

Para la determinación del material del tornillo.

$$\sigma = \frac{6w}{\pi d_m^3 P} = \frac{6 * 234.92 \text{ N}}{\pi * 0.1074 \text{ m} * 3.9116 \times 10^3} = 10.68 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{2w}{\pi d_m^3 P} = \frac{2 * 234.92 \text{ N}}{\pi * 0.1074 \text{ m} * 3.9116 \times 10^3} = 1.07 \text{ MPa}$$

Aplicando círculo de Mohr.

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \left[\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{10.68 \text{ MPa}}{2} \pm \left[\left(\frac{10.68 \text{ MPa}}{2} \right)^2 + 1.07 \text{ MPa}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_1 = 11.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -1.07 MPa$$

Ahora con la teoría estática de cortante máxima.

$$\frac{S_y}{2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = 11.7 - (-0.156)$$

$$S_y = 12.8 MPa$$

De tabla A-20 características y propiedades mecánicas a la tensión de aceros HR y CD.

Se toma un AISI 1006HR con $S_y = 165.47 MPa$

Análisis de tuerca por coulomb- Mohr.

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} + \frac{\sigma_2}{S_{uc}} = \frac{1}{n}$$

Para el hierro $S_{ut} = 151.68 MPa$, $S_{uc} = 572.26 MPa$ para el acero 1006 HR

$$\frac{11.78 MPa}{151.68 MPa} + \frac{-1.075 MPa}{572.26 MPa} = \frac{1}{n}$$

$$n = 13.19$$

Por lo cual se puede concluir que no fallara.

Así pues la tuerca puede ser hecha de hiero ASTM 20 o acero 1006 HR, al seleccionar uno de los dos estamos seguros que los dos cumplen con los parámetros requeridos por lo que solo dependerá de saber cuál es el más económico.

Para el grosor de la tuerca se toma 5P con lo que tenemos:

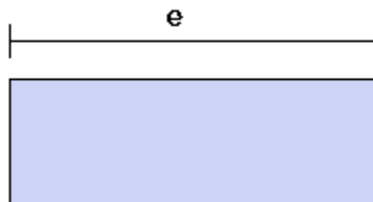
$$\delta = 5P = 5(0.154)$$

$$\delta = 0.770 in \equiv 0.8 in = 20.32 mm$$



Para el espesor de la tuerca se tomara $8P$

$$e = 8P = 8(0.154) = 1.23 \cong 1.25 = 31.75 \text{ mm}$$



Con las consideraciones antes mencionadas, la longitud roscada del tornillo sería 10.16 mm .

Por lo tanto lo ideal es utilizar una varilla de 12.7 mm de diámetro de acero, o hierro de 150 mm de longitud para la fabricación de este tornillo de potencia y una tuerca de hierro o acero cuadrada de $31.75 \text{ mm} \times 31.75 \text{ mm} \times 20.32 \text{ mm}$

2.10.2 Consideraciones para el conector

Donde:

h: distancia entre centros de acoples

l: longitud total de la barra

a: ancho 19.05 mm

e: espesor 6.35 mm

d: diámetro de orificios de 6.35 mm acople

f: fuerza

$$A = a * e$$

$$A = (19.05 \text{ mm})(6.35 \text{ mm})$$

$$A = 120.97 \text{ mm}^2$$

$$A = 12,097 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

El esfuerzo al que se someterá será:

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{265.47 \text{ N}}{12.097 \times 10^{-5}}$$

$$\sigma_{\text{axial}} = 2,194,511.04 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{axial}} = 2.19 \text{ MPa}$$

Como no hay esfuerzos torsionantes: $\tau=0$

El conductor siente tensión y se contrae, por lo tanto se analiza a compresión

$$A = (a - d)e$$

$$A = (19.05 - 6.35)(6.35)$$

$$A = 0.65 \text{ mm}^2$$

$$A = 80.65 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$d/a = \frac{6.35}{19.05}$$

$$d/a = 0.333$$

$$k_t = 2.33$$

El esfuerzo es:

$$\sigma = \frac{p}{A} = \frac{F}{A} k_t$$

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{265.47(2.33)}{80.65 \times 10^{-6}}$$

$$\sigma_{\text{axial}} = 766,949.07 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{axial} = 7.67 \text{ MPa}$$

Aplicando círculo de Mohr:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_1}{2} \pm \left[\frac{\sigma^2}{2} + \tau^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{-7.67 \text{ MPa}}{2} \pm \left[\left(\frac{7.67 \text{ MPa}}{2} \right)^2 + 0 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = -3.84 \pm [(3.84)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma = 0 \quad \sigma_2 = -7.67 \text{ MPa}$$

Para un Acero

Teoría de esfuerzo cortante máxima

$$\frac{s_y}{2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$s_y = 7.67 \text{ MPa}$$

Con este valor de Sy el acero más sencillo cumple

$$1006HR \text{ } s_y = 300 \text{ MPa}$$

Para hierro clase 25

Teoría de Coulomb-Mohr

$$\frac{\sigma_1}{s_{ut}} + \frac{\sigma_2}{s_{uc}} = \frac{1}{n}$$

$$s_y = 7.67 \text{ MPa}$$

$$\frac{0}{179.26 \text{ MPa}} + \frac{7.67 \text{ MPa}}{668.8 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 87.19$$

Como $n > 1$ resiste

Por lo tanto inclusive de aluminio se puede construir pero se hará la verificación por alguna de estas teorías.

Para aluminio

$$\frac{S_y}{2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$S_y = 7.67 \text{ MPa}$$

Aluminio forjado 2017 grado 0

$$S_y = 70 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_1}{s_{ut}} + \frac{\sigma_2}{s_{uc}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{7.67 \text{ MPa}}{179.26 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 23.37$$

Como $n > 1$ resiste

2.10.3 Consideraciones de la abrazadera del eje del álabe directriz

Ahora se tiene un esfuerzo flexionante y un axial además la abrazadera esta a (T ó C)

Así:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{F}{(a-d)w}$$

$$\sigma_F = \frac{M_C}{I} = \frac{6M}{(a-d)w^2} k_{tf}$$

$$\tau = 0$$

Para

$$k_{ta} = 2.33$$

$$d/a = \frac{6.35}{19.05} = 0.333$$

Para

$$k_{tf} = 1.9$$

$$a/d = \frac{6.35}{19.5} = 0.33$$

$$a/w = \frac{6.35}{12.7} = 0.5$$

Así axial

$$\sigma_a = \frac{F_{ch} k_{ta}}{(a-d)w}$$

$$A = (19.05 - 6.35)(12.7)$$

$$A = 1.613 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A = 16.13 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\sigma_a = \frac{123.65 \text{ N}(2.33)}{16.13 \times 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_a = 1.79 \text{ MPa}$$

Así flexión:

$$\sigma_f = \frac{6M}{(a-d)w^2}$$

$$(a-d)w^2 = (19.05 - 6.35)(12.7)^2$$

$$= 2048.38 \text{ mm}^3$$

$$= 20.48 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\sigma_f = \frac{6(30 \text{ N.m})}{20.48 \times 10^{-7} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_f = 87.89 \text{ MPa}$$

Así:

$$\sigma_R = \sigma_a + \sigma_f = 1.79 + 87.89$$

$$\sigma_R = 89.68 \text{ MPa}$$

Aplicando la teoría del círculo de Mohr

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \left[\frac{\sigma^2}{2} + \tau^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \left[\frac{\sigma^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{89.6 \text{ MPa}}{2} \pm \left[\left(\frac{89.6 \text{ MPa}}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = 44.81 \text{ MPa} \pm 44.81 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 89.6 \text{ MPa}, \sigma_2 = 0$$

Para un acero

$$\frac{s_y}{2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$s_y = 89.6 \text{ MPa}$$

Así un acero 1006 HR

$$s_y = 165.47 \text{ MPa}$$

Para un hierro clase 25

$$\frac{\sigma_1}{s_{ut}} + \frac{\sigma_2}{s_{uc}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{89.6 \text{ MPa}}{179.26 \text{ MPa}} + \frac{0}{97} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2$$

$n > 1$ si resiste

2.11 Cálculo de grosor de pared mínima del cuadrado redondo

Para analizar el cuadrado redondo, dicho análisis se realiza en dos partes:

La primera parte del análisis consiste en analizar la sección plana del desarrollo cuadrado redondo, con la finalidad de encontrar el espesor mínimo permisible para que dicho elemento no falle por la presión interna debida al flujo de agua que habrá en este.

En la segunda parte se determina de igual forma el espesor mínimo permisible a soportar por la geometría en la parte redonda.

Aplicando bernoulli entre el cuadrado y el reservorio se tiene:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + Z_1 + H_{Bom} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + Z_2 + H_f$$

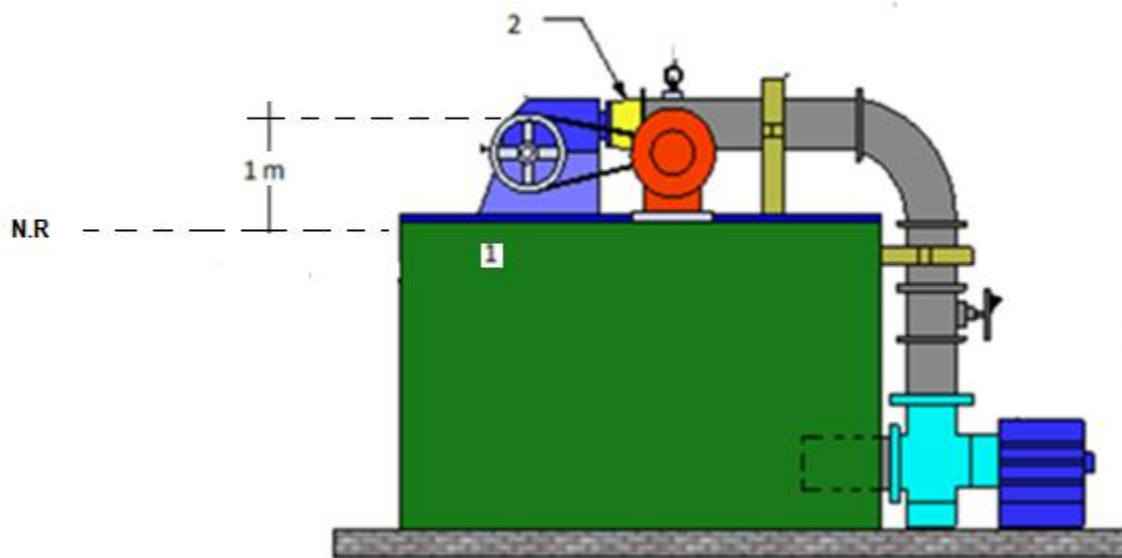


Figura 88 Bernoulli de 1 a 2

Despreciando las pérdidas se tiene $H_f = 0$:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + Z_1 + H_{Bom} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + Z_2$$

Siendo la presión $P_1 = 0$ y $C_1 = 0$ por estar el reservorio abierto a la atmosfera y el agua en reposo

$$Z_1 + H_{Bom} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + Z_2$$

Aplicando la ecuación de continuidad en el cuadrado-redondo:

$$Q_2 = A_2 C_2$$

$$0.06 \frac{m^3}{s} = (0.08 \text{ m} \times 0.1771 \text{ m}) C_2$$

$$C_2 = 4.23 \frac{m}{s}$$

Sustituyendo en la ecuación para encontrar la fuerza distribuida resulta:

$$0 + 17 \text{ m} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\left(4.23 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} + 1 \text{ m}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = 15.08 \text{ m}$$

$$P_2 = 15.08 \text{ m} * 9850 \frac{N}{m^3}$$

$$P_2 = 148.61 \times 10^3 \frac{N}{m^2} \cong 148.61 \text{ KPa}$$

2.11.1 Análisis de la geometría cuadrada por tensión.

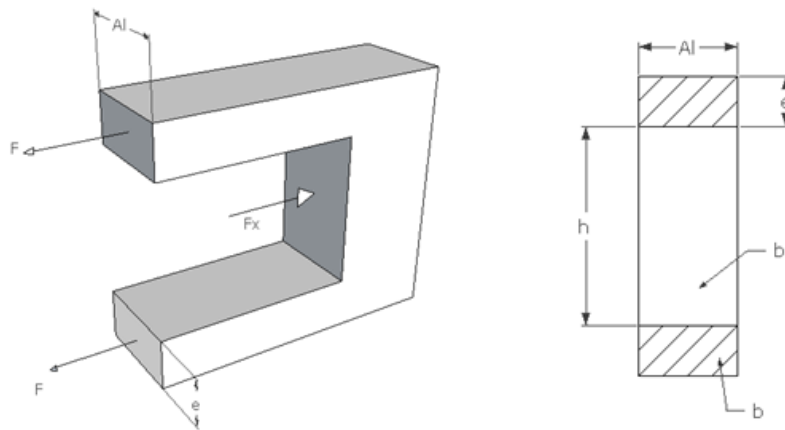


Figura 89 Diagrama de fuerzas en la parte plana del acople

De la figura 88 al realizar sumatoria de fuerzas tenemos:

$$F_x - F - F = 0$$

$$F_x = 2F$$

$$F = \frac{F_x}{2}$$

Analizando el área a:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$F = PA$$

$$F = P\Delta le$$

Analizando el área b:

$$F_x = P\Delta lh$$

$$F = \frac{P\Delta lh}{2}$$

Al sustituir en la ecuación de esfuerzo la fuerza F y el área A se tiene:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\sigma = \frac{P\Delta lh}{2\Delta le}$$

$$\sigma = \frac{Ph}{2e}$$

Sustituyendo en la ecuación principal los valores obtenidos y las ecuaciones tenemos:

$$t_m = \frac{Ph}{2(SE + PY)} + A$$

$$SE + PY = \frac{Ph}{2t_m}$$

$$\sigma = \frac{PD}{2e} = SE$$

$$SE + PY = \frac{Ph}{2t_m}$$

$$125552.826 = \frac{148.61 \times 10^3}{t_m}$$

$$t_m = 1.18 \text{ mm}$$

Por lo tanto el valor del espesor mínimo obtenido para la parte circular es 1.18 mm

2.11.2 Análisis de la geometría cuadrada por deflexión

Conociendo el valor de la presión se tiene y distribuyendo la carga en toda la placa:

$$F = P * a$$

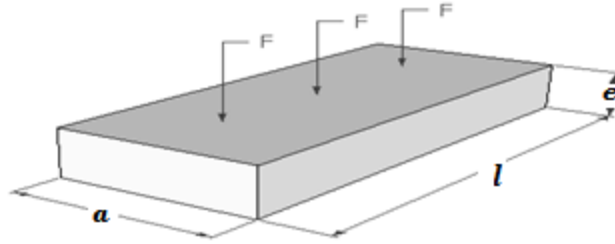


Figura 90 Distribución de la fuerza en toda la placa

Donde:

$$l = 0.1771 \text{ m}$$

$$a = 0.135 \text{ m}$$

$$e = ?$$

Analizando la placa como una viga y utilizando ecuación de deflexión para cargas distribuidas se plantea:

$$\delta_{max} = \frac{5qL^4}{384EI}$$

Siendo:

$$\delta_{max} = \frac{5 * (P * a)L^4}{384 * E * \left(\frac{1}{12} * a * e^3\right)}$$

Reduciendo términos:

$$\delta_{max} = \frac{5 * P * L^4}{384 * E * \left(\frac{1}{12} * e^3\right)}$$

Utilizando el valor del espesor encontrado al realizar el análisis por tensión, para determinar si este espesor es el mínimo permisible para soportar los esfuerzos ejercidos por la presión interna en esta sección.

$$\delta_{max} = \frac{5 \times 148.61 \times 10^3 \frac{N}{m} \times (0.1771 m)^4}{384 \times (200 \times 10^9 Pa) \frac{1}{12} \times (1.18 \times 10^3 m)^3}$$

Resolviendo la ecuación queda:

$$\delta_{max} = 0.006 m = 5.79 mm$$

Con resultado anterior se puede observar que la deformación obtenida es de aproximadamente 6 mm, pero para nuestro criterio este valor sobrepasa los límites propuestos por nuestro parámetro de diseño de deflexión máxima que es de 1mm.

Por lo tanto se encontrará el valor del espesor mínimo para la deformación máxima como se muestra:

$$0.001 = \frac{5 \times 148.61 \times 10^3 \frac{N}{m} \times (0.1771 m)^4}{384 \times (200 \times 10^9 Pa) \frac{1}{12} \times (e)^3}$$

$$e = 3 mm$$

Así se obtiene que el espesor mínimo permisible para una deflexión de 1 mm debe de ser $e = 3 mm$.

2.11.3 Análisis de la geometría redonda

Aplicando bernoulli entre el redondo y el reservorio tenemos:

Despreciando las pérdidas se tiene $H_f = 0$:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + Z_1 + H_{Bom} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + Z_2$$

Siendo la presión $P_1 = 0$ y $C_1 = 0$ por estar el reservorio abierto a la atmosfera y el agua en reposo

$$Z_1 + H_{Bom} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + Z_2$$

Aplicando la ecuación de continuidad en el cuadrado-redondo:

$$Q_2 = A_2 C_2$$

$$0.06 \frac{m^3}{s} = \pi r^2 * C_2$$

Con $r = 0.152 \text{ m}$

$$C_2 = 3.307 \frac{m}{s}$$

Sustituyendo:

$$0 + 17 \text{ m} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\left(3.307 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} + 1 \text{ m}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = 15.44 \text{ m}$$

$$P_2 = 15.44 \text{ m} * 9850 \frac{N}{m^3}$$

$$P_2 = 152.109 \times 10^3 \frac{N}{m^2} \cong 152.109 \text{ KPa}$$

Sustituyendo en la ecuación para encontrar la presión resulta:

$$P_1 = 152.109 \text{ KPa}$$

$$e = \frac{PD_o}{2(SE + PY)} + A$$

Donde:

$e =$ grosor mínimo de pared requerido,

$P =$ presión interna,

D_o = diámetro externo de la tubería,

S = esfuerzo permisible a la temperatura de diseño,

E = factor de calidad

Nota: Siendo el factor de calidad el producto del factor de calidad de fundición E_c , el factor de calidad de la junta E_j y el factor de calidad del grado estructural E_s . ($E_s=0.92$).

Y = coeficiente que se toma en cuenta de las propiedades del material

Nota: En el coeficiente Y se toman en cuenta las propiedades del material y temperatura de diseño.

A = tolerancia

Nota: Esta se considera como un grosor adicional que se provee para el material que va a ser removido por roscado, corrosión, o tolerancia por erosión.

Consideraciones:

- Con la densidad del agua igual a

$$1000 \frac{Kg}{m^3}$$

- Los parámetros de diseño en la turbina son:

$$H = 15m, \quad Q = 0.06 \frac{m^3}{s}$$

$$PE = 5 Kw$$

- El procedimiento se hará usando una tubería ASTM A-53 CÉDULA 40

Calculando el espesor mínimo de pared del tubo:

$$e = \frac{PD_o}{2(SE + PY)} + A$$

$$D_o = 154.08 mm$$

Nota: el valor del diámetro de 154.08 es el diámetro interno de la tubería cédula 40 ASTM A-53, el cual resultará como el diámetro externo para el cuadrado redondo.

$Y=0.4$, se toma dicho valor por tratarse de un acero y debido a que su temperatura de trabajo estará por debajo de 485 grados Celsius.

$A=0$, considerando que no será removido material de las paredes del tubo.

$S=146.85 \text{ MPa}$, considerando un acero ASTM A-53 para una temperatura de trabajo menor a 93 grados Celsius.

$$E = E_c E_j E_s$$

$E_c= 0.8$, este es aplicable para la mayoría de los metales (tuberías, válvulas, bridas y mobiliario).

$E_j= 0.8$, soldadura de relleno normal con aporte de material.

$E_s=0.92$, considerado de la teoría.

$$E = (0.8) (0.8) (0.92) = 0.5888$$

Valores obtenidos:

$$S = 146.8 \text{ MPa}$$

$$E = 0.5888$$

$$P = 4619 \text{ Pa}$$

$$D_o = 154.07 \text{ mm}$$

$$Y = 0.4$$

$$e = ?$$

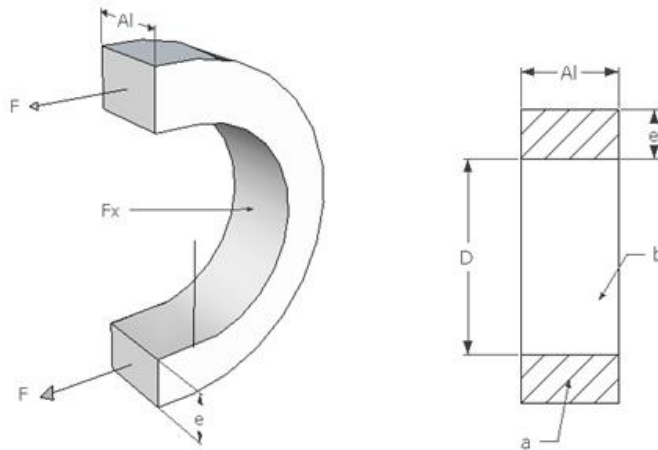


Figura 91 Diagrama de fuerzas en la parte circular del acople

De la figura 91 al realizar sumatoria de fuerzas tenemos:

$$F_x - F - F = 0$$

$$F_x = 2F$$

Utilizando la ecuación de presión:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$F = PA$$

Analizando el área a:

$$F = PA$$

$$F = Pe\Delta l$$

Analizando el área b:

$$F_x = PA$$

$$F_x = PD\Delta l$$

$$F_x = 2F$$

Sustituyendo en la ecuación y despejando F se tiene:

$$PD\Delta l = 2F$$

$$F = \frac{PD\Delta l}{2}$$

Al sustituir en la ecuación de esfuerzo la fuerza F y el área A se tiene:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{PD\Delta l/2}{\Delta l e}$$

$$\sigma = \frac{PD}{2e}$$

Sustituyendo en la ecuación principal los valores obtenidos y las ecuaciones tenemos:

$$e = \frac{PD_o}{2(SE + PY)} + A$$

$$SE + PY = \frac{PD_o}{2e}$$

$$\sigma = \frac{PD}{2e} = SE$$

$$SE + PY = \frac{PD_o}{2e}$$

$$125552.826 = \frac{152.109 \text{ KPa}}{e}$$

$$t_m = 1.2012 \text{ mm}$$

Por lo tanto el valor del espesor mínimo obtenido para la parte circular es 1.2012 mm

Conclusión:

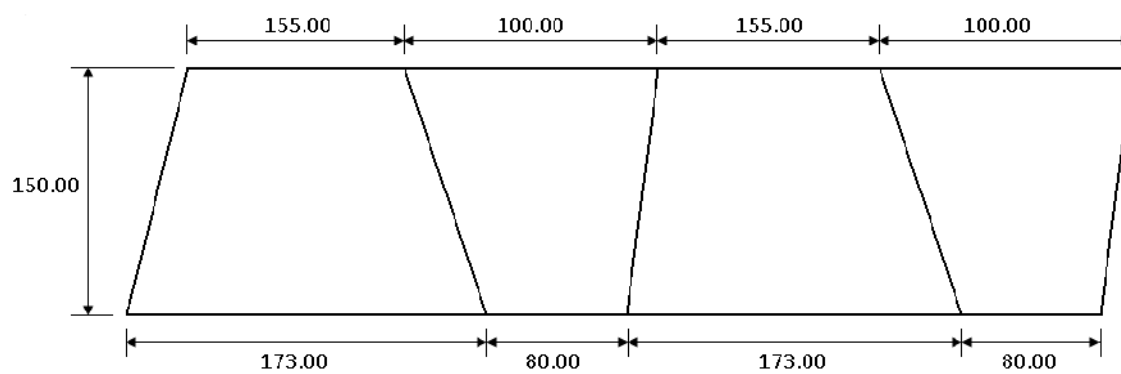
Al haber analizado tanto la parte plana como la parte circular de dicho desarrollo llegamos a la conclusión que para la elaboración y el plegado de el cuadrado redondo se utilizará una lámina con un espesor de 3.175 mm.

Desarrollo del cuadrado redondo

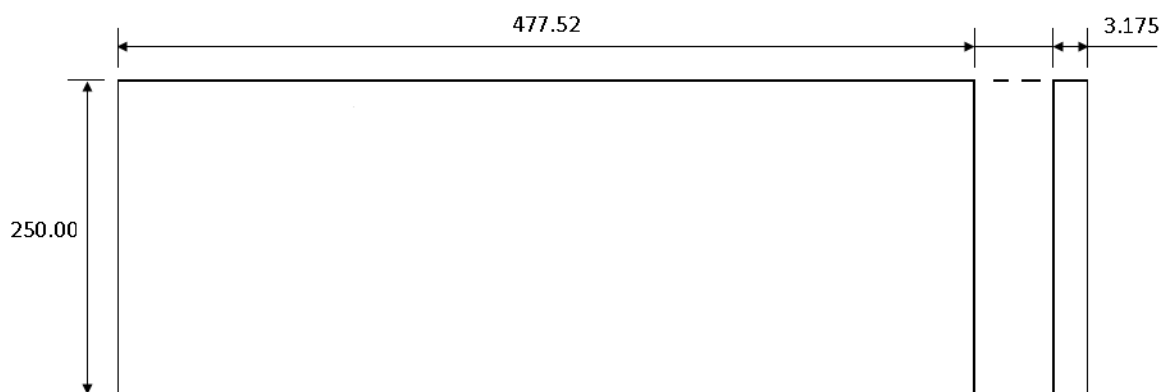
Cotas en mm

Lamina formadora

Sección a acople rectangular



Sección a acople circular



LONGITUDINAL WELD JOINT QUALITY FACTOR, E_j




Type of Joint		Type of Seam	Examination	Factor, E_j
Furnace butt weld, continuous weld		Straight	As required by listed specification	0.60 [Note (1)]
Electric resistance weld		Straight or spiral	As required by listed specification	0.85 [Note (1)]
Electric fusion weld				
(a) Single butt weld		Straight or spiral	As required by listed specification or this Code]	0.80
(with or without filler metal)			Additionally spot radiographed per para. 341.5.1	0.90
			Additionally 100% radiographed per para. 344.5.1 and Table 341.3.2	1.00

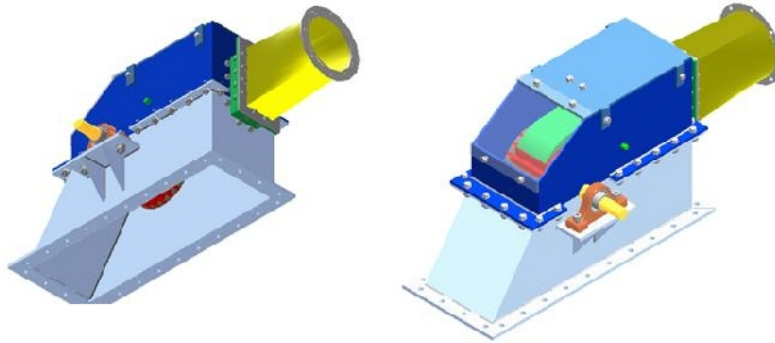
Figura 92 Representación del factor de calidad de la junta

Tamaño Nominal	BS-1387, LIVIANO CEDULA 20				BS-1387, MEDIANO CEDULA 30				ASTM A-53 CEDULA 40				
	Diámetro Externo	Espesor Pared	Presión P.S.I.	Peso Kilos	Diámetro Interno	Espesor Pared	Presión P.S.I.	Peso Kilos	Diámetro Interno	Espesor Pared	Presión P.S.I.	Peso Kilos	Diámetro Interno
1/8"	10.30									1.73	700.00	2.16	6.84
1/4"	13.50									2.24	700.00	3.72	9.22
3/8"	17.50									2.31	700.00	5.10	12.48
1/2"	21.40	2.03	700.00	5.71	17.34					2.77	700.00	7.56	15.76
3/4"	27.00	2.34	700.00	8.40	22.32					2.87	700.00	10.08	20.96
1"	34.01	2.64	700.00	12.06	28.72					3.38	700.00	15.00	26.28
1 1/4"	42.09	2.64	700.00	15.42	36.81					3.56	1000.00	20.28	35.08
1 1/2"	48.40	2.95	700.00	19.56	42.50					3.68	1000.00	24.30	40.94
2"	60.30	2.95	700.00	24.66	54.40					3.91	1000.00	32.58	52.48
2 1/2"	76.20	3.25	700.00	34.80	69.70	3.66	700.00	39.12	68.88	5.16	1000.00	51.72	62.88
3"	88.90	3.25	700.00	40.50	85.65	4.06	700.00	50.82	84.84	5.49	2220.00	67.68	83.41
4"	114.30	3.66	700.00	56.70	110.64	4.47	700.00	72.60	108.91	6.02	1900.00	97.26	108.28
5"	141.30					4.88	700.00	97.20	130.04	6.55	1670.00	130.56	128.20
6"	166.00					4.88	700.00	115.20	155.44	7.11	1520.00	169.38	154.08

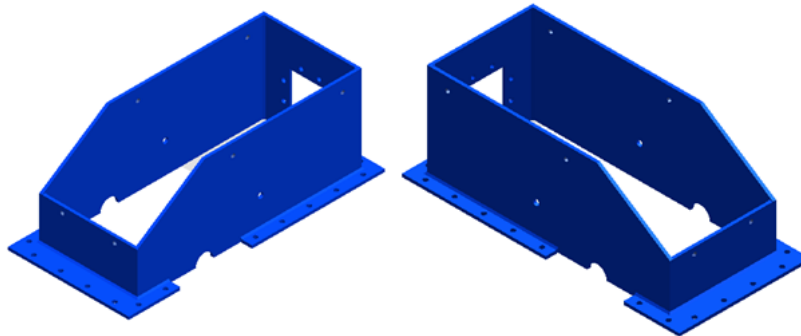
Figura 93 Especificaciones técnicas de tuberías

2.11.4 Presentación de turbina

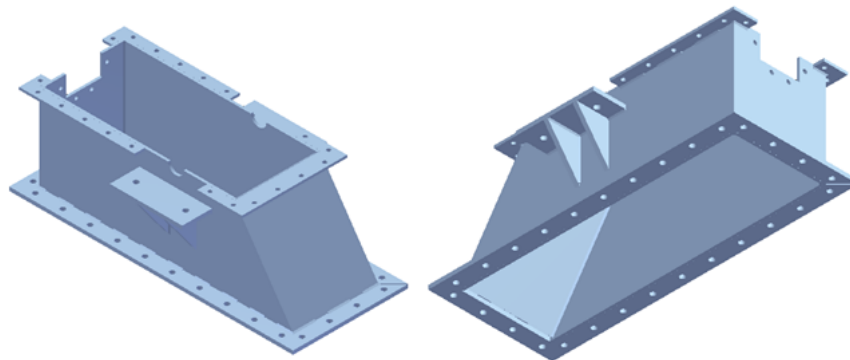
TURBINA CONJUNTO



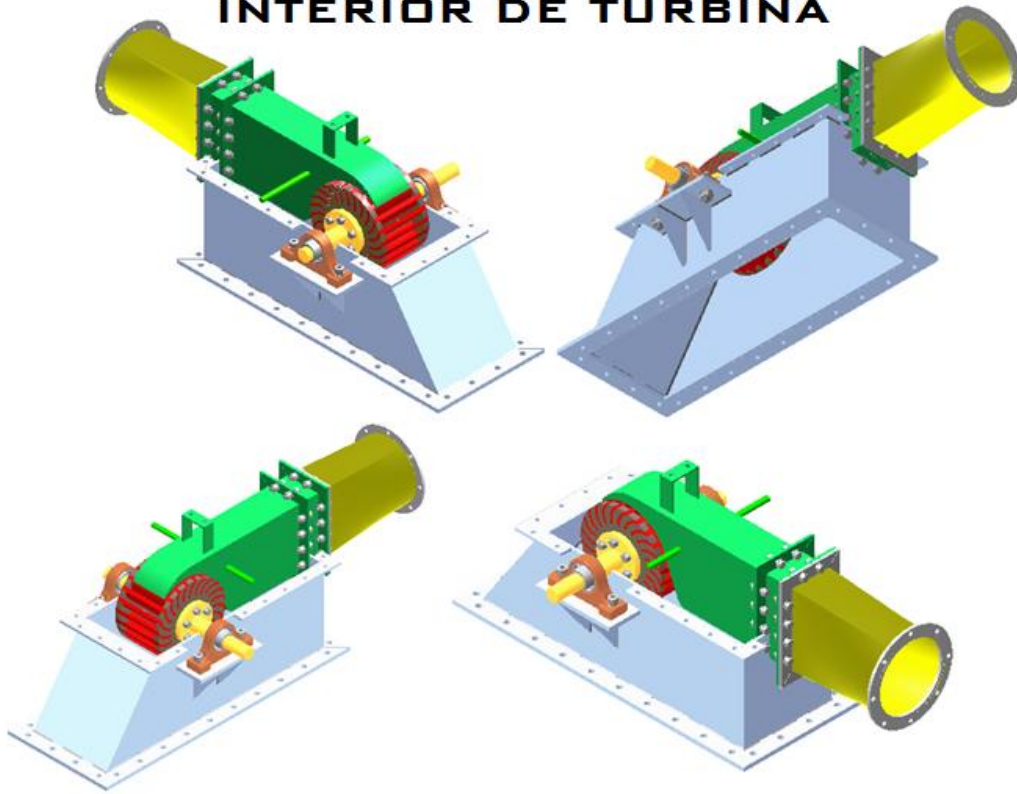
CARCASA SUPERIOR



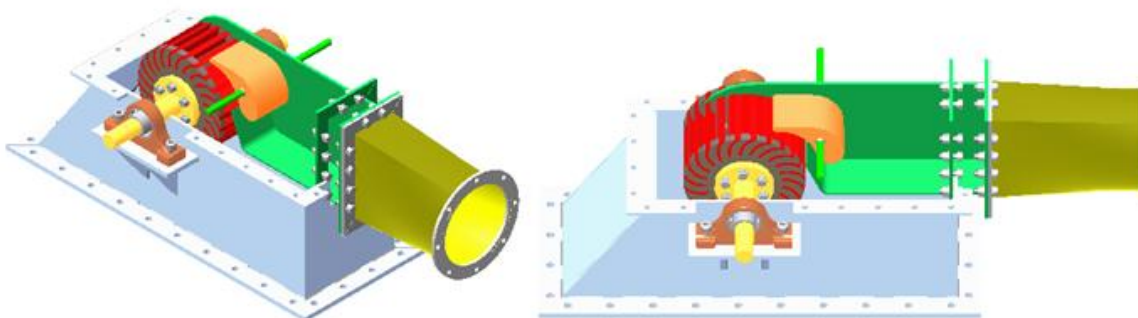
CARCASA INFERIOR



INTERIOR DE TURBINA



ÁLABE DIRECTRIZ



2.12 Diseño de banco de pruebas

2.12.1 Determinación del espesor del perfil de viga a utilizar en el banco de pruebas

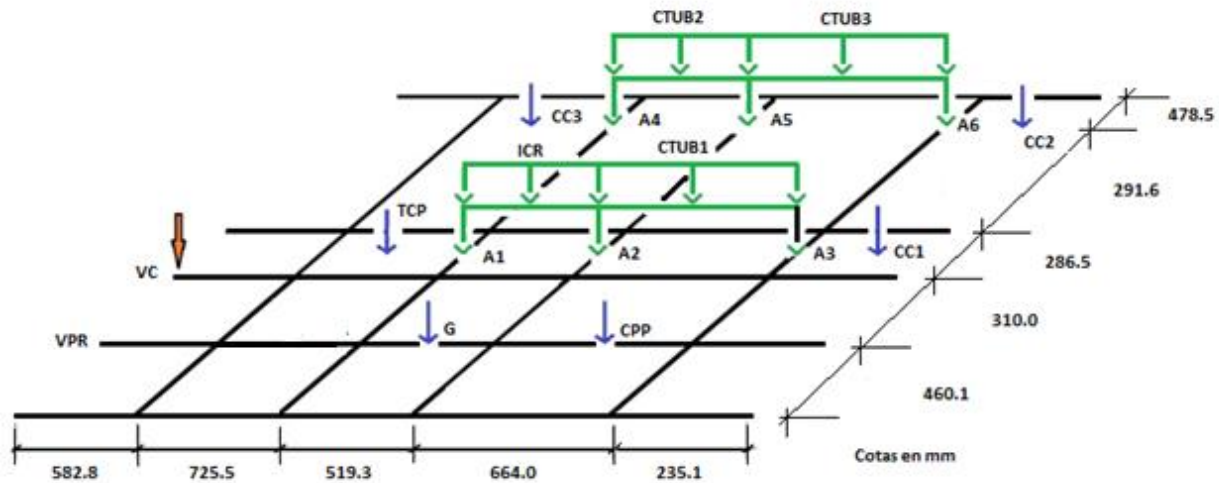


Figura 94 Distribución de cargas

Donde:

T: Peso de Turbina (incluyendo pernos) sin pernos son 74 kg

$$T = (85 \text{ kg}) (9.81 \text{ m/s}^2)$$

$$T = 833.85 \text{ N}$$

C: Peso del Chorro de Agua (Considerando la Componente vertical de la fuerza que el chorro de agua ejerce sobre el rodete)

$$C = 1789.34 \text{ N}$$

P: Peso de la Polea (estimado)

$$P = 25 \text{ lb} = 111.21 \text{ N}$$

TCP: Pesos de Turbina, Chorro de Agua y Polea

$$TCP = 833.85 N + 1789.28 N + 111.21 N$$

$$TCP = 2734.34 N$$

G: Peso del Generador

$$G = (120 \text{ kg}) (9.81 \text{ m/s}^2)$$

$$G = 1177.20 N$$

CTUB: Carga de Tubería

$$CTUB = 77.53 \text{ lb} + 30 \text{ lb (por peso de bridas)}$$

$$CTUB1 = CTUB3 = 107.53 \text{ lb} = 478.32 N$$

$$CTUB2 = 84.73 \text{ lb} = 376.90 N$$

A1, A2, A3, A4, A5 y A6: Apoyos de tubería (estimados)

$$A1 = A2 = A3 = A4 = A5 = A6 = 25 \text{ lb} = 111.21 N$$

ICR: Inyector Cuadrado Redondo (estimado)

$$ICR = 30 \text{ lb} = 133.45 N$$

CPP: Carga Por Persona (estimado)

$$CPP = 250 \text{ lb} = 1112.1 N$$

CC: Carga del codo + estimado de pernos

$$CC = 64.36 \text{ lb} + 10 \text{ lb} = 74.36 \text{ lb}$$

$$CC1 = CC2 = CC3 = 75 \text{ lb} = 333.62 N$$

VC: Viga Crítica

VPR: Viga Para Rigidez

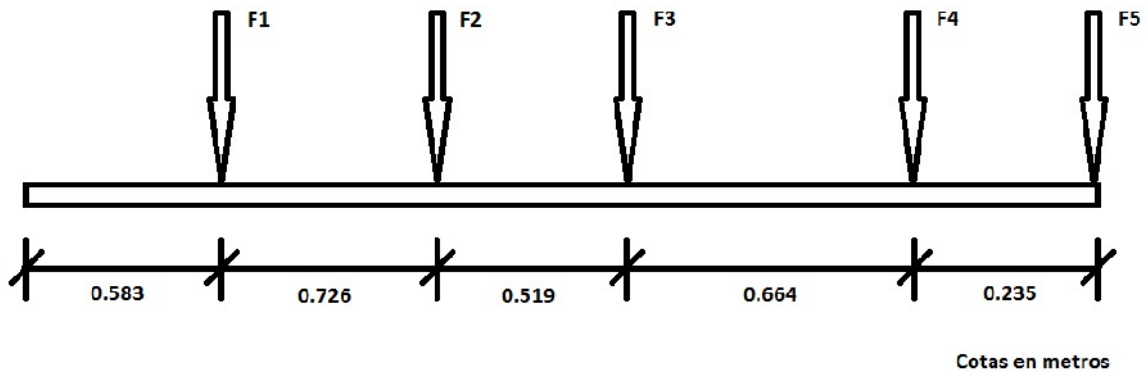


Figura 95 Carga de viga crítica (Vista Frontal de Viga Crítica)

Donde:

$$F1 = \frac{TCP}{4} = \frac{2734.34 N}{4} \quad =====>>>>> \quad F1 = 683.59 N$$

$$F2 = \frac{TCP}{4} + \frac{ICR}{4} + \frac{G}{4} + \frac{A1}{2}$$

$$F2 = \frac{2734.34 N + 133.45 N + 1177.20 N}{4} + \frac{111.21 N}{2} \quad =====>>>>> \quad F2 = 1066.85 N$$

$$F3 = \frac{ICR}{4} + \frac{CTUB1}{4} + \frac{G}{4} + \frac{CPP}{4} + \frac{A2}{2}$$

$$F3 = \frac{133.45 N + 478.32 N + 1177.20 N + 1112.06 N}{4} + \frac{111.21 N}{2} \quad =====>>>> \quad F3 = 780.86 N$$

$$F4 = \frac{CTUB1}{4} + \frac{CPP}{4} + \frac{A3}{2}$$

$$F4 = \frac{478.32 N + 1112.06 N}{4} + \frac{111.21 N}{2} \quad =====>>>>> \quad F4 = 453.20 N$$

$$F5 = \frac{CC1}{2} = \frac{333.62 N}{2} \quad =====>>>>> \quad F5 = 166.81 N$$

Para Deflexión:

$$v_1 = -\frac{R_A L^2}{6EI} (3L - L) = -\frac{R_A L^3}{3EI}$$

$$v_2 = -\frac{M_A L^2}{2EI}$$

$$v_3 = \frac{F_1 a_1^2}{6EI} (3L - a_1)$$

$$v_4 = \frac{F_2 a_2^2}{6EI} (3L - a_2)$$

$$v_5 = \frac{F_3 a_3^2}{6EI} (3L - a_3)$$

$$v_6 = \frac{F_4 a_4^2}{6EI} (3L - a_4)$$

$$v_7 = \frac{F_5 a_5^2}{6EI} (3L - a_5)$$

como $a_5 \cong 0$; entonces :

$$v_7 = 0$$

Para Pendiente:

$$v_1' = -\frac{R_A L}{2EI} (2L - L) = -\frac{R_A L^2}{2EI}$$

$$v_2' = -\frac{M_A L}{EI}$$

$$v_3' = \frac{F_1 a_1^2}{2EI}$$

$$v_4' = \frac{F_2 a_2^2}{2EI}$$

$$v_5' = \frac{F_3 a_3^2}{2EI}$$

$$v_6' = \frac{F_4 a_4^2}{2EI}$$

$$v_7' = \frac{F_5 a_5^2}{2EI}$$

como $a_5 \cong 0$; entonces

$$v_7' = 0$$

Para las dos incógnitas RA y MA se tendrán las siguientes ecuaciones a partir de las condiciones en el punto A; según superposición:

Deflexión: $\delta_A = v_1 + v_2 + v_3 + v_4 + v_5 + v_6$ A

Pendiente: $\theta_A = v_1' + v_2' + v_3' + v_4' + v_5' + v_6'$ B

Así:

$$\delta_A = -\frac{R_A L^3}{3EI} - \frac{M_A L^2}{2EI} + \frac{F_1 a_1^2}{6EI} (3L - a_1) + \frac{F_2 a_2^2}{6EI} (3L - a_2) + \frac{F_3 a_3^2}{6EI} (3L - a_3) + \frac{F_4 a_4^2}{6EI} (3L - a_4)$$

Considerando que la deflexión en A es igual cero ($\delta_A = 0$) queda:

$$0 = -\frac{R_A L^3}{3EI} - \frac{M_A L^2}{2EI} + \frac{F_1 a_1^2}{6EI} (3L - a_1) + \frac{F_2 a_2^2}{6EI} (3L - a_2) + \frac{F_3 a_3^2}{6EI} (3L - a_3) + \frac{F_4 a_4^2}{6EI} (3L - a_4)$$

$$0 = -\frac{R_A L^3}{3EI} - \frac{M_A L^2}{2EI} + \frac{[F_1 a_1^2 (3L - a_1) + F_2 a_2^2 (3L - a_2) + F_3 a_3^2 (3L - a_3) + F_4 a_4^2 (3L - a_4)]}{6EI}$$

Siendo ésta la **Ecuación 1**

Considerando también que la pendiente en A es igual cero ($\theta_A = 0$) queda:

$$0 = -\frac{R_A L^2}{2EI} - \frac{M_A L}{EI} + \frac{1}{2EI} [F_1 a_1^2 + F_2 a_2^2 + F_3 a_3^2 + F_4 a_4^2]$$

Siendo ésta la **Ecuación 2**

Ahora despejando RA de Ecuación 2 queda:

$$R_A = \frac{F_1 a_1^2 + F_2 a_2^2 + F_3 a_3^2 + F_4 a_4^2 - M_A L}{L^2}$$

Siendo ésta la **Ecuación 3**

Entonces sustituyendo la Ecuación 3 en la Ecuación 1 y haciendo los arreglos y desarrollos matemáticos correspondientes se logra despejar MA, quedando:

$$M_A = \frac{2L(F_1a_1^2 + F_2a_2^2 + F_3a_3^2 + F_4a_4^2) - F_1a_1^2(3L - a_1) - F_2a_2^2(3L - a_2) - F_3a_3^2(3L - a_3) - F_4a_4^2(3L - a_4)}{L^2}$$

Siendo ésta la **Ecuación 4**

Ahora se puede conocer el valor del momento en el apoyo A sustituyendo valores en la Ecuación 4

Sustituyendo valores de fuerzas y distancias queda:

$$M_A = -795.03 \text{ N.m}$$

Por lo tanto el momento en el apoyo A queda, hacia el otro lado ya que no se asumió como en realidad está presente, debido al signo negativo que se obtuvo, ya que este se asumió en sentido horario y en realidad está así:

$$M_A = 795.03 \text{ N.m} \quad (\curvearrowright)$$

Ahora conociendo la magnitud del momento en A ya se puede encontrar el valor de la reacción RA, sustituyendo el valor de MA en Ecuación 3.

Sustituyendo el valor de MA y los valores de fuerzas y distancias queda:

$$R_A = 1380.03 \text{ N}$$

Lo que indica que se asumió correctamente y que la dirección queda como sigue:

$$R_A = 1380.03 \text{ N} \quad (\uparrow)$$

Ahora que se conoce RA y MA se puede resolver la viga como una estáticamente determinada, teniendo:

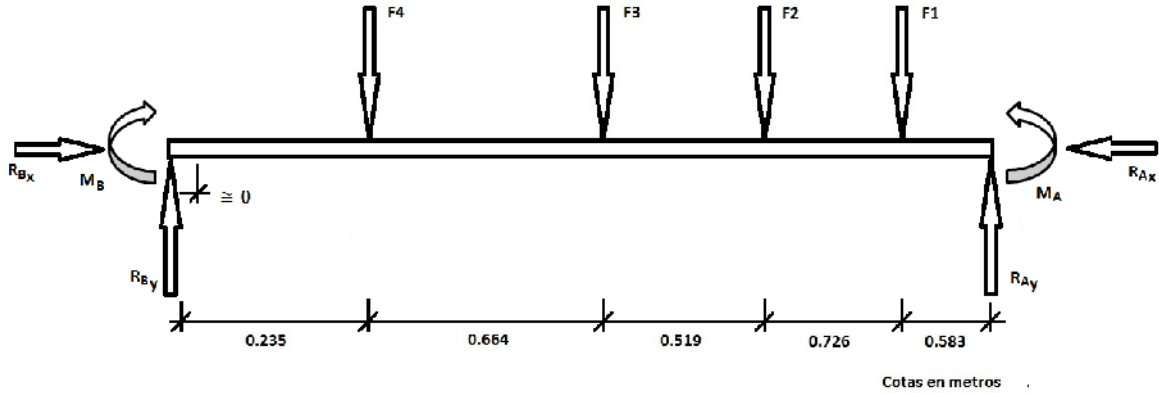


Figura 97 Viga Crítica (vista posterior)

Resolviendo:

Para los componentes en X se tiene:

$$\sum^{+\rightarrow} F_x = 0 \quad ; \quad R_{B_x} - R_{A_x} = 0$$

$$R_{B_x} = R_{A_x}$$

Como las reacciones en la componente horizontal X no son tan determinantes, para el cálculo del espesor del perfil, no se hace necesario encontrar su valor.

Para los componentes en Y se tiene:

$$\sum^{+\uparrow} F_y = 0 \quad ; \quad R_{B_y} - F_5 - F_4 - F_3 - F_2 - F_1 + R_{A_y} = 0$$

Siendo ésta la **Ecuación 5**

Sustituyendo valores en la Ecuación 5 y resolviendo para R_{B_y} se encuentra el valor de la reacción en B, de la componente vertical, quedando:

$$R_{B_y} = 1604.47 \text{ N}$$

Para el momento en B se tiene:

$$\sum^{+\curvearrowright} M_A = 0 \quad ; \quad M_B + R_{B_y}l_B - F_4l_4 - F_3l_3 - F_2l_2 - F_1l_1 - M_A = 0$$

Siendo ésta la **Ecuación 6**

Las distancias a cada fuerza y momento se dan el siguiente esquema:

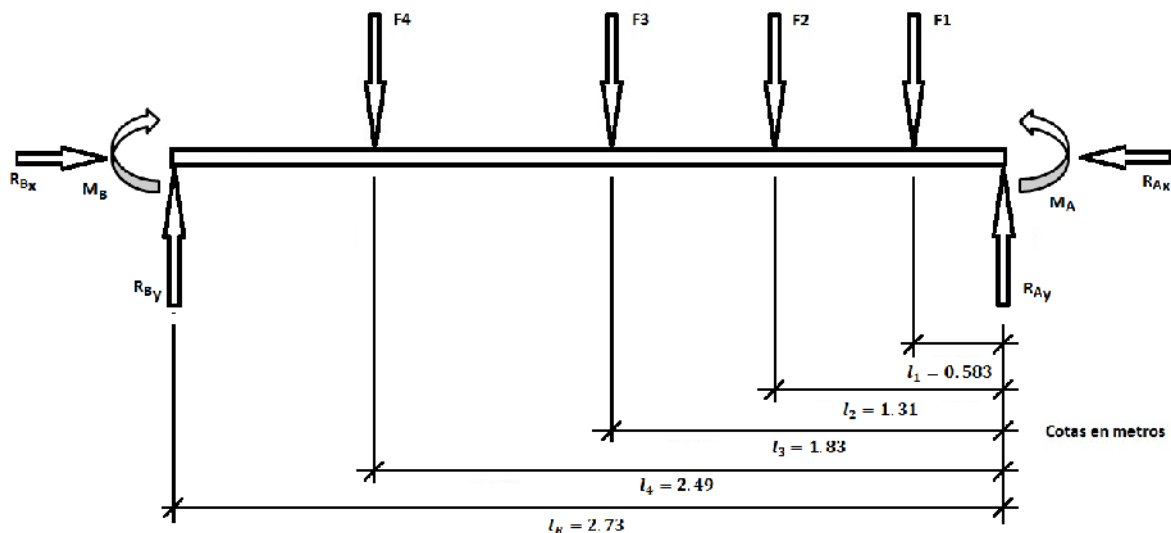


Figura 98 Viga Crítica (vista posterior)

Ahora al despejar M_B y con los valores de fuerzas y distancias se sustituyen en la Ecuación 6 para obtener el valor del momento en B, quedando:

$$M_B = 768.38 \text{ N.m}$$

Por lo tanto el momento en el apoyo B fue correctamente asumido a como en realidad está presente, debido al signo positivo que se obtuvo, ya que este se asumió en sentido horario y en realidad está así:

$$M_B = 768.38 \text{ N.m} \quad (\cup)$$

Conociendo los datos de las fuerzas aplicadas y de las reacciones como de los momentos presentes en la viga, ya se pueden plantear los diagramas de cortante y de momento de la misma

Desarrollando los diagramas se tiene:

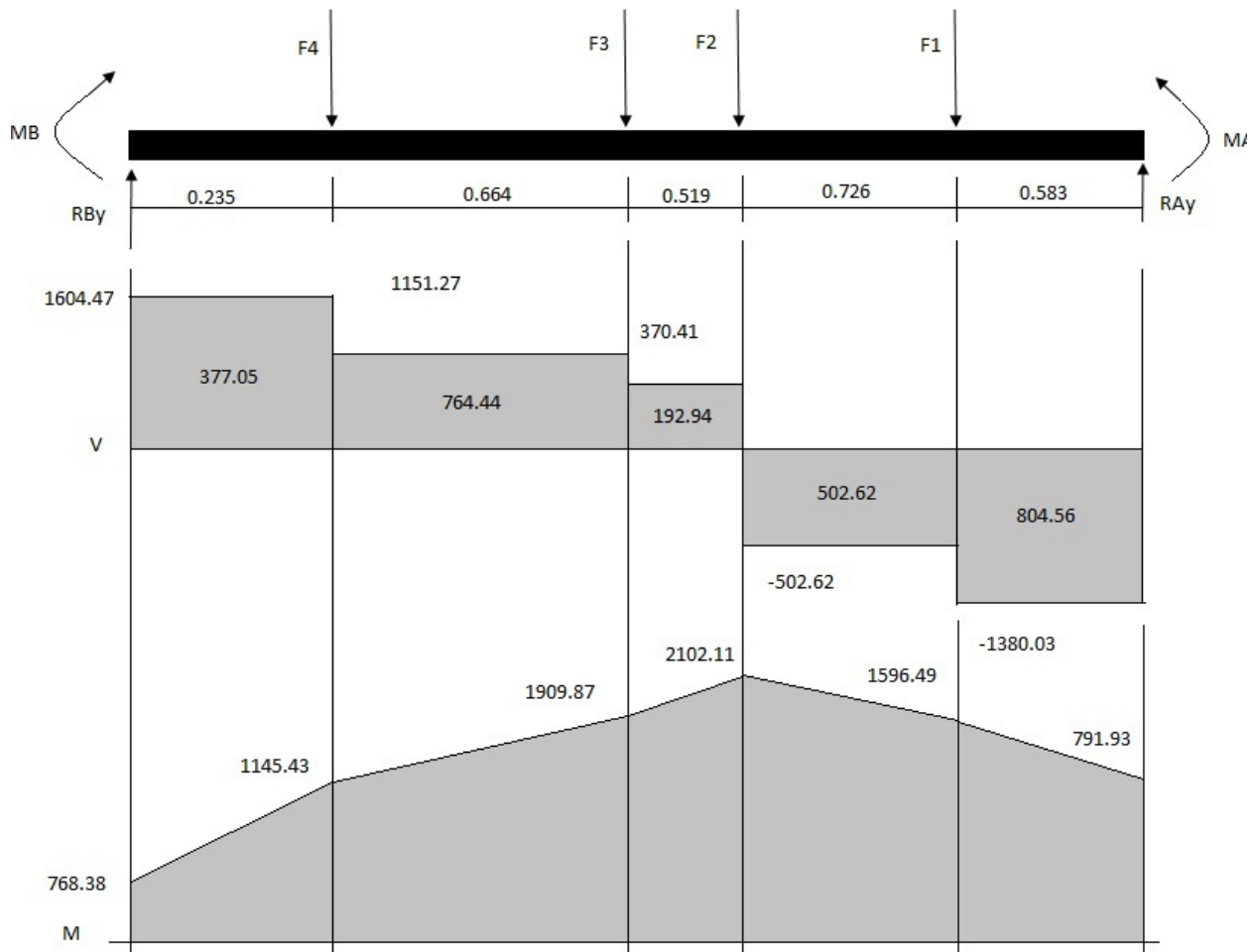


Figura 99 Diagrama de cortante y momento

Como criterio de diseño, ya se había seleccionado la medida de la viga perfil "L" piernas iguales como L2.5"x2.5" medida tomada para la colocación de soportes, generador y turbina, lo que nos deja como incógnita nada mas el espesor de dicho perfil. El cual se determina a continuación a partir de los diagramas de cortante y de momento de la viga considerada critica.

Considerando el análisis por flexión y por cortante para determinar el espesor del perfil de la viga a utilizar:

Análisis por Flexión

Para un perfil¹¹⁹ L2.5"x2.5"x3/16" (L64x64x4.8)

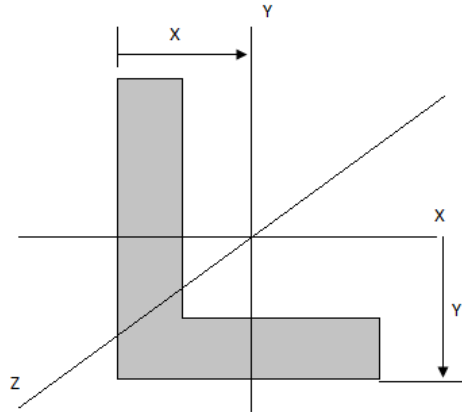


Figura 100 Características de un perfil L piernas iguales

Con la ecuación:

$$\sigma_{perm} = \frac{M_{m\acute{a}x} C}{I}$$

Donde:

$$\sigma_{perm} = 250 \text{ MPa (Acero ASTM-36)}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 2102.11 \text{ N.m}$$

$$C = x = y = 17.8 \text{ mm} = 0.0178 \text{ m}$$

$$I = 2.35 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Con la ecuación de esfuerzo flexionante permisible, para que sirva y no falle ésta debe cumplir que:

¹¹⁹ (Apéndice B y C de "Mecánica de Materiales", Beer-Johnston, 7ª Edición) Para Acero ASTM-36 con esfuerzo máximo a flexión de 250 MPa.

$$\sigma_{perm} \geq \frac{M_{m\acute{a}x}C}{I}$$

Sustituyendo:

$$250 \text{ Mpa} \geq \frac{(2102.11 \text{ N.m})(0.018\text{m})}{(2.35 \times 10^{-7} \text{ m}^4)}$$

$$250 \text{ Mpa} \geq 161.01 \text{ MPa}$$

Por lo tanto para la flexi3n la viga resiste satisfactoriamente.

Análisis por Cortante

Para un perfil¹²⁰ L2.5"x2.5"x3/16" (L64x64x4.8)

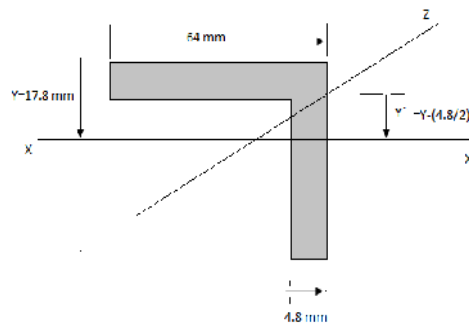


Figura 101 Determinaci3n del momento estático de primer orden

Ahora para analizarlo por cortante se tiene la fórmula:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{V_{m\acute{a}x}Q}{Ib}$$

Donde:

$\tau_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo cortante máximo

¹²⁰ (Apéndice B y C de "Mecánica de Materiales", Beer-Johnston, 7ª Edici3n) para Acero ASTM-36 con esfuerzo máximo cortante de 145 MPa.

$V_{m\acute{a}x}$: Cortante máximo

Q : Momento esttico de primer orden

I : Momento de Inercia del área de la secci3n transversal
con respecto al eje neutro

b : ancho de la secci3n considerada

Calculando el área de la secci3n transversal:

$$A = (0.064 \times 0.064) - (0.064 - 0.048)^2$$

$$A = 5.914 \times 10^{-4} m^2$$

Calculando ahora el momento esttico de primer orden:

$$Q = A\bar{Y}_1$$

$$Q = (5.914 \times 10^{-4} m^2)(0.0154 m)$$

$$Q = 9.108 \times 10^{-6} m^3$$

$$Y' = 0.0178 - \frac{0.0048}{2}$$

$$Y' = 0.0154 m$$

$$b = Y = 0.0178 m$$

$$I = 2.35 \times 10^{-7} m^4$$

Para que sirva este perfil se debe cumplir la siguiente condici3n:

$$\tau_{m\acute{a}x} \geq \frac{V_{m\acute{a}x} Q}{I b}$$

Sustituyendo:

$$145 \text{ Mpa} \geq \frac{(1604.97 \text{ N})(9.108 \times 10^{-6} \text{ m}^3)}{(2.35 \times 10^{-7} \text{ m}^4)(0.0178 \text{ m})}$$

$$145 \text{ Mpa} \geq 3.49 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo cortante satisfactoriamente.

Conclusión:

Como L64x64x4.8 (L2.5"x2.5"x3/16) es el de menor espesor que existe y soporta la carga, es el elegido aunque de no existir en el mercado se puede tomar otro de mayor designación, teniendo el cuidado que sea superior a las especificaciones propuestas.

Debe tener 2.5 pulgadas por pierna.

Así pueden usarse:

L64x64x6.4

L64x64x9.5

L64x64x12.7

L2.5"x2.5"x1/4"

L2.5"x2.5"x3/8"

L2.5"x2.5"x1/2"

2.12.1.1 Análisis de soldadura

La estructura del banco de pruebas, en gran parte estará construida de perfiles de acero estructural L2.5x2.5.

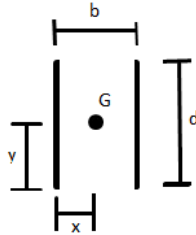
Se considerara para la carga más crítica que la estructura soportará que es de 2734.34 N (provenientes del peso combinado de Turbina, Chorro de agua y Polea).

El acero estructural ASTM-36 tiene un valor de esfuerzo de fluencia de $S_y=210 \text{ MPa}$, se tomara es te valor como un esfuerzo de corte para lo cual se procede a detallar la evaluación.

$$M = (2734.34 \text{ N}) \times (0.064 \text{ m})$$

$$M = 175 \text{ N.m}$$

Analizando con flexión y de la forma, de acople en paralelo:



$$A = 1.414hd$$

$$I_u = \frac{d^3}{6}$$

$$I = I_u h \cos(45)$$

$$y = \frac{d}{2} = \frac{0.064 \text{ m}}{2} = 0.032 \text{ m}, \quad x = \frac{b}{2} = \frac{0.013 \text{ m}}{2} = 0.007 \text{ m}$$

Entonces:

$$A = 1.414h(0.064)$$

$$A = 0.090h$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} = \frac{(0.064)^3}{6} = 4.37 \times 10^{-5}$$

$$I = I_u h \cos(45)$$

$$I = 4.37 \times 10^{-5} h \cos(45)$$

$$I = 3.08 \times 10^{-5} h$$

$$C = \frac{d}{2} = \frac{0.064}{2} = 0.032$$

Ahora aplicando la teoría de esfuerzo

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2734.34 \text{ N}}{0.090h} = \frac{30381.56}{h}$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{(175)(0.032)}{3.08 \times 10^{-5}h} = \frac{181818.18}{h}$$

Ahora aplicando círculo de Mohr:

$$\sigma_{1,2} = \frac{181818.18}{2h} \pm \left[\left(\frac{181818.18}{2h} \right)^2 + \left(\frac{30381.56}{h} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_1 = \frac{186760.55}{h}$$

$$\sigma_2 = \frac{-4942.37}{h}$$

Para encontrar h con la teoría del esfuerzo cortante máximo, y aplicando un factor de seguridad de 3.5:

$$\frac{S_y}{2n} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{250 \text{ Mpa}}{2(3.5)} = \frac{186760.55 - (-4942.37)}{2(h)}$$

Resolviendo nos queda:

$$h = 6.96 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Ya que en el mercado solamente hay electrodos desde 1/16", con uno de estos u otro superior precisamente se realizará la soldadura.

De igual forma se harán las demás soldaduras ya que la mayoría de estas solo forman parte de la estructura con la finalidad de dar rigidez, por lo que las demás partes componentes también resistirán.

2.12.2 Motor de inducción como generador

El motor de inducción es una máquina reversible desde el punto de vista de la energía activa, aunque siempre consumirá energía reactiva, por lo que necesitará condensadores para trabajar auto excitado en isla.

Cualquier motor asíncrono de inducción se convierte automáticamente en un generador asíncrono, si lo arrastramos más allá de su velocidad síncrona pasa a generar sin ningún tipo de cambio o transformación en la máquina.

La teoría establece que cualquier generador se puede utilizar como motor y viceversa. Es una alternativa viable entonces tomar un motor común de inducción para la generación de electricidad. Sin embargo se debe tomar en cuenta dos consideraciones fundamentales.

Primero, se debe llevar el motor a girar más rápidamente que su velocidad nominal o de placa (dada en rpm) para vencer el deslizamiento de la máquina. En segundo lugar, cuando se va a arrancar la unidad, hay que excitar las bobinas con un pulso de corriente DC de manera que éste pueda girar, en la figura 102 se muestra una fuente DC, la cual es la encargada de brindar este pulso al MI (motor de inducción) para el arranque, esto mediante el interruptor instantáneo (normalmente abierto). También se muestra el banco de capacitores, los cuales después del arranque le brindan la potencia reactiva al MI para poder funcionar.

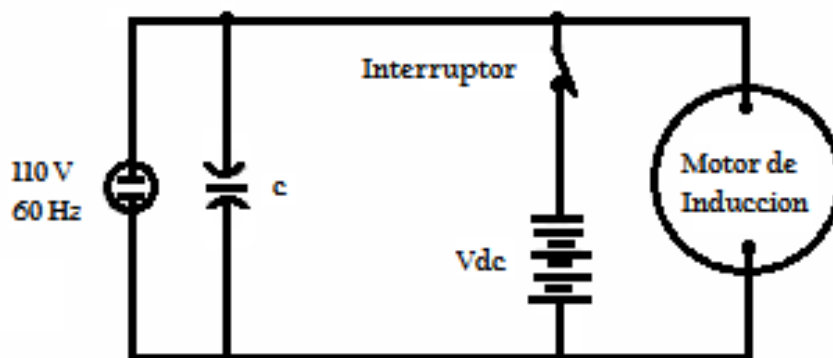


Figura 102 Esquema de un motor de inducción utilizado como generador

“Los motores de inducción no tienen ninguna conexión física entre la bobina del estator y el rotor. La electricidad que fluye en el rotor se da debido a que el campo magnético en la bobina del estator está girando a una velocidad mayor que la del rotor. ”

Por ejemplo para un MI de 4 polos la velocidad sincrónica son 1800 rpm, mientras que el rotor está girando a una velocidad menor, puede ser de 1725 rpm (considerando un deslizamiento del 5% que es lo usual en la zona de operación nominal). La diferencia de velocidades induce una corriente en el rotor de la máquina.

Cuando se esté utilizando como generador, el motor debe girar entre un 4% y un 5% más rápido que su velocidad sincrónica. Para un motor de 4 polos esto viene a ser aproximadamente 1880 rpm, aunque puede variar dependiendo del nivel de carga del mismo. Cuando la velocidad de giro es exactamente correcta, el motor producirá energía a 60Hz.

En el caso de las MCH (Micro Centrales Hidráulicas), según la experiencia de fuentes consultadas, la aplicación de MI como generadores se encuentra entre 2Kw y 15Kw aproximadamente.

A pesar de todo, el uso de motores como generadores proporciona ciertas ventajas entre las que se encuentran:

Ventajas

- ✓ Se consiguen fácilmente en el mercado local.
- ✓ Se puede adquirir en el mercado por menos costo que su equivalente síncrono.
- ✓ Los motores de inducción son robustos y tienen una construcción simple, no tiene escobillas que se desgasten ni anillos deslizantes en su rotor.
- ✓ Las máquinas de inducción son completamente cerradas, de modo que aseguran la protección contra el polvo y el agua.
- ✓ Los motores de inducción se pueden obtener en un amplio rango de potencias para el trabajo en sistemas aislados.

Desventajas:

- ✓ No siempre están disponibles con los rangos de voltaje adecuados para ser útiles como generadores, por lo que podría ser necesario hacer modificaciones en la conexión de los devanados o, en casos muy extremos, rebobinar.
- ✓ A diferencia del generador síncrono, que puede ser suministrado listo para su uso, la máquina de inducción no trabajará si no se le conecta un banco de condensadores de un valor adecuado a calcular. Esto permite que inicie la generación de energía.

En la tabla 6 se puede observar la eficiencia en función de la potencia del motor de inducción trifásico tipo NEMA B.

Tabla 22 eficiencia en función de la potencia del motor de inducción trifásico tipo NEMA B.

Potencia (KW)	Potencia (HP)	Rango de eficiencia nominal (%)	Eficiencia nominal promedio (%)
3.73	5	78-85	82
7,46	10	81-88	5
18,65	25	85-90	88
37.5	50	88-92	90
55.95	75	89.5-92.5	91
111.9	150	90-93	91.5
149.2	200	91.5-94	93
186.5	250	91.5-94.5	93.5

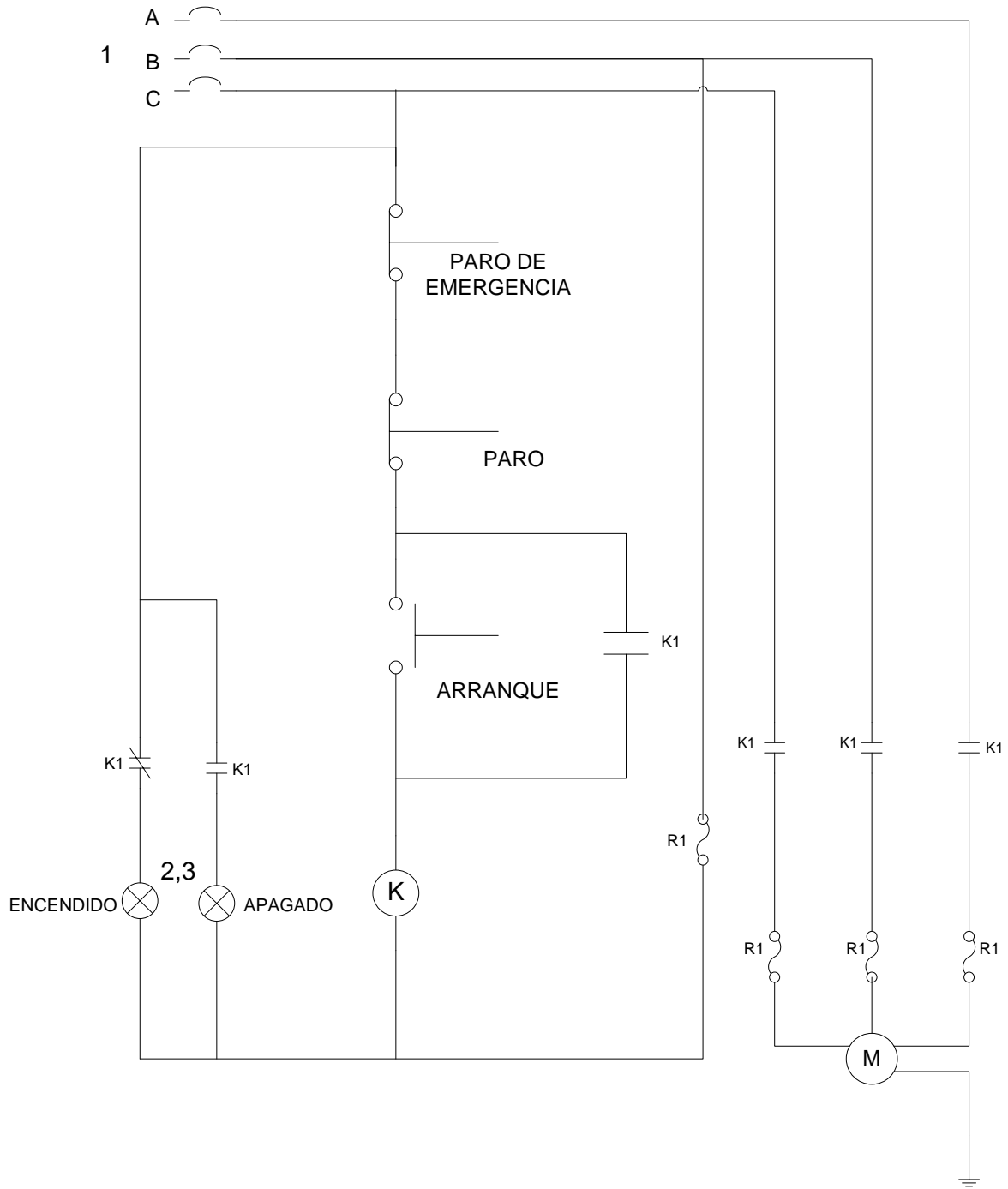


Figura 103 Circuito de control para bomba

Tabla 23 Protecciones para el circuito de control de Bomba

Voltaje de conexión	230 v
MOTOR DE BOMBA	20HP
Corriente a plena carga	54 A
Fusible	Retardo tipo lento DIAZED o NH para arranque directo 100 A
Interruptor	termomagnético 100 A
Guardamotor	3RV/3VL 45-63 A
Contacto	3RT 1044
Relevador bimetálico 3RU/3RB	45-63 A
Cable retenax (mínimo proporcionado)	25 mm²
Cable THHN (mínimo recomendado)	4 AWG
Condensador sugerido:	5 KVAR

Nota: estos valores fueron proporcionados de los datos técnicos proporcionados por la compañía SIEMENS.

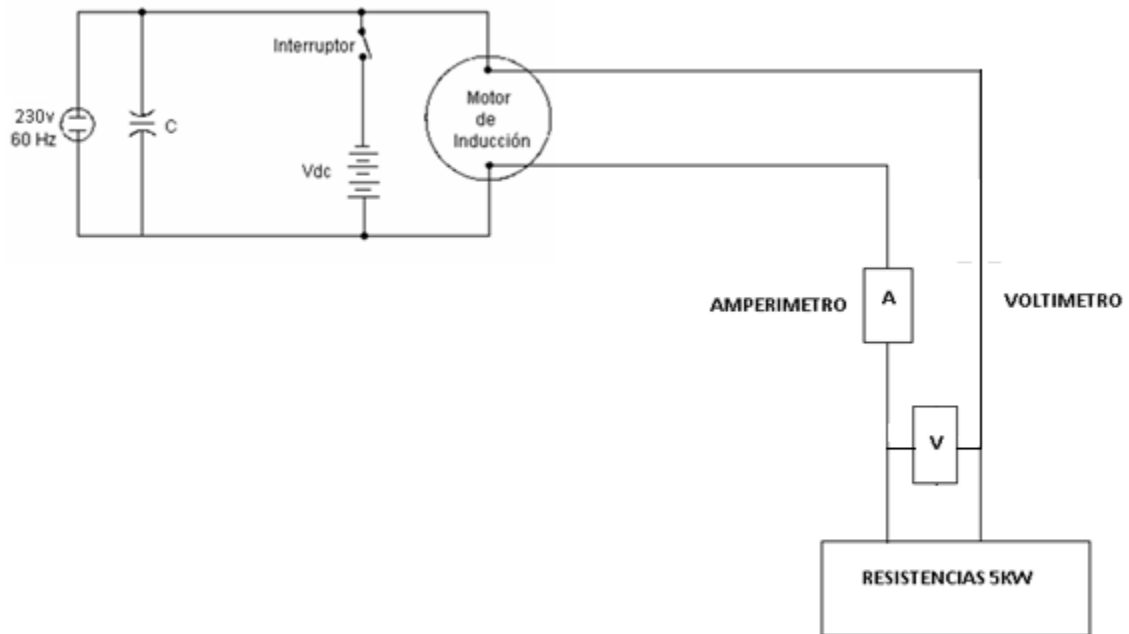


Figura 104 Circuito de control para el generador y medición de potencia

2.12.2.1 Disipación de carga eléctrica por medio de resistencias.

1. La carga eléctrica es fijada.
2. La variación es obtenida por medio de la variación de la excitación del generador DC. Esto consiste en 10 resistencias conectadas en paralelo, teniendo cada una las siguientes especificaciones:
 - a. Potencia nominal: 500 W
 - b. Máxima corriente: 8.16 A
 - c. Voltaje: 220 V

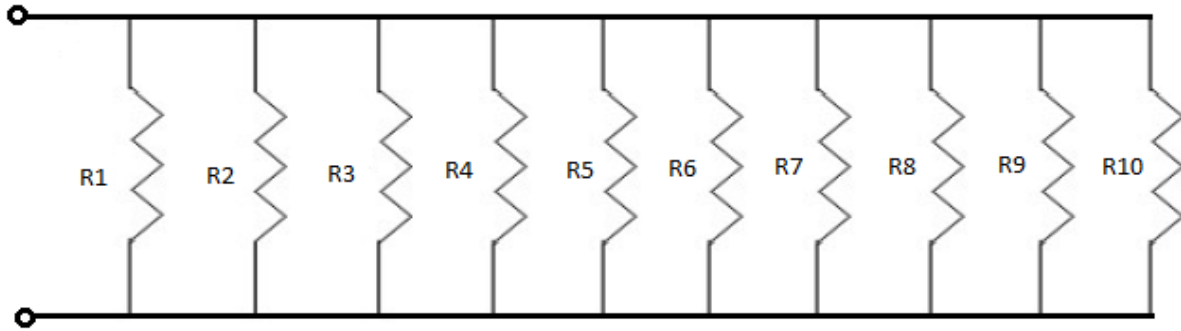


Figura 105 Circuito de resistencias a utilizar

2.12.3 Selección de tipo de banda para la transmisión de potencia

Para la transmisión de torque de una máquina motriz a una máquina conducida, existen al menos tres métodos muy utilizados: Transmisión con engranajes, correas flexibles de caucho reforzado y cadenas de rodillos.

Dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía, distancia entre ejes y costo; se seleccionará el método a utilizar.

Los pasos siguientes son los que se utilizarán en este trabajo para la selección de una transmisión utilizando correas de sección trapezoidal y poleas acanaladas para conectar dos ejes. Potencia requerida en la máquina conducida [HP]

- **Tipo de máquina motora y máquina conducida**
- **Velocidad de la máquina motora [rpm]**
- **Velocidad de la máquina conducida [rpm]**

2.12.3.1 Cálculo de la potencia de diseño

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio (**C1**) que aumenta la potencia a transmitir

para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado. En la tabla 24, se escoge el motor utilizado y la máquina que más se asemeja al diseño. Se obtiene así el factor C1, el cual se multiplica por la potencia a transmitir, para obtener la potencia de diseño.

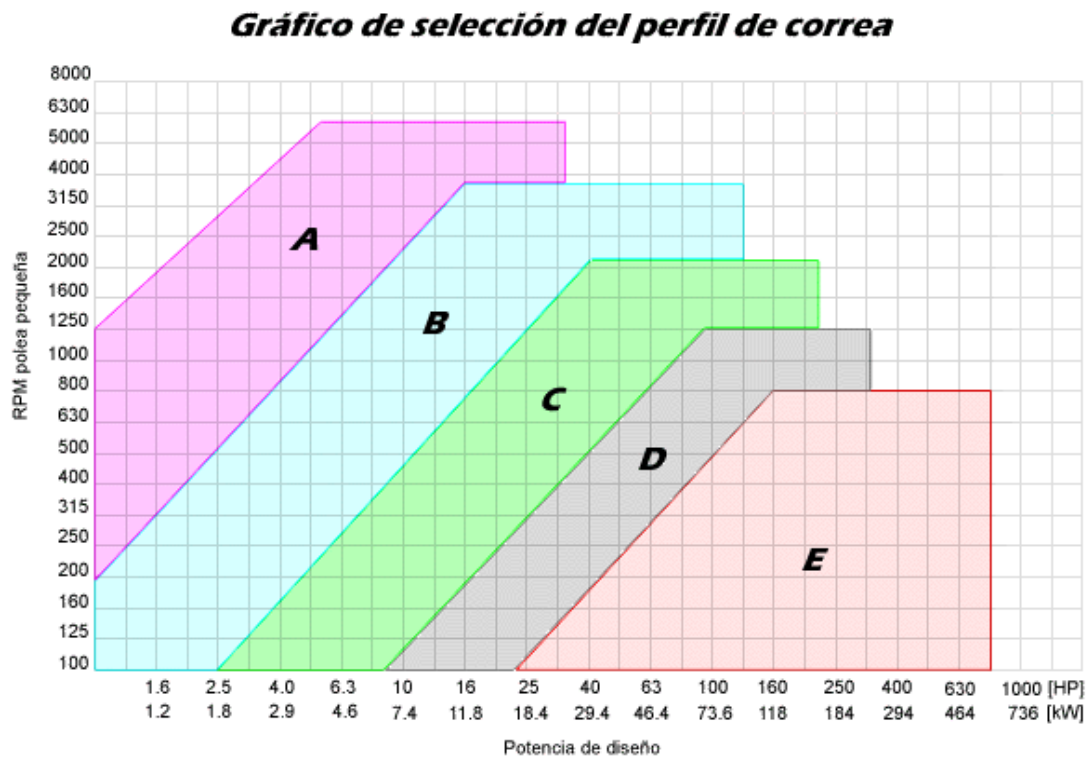
Tabla 24 Factor de servicio

Factor de servicio	Motores eléctricos:	Motores eléctricos:
	<ul style="list-style-type: none"> • De corriente alterna monofásicos • Asíncronas • Jaula de ardilla de par normal • De corriente continúa bobinado shunt <p>Motores a gas</p> <p>Motores de combustión interna policilíndricas</p>	<ul style="list-style-type: none"> • De corriente alterna con par de gran potencia • De rotor bobinado y anillos rozantes • De corriente continúa bobinado compound <p>Motores monocilíndricos</p> <p>Ejes de transmisión</p> <p>Tomas de fuerza con embrague</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Agitadores de líquidos • Ventiladores pequeños y medianos • Bombas centrífugas. 	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
<ul style="list-style-type: none"> • Punzonadoras • Mezcladoras pequeñas y medianas • Generadores • Compresores de tornillo • Cizallas • Prensas • Máquinas de imprenta • Cribas vibratorias 	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
<ul style="list-style-type: none"> • Elevadores • Compresores de pistones • Maquinaria de lavanderías • Bombas de pistones • Ventiladores grandes • Maquinaria textil • Máquinas herramientas 	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
<ul style="list-style-type: none"> • Malacates y huinches • Molinos • Chancadoras de mandíbulas • Transportadora de correa sinfín 	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

Con la potencia de diseño y la velocidad del eje más rápido se consulta el gráfico de la figura 106 en el cual se aprecia las 5 secciones más típicas de las correas.

Cada sección aparece como una zona de un color particular.

Con los datos ya indicados se observa en que zona se encuentra. Esto determina la sección de correa que se recomienda usar.



Fuente: Catálogo Roflex de correas trapezoidales.

Figura 106 Selección del perfil de correa

Conociendo la sección a utilizar se obtendrá la relación de transmisión entre ejes "i". Se define como relación "1: i" a la razón entre las velocidades del eje rápido dividido por el eje lento.

Esta relación debe darse entre los diámetros de las poleas a utilizar:

$$i = D_p / d_p$$

D_p : Diámetro primitivo de la polea lenta.
 d_p : Diámetro primitivo de la polea rápida

Conociendo la relación de transmisión "i" se procede a calcular los diámetros D_p y d_p . Se recomienda usar como mínimo los siguientes valores:

Tabla 25 Valores recomendados de diámetros para polea pequeña

Sección	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo [mm]	63	100	160	280	400

Se procede dándose un valor para d_p y se calcula D_p de la forma siguiente:

$$D_p = i * d_p$$

Con estos valores se puede calcular el largo L aproximado de la correa que se necesita.

$$L = (2 * C) + (1,57 * (D_p + d_p)) + \frac{(D_p - d_p)^2}{(4 * C)}$$

L: longitud de la correa

C: Distancia tentativa entre ejes

D_p, d_p : Diámetros primitivos de las poleas

Conociendo este valor y la sección utilizada, se consulta la tabla siguiente, que entrega la identificación de la correa adecuada. Esta identificación es una letra y un número, la letra indica el tamaño de la sección transversal de la correa (A, B, C, D, E) y el número representa el largo de la correa.

LONGITUDES PRIMITIVAS DE LAS CORREAS

Nº	Perfil A (13 x 8)	Perfil B (17 x 10,5)	Perfil C (22 x 13.5)	Perfil D (32 x 19)	Perfil E (40 x 25)
26	690				
28	741				
31	817				
35	919	932			
38	995	1008			
42	1097	1110			
46	1198	1211			
51	1325	1338	1347		
55	1427	1440			
60	1554	1567	1576		
64	1656	1669			
68	1757	1770	1779		
71	1833	1846			
75	1935	1948	1957		
80	2062	2079	2084		
81		2100	2109		
85	2189	2202	2211		
90	2316	2329	2338		
96	2468		2490		
97	2494	2507	2516		
105	2697	2710	2719		
112	2875	2888	2897		
120	3078	3091	3100	3117	
128	3281	3294	3303	3320	
136		3497	3506		
144		3701	3710	3727	
158		4055	4065	4082	
162		4158	4167	4184	
173		4437	4446	4463	
180		4615	4624	4641	4656
195		4996	5005	5022	5037
210		5377	5386	5403	5418
240		6106	6105	6102	6109
270		6868	6867	6864	6871
300		7630	7629	7626	7633
330			8391	8388	8395
360			9153	9150	9157
390			9915	9912	9919
420			10677	10674	10681
480				12198	12205
540				13722	13729
600				15246	15253

Fuente: Catálogo Roflex de correas trapezoidales.

cuyo largo se aproxima lo más posible al largo L calculado. Como es muy probable que la correa seleccionada tenga un largo diferente de L se debe ajustar la distancia entre centros C acercado o alejando los ejes.

Conociendo la velocidad del eje rápido, la relación de transmisión "i" y la sección usada, se consulta la tabla correspondiente a la sección de correa utilizada. Se obtiene de ella la potencia que es capaz de conducir una sola correa **P1**, este valor se comparará con la potencia de diseño para calcular cuántas correas serán necesarias en su transmisión.

Para realizar el cálculo final se necesitan dos factores de corrección. El primero es el factor **C2** que considera la longitud de la correa. Se obtiene de una tabla pequeña ubicada en la parte baja de la tabla correspondiente a la sección, se ingresa a ella por el número de correa o por la longitud.

Tabla 26 Dimensiones de bandas

SECCIÓN B (17x10,5)																						
Diámetro polea chica		Relación de velocidad	RPM DE LA POLEA PEQUEÑA																			
mm	pulg		1 : i	200	300	400	500	600	720	800	950	1000	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	
100	4.00		1.00	0.49	0.66	0.81	0.94	1.08	1.19	1.30	1.46	1.49	1.66	1.85	1.93	2.02	2.09	2.14	2.16	2.16	2.13	
			1.05	0.51	0.68	0.84	0.98	1.12	1.24	1.35	1.51	1.55	1.72	1.91	1.99	2.09	2.16	2.21	2.23	2.23	2.21	
			1.20	0.52	0.70	0.87	1.02	1.15	1.28	1.40	1.55	1.60	1.79	1.97	2.06	2.16	2.23	2.30	2.32	2.32	2.31	2.28
			1.50	0.55	0.73	0.90	1.06	1.19	1.32	1.45	1.60	1.65	1.85	2.03	2.13	2.23	2.31	2.37	2.39	2.39	2.39	2.36
		>=	3.00	0.56	0.75	0.92	1.08	1.23	1.36	1.48	1.65	1.71	1.89	2.10	2.20	2.31	2.38	2.44	2.47	2.47	2.47	2.43
112	4.50		1.00	0.64	0.87	1.09	1.29	1.48	1.65	1.82	2.05	2.13	2.40	2.71	2.87	3.05	3.19	3.33	3.41	3.47	3.50	
			1.05	0.66	0.91	1.13	1.34	1.53	1.71	1.88	2.13	2.20	2.49	2.79	2.96	3.16	3.32	3.44	3.53	3.59	3.62	
			1.20	0.68	0.94	1.17	1.38	1.58	1.77	1.94	2.20	2.28	2.57	2.89	3.06	3.25	3.42	3.56	3.66	3.72	3.74	
			1.50	0.70	0.97	1.20	1.43	1.64	1.83	2.02	2.27	2.36	2.66	2.99	3.16	3.36	3.53	3.67	3.78	3.84	3.86	
		>=	3.00	0.73	1.00	1.24	1.47	1.69	1.88	2.08	2.34	2.43	2.74	3.08	3.27	3.47	3.64	3.79	3.89	3.96	3.98	
125	5.00		1.00	0.80	1.11	1.38	1.65	1.91	2.15	2.38	2.70	2.81	3.18	3.62	3.85	4.12	4.36	4.55	4.71	4.82	4.88	
			1.05	0.82	1.14	1.43	1.71	1.98	2.22	2.45	2.79	2.90	3.30	3.74	3.98	4.26	4.51	4.71	4.87	4.98	5.05	
			1.20	0.85	1.18	1.48	1.77	2.04	2.30	2.54	2.89	3.00	3.41	3.87	4.12	4.41	4.66	4.87	5.04	5.15	5.22	
			1.50	0.89	1.23	1.53	1.83	2.11	2.37	2.62	2.98	3.10	3.52	4.00	4.25	4.55	4.82	5.03	5.20	5.32	5.39	
		>=	3.00	0.91	1.26	1.58	1.88	2.17	2.45	2.71	3.07	3.19	3.63	4.13	4.38	4.70	4.97	5.19	5.37	5.49	5.56	
140	5.60		1.00	0.98	1.37	1.72	2.08	2.39	2.71	3.00	3.42	3.56	4.07	4.65	4.95	5.32	5.63	5.90	6.11	6.25	6.35	
			1.05	1.01	1.42	1.79	2.15	2.48	2.81	3.11	3.55	3.69	4.21	4.81	5.12	5.51	5.84	6.11	6.33	6.48	6.57	

		1.20	1.04	1.47	1.85	2.22	2.56	2.90	3.22	3.67	3.81	4.36	4.97	5.31	5.70	6.04	6.31	6.55	6.70	6.79
		1.50	1.08	1.51	1.91	2.30	2.65	2.99	3.32	3.79	3.93	4.51	5.14	5.48	5.88	6.23	6.52	6.75	6.92	7.01
	$\gamma =$	3.00	1.12	1.55	1.97	2.37	2.73	3.08	3.42	3.91	4.06	4.64	5.29	5.65	6.07	6.42	6.73	6.97	7.14	7.24
160	6.30	1.00	1.21	1.71	2.17	2.62	3.04	3.45	3.84	4.38	4.55	5.22	5.97	6.38	6.85	7.25	7.58	7.83	7.99	8.06
		1.05	1.26	1.77	2.26	2.71	3.15	3.57	3.97	4.54	4.72	5.40	6.18	6.59	7.09	7.50	7.84	8.11	8.27	8.35
		1.20	1.30	1.83	2.33	2.81	3.25	3.68	4.10	4.69	4.88	5.59	6.39	6.82	7.33	7.76	8.11	8.38	8.56	8.63
		1.50	1.35	1.89	2.40	2.89	3.36	3.80	4.24	4.85	5.04	5.78	6.61	7.04	7.57	8.01	8.38	8.66	8.84	8.91
	$\gamma =$	3.00	1.38	1.96	2.49	2.99	3.46	3.92	4.37	4.99	5.20	5.96	6.81	7.26	7.81	8.27	8.65	8.92	9.12	9.20
180	7.10	1.00	1.46	2.05	2.62	3.16	3.68	4.17	4.64	5.32	5.54	6.34	7.25	7.42	8.28	8.76	9.11	9.36	9.50	9.50
		1.05	1.51	2.13	2.71	3.27	3.80	4.31	4.81	5.50	5.72	6.57	7.50	8.00	8.57	9.06	9.42	9.69	9.82	9.84
		1.20	1.55	2.20	2.81	3.38	3.93	4.46	4.97	5.68	5.91	6.79	7.76	8.27	8.86	9.36	9.75	10.00	10.20	10.20
		1.50	1.60	2.27	2.90	3.49	4.06	4.60	5.12	5.88	6.11	7.01	8.01	8.54	9.16	9.67	10.10	10.30	10.50	10.50
	$\gamma =$	3.00	1.66	2.34	2.99	3.61	4.19	4.75	5.29	6.06	6.30	7.24	8.26	8.80	9.45	9.97	10.40	10.70	10.80	10.80
200	8.00	1.00	1.69	2.39	3.06	3.69	4.30	4.88	5.44	6.23	6.48	7.43	8.46	9.01	9.63	10.10	10.50	10.70	10.70	10.60
		1.05	1.75	2.48	3.17	3.83	4.44	5.05	5.62	6.45	6.70	7.69	8.77	9.33	9.97	10.50	10.80	11.10	11.10	11.00
		1.20	1.81	2.56	3.27	3.95	4.60	5.22	5.82	6.67	6.93	7.94	9.06	9.64	10.30	10.80	11.20	11.40	11.50	11.40
		1.50	1.87	2.65	3.38	4.08	4.75	5.39	6.01	6.89	7.16	8.21	9.35	9.96	10.60	11.20	11.60	11.80	11.90	11.70
	$\gamma =$	3.00	1.93	2.73	3.49	4.21	4.89	5.56	6.19	7.10	7.38	8.46	9.65	10.30	11.00	11.50	11.90	12.10	12.30	12.10
250	10.00	1.00	2.27	3.23	4.13	4.99	5.81	6.61	7.36	8.42	8.74	9.97	11.30	11.90	12.50	12.90	13.10	13.00		
		1.05	2.34	3.34	4.27	5.17	6.02	6.84	7.61	8.71	9.05	10.30	11.70	12.30	13.00	13.40	13.50	13.40		
		1.20	2.43	3.45	4.42	5.34	6.23	7.07	7.87	9.00	9.36	10.70	12.00	12.80	13.40	13.80	14.00	13.80		
		1.50	2.50	3.56	4.57	5.51	6.42	7.30	8.14	9.30	9.67	11.00	12.40	13.10	13.80	14.30	14.50	14.30		
	$\gamma =$	3.00	2.59	3.68	4.71	5.70	6.63	7.53	8.39	9.59	9.97	11.40	12.90	13.50	14.20	14.70	14.90	14.80		
CORREA No.		35	38	42	46	51	60	68	75	85	105	120	136	158	173	195	240	270	300	
Longitud correa mm		965	1008	1110	1211	1338	1567	1770	1948	2202	2710	3091	3497	4056	4437	4996	6106	6868	7630	
Factor de corrección		0.81	0.83	0.85	0.87	0.89	0.92	0.95	0.97	0.99	1.04	1.07	1.09	1.13	1.15	1.18	1.22	1.25	1.27	

Fuente: Catálogo Roflex de correas trapezoidales.

El último factor de corrección C3 considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que en definitiva limita la capacidad de transmisión ya que este es un sistema que trabaja por roce. Con los valores de D_p y d_p se consulta la tabla siguiente y se obtiene C3.

Tabla 27 factor de corrección C3

$(D_p - d_p)/C$	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40
Arco de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

Finalmente se calcula:

$$Z = \text{Potencia de Diseño} / (C2 * C3 * P1)$$

Donde:

Z se aproxima al entero superior.

Utilizando la metodología antes mostrada para:

$$\text{Una potencia requerida} = P_n = 7.5 \text{ hp}$$

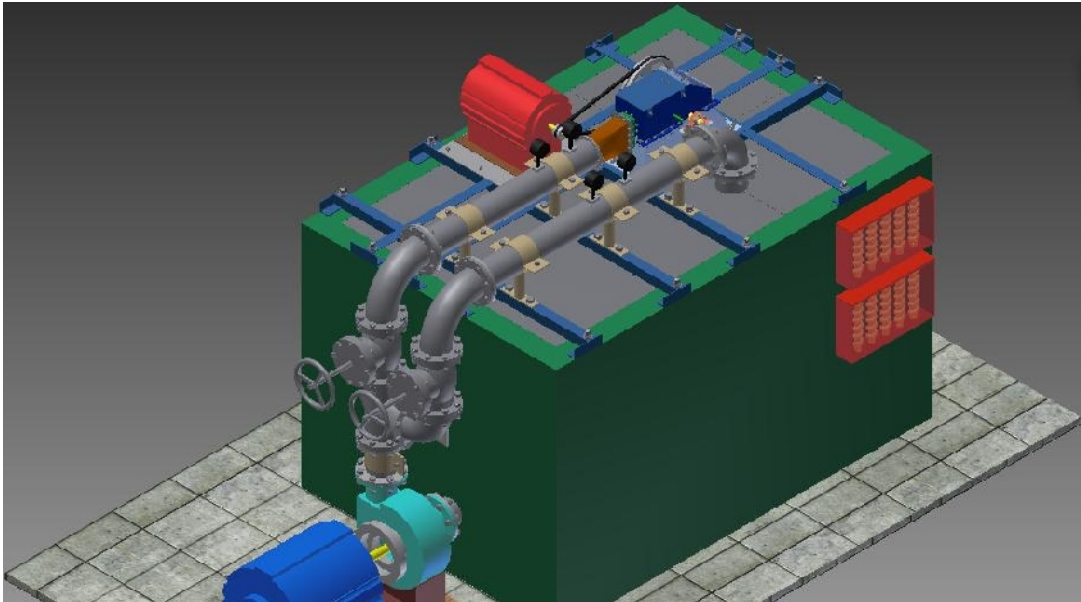
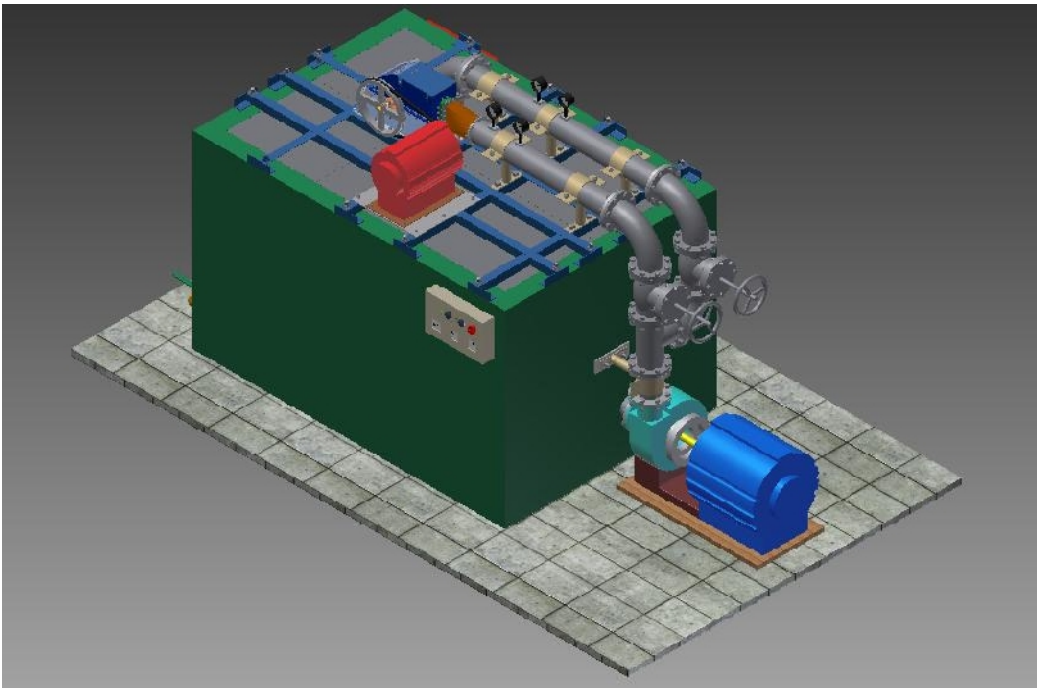
$$n_1 = 760 \text{ rpm}$$

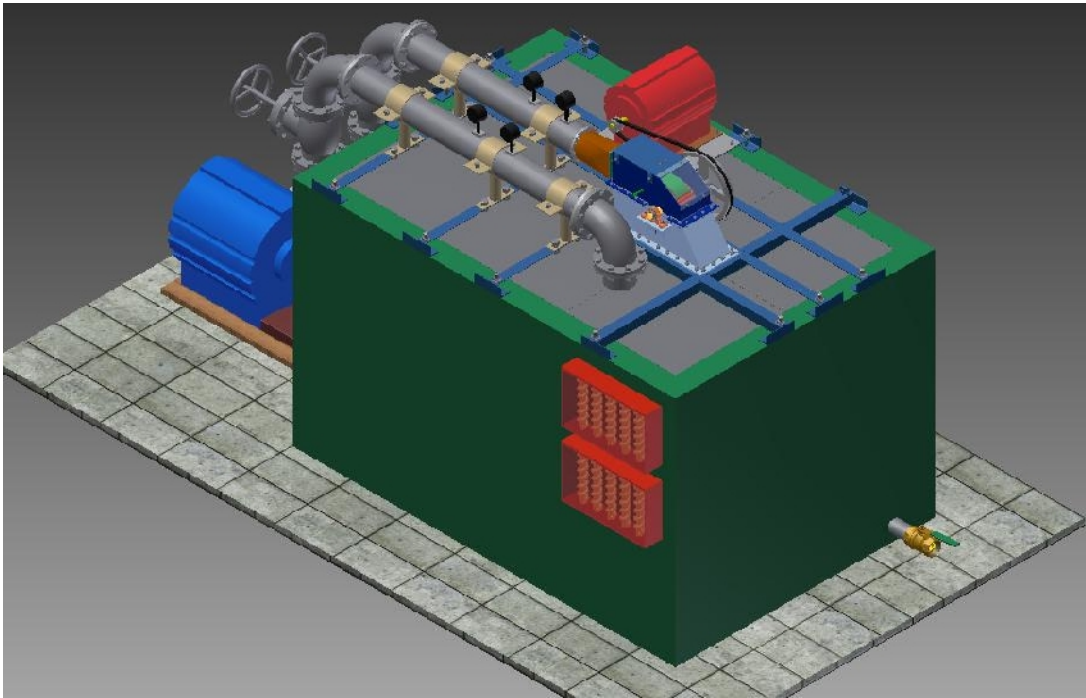
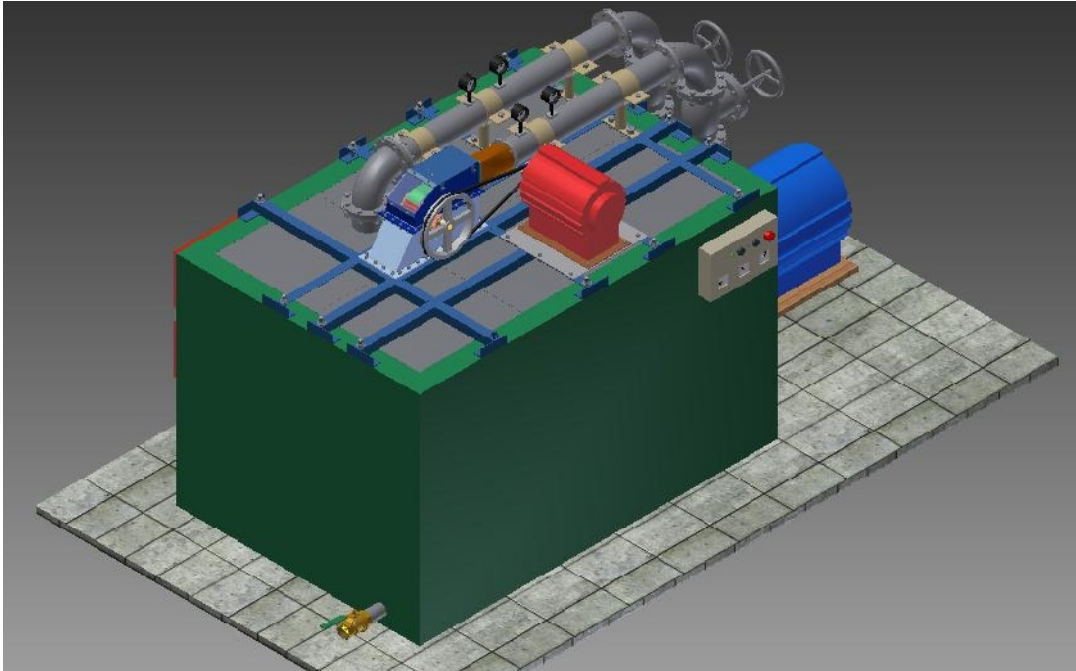
$$n_2 = 1715 \text{ rpm}$$

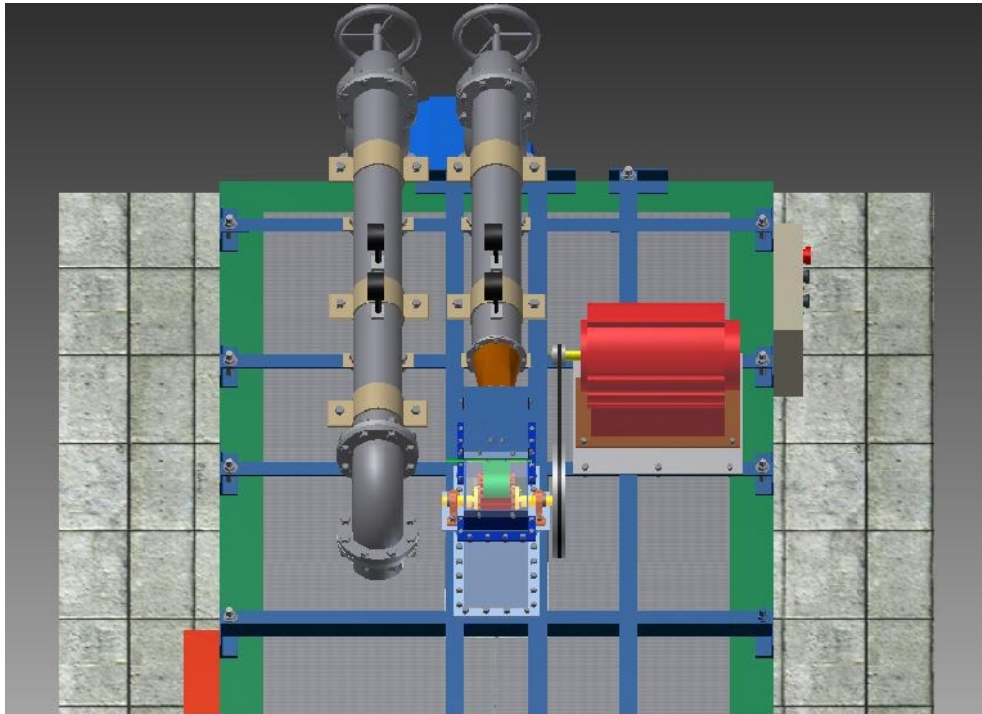
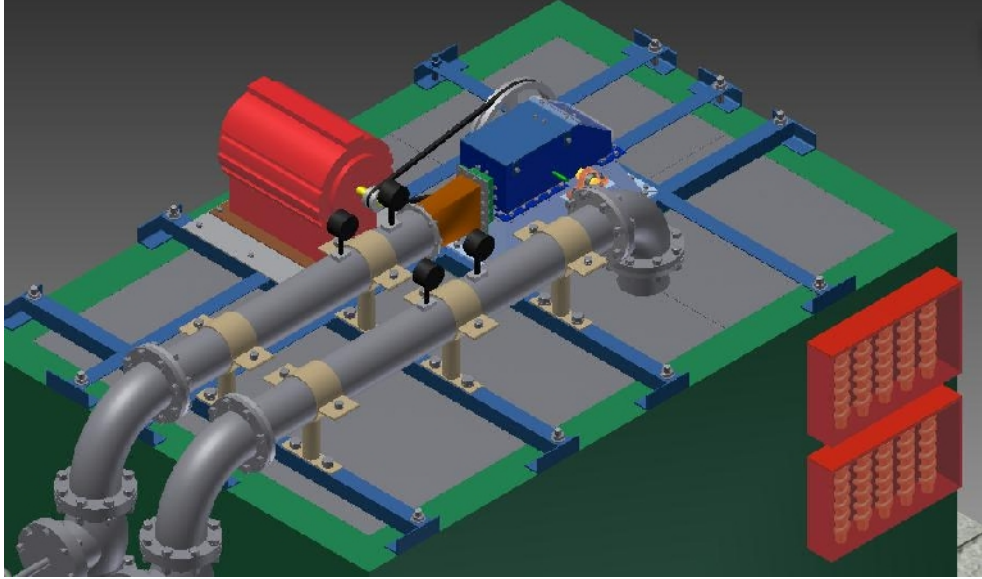
$$i = 2.25$$

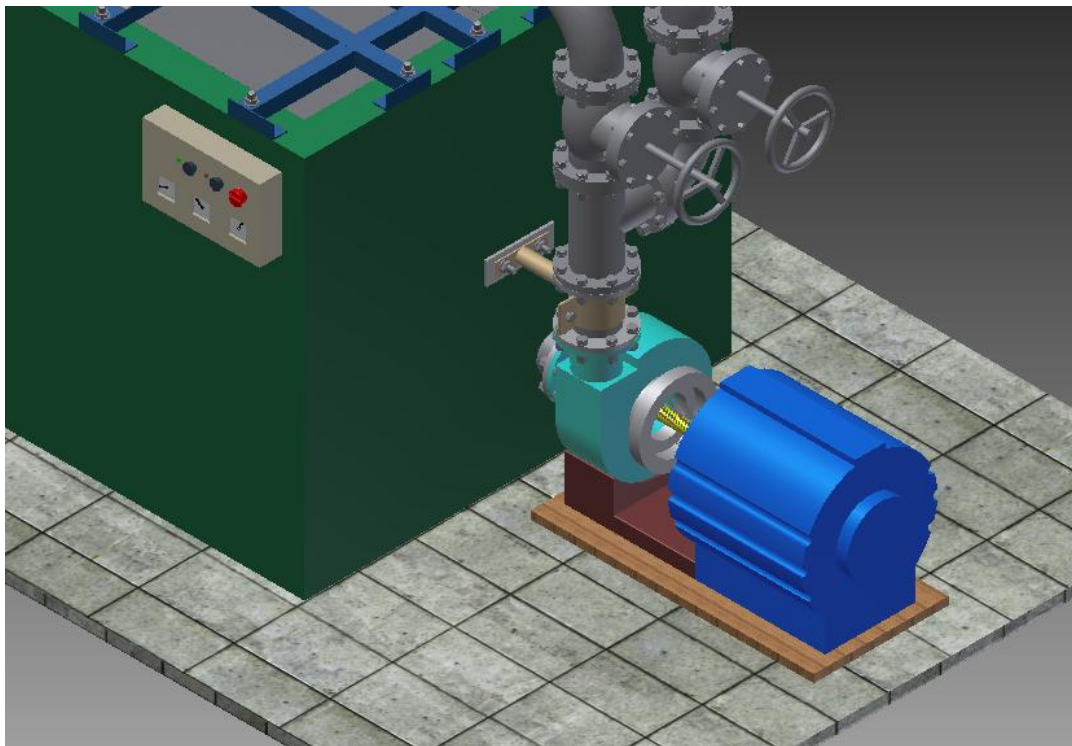
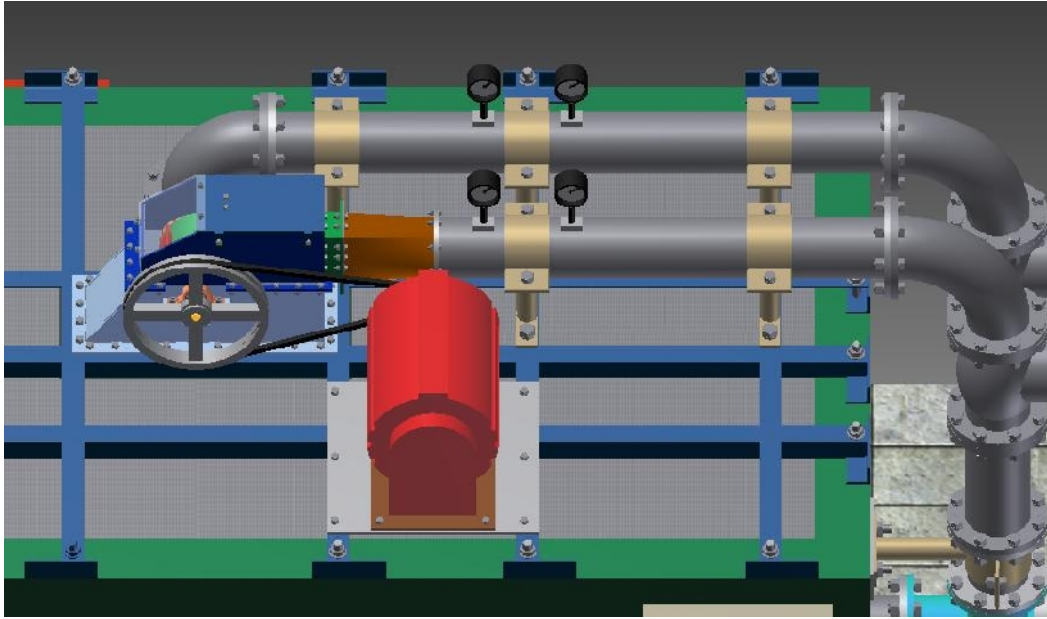
Se concluye que para estos datos proporcionados, nuestro diseño para transmitir la potencia requerida debe de utilizar: 2 bandas SECCIÓN B (17x10.5), con longitud de $L = 1948 \text{ mm}$, con una polea en el eje de la turbina de $D_p = 224 \text{ mm}$, en el generador una polea de $d_p = 100 \text{ mm}$, una distancia entre centros de $C = 750 \text{ mm}$.

2.12.4 Presentación del Banco de Pruebas

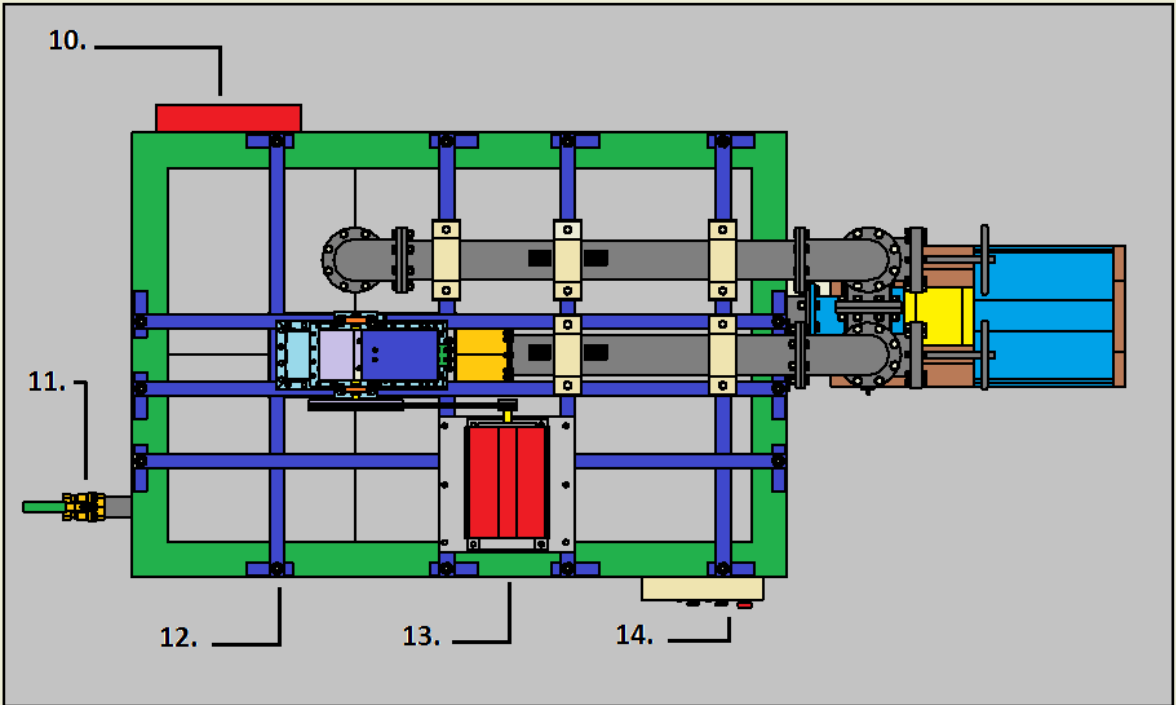
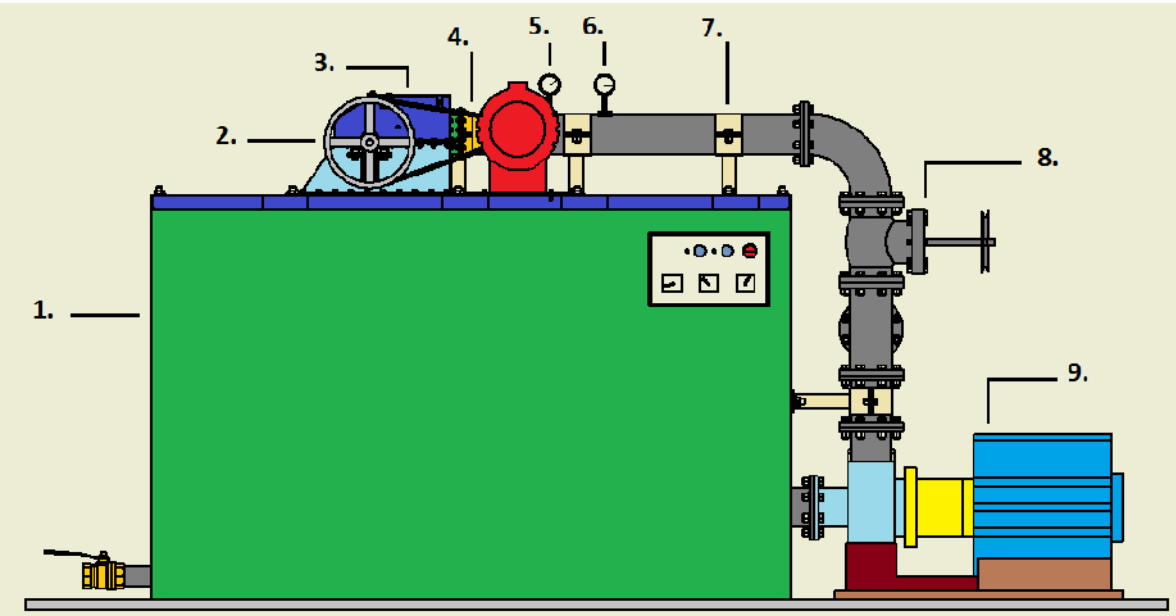








2.12.5 Descripción de componentes



NUMERO	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
1	RESERVORIO	Su función principal es la de proveer el agua al sistema, al ser el tanque de almacenamiento del circuito cerrado que componen todos los elementos en el banco, además sirve como soporte y base de la turbina, tubería, generador y banco de resistencias. Está hecho de ladrillo y será capaz de almacenar 6 m ³ de agua, sus dimensiones son 1.80m x 1.90m x 2.82 m
2	POLEA	Es la encargada de llevar a una velocidad mayor que la de sincronismo al motor-generador, por medio de una transmisión por correas. Por relación de velocidades pasa de 760 rpm en el eje de la turbina a 1720 rpm del motor-generador, sus dimensiones son: $D_p = 224$ mm y en el generador una polea de $d_p = 100$ mm con una distancia entre centros de $C = 750$ mm.
3	TURBINA	Elemento principal del sistema, es donde se produce el intercambio de energía entre el agua y el rodete, convirtiendo la energía cinética del agua en energía mecánica en el eje.
4	ACOPLE TUBERÍA- INYECTOR	Desarrollo cuadrado-redondo que permite realizar la conexión entre la tubería y el inyector de la turbina.
5	MANÓMETROS	Permiten verificar la presión justo antes de la entrada en el inyector, se coloca en este punto para cerciorarse que la cabeza hidráulica se mantiene y que no hay obstrucción en tubería.
6	CAUDALÍMETROS	Permiten verificar el volumen de agua por unidad de tiempo que se desplaza por cada una de las tuberías, tanto por la de inyección como por la de retorno.

7	SOPORTE DE TUBERÍA	Permite darle rigidez a la tubería, evita vibraciones, además de mantenerla en la posición adecuada para funcionamiento y de ser como su nombre lo indica el soporte de la misma.
8	VÁLVULAS REGULADORAS	Sirven para regular el flujo que llega a la turbina desde la bomba. Mediante la bifurcación que reparte el agua en dos vías de tubería acero de 6”.
9	BOMBA	Elemento que le entrega energía al fluido y que permite conseguir los parámetros de diseño de la turbina.
10	BANCO DE RESISTENCIAS	Se utiliza para disipar la energía eléctrica conseguida en el motor-generator, actúa como carga, hacia donde se dirige la potencia con lo cual se podrá cuantificar la corriente y el voltaje que está siendo consumido por ellas.
11	VÁLVULA DE LLENADO Y VACIADO	Se utiliza para hacer llegar agua al reservorio y de igual manera para evacuarla del mismo, para labores de mantenimiento y limpieza.
12	ESTRUCTURA PARA SOPORTE	Armadura soldada hecha con Angulo de lados iguales L64x64x4.8 (L2.5”x2.5”x3/16) y fijada por pernos al reservorio, sirve como base para la colocación de los demás elementos sobre el reservorio.
13	MOTOR-GENERADOR	Elemento del sistema, en donde se produce la conversión de energía, pasando de mecánica en el eje de la turbina a energía eléctrica.
14	TABLERO DE CONTROL	Su principal función es la de permitir la puesta en marcha del sistema, así como también verificar parámetros como lo son corriente y voltaje del motor-generator.

2.12.6 PRESUPUESTO

PROYECTO :CONSTRUCCIÓN DE BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINA BANKI, SEGÚN DETALLE

A. MATERIALES

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO	SUBTOTAL	TOTAL
1	Ladrillo de obra	Unidad	950	\$0.18	\$171.00	
2	Grava	m ³	1	\$29.00	\$29.00	
3	Arena	m ³	1	\$12.00	\$12.00	
4	Cemento Cessa	Bolsa	10	\$7.58	\$75.80	
5	Cemento Cuscatlán	Bolsa	5	\$6.92	\$34.60	
6	Acero # 3	varillas	7	\$4.87	\$34.09	
7	Acero # 2	varillas	8	\$2.78	\$22.24	
8	Alambre de Amarre	qq	0.2	\$46.50	\$9.30	
9	Tabla	vr	12	\$1.70	\$20.40	
10	Clavos	lb	5	\$0.61	\$3.05	
11	Angulo de 2 1/2" x2 1/2"x3/16"	pieza	4	\$48.80	\$195.20	
12	Electrodo	lb	5	\$1.45	\$7.25	
13	Disco de corte	Unidad	5	\$2.49	\$12.45	
14	Pintura Anticorrosiva	Gln	1	\$15.00	\$15.00	
15	Anclas Hilti de 3/8" x 3"	Unidad	28	\$5.80	\$162.40	
16	PERNO HEX.R/F 3/4X 3"	Unidad	16	\$1.32	\$21.12	
17	TUERCA R/F 3/4"	Unidad	16	\$0.53	\$8.48	
18	ARANDELA PLANA DE HIERRO 3/4"	Unidad	16	\$0.13	\$2.08	
19	ARANDELA DE PRESIÓN HIERRO 3/4"	Unidad	16	\$0.10	\$1.60	
20	PERNO HEX.R/F 7/8X 3"	Unidad	16	\$2.63	\$42.08	
21	TUERCA R/F 7/8"	Unidad	16	\$1.60	\$25.60	
22	ARANDELA DE PRESIÓN HIERRO 7/8"	Unidad	16	\$0.11	\$1.76	
23	ARANDELA PLANA DE HIERRO 7/8"	Unidad	16	\$0.24	\$3.84	
24	PERNO HEX.R/F 7/8X 3.1/2"	Unidad	16	\$3.09	\$49.44	
25	PERNO HEX.R/F 3/8X 1.1/4"	Unidad	16	\$0.15	\$2.40	
26	TUERCA R/F 3/8"	Unidad	16	\$0.07	\$1.12	
27	ARANDELA PLANA DE HIERRO 3/8"	Unidad	16	\$0.04	\$0.64	
28	ARANDELA DE PRESIÓN HIERRO 3/8"	Unidad	16	\$0.02	\$0.32	
29	PERNO HEX.R/F 3/8X 1"	Unidad	8	\$0.12	\$0.96	
30	TUERCA R/F 3/8"	Unidad	8	\$0.07	\$0.56	
31	ARANDELA DE PRESIÓN HIERRO 3/8"	Unidad	8	\$0.02	\$0.16	
32	PERNO HEX.R/F 3/8X 1.1/4"	Unidad	20	\$0.15	\$3.00	
33	TUERCA R/F 3/8"	Unidad	20	\$0.07	\$1.40	
34	ARANDELA DE PRESIÓN HIERRO 3/8"	Unidad	20	\$0.02	\$0.40	
35	ARANDELA PLANA DE HIERRO 3/8"	Unidad	20	\$0.04	\$0.80	

36	PERNO HEX.R/F 1X 2"	Unidad	4	\$2.97	\$11.88	
37	TUERCA R/F 1"	Unidad	4	\$1.10	\$4.40	
38	ARANDELA PLANA DE HIERRO 1"	Unidad	4	\$0.30	\$1.20	
39	ARANDELA DE PRESIÓN HIERRO 1"	Unidad	4	\$0.47	\$1.88	
40	PERNO HEX.R/F 3/4X 2"	Unidad	6	\$1.10	\$6.60	
41	TUERCA R/F 3/4"	Unidad	6	\$0.53	\$3.18	
42	ARANDELA PLANA DE HIERRO 3/4"	Unidad	6	\$0.13	\$0.78	
43	ARANDELA DE PRESIÓN HIERRO 3/4"	Unidad	6	\$0.10	\$0.60	
44	PERNO HEX.R/F 1/2X 1.1/2"	Unidad	28	\$0.30	\$8.40	
45	TUERCA R/F 1/2"	Unidad	28	\$0.25	\$7.00	
46	ARANDELA PLANA DE HIERRO 1/2"	Unidad	28	\$0.09	\$2.52	
47	ARANDELA DE PRESIÓN HIERRO 1/2"	Unidad	28	\$0.05	\$1.40	
48	BOMBA CENTRIFUGA CON MOTOR DE 20HP, MOD.18BF3N5N9 460V, 3PH, 1160RPM, 1438GPM, 69 FT, MARCA GOULDS.	Unidad	1	\$10,311.25		\$10,311.25
49	POLEA DOBLE T/B DE 9"	Unidad	1	\$40.00	\$40.00	
50	POLEA DOBLE T/B DE 4"	Unidad	1	\$24.75	\$24.75	
51	Mot.3F.GP10 213T NAL 7.5-4	Unidad	1	\$456.00	\$456.00	
52	Contactador S0 65A Bobina 230 VAC	Unidad	1	\$161.50	\$161.50	
53	Block contacto auxiliar lateral !NA+1NC	Unidad	1	\$9.03	\$9.03	
54	Relé sobrecarga bimetal 45...63A	Unidad	1	\$76.00	\$76.00	
55	conmutador P/Voltímetro 20 A	Unidad	1	\$37.05	\$37.05	
56	conmutador P/Amperímetro 4A,400V	Unidad	1	\$37.05	\$37.05	
57	Transformador/Intensidad 100/5A	Unidad	3	\$32.50	\$97.50	
59	Amperímetro hierro móvil	Unidad	1	\$85.50	\$85.50	
60	Escala P/Amperímetro	Unidad	1	\$7.60	\$7.60	
61	Caja Metálica	Unidad	1	\$99.75	\$99.75	
62	Bandas tipo B	Unidad	2	\$30.00	\$60.00	
						\$12,524.36

B. MANO DE OBRA RESERVORIO						
ITEM	DESCRIPCIÓN	DÍAS	CANTIDAD	PRECIO	SUBTOTAL	TOTAL
1	Auxiliares	15	3	\$12.00	\$540.00	
2	Albañiles	10	1	\$15.00	\$150.00	
3	Mecanico	5	2	\$15.00	\$150.00	
						\$840.00

C. VARIOS						
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO	SUBTOTAL	TOTAL
1	GASTOS IMPREVISTOS				\$200.00	
						\$200.00

D. MANO DE OBRA TURBINA						
ITEM	DESCRIPCIÓN	DÍAS	CANTIDAD	PRECIO	SUBTOTAL	TOTAL
1	FABRICACION DE TURBINA	150	1	\$1,448.99	\$1,448.99	
2	DIBUJO DE PLANOS	30	1	\$150.00	\$150.00	
3	DISEÑO DE TURBINA	30	4	\$200.00	\$800.00	
						\$2,398.99

TOTAL A+B+C+D =					\$15,963.35
------------------------	--	--	--	--	--------------------

3. Conclusiones

- ✓ Ante la creciente demanda de energía a la que nos enfrentamos y la necesidad de buscar fuentes alternativas y la inminente finalización de la era del combustible fósil, la posibilidad de la generación a través de recursos renovables se muestra como la solución más práctica para enfrentar esta situación, ante ello puede considerarse que la generación hidroeléctrica en todas sus escalas es la forma más confiable práctica y segura de hacerlo, para el caso la micro generación puede verse como una alternativa para el aprovechamiento no solo de grandes afluentes sino también de los pequeños, con la finalidad de incluir en estos algunos como las descargas residuales de aguas tratadas y todo flujo de agua que permita la generación de energía eléctrica.

- ✓ En la industria de la generación eléctrica, es más frecuente encontrar turbinas Francis, Kaplan y Pelton para generación en escala gran hidráulica y en mini y micro las más utilizadas son la Francis, Pelton y otras menos frecuentes como las Banki, la mayoría de turbinas independientemente de su escala de generación básicamente cuentan con los mismas características que generalmente son una diferencia de niveles o cabeza hidráulica (altura), un caudal fijo, tubería de aspiración, distribuidor, rodete y descarga. De ahí que todas tienen sus características propias que las hacen útiles en determinadas condiciones de caudal y altura.

- ✓ Comparativamente la turbina Michell Banki con respecto a las turbinas comúnmente usadas en las pico centrales hidroeléctricas (Francis), tiene como ventaja principal su fácil construcción y su fácil montaje en las pico centrales.

- ✓ Con la modificación realizada de eje bridado se reduce en gran medida la interferencia ocasionada por el eje, al agua en su paso por el rodete y de esta manera provoca así un aumento en la eficiencia de la turbina Michell Banki.
- ✓ Este tipo de turbina gracias a su fácil construcción y a su fácil montaje y gracias a que no se necesita realizar de grandes modificaciones en la infraestructura es la más indicada para la realización de un banco de pruebas que sirva para educar a la comunidad estudiantil acerca de este tipo de turbinas.
- ✓ Los componentes básicos para el buen funcionamiento del banco de pruebas son: Reservorio, Poleas, Turbina, Acople Tubería- Inyector, Manómetro, Soporte de tubería, Válvula reguladora, Bomba, Banco de resistencias, Estructura para soporte, Motor-Generador.

4. Referencias

[1] H.SCHEURER;"Small Water Turbines"; Deutsche \ Gese \ llschaft Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH.

[2]"Turbina Mitchell-Banki: Criterios de Diseño, Selección y Utilización"; F. Zarate, C. Aguerre, R. Aguerre; Universidad Nacional de La Plata; La Plata, 1987.

[3]"Experimental determination of blade forces in a cross-flow turbine"; L. K. Van Dixhorn, H. L. Moses, J. Moore; Virginia Polytechnic Institute and State University; Virginia1984.

[4] "Better Efficiency for Cross-Flow Turbines?" B. P. AkerKar, A. A. Fiuzat; Hidro Review, p 76-82; Diciembre 1989.

[5] Metodología del diseño hidráulico y mecánico de una turbina.

[6] II Curso Internacional de Especialización en Micro Y Minicentrales Hidroeléctricas, Unidad 6, Ing. Ariel R. Marchegiani.

[7] 8° Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica Cuzco, 23 a 25 de septiembre de 2007. "Optimización del rendimiento de una turbina de flujo cruzado (Michel - Banki): modificaciones mecánicas y adaptaciones constructivas realizadas".

5. Bibliografía

1. Mataix, Claudio. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 2° Edición. Madrid, España: Ediciones del Castillo S.A., 1986.
2. Streeter, Víctor L. Mecánica de los Fluidos, 4° Edición. Naucalpán de Juárez, México: McGraw-Hill Editions, 1972.
3. Chapman, Stephen J. Máquinas Eléctricas, 3° Edición. México D.F., México: McGraw-Hill Editions, 1986.
4. Shigley, D. Mishke. Diseño en Ingeniería Mecánica, 3° Edición, New York: McGraw-Hill Editions, 1983.
5. Mott, Robert. Diseño de Elementos de Máquinas, 2° Edición, New York: Prentice-Hall, 1995.
6. Beer, Ferdinand P. y Russel, Johnston. Mecánica de Materiales, 3° Edición, Mexico D.F., México: Editorial McGraw-Hill, 1998.
7. Gere, J.M. y Timoshenko, S.P. Mecánica de Materiales. México D.F, México: Internacional Thomson, 1998.

6. Nomenclatura utilizada

c: Velocidad absoluta

u: VELOCIDAD TANGENCIAL DE LA TURBINA

w: VELOCIDAD RELATIVA DEL FLUIDO

H: ALTURA NETA

Q: CAUDAL

g: ACELERACIÓN DE LA GRAVEDAD

η_h : RENDIMIENTO HIDRÁULICO

K_c: COEFICIENTE DE VELOCIDAD DEL INYECTOR

c_u: COMPONENTE DE LA VELOCIDAD ABSOLUTA EN LA DIRECCIÓN TANGENCIAL

α = ÁNGULO ENTRE LA VELOCIDAD ABSOLUTA Y LA VELOCIDAD TANGENCIAL

β = ÁNGULO ENTRE LA VELOCIDAD RELATIVA Y LA VELOCIDAD TANGENCIAL

c_m = COMPONENTE DE LA VELOCIDAD ABSOLUTA EN LA DIRECCIÓN MERIDIANA

n = VELOCIDAD DE ROTACIÓN DE LA MÁQUINA

D = DIÁMETRO DEL ROTOR

d = DIÁMETRO INTERNO DEL ROTOR

A_a = ÁREA DE ADMISIÓN

B_R = ANCHO DEL ROTOR

B_i: ANCHO DEL INYECTOR

Z: NÚMERO DE ÁLABES DEL ROTOR,

Z_a: NÚMERO DE ÁLABES EN LA ADMISIÓN

X_z: RELACIÓN DE NÚMERO DE ÁLABES

P_z: PASO ENTRE ÁLABES

\hat{z} : ÁNGULO ENTRE ÁLABES

A: ANCHO RADIAL DEL ÁLABE

R: RADIO DEL ROTOR ($R = D/2$) O REACCIONES

r : RADIO INTERNO DEL ROTOR

$A\rho$: CUERDA DEL ÁLABE

Ra : RADIO DEL ÁLABE

La : ARCO DE ADMISIÓN

e : ESPESOR DEL ÁLABE

δ_a : ÁNGULO DE ADMISIÓN

D_e : DIÁMETRO EXTERNO

D_i : DIÁMETRO INTERNO

ρ : DENSIDAD DEL MATERIAL

ΣF : SUMATORIA DE FUERZAS

SC : SUPERFICIE DE CONTROL

dA : DIFERENCIAL DE ÁREA

F : FUERZA

F_R : FUERZA RESULTANTE

ΣM : SUMATORIA DE MOMENTOS

M : MOMENTO

T : TORQUE

σ : ESFUERZO NORMAL

K_f : FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

σ_{ea} : ESFUERZO EQUIVALENTE ALTERNANTE

S_n : LÍMITE A LA FATIGA

K_a : FACTOR DE SUPERFICIE

K_b : FACTOR DE TAMAÑO

K_c : FACTOR DE CARGA

K_d : FACTOR DE TEMPERATURA

K_e : FACTORES DIVERSOS

S_u : ESFUERZO ÚLTIMO

σ_m : ESFUERZO MEDIO

σ_{em} : ESFUERZO EQUIVALENTE MEDIO

τ_m : TORSIÓN MEDIA

τ : TORSIÓN

PLANOS

7.1 Índice de planos

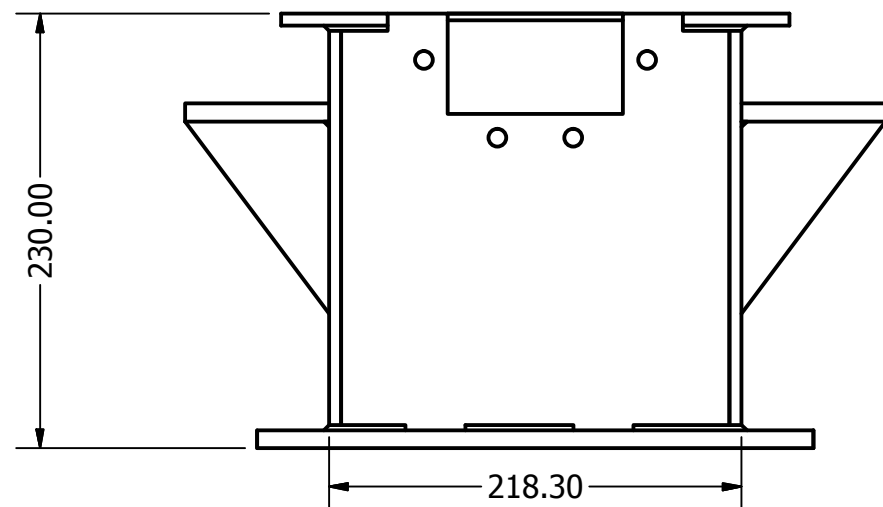
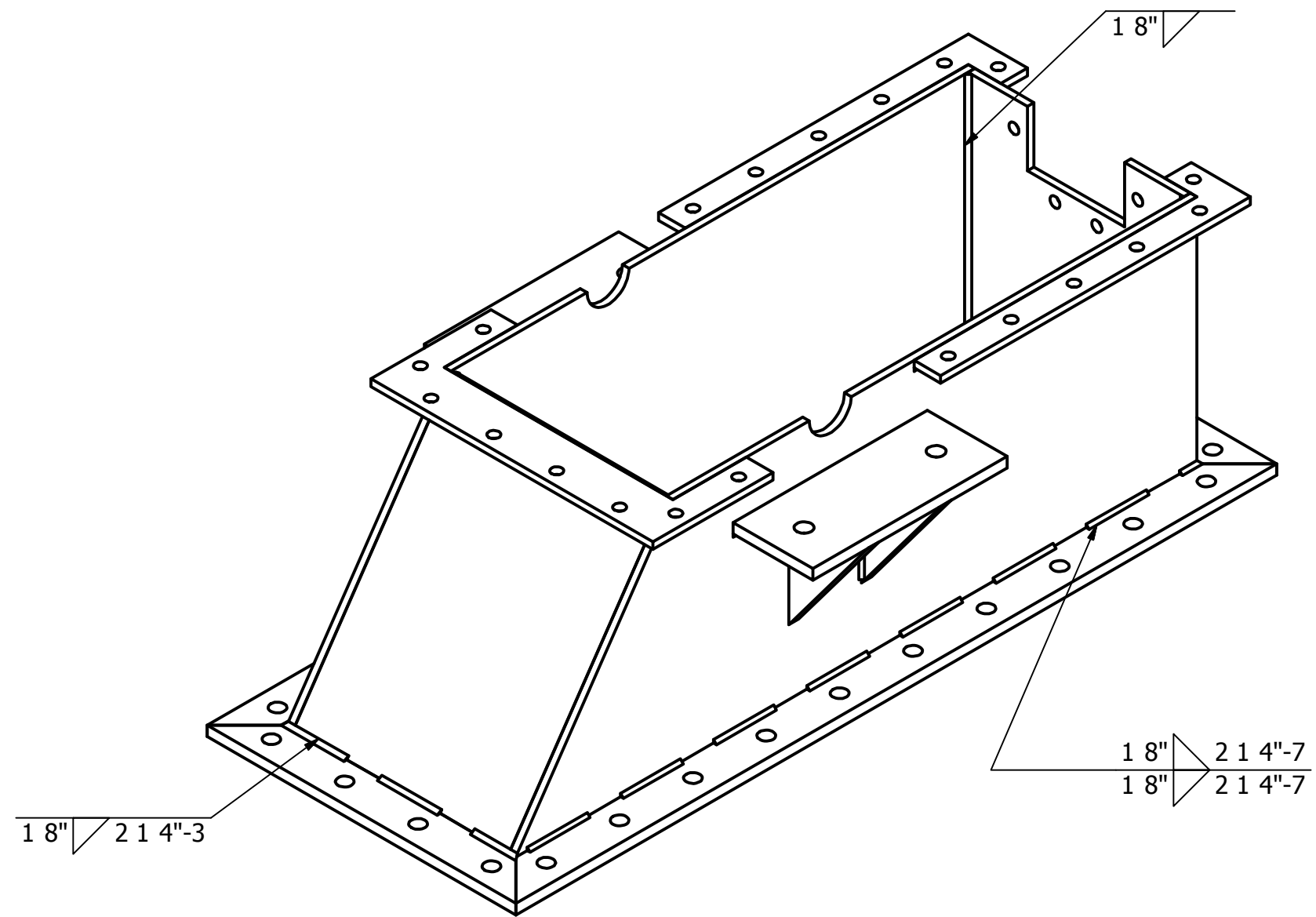
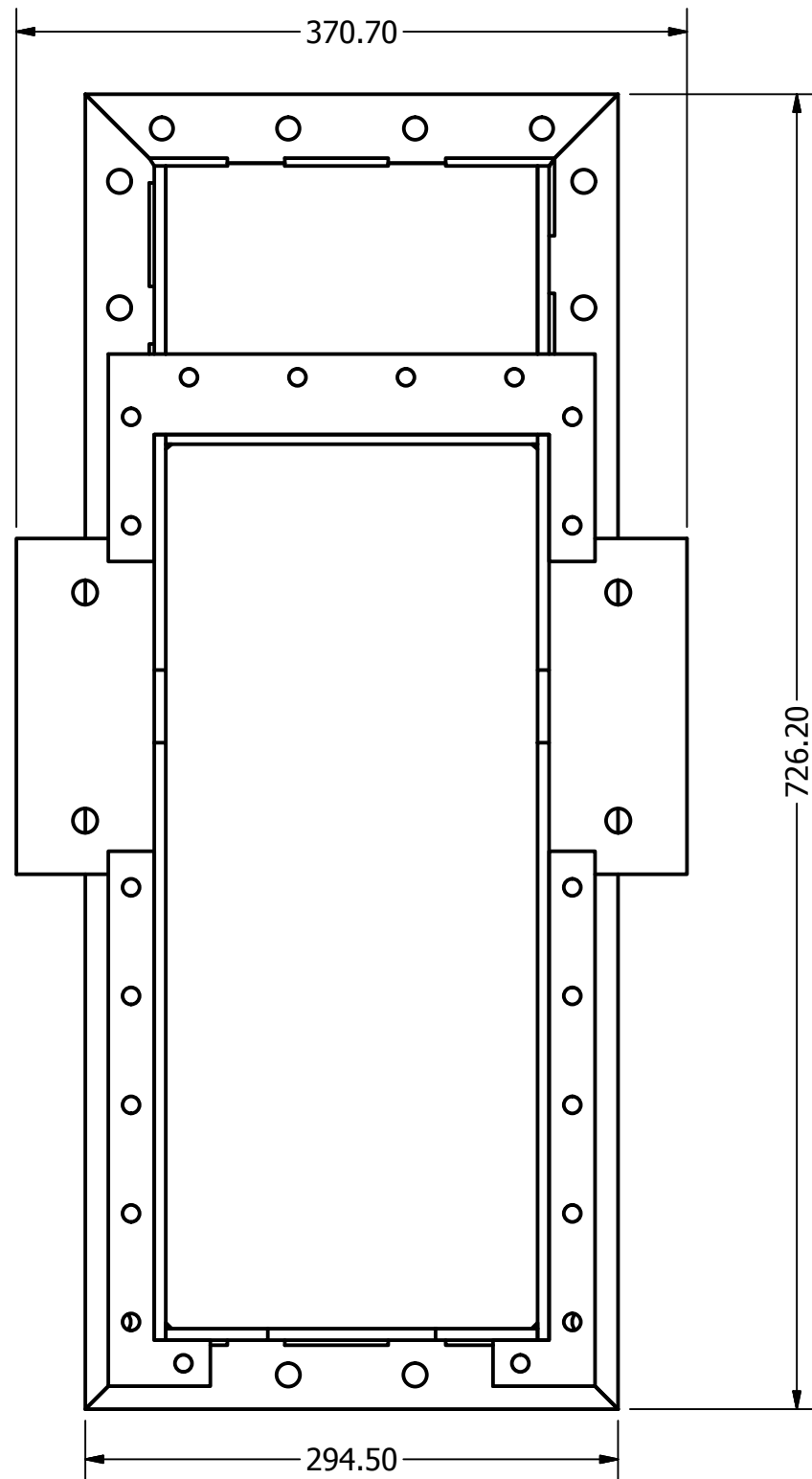
CONTENIDO	Núm. De plano
PLANOS TURBINA	
GRUPO A CARCASA INFERIOR	
Carcasa inferior armada	1
Pestaña lateral inferior	2
Pestaña frontal inferior	3
Carcasa laterales	4
Carcasa trasera inferior	5
Tapa frontal inferior	6
Escuadra chumacera	7
Base chumacera	8
GRUPO B RODETE	
Rodete armado	9
Eje “a”bridado	10
Eje “b” bridado	11
Eje “a” de rodete	12
Eje “b” de rodete	13
Brida	14
Tapadera	15
Álabe	16
GRUPO C INYECTOR	
Inyector armado	17
Tapa inferior de inyector	18

	Laterales de inyector	19
	Superior de inyector	20
	Base de pernos	21
	Pestaña lateral inyector	22
	Pestaña superior-inferior inyector	23
GRUPO D	PESTAÑAS MEDIAS	
	Pestaña media frontal inferior	24
	Pestaña medias traseras	25
	Pestaña media frontal superior	26
GRUPO E	CARCASA SUPERIOR	
	Carcasa superior armada	27
	Carcasa frontal superior	28
	Carcasa laterales superior	29
	Carcasa trasera superior	30
	Tapadera superior	31
	Carcasa de puntería	32
	Sujetador	33
	Visor	34
GRUPO F	ÁLABE DIRECTRIZ	
	Álabe directriz armado	35
	Álabe directriz	36
	Álabe directriz detalle de radios	37
	Eje de álabe	38
GRUPO G	TURBINA	
	Turbina armada 1	39

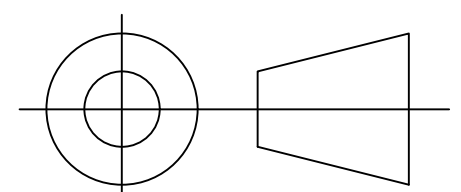
Turbina armada 2	40
Turbina armada 3	41
Interior de turbina	42

PLANOS RESERVORIO

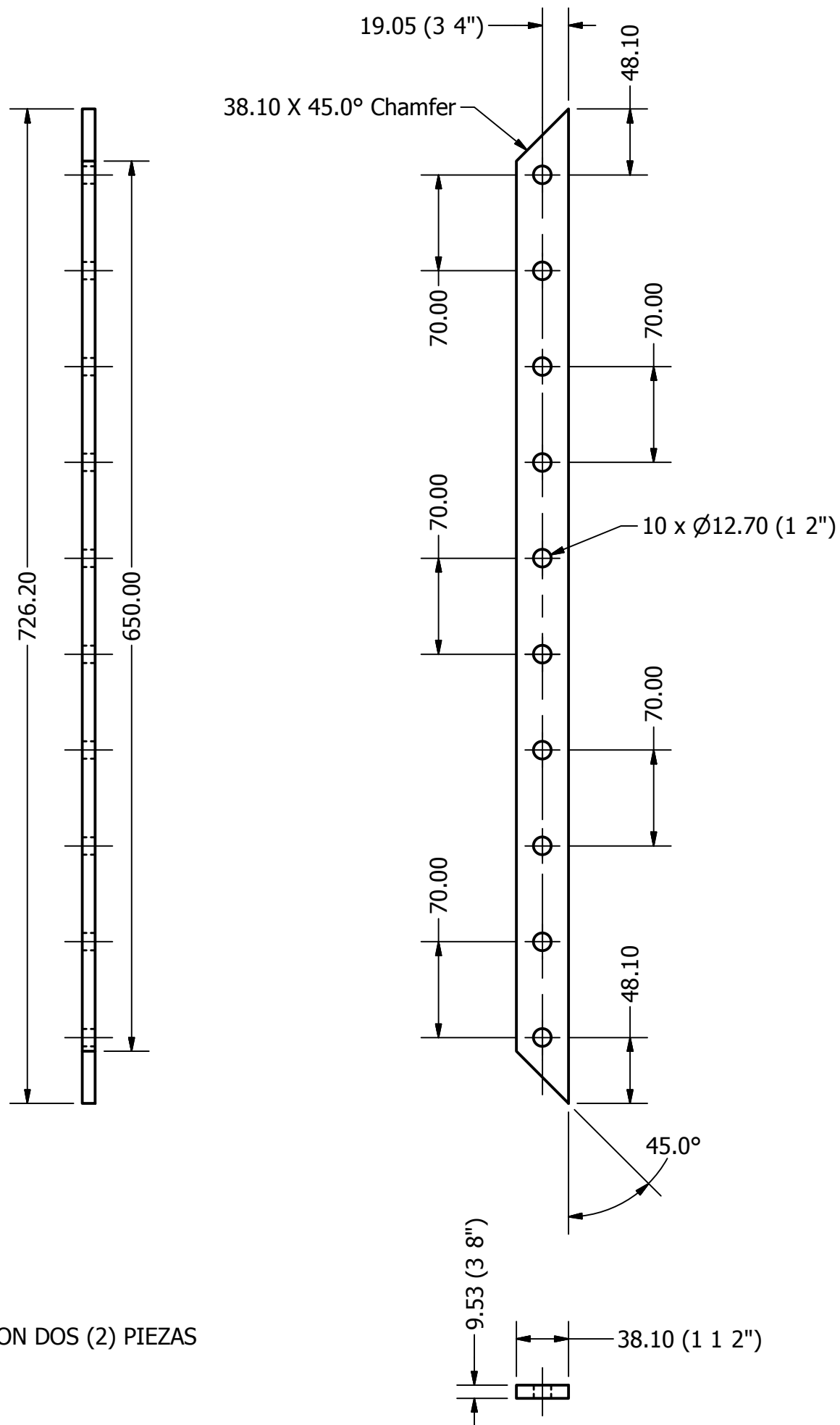
Detalle de soporte	1
Elevación pila	2
Planta pila	3



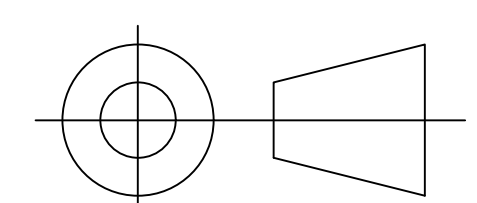
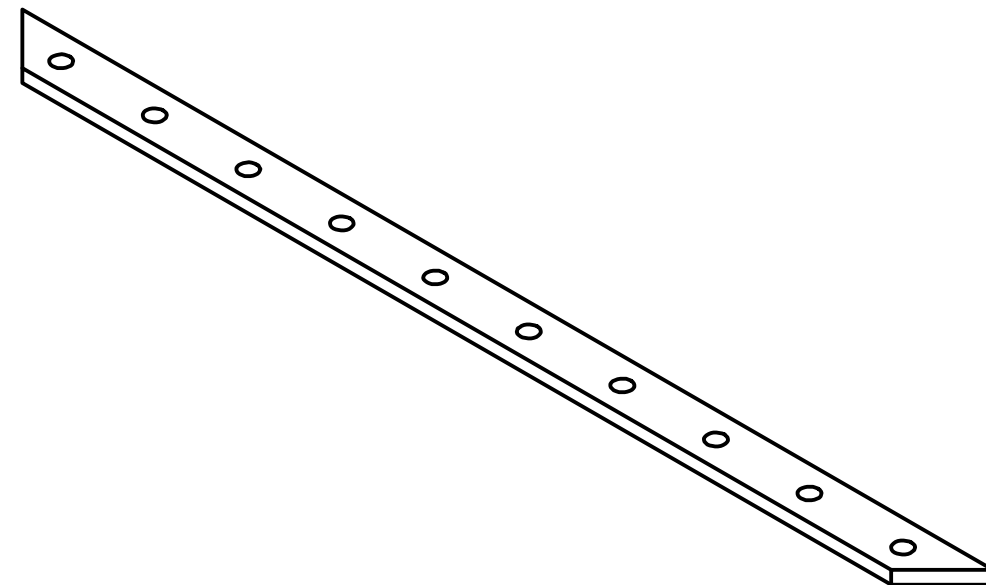
Cotas en mm



	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:4	CARCASA INFERIOR ARMADA			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO A				

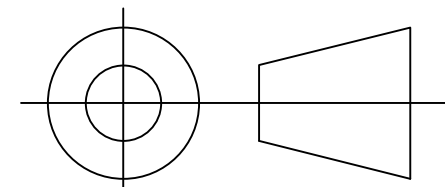
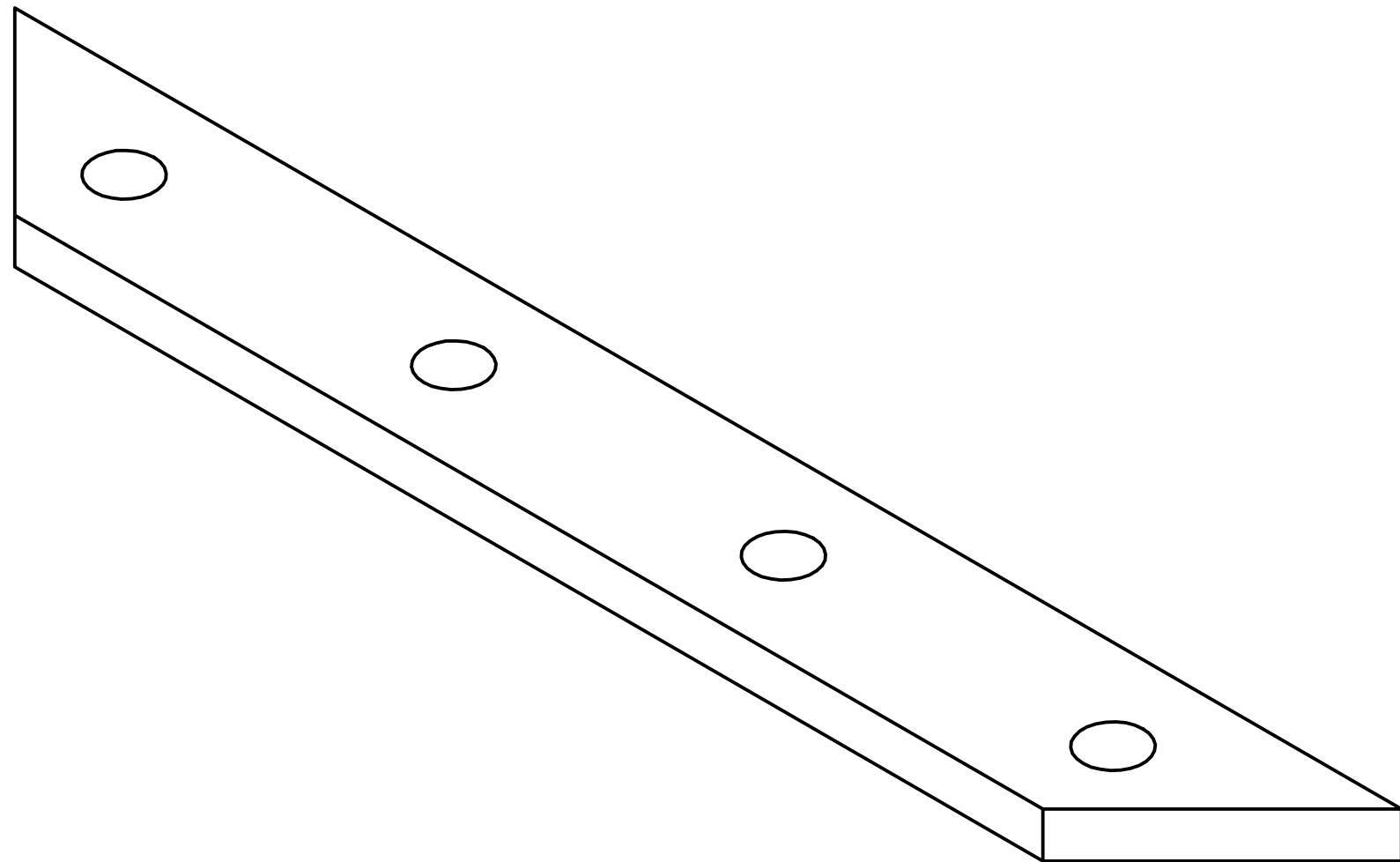
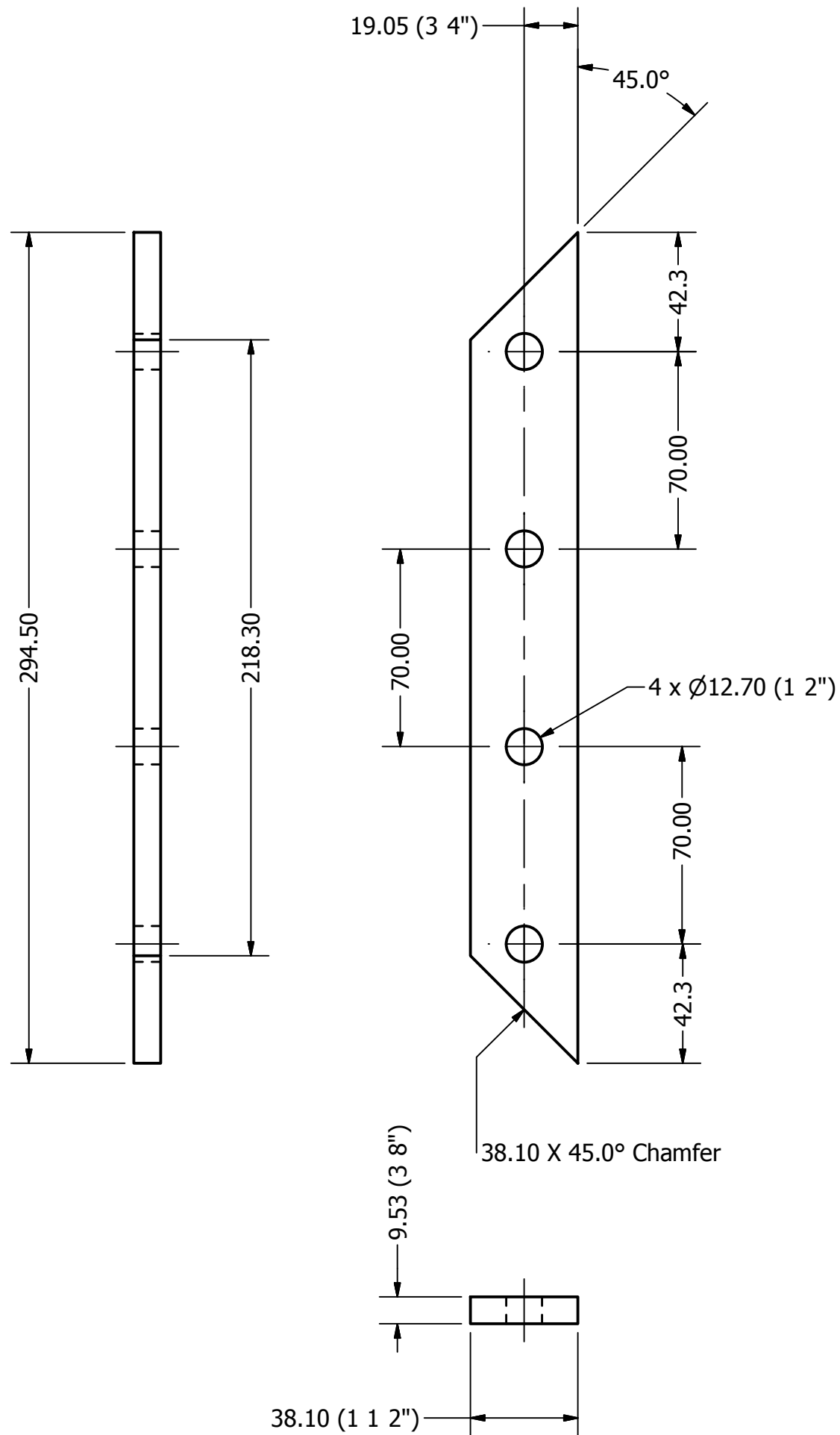


NOTA: SON DOS (2) PIEZAS



Cotas en mm

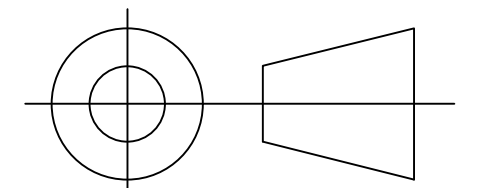
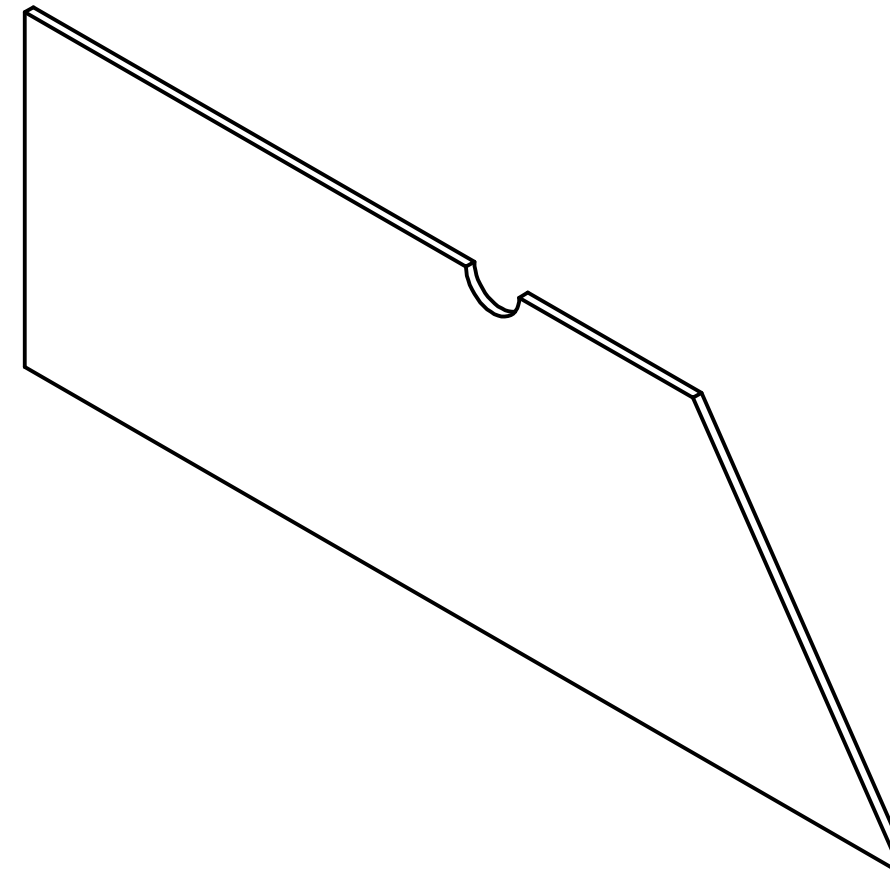
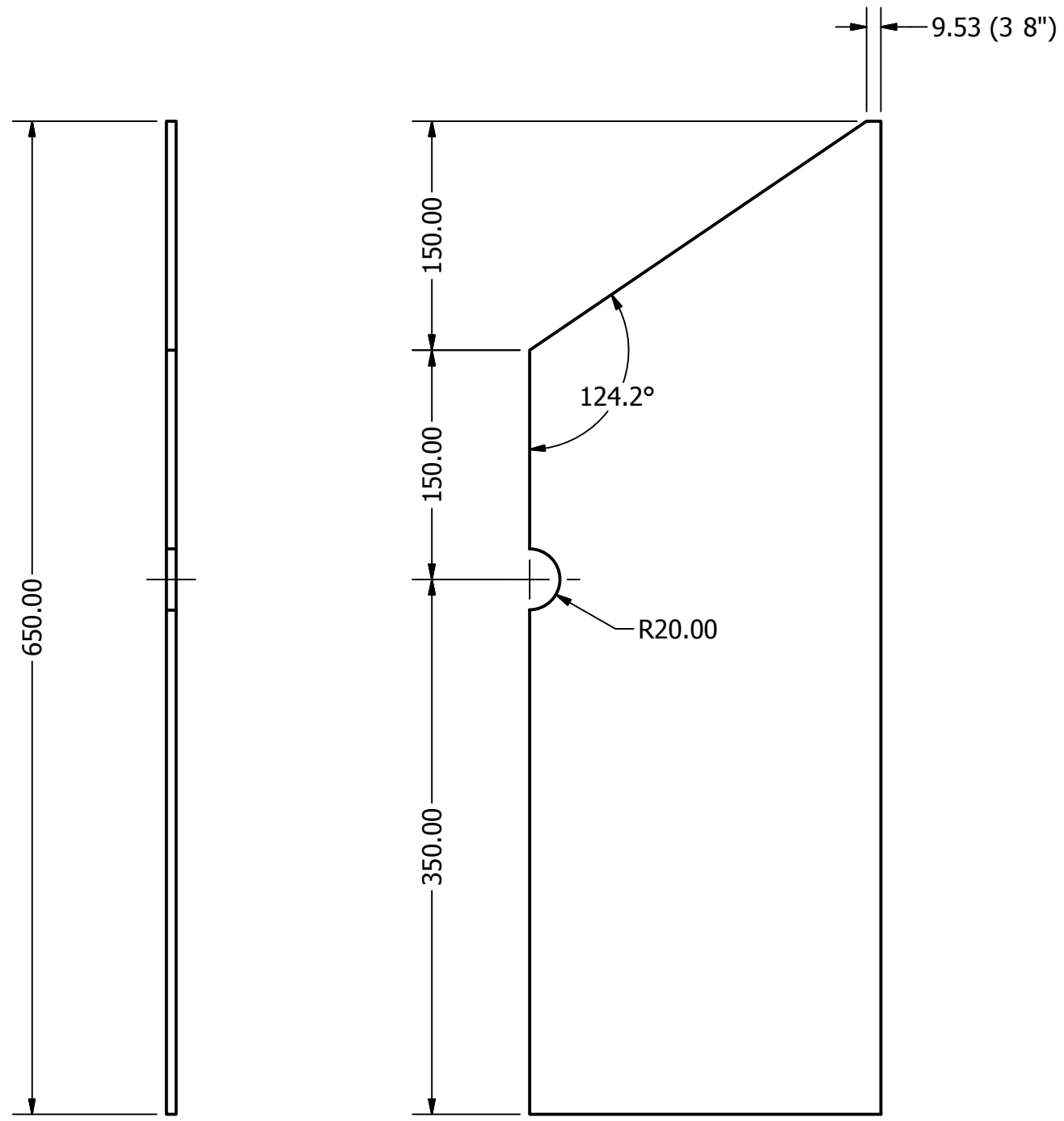
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:4	PESTAÑA LATERAL INFERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO A				



Cotas en mm

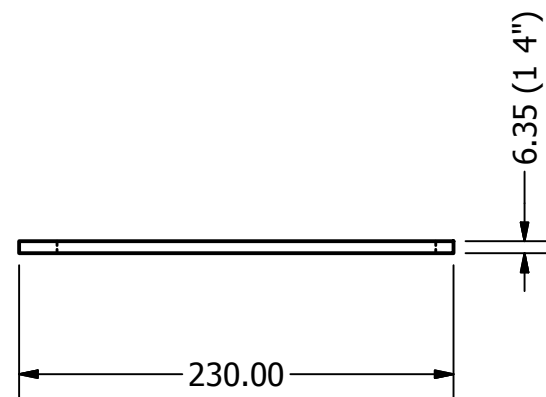
NOTA: SON DOS (2) PIEZAS

	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	PESTAÑA FRONTAL INFERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO A				

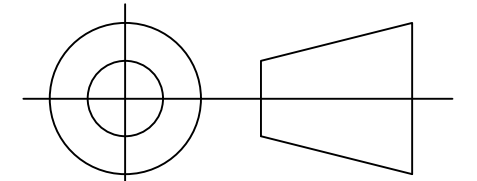
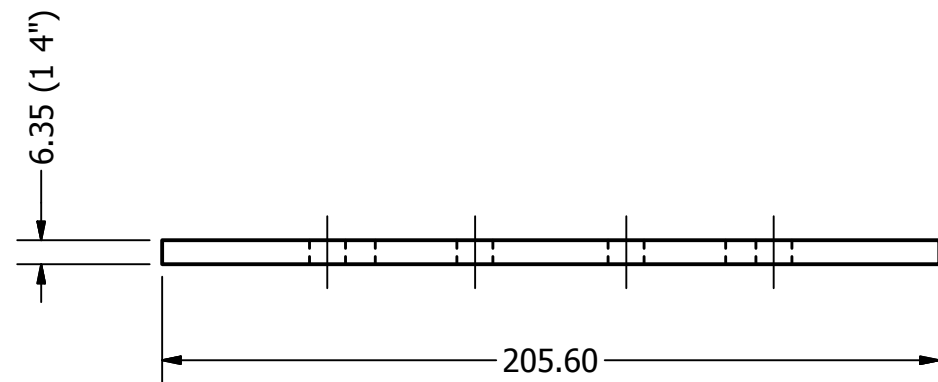
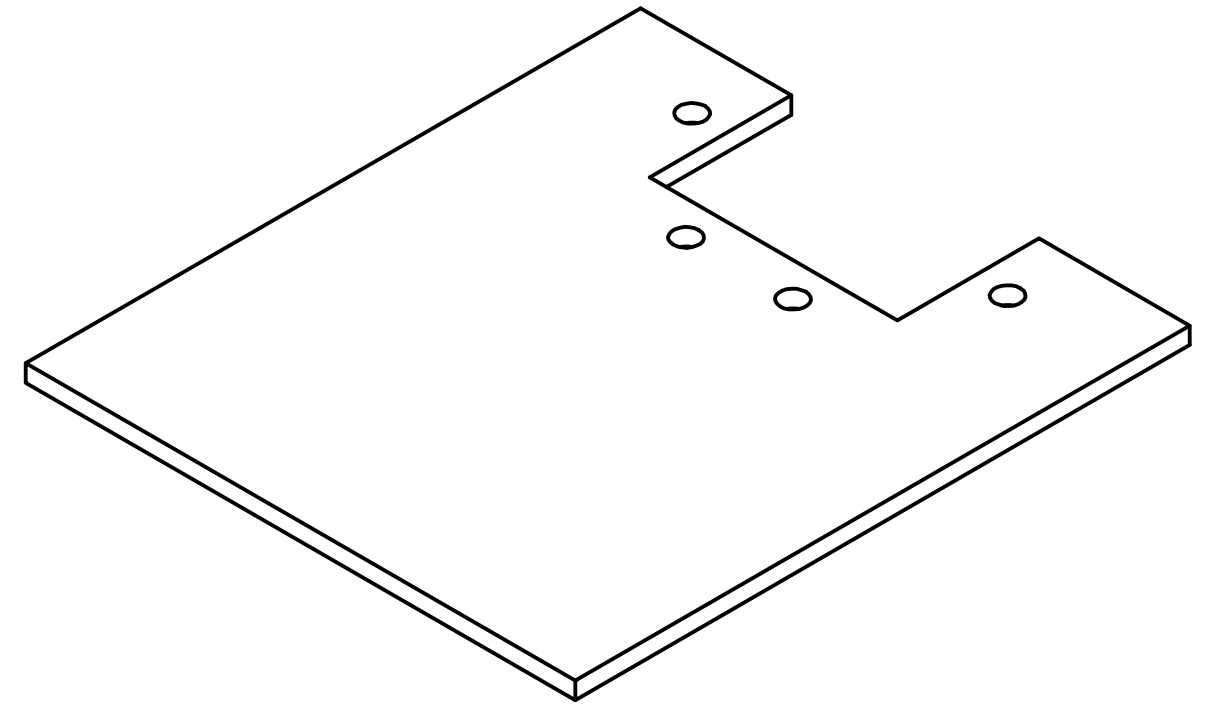
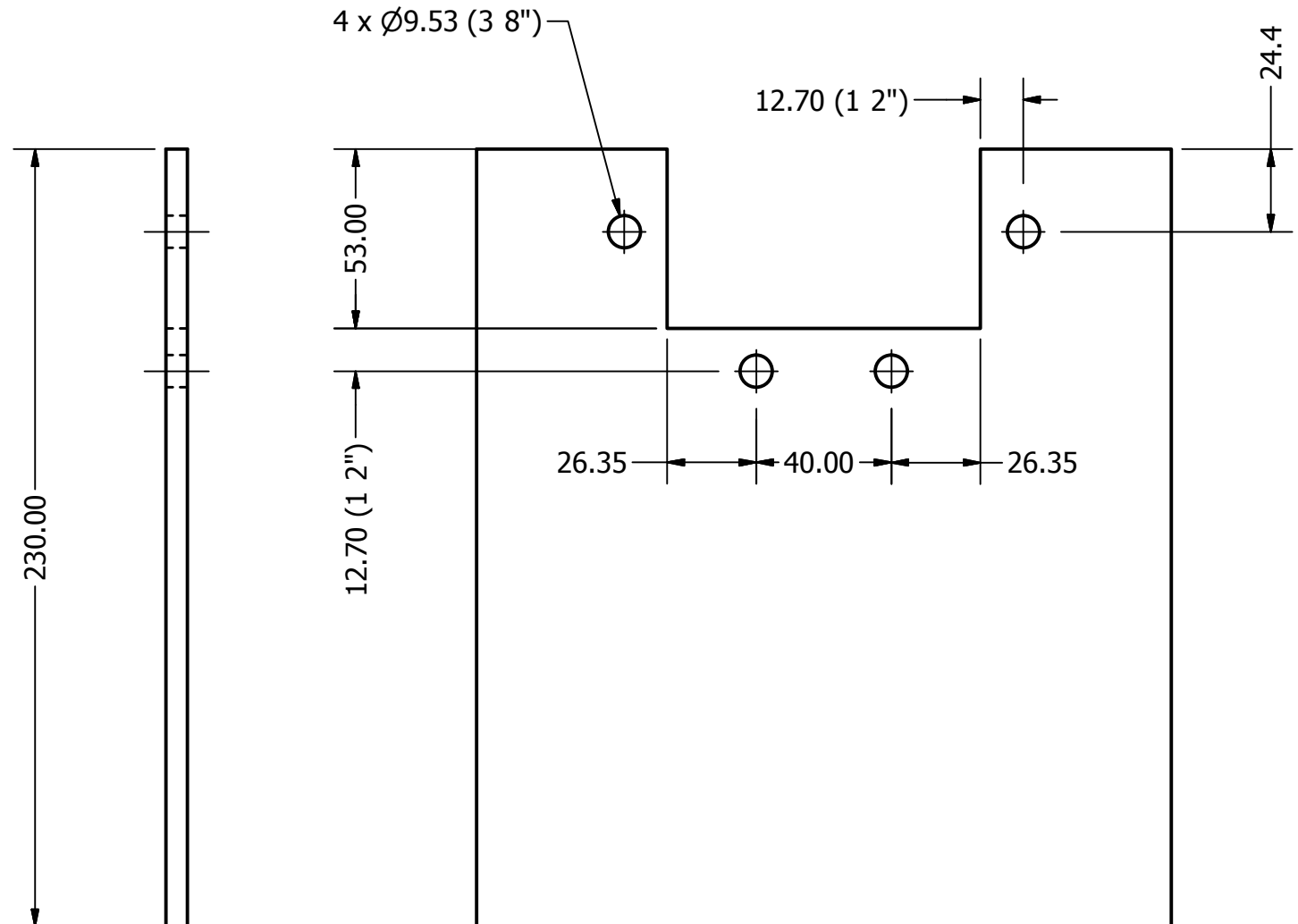
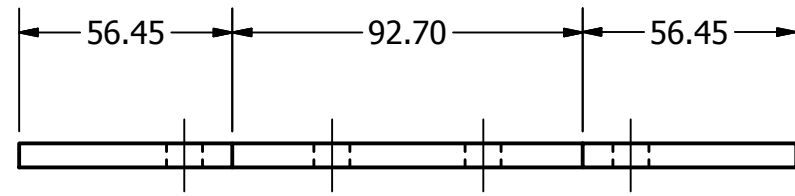


Cotas en mm

NOTA: SON DOS (2) PIEZAS



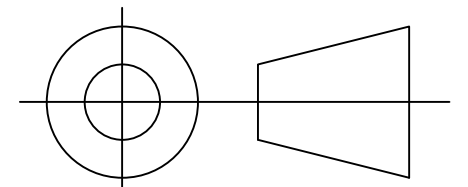
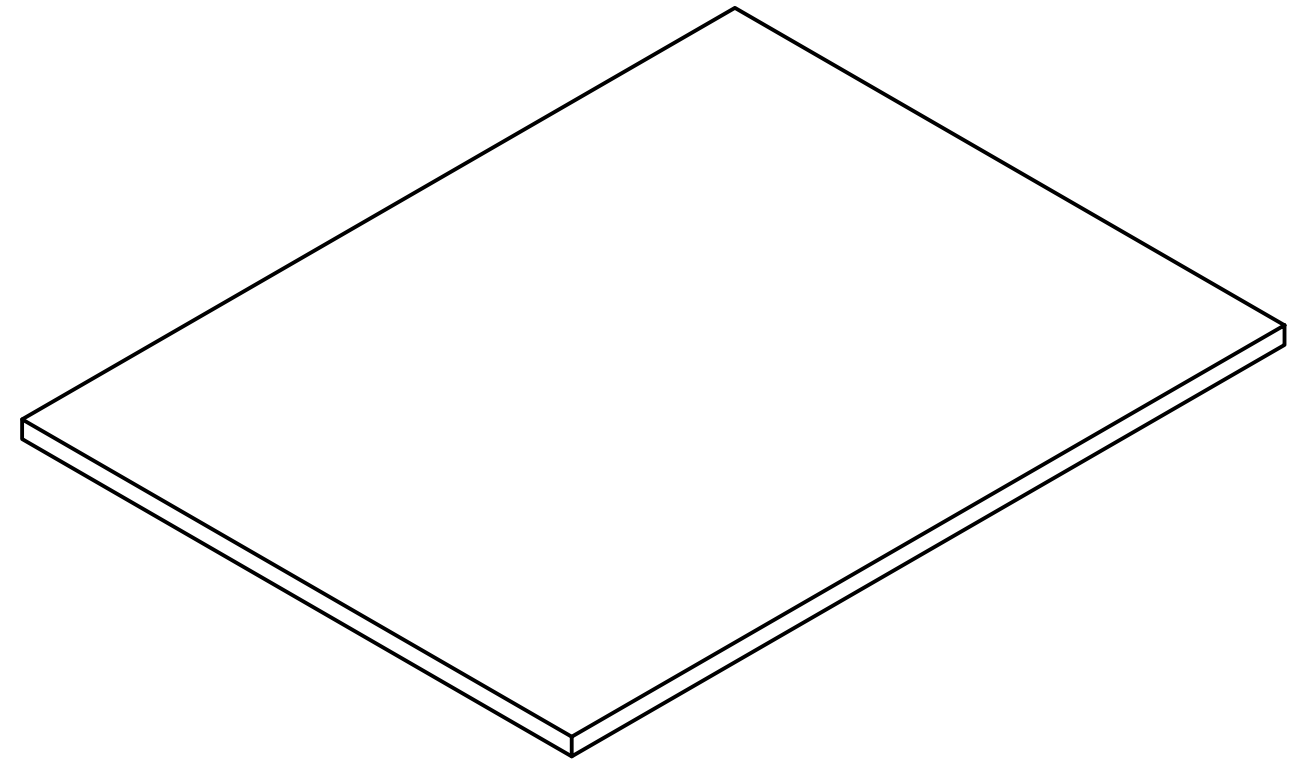
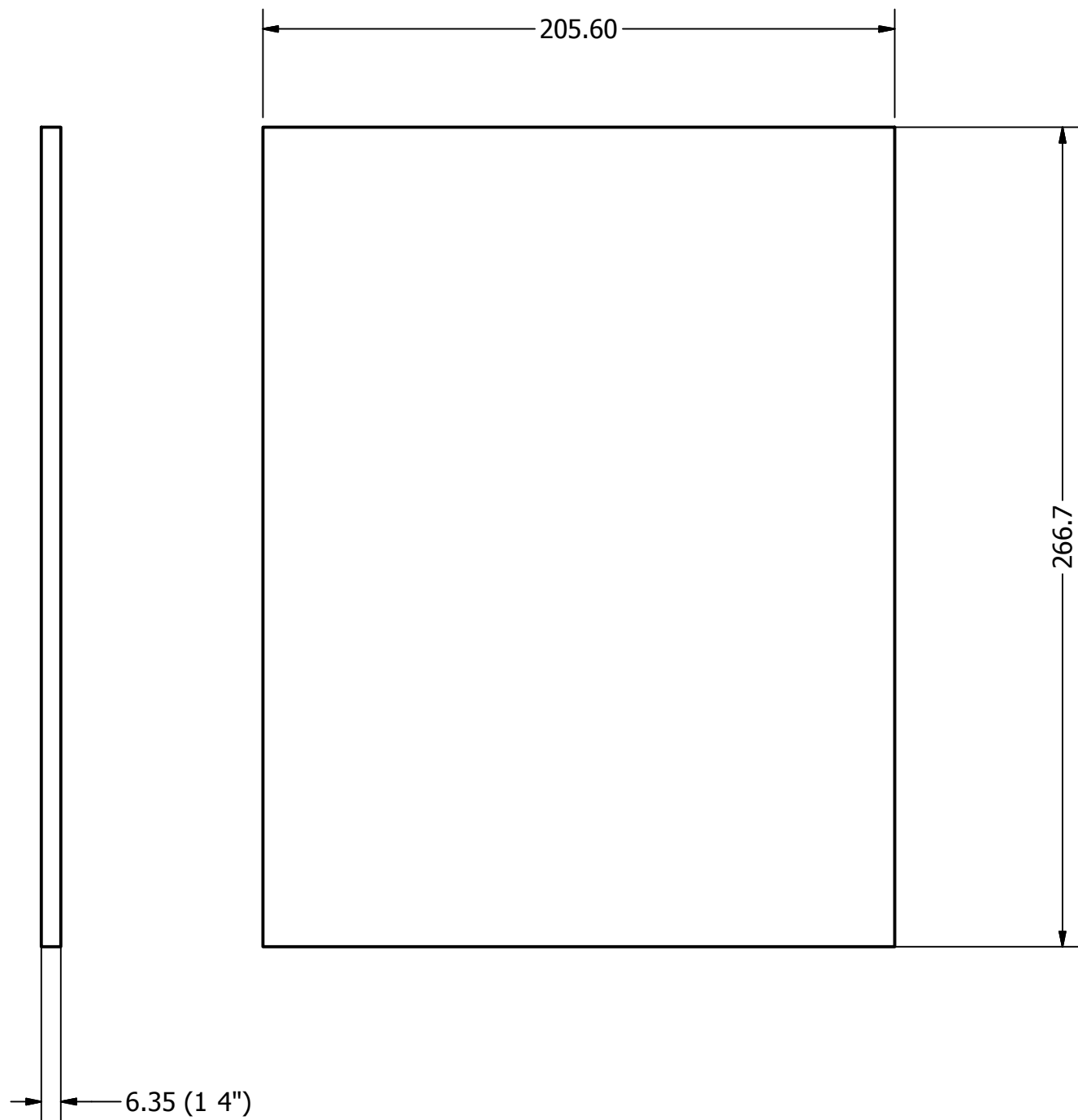
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:4	CARCASA LATERALES			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO A				PÁGINA 4 DE 42



Cotas en mm

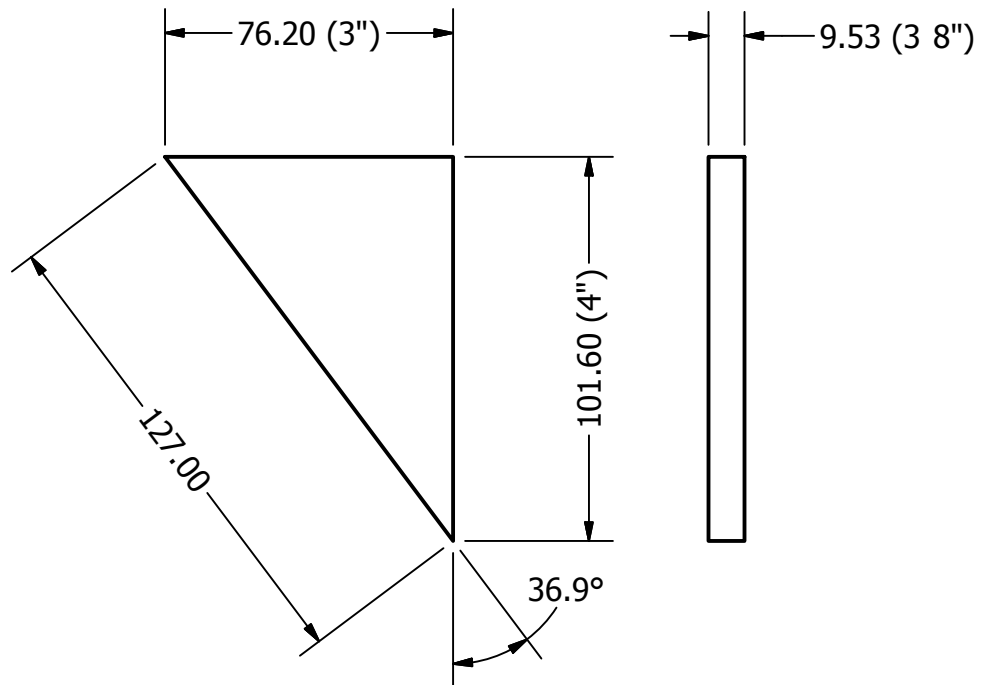
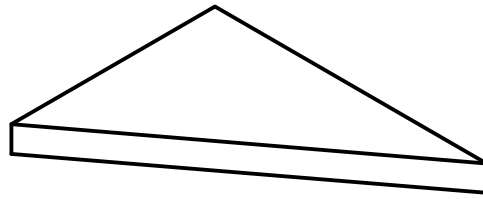
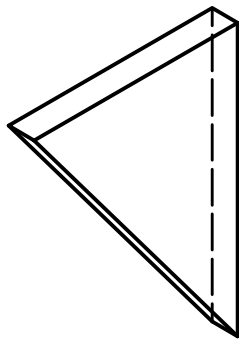
NOTA: NECESITA ACLARACION DE COTAS

	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	CARCASA TRASERA INFERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO A				



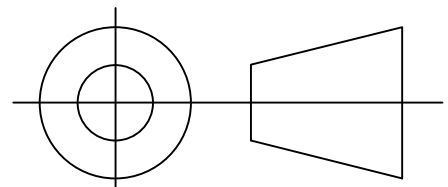
Cotas en mm

	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	TAPA FRONTAL INFERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO A				PÁGINA 6 DE 42

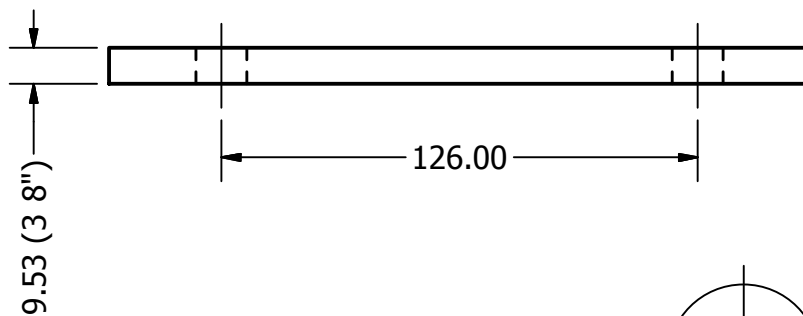
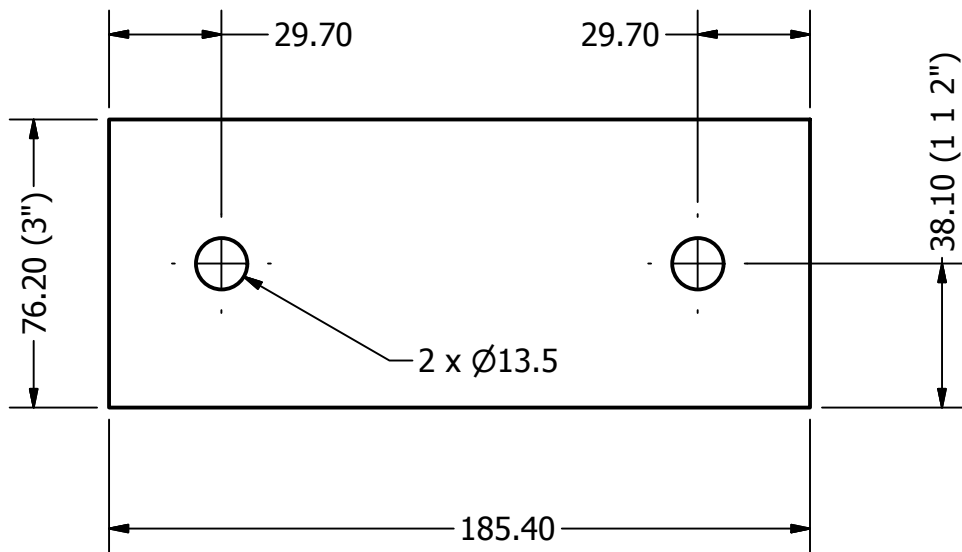
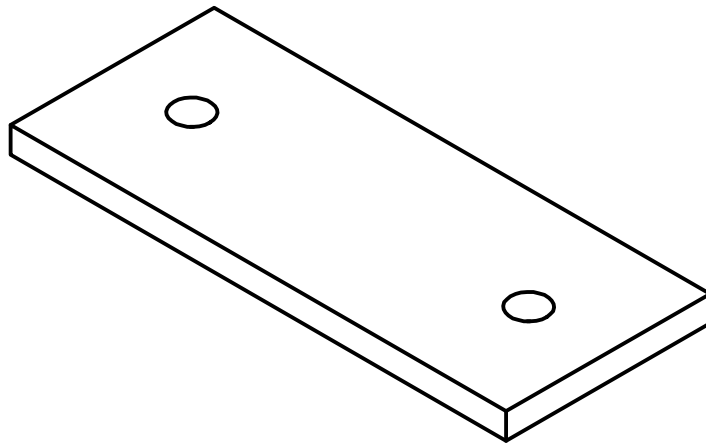


NOTA: SON CUATRO (4) PIEZAS

Cotas en mm

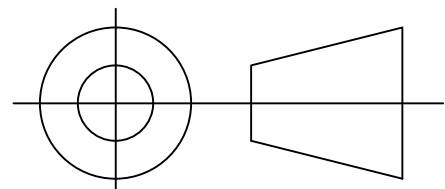


	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	ESCUADRA CHUMACERA			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO A				PÁGINA 7 DE 42

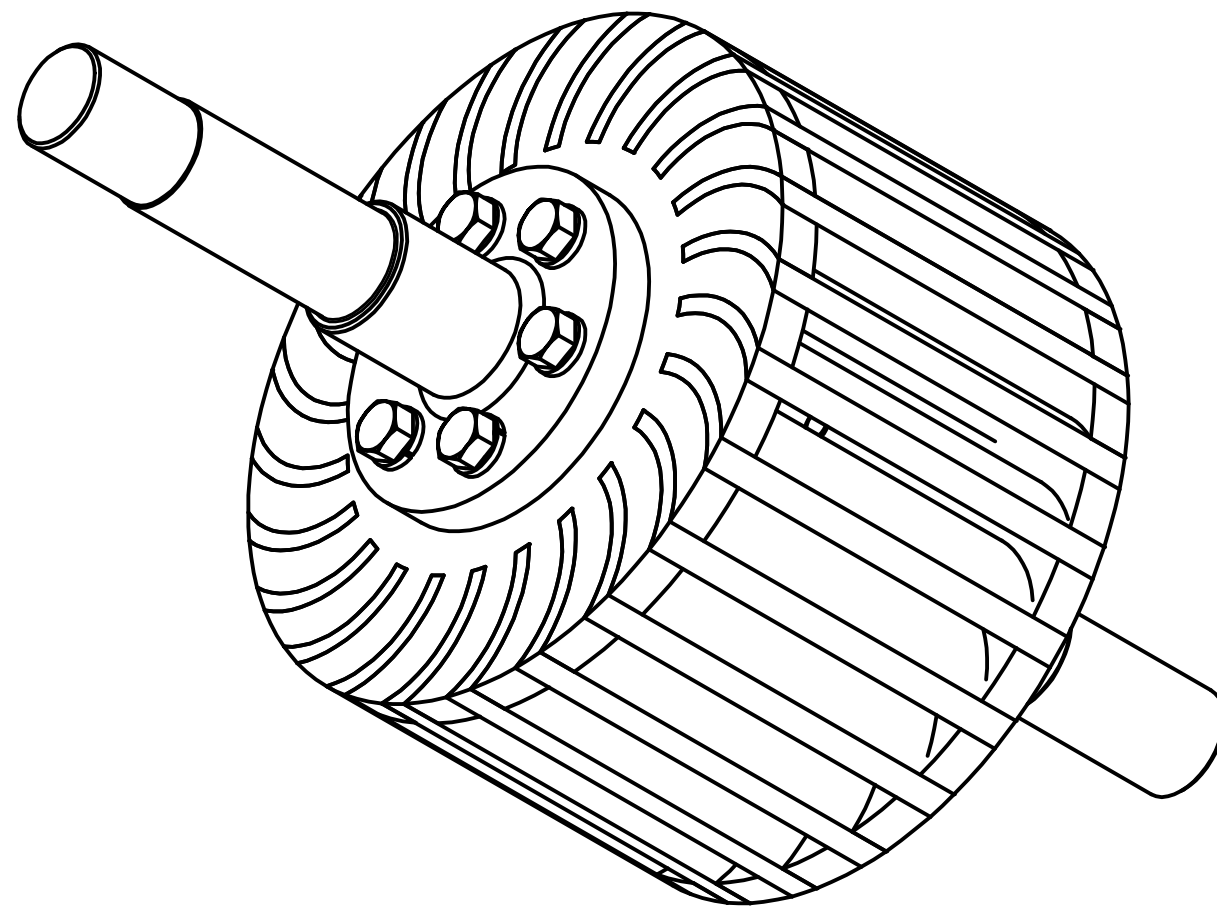
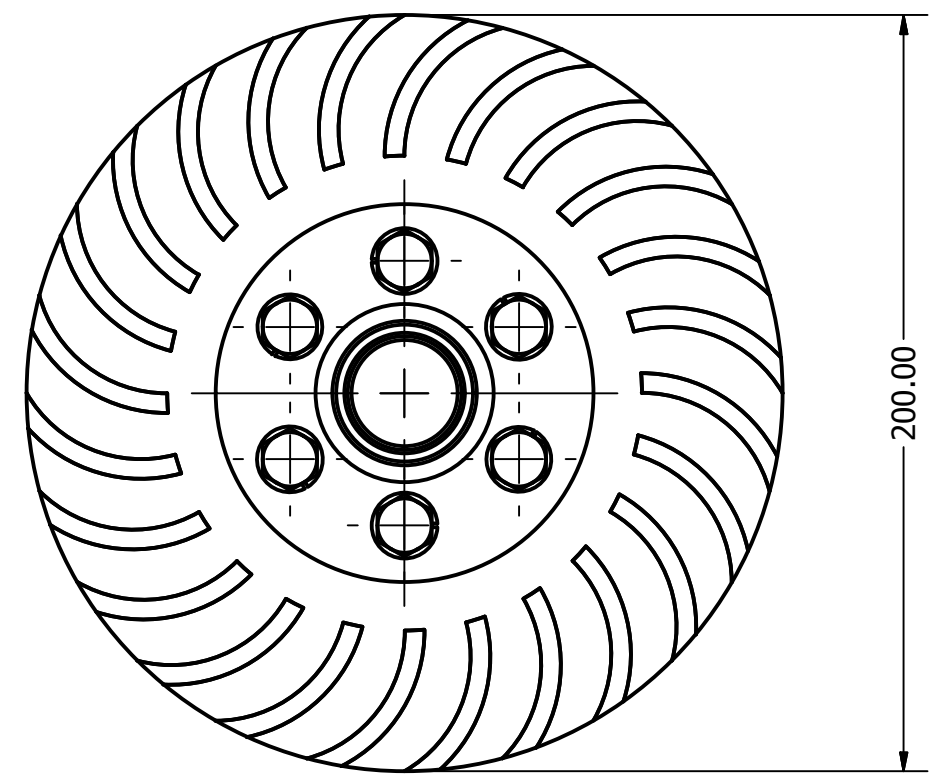
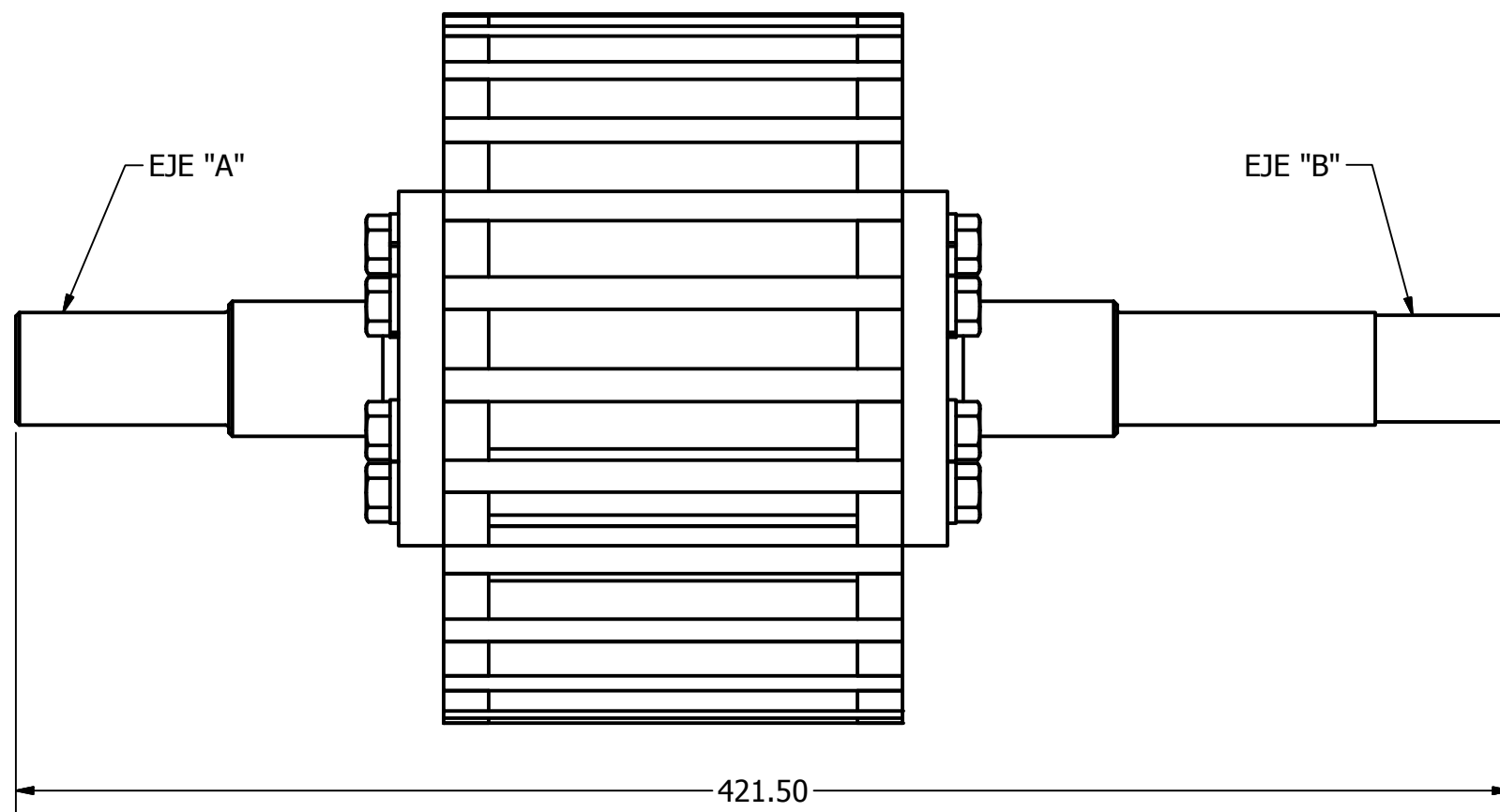


NOTA: SON DOS (2) PIEZAS

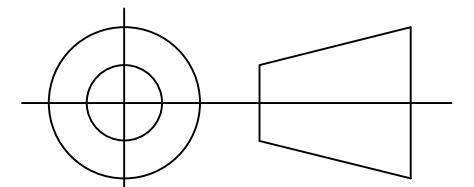
Cotas en mm



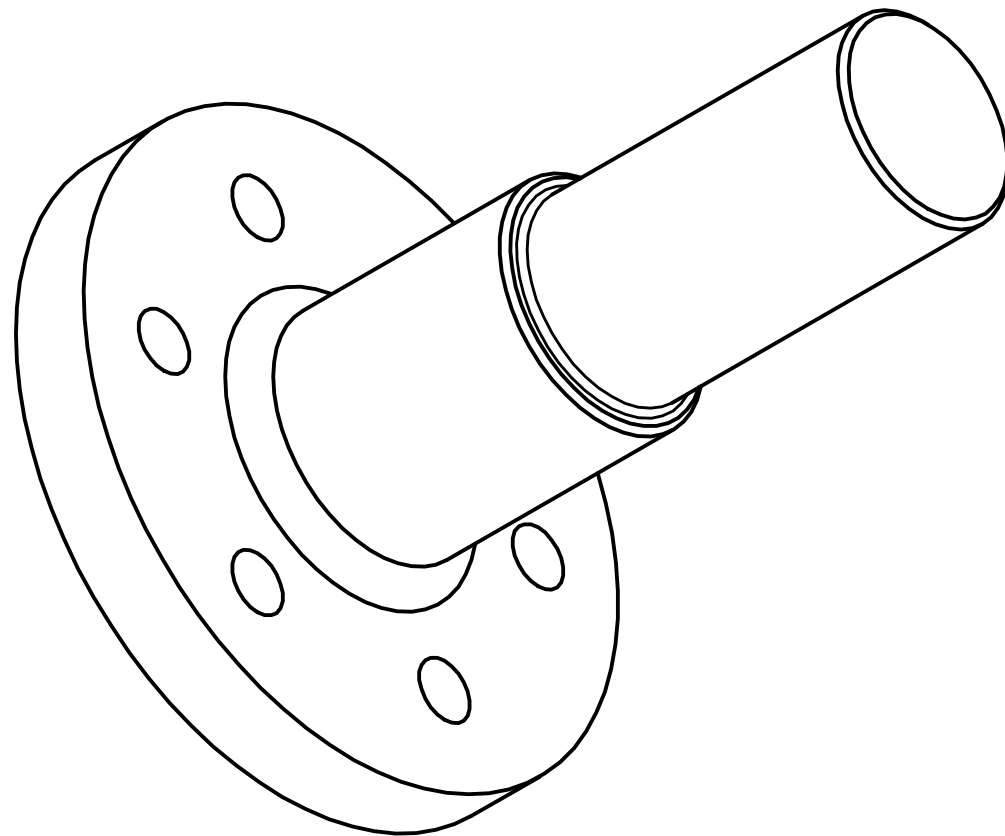
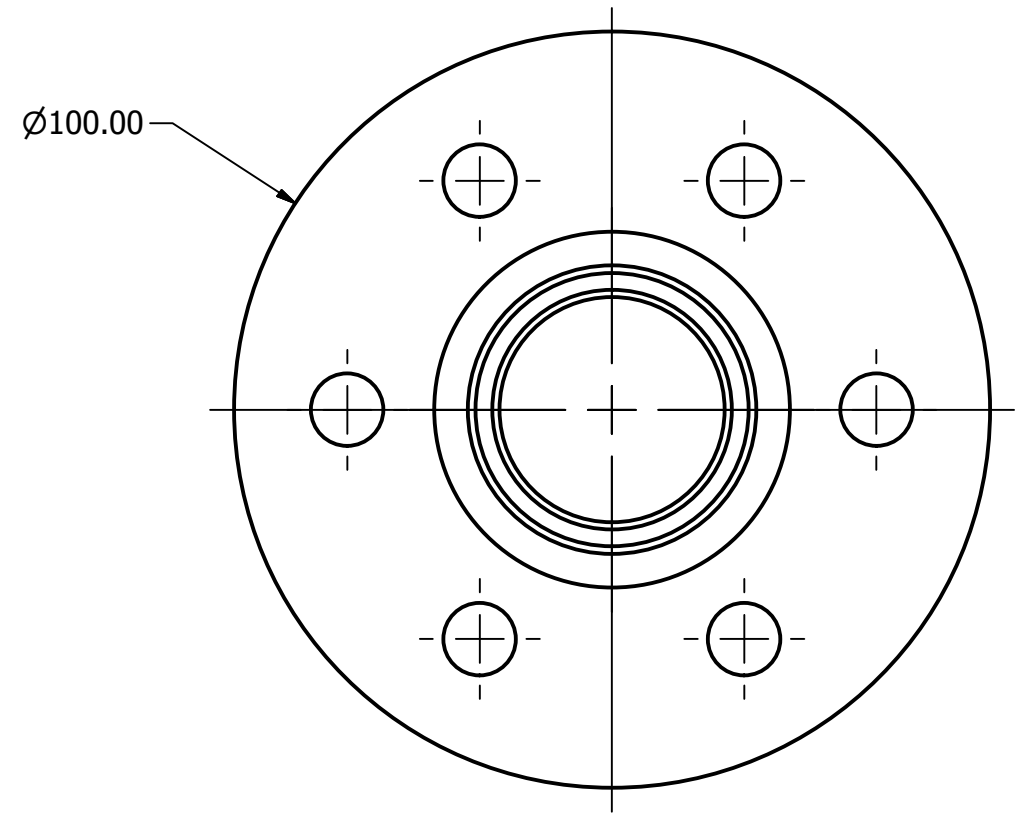
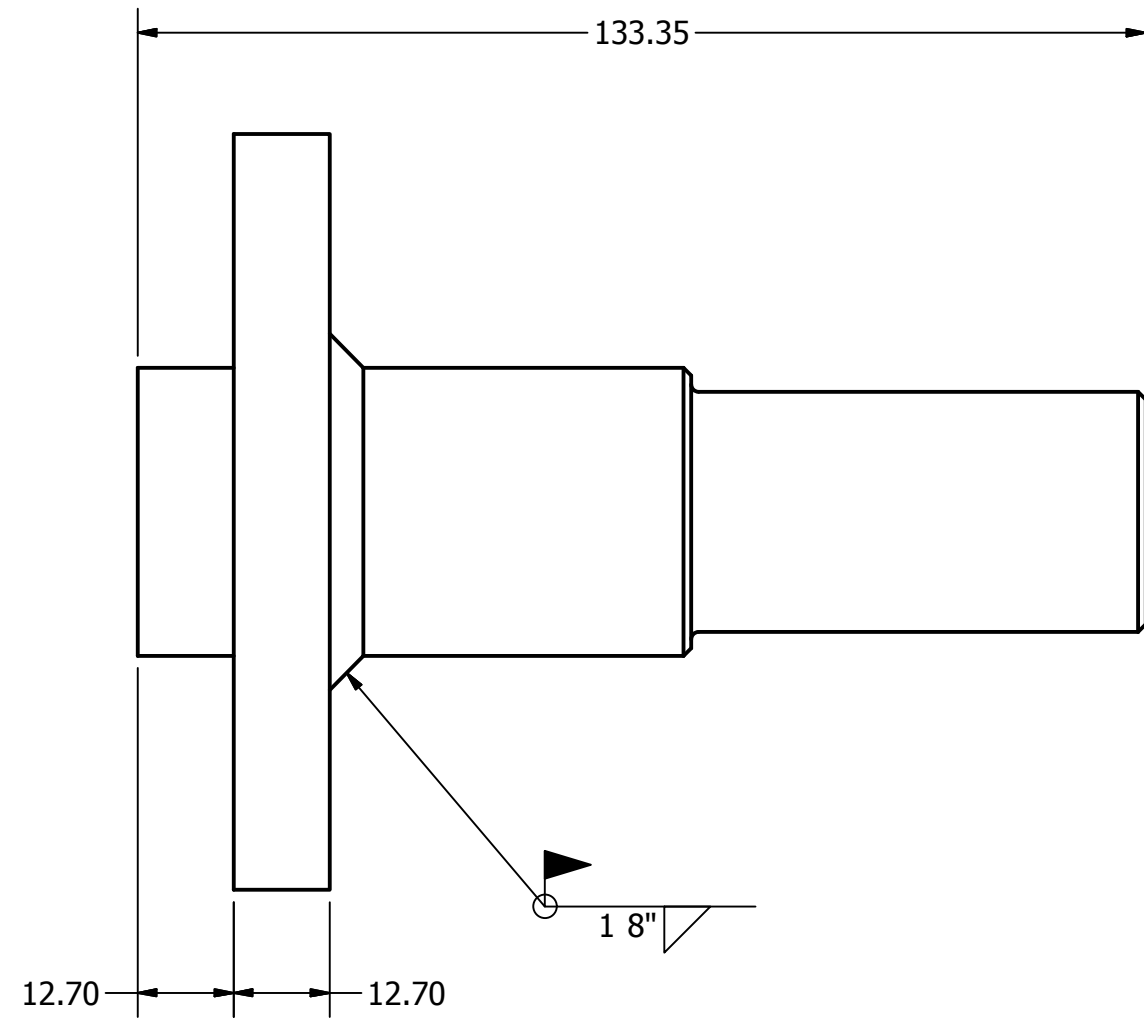
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	<h1>BASE CHUMACERA</h1>			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO A				PÁGINA 8 DE 42



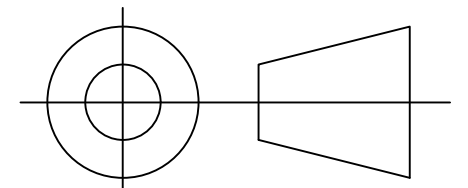
Cotas en mm



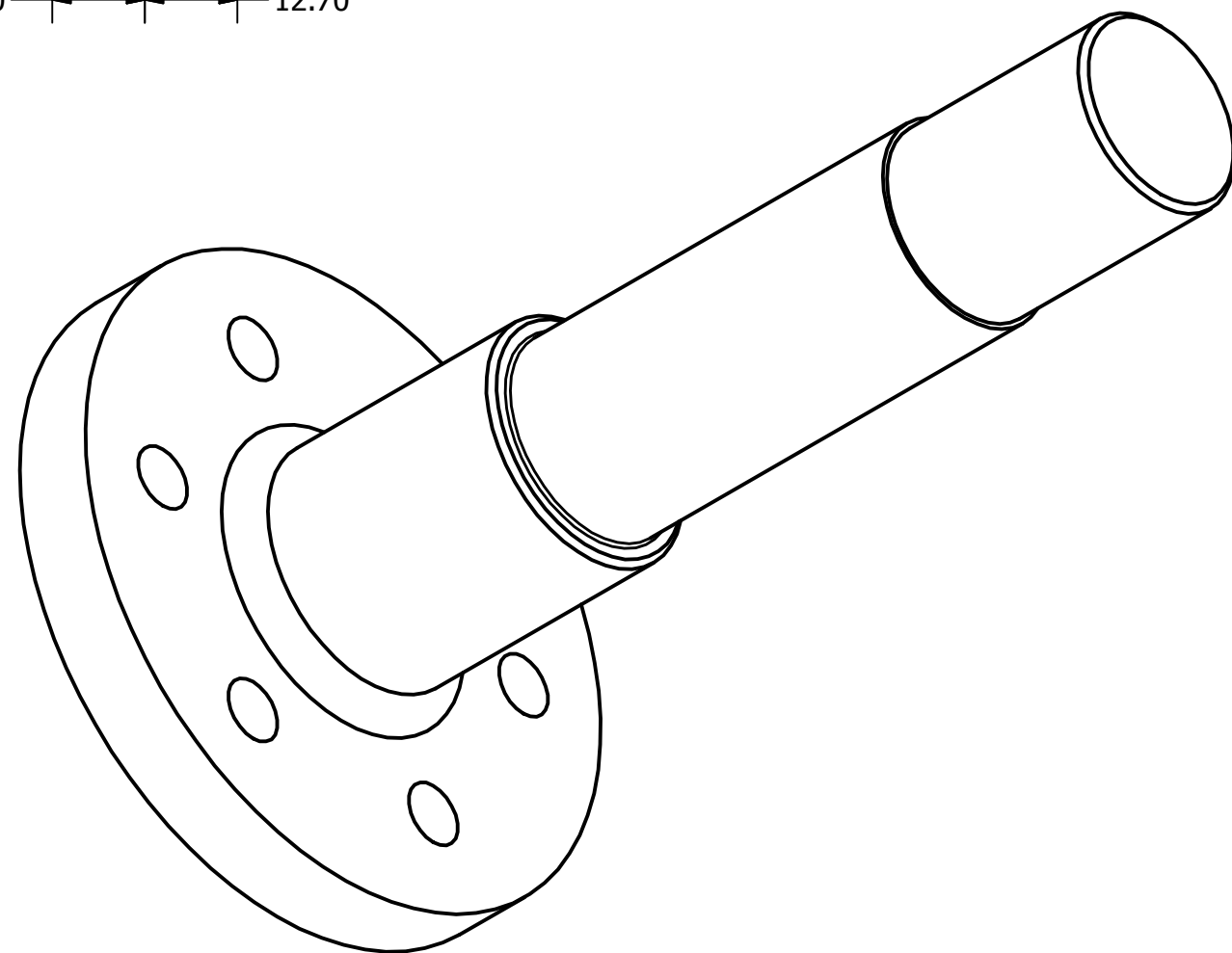
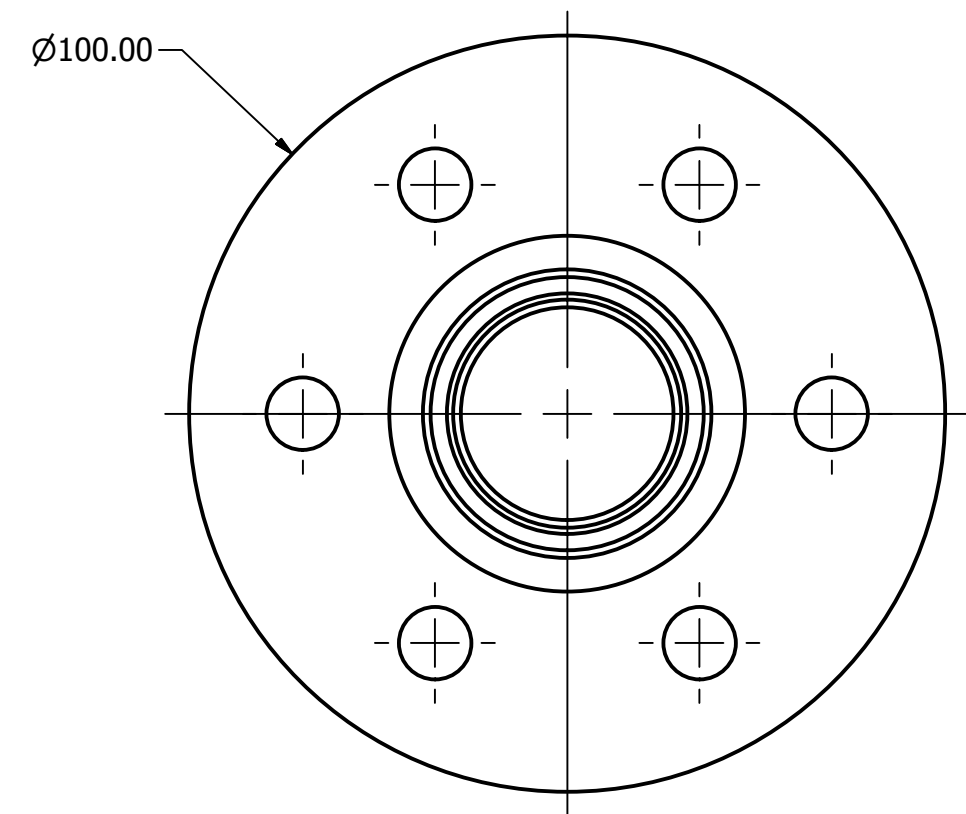
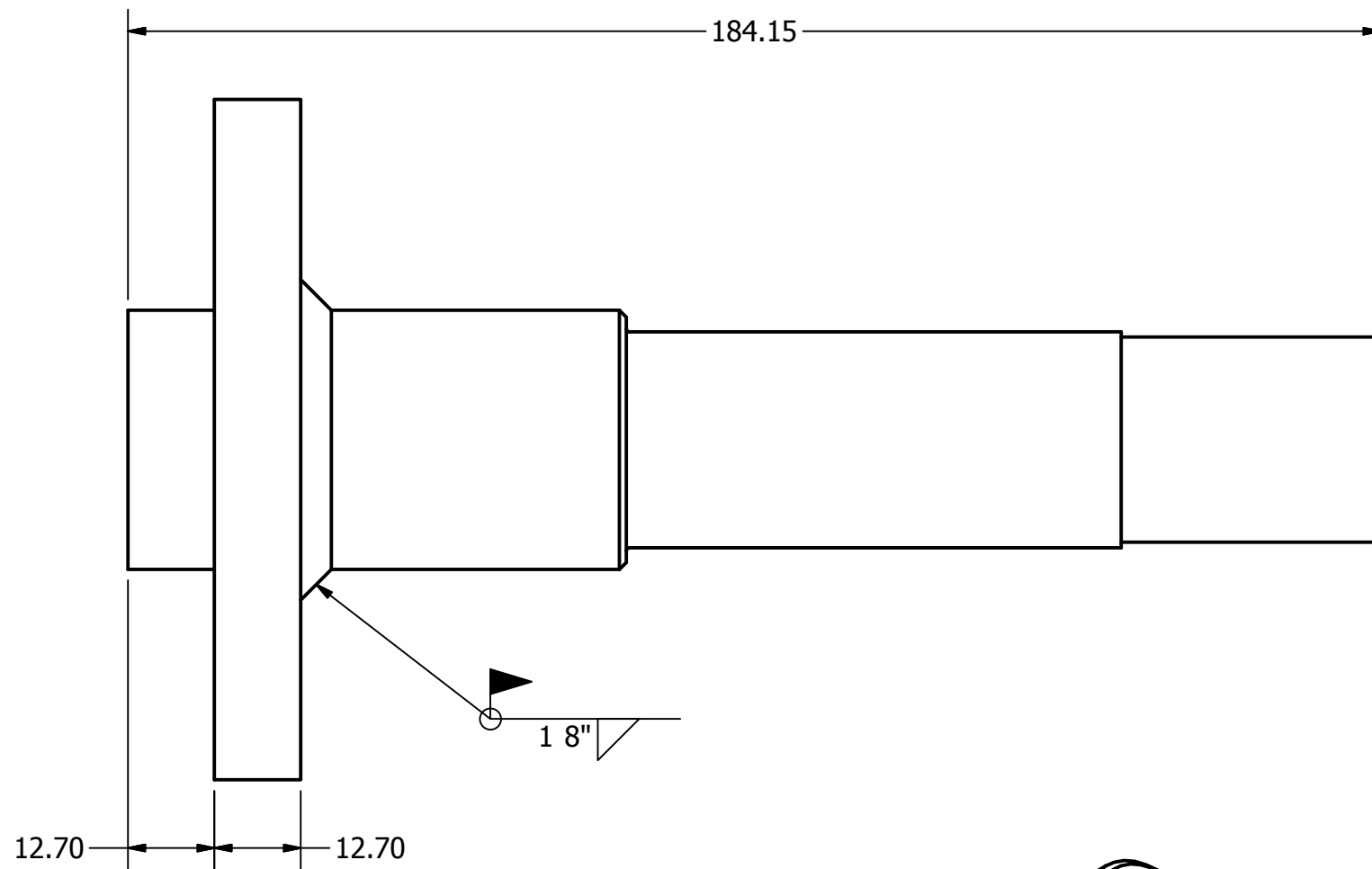
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	RODETE ARMADO			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO B				PÁGINA 9 DE 42



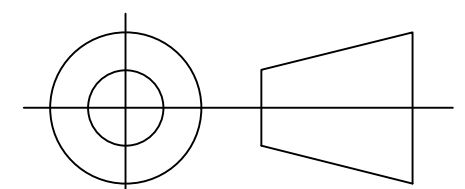
Cotas en mm



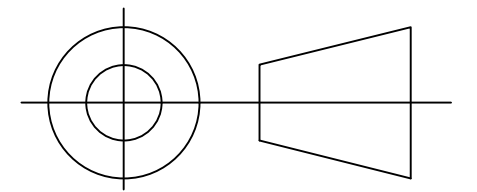
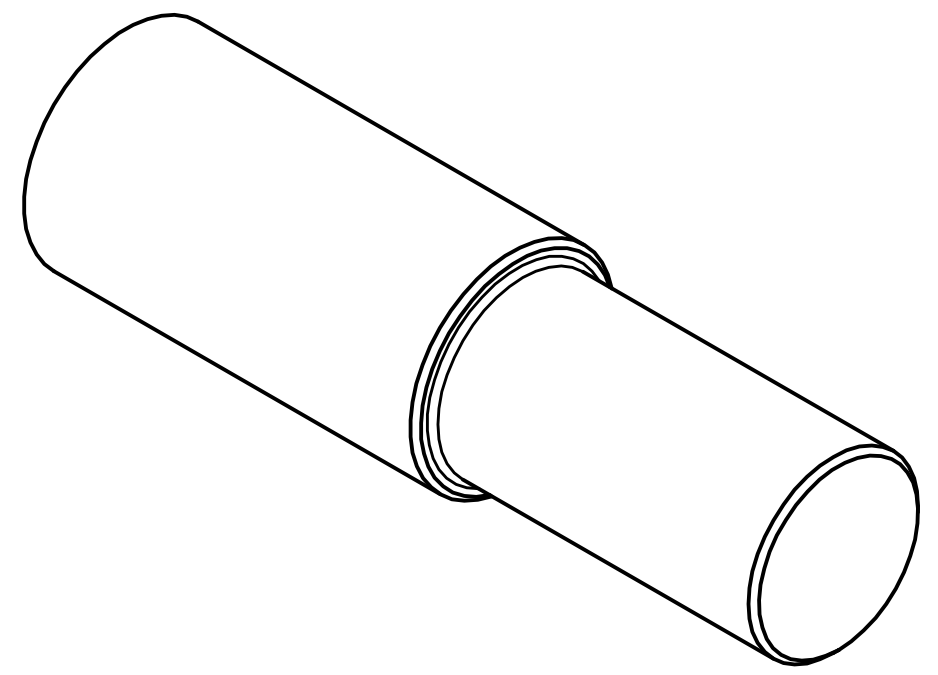
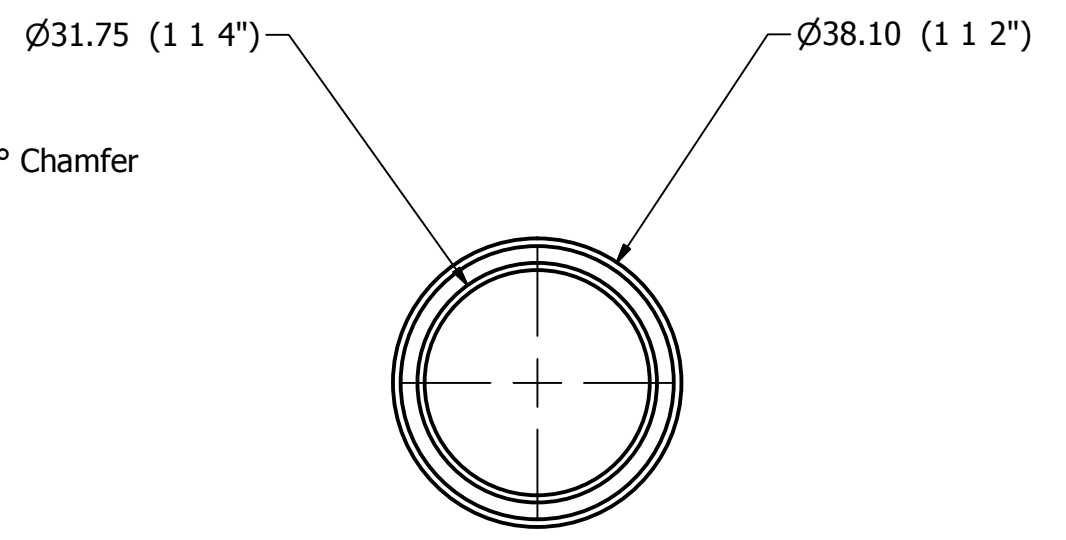
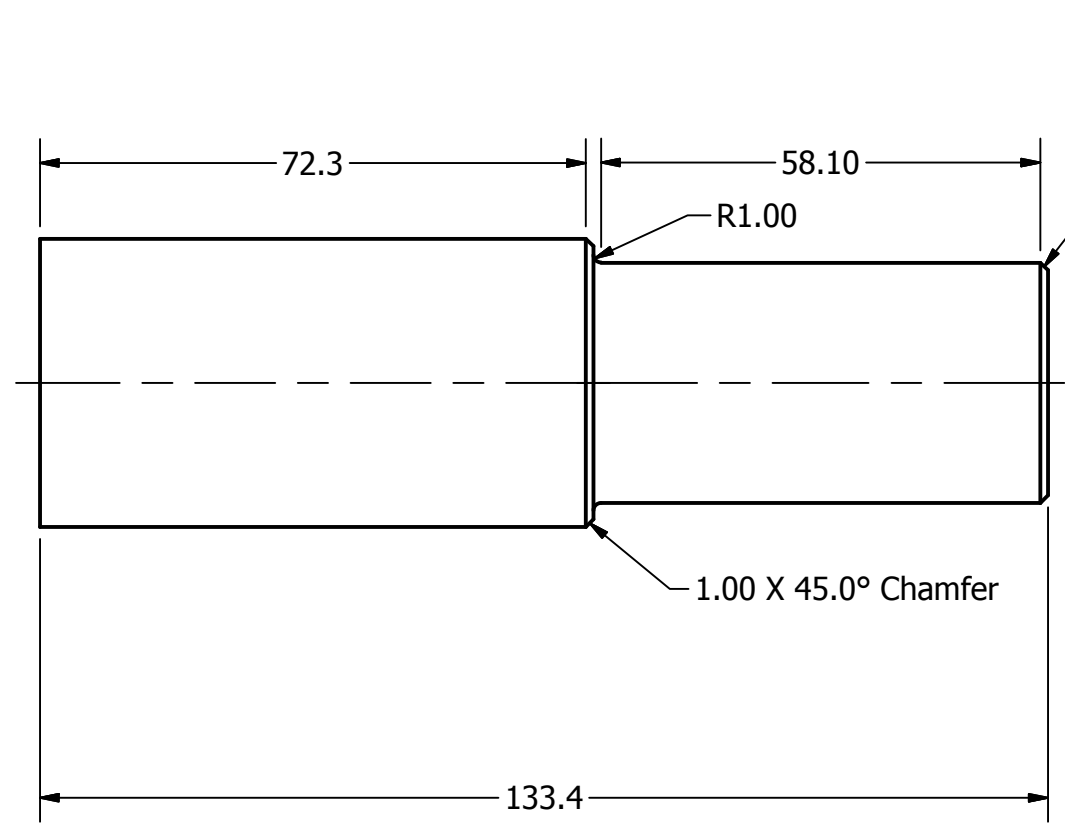
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING. VELÁSQUEZ, ING. DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	EJE "A" BRIDADO			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO B				PÁGINA 10 DE 42



Cotas en mm

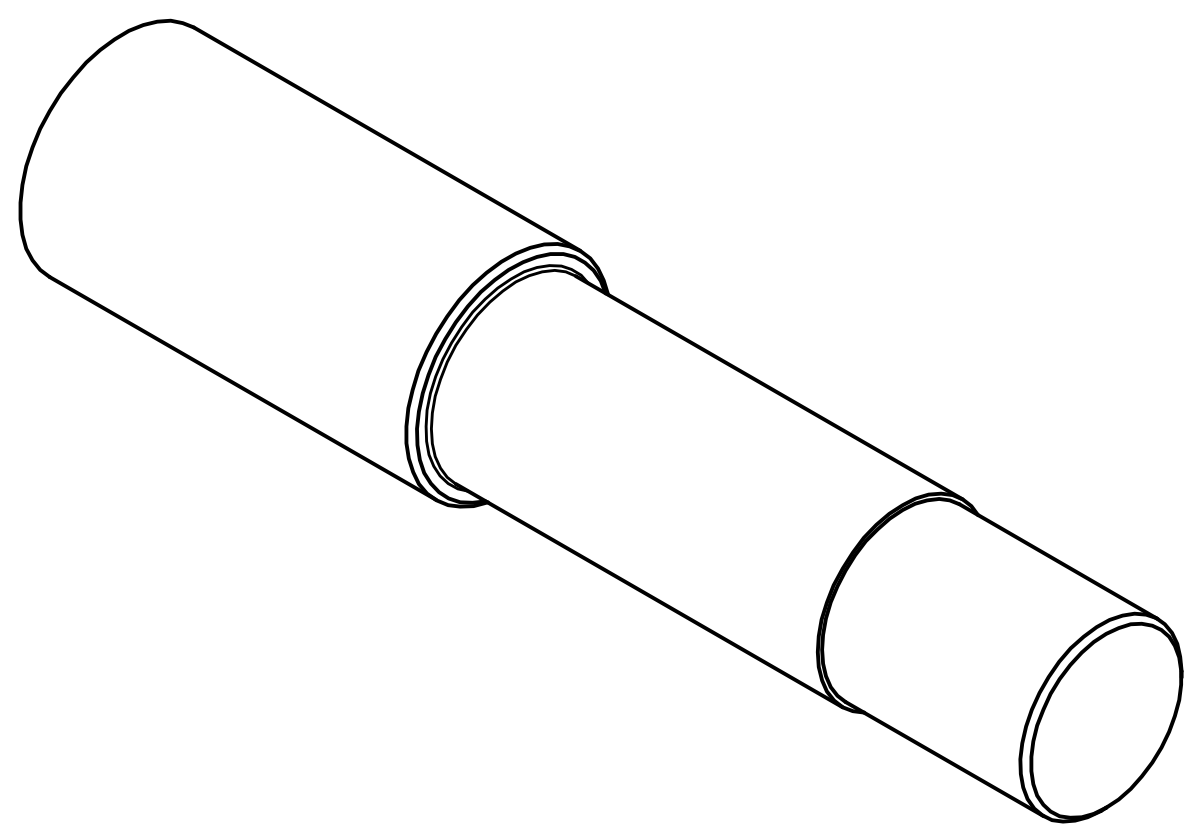
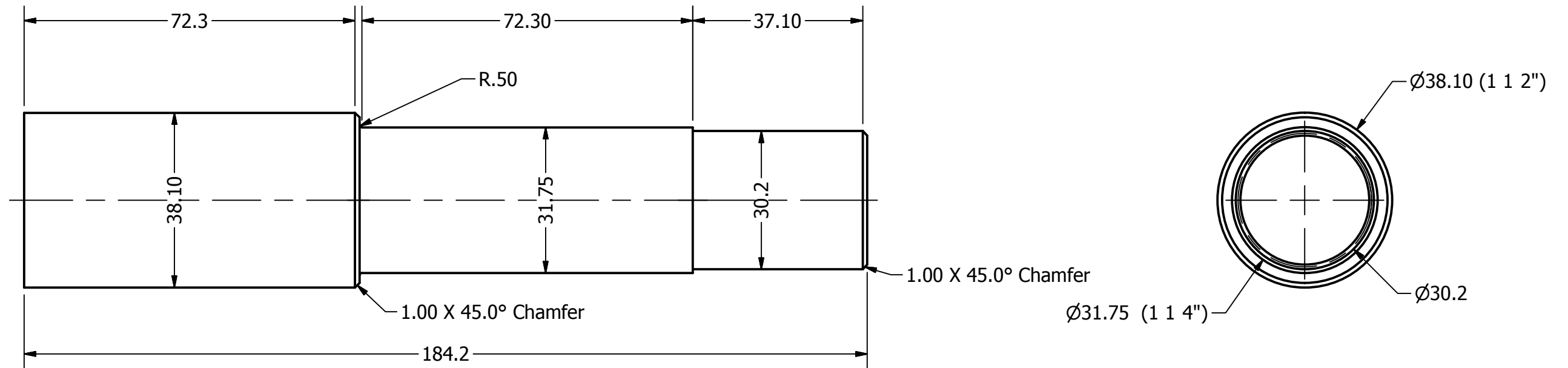


	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	EJE "B" BRIDADO			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO B				PÁGINA 11 DE 42

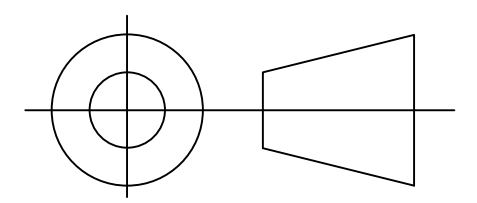


Cotas en mm

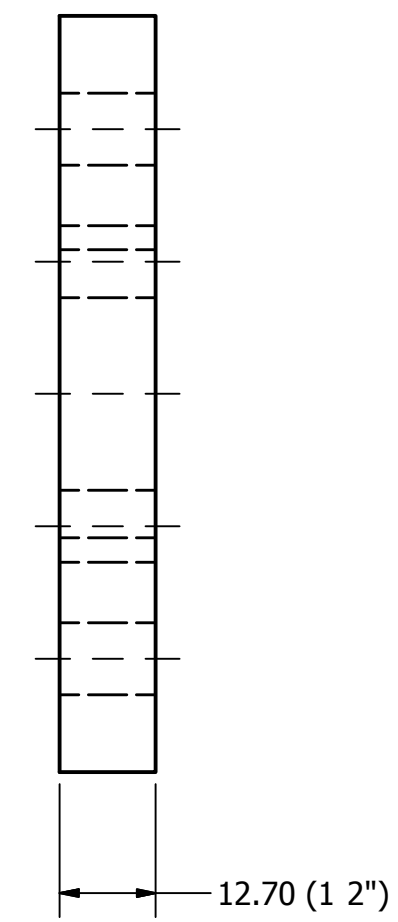
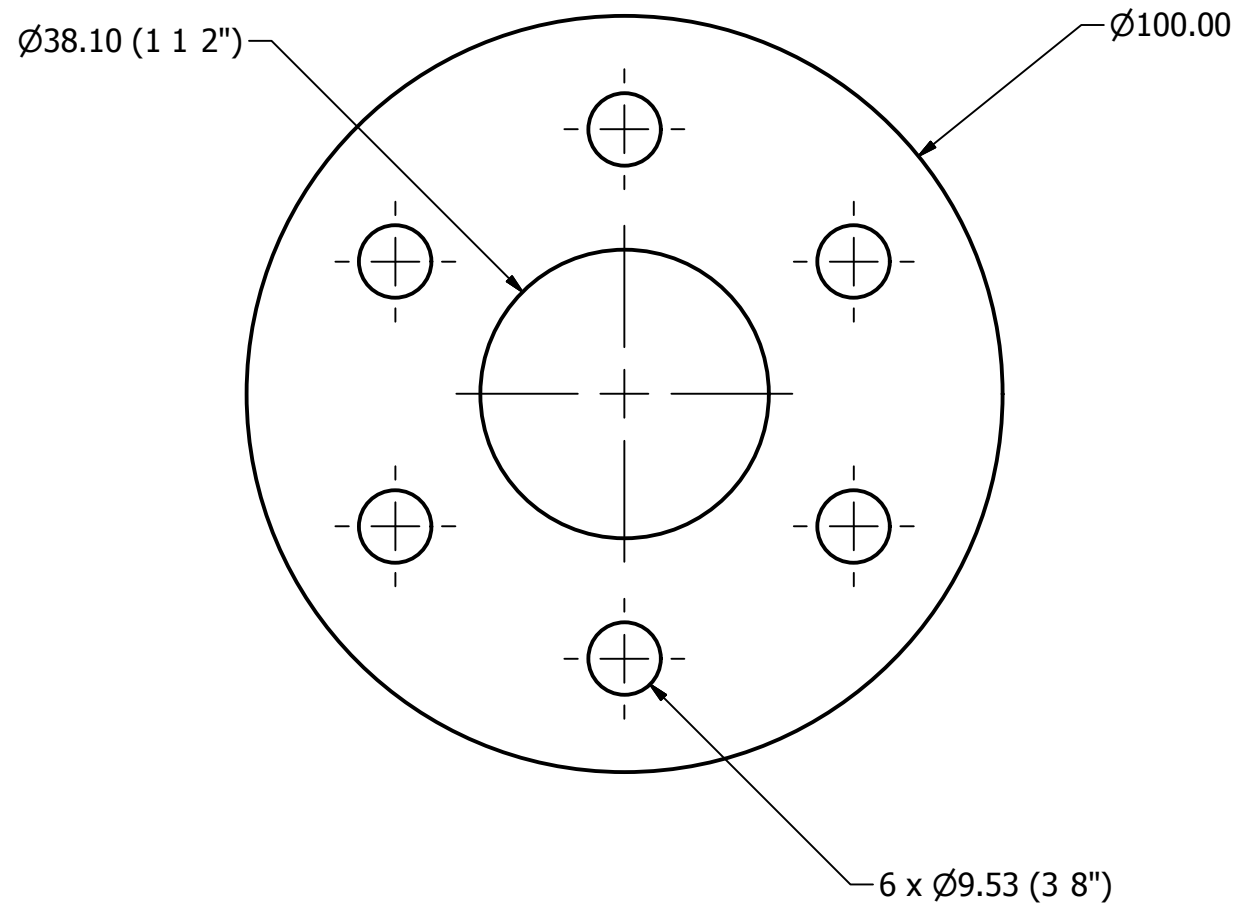
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	EJE A DE RODETE			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO B				PÁGINA 12 DE 42



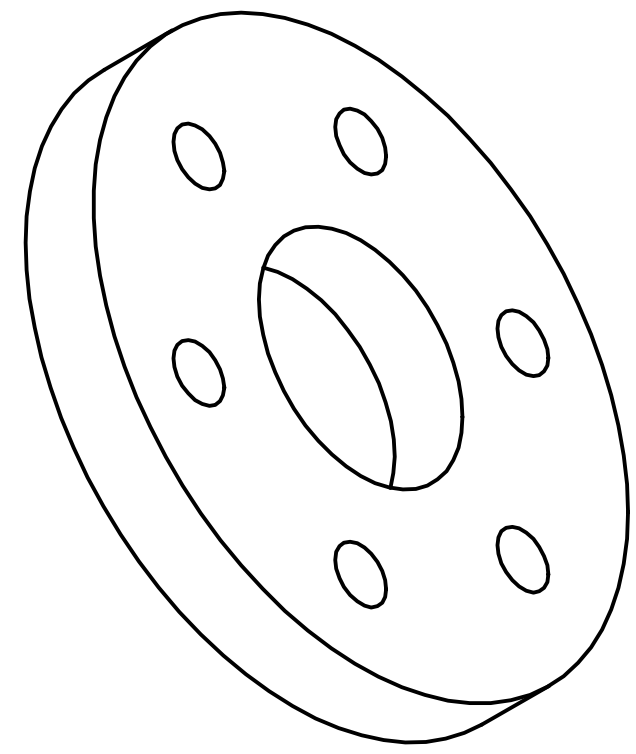
Cotas en mm



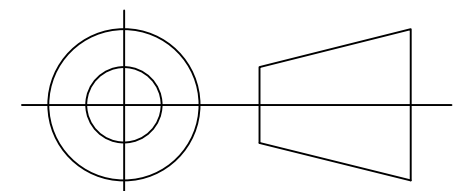
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	EJE B DE RODETE			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO B				PÁGINA 13 DE 42



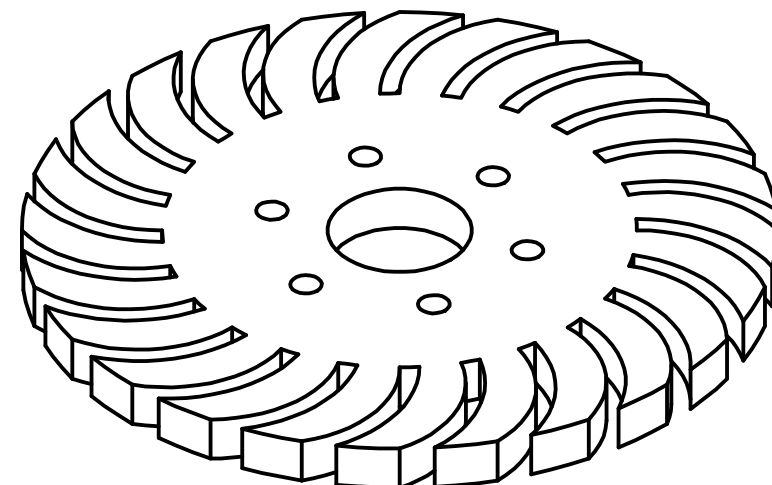
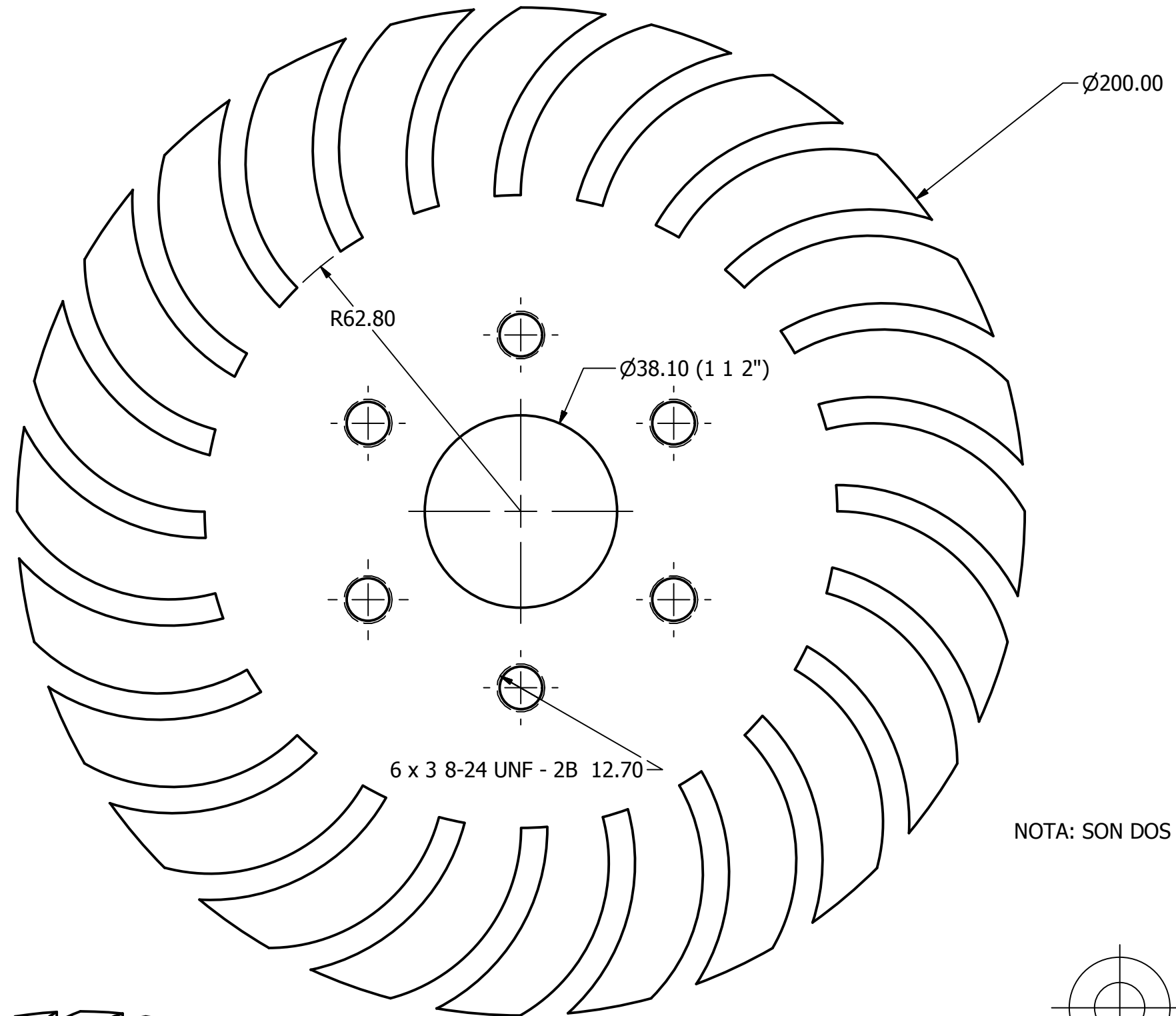
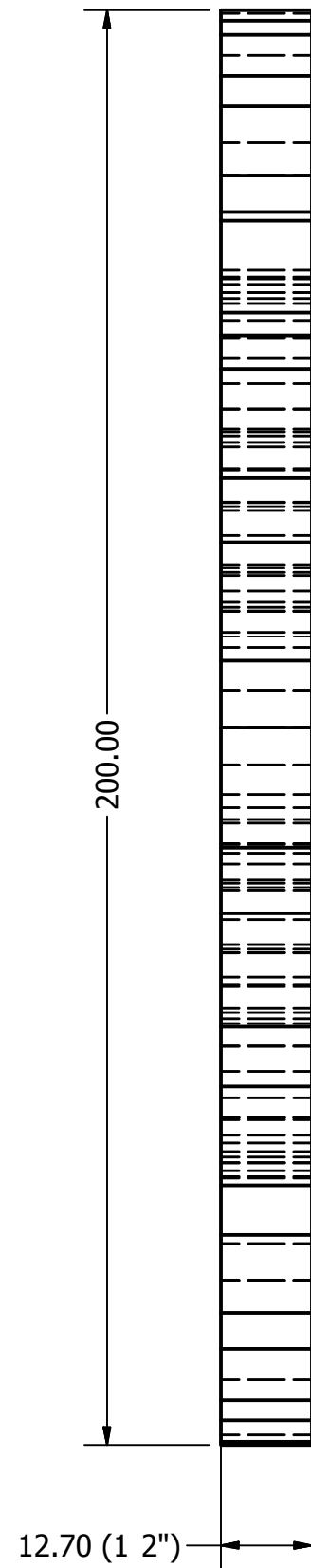
NOTA: SON DOS (2) PIEZAS



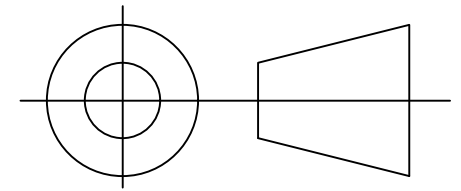
Cotas en mm



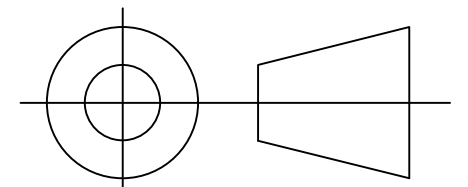
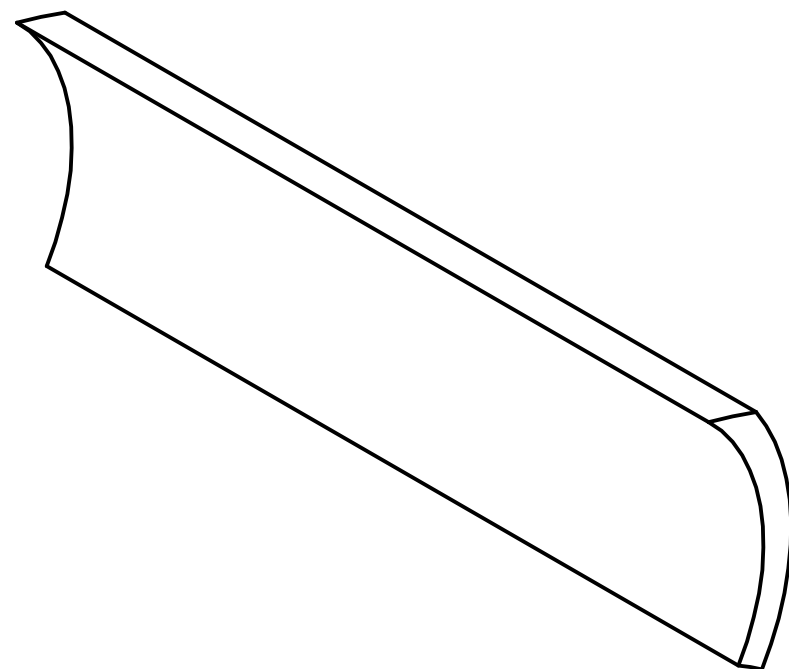
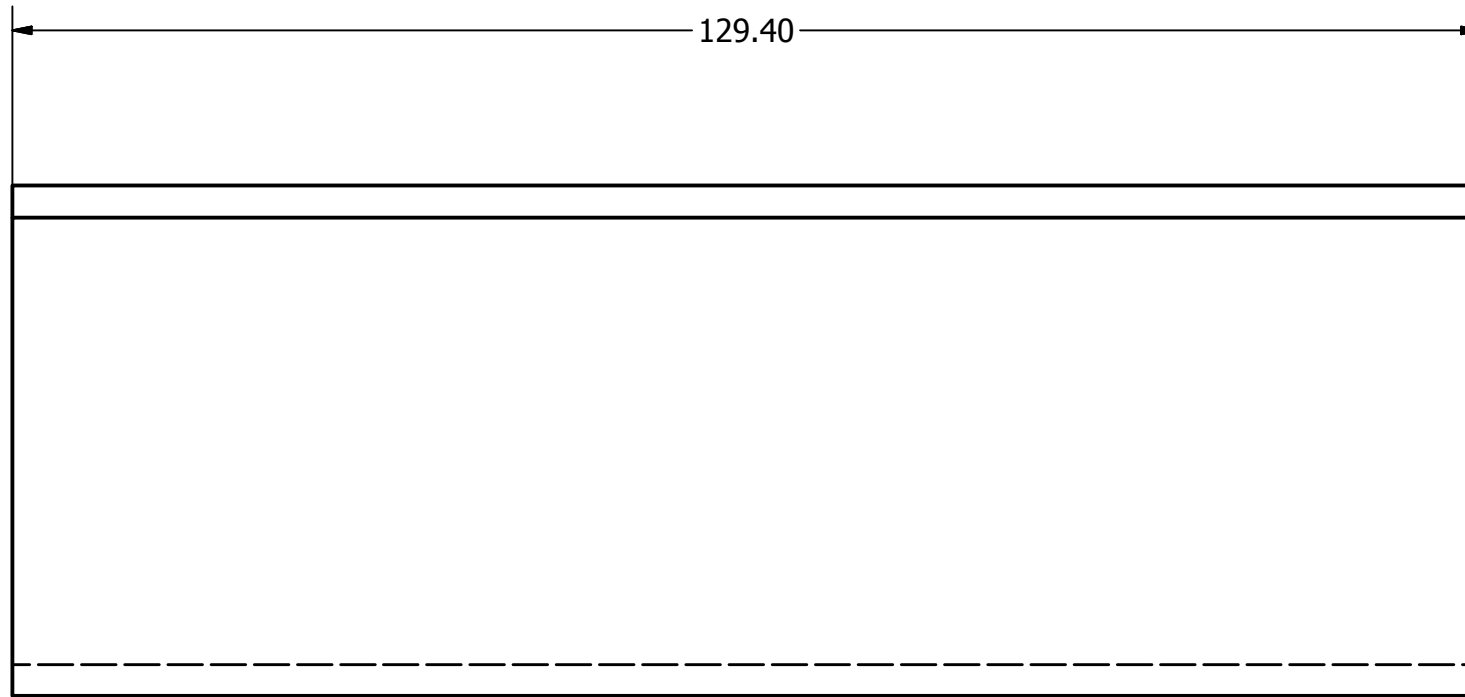
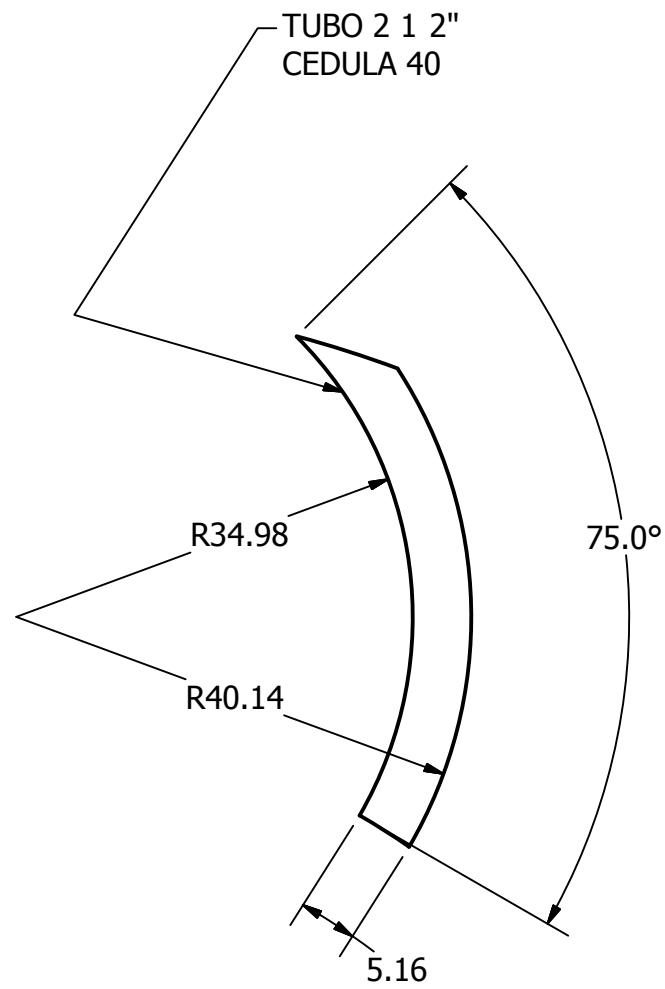
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	BRIDA			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO B				PÁGINA 14 DE 42



Cotas en mm

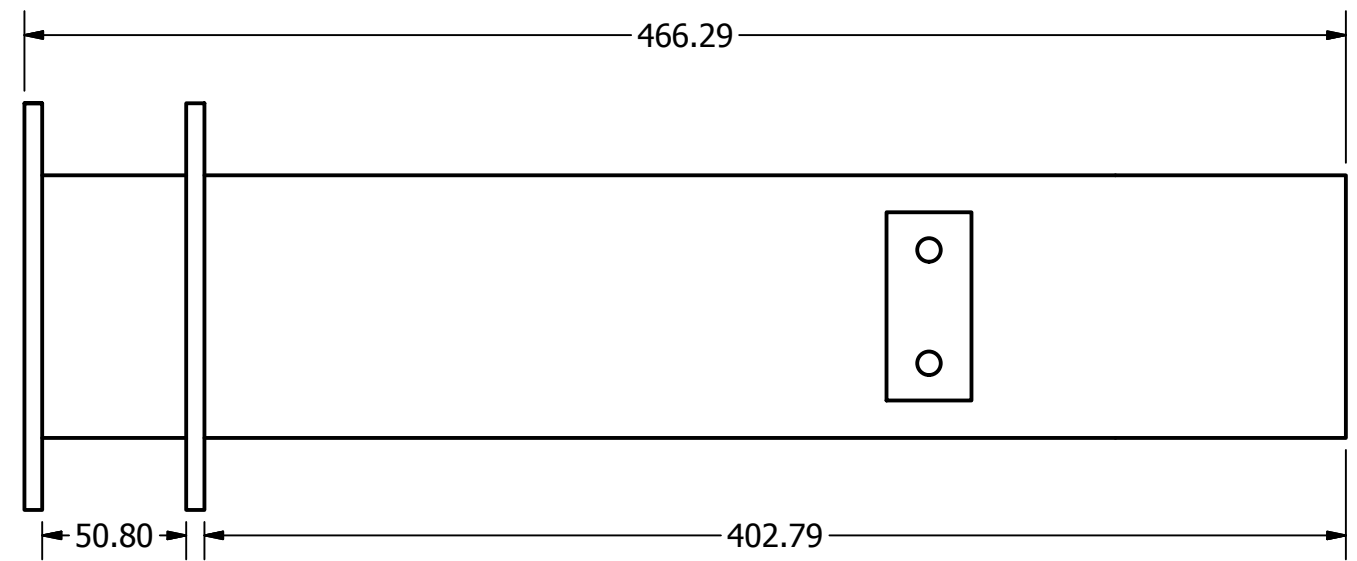
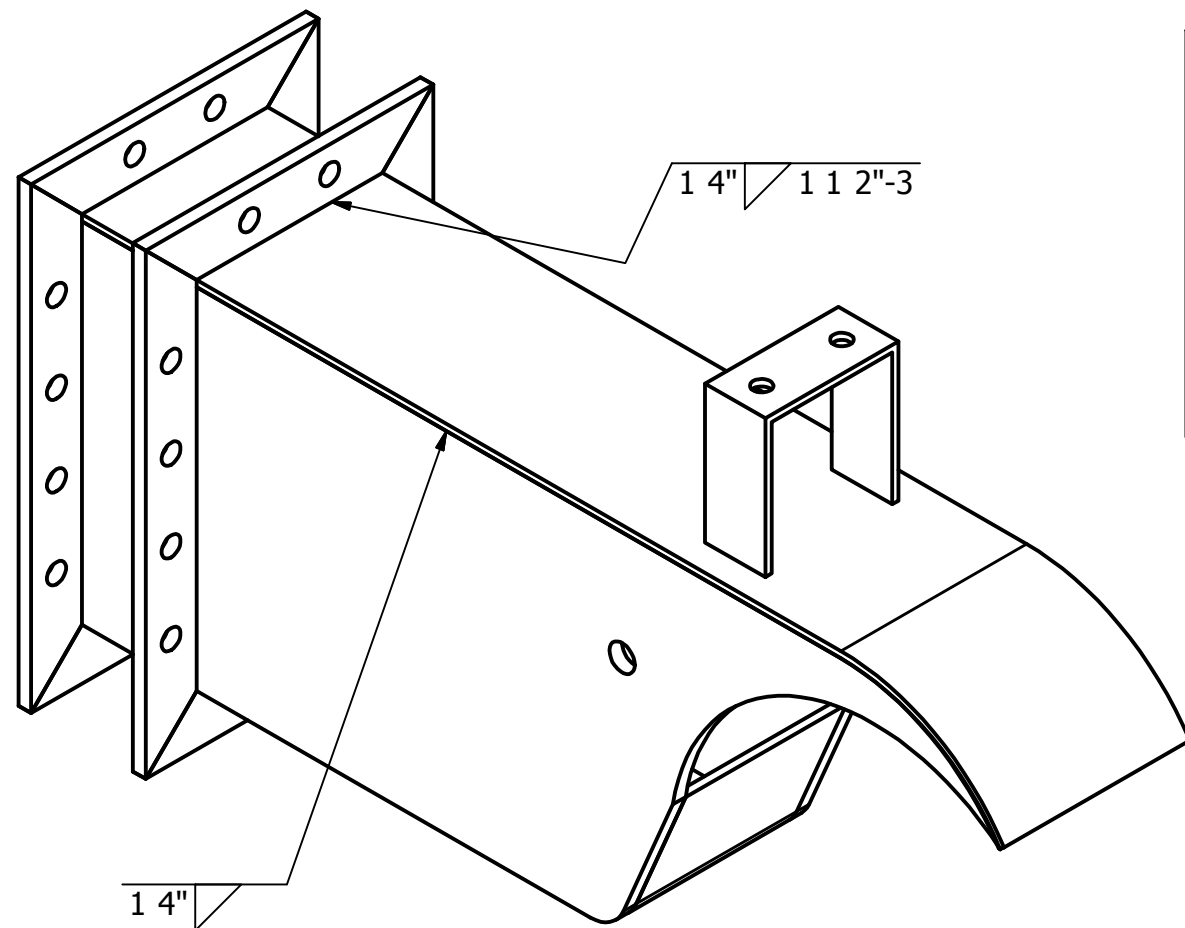
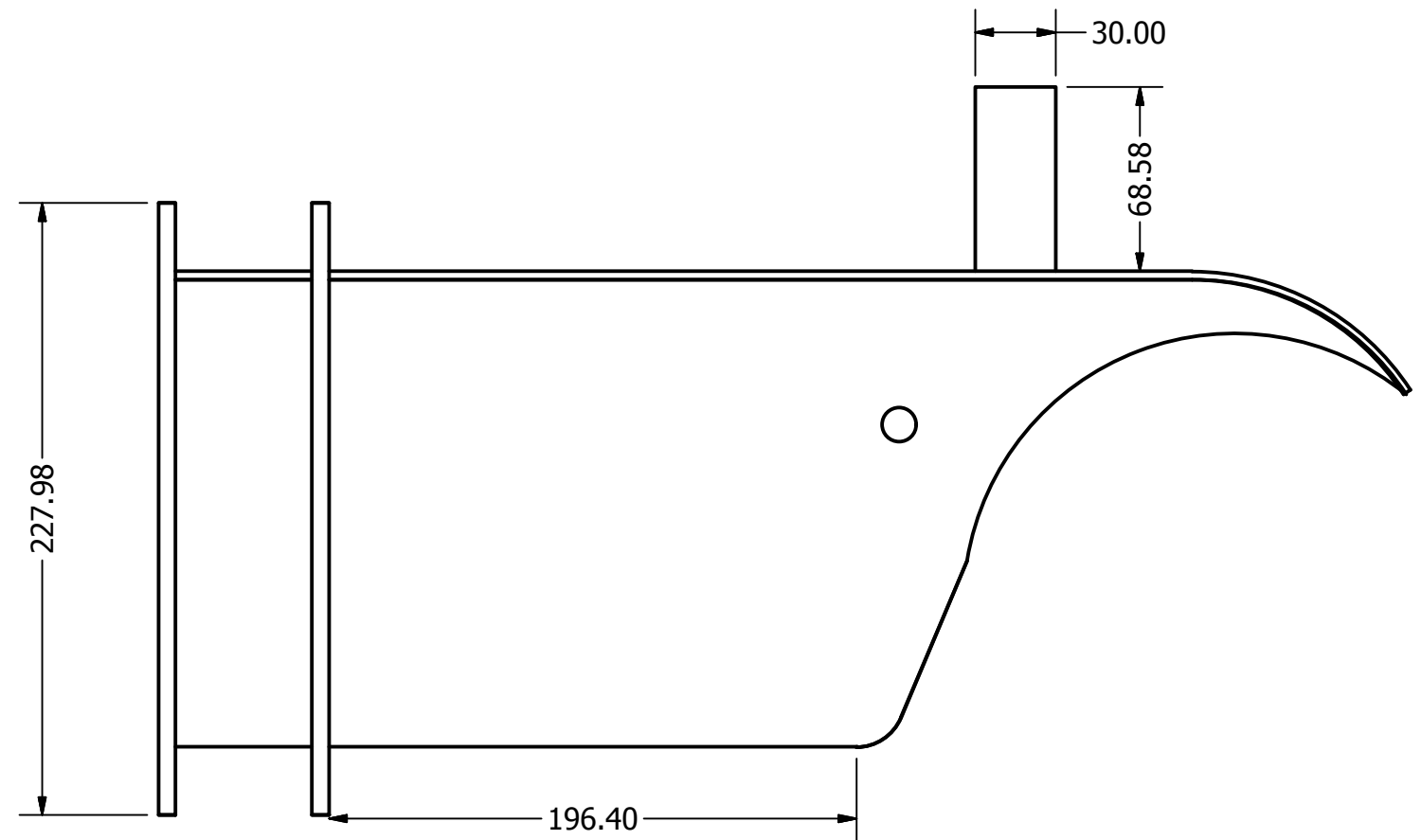
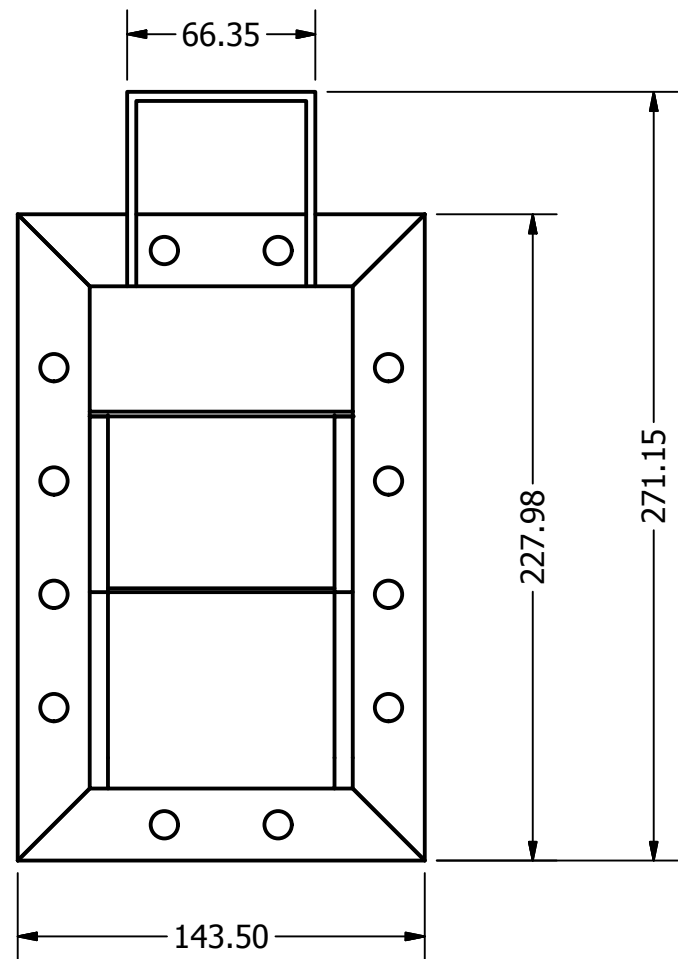


	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	TAPADERA			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO B				PÁGINA 15 DE 42

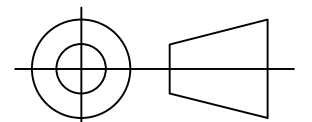


Cotas en mm

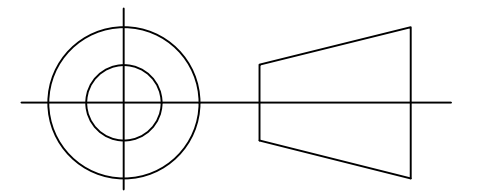
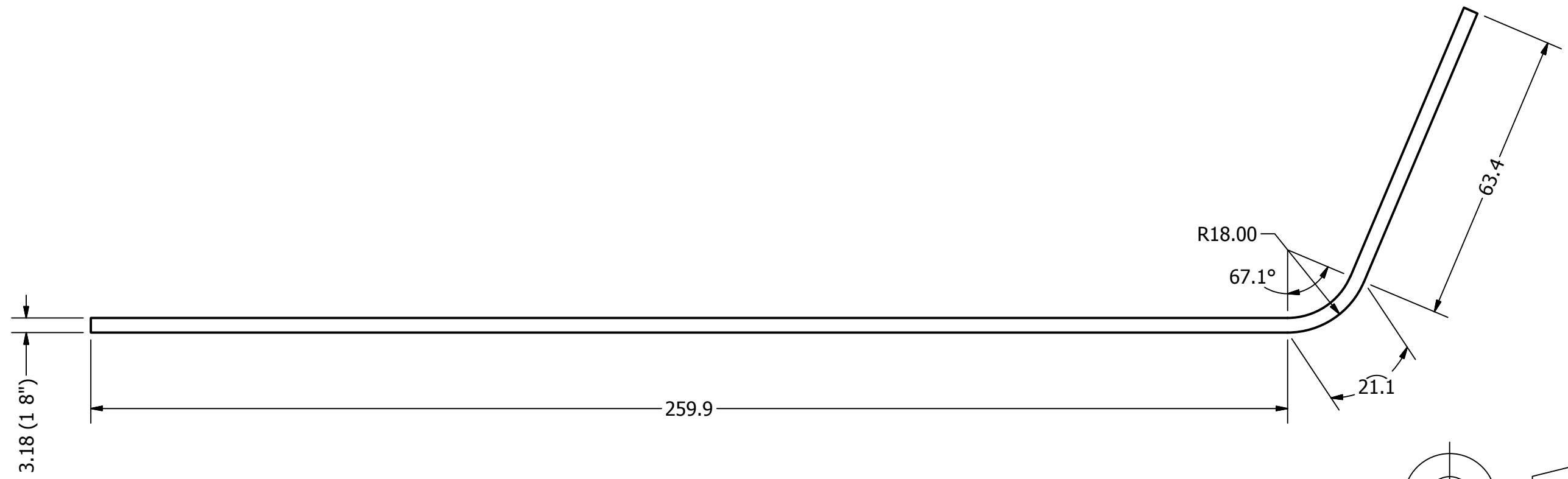
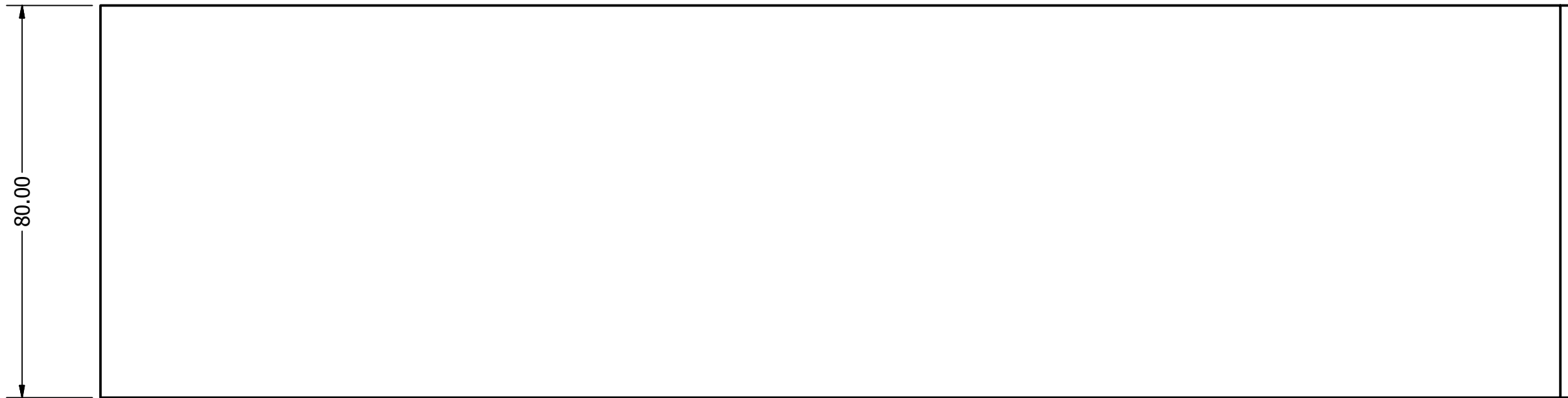
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1.5:1	ALABE			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO B				PÁGINA 16 DE 42



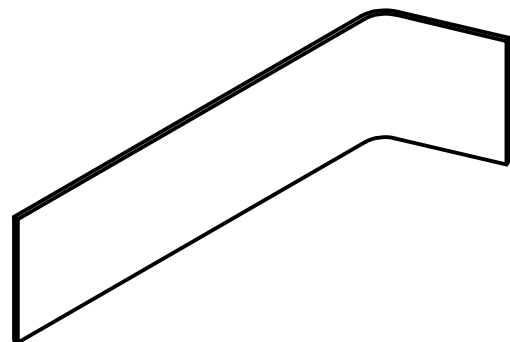
Cotas en mm



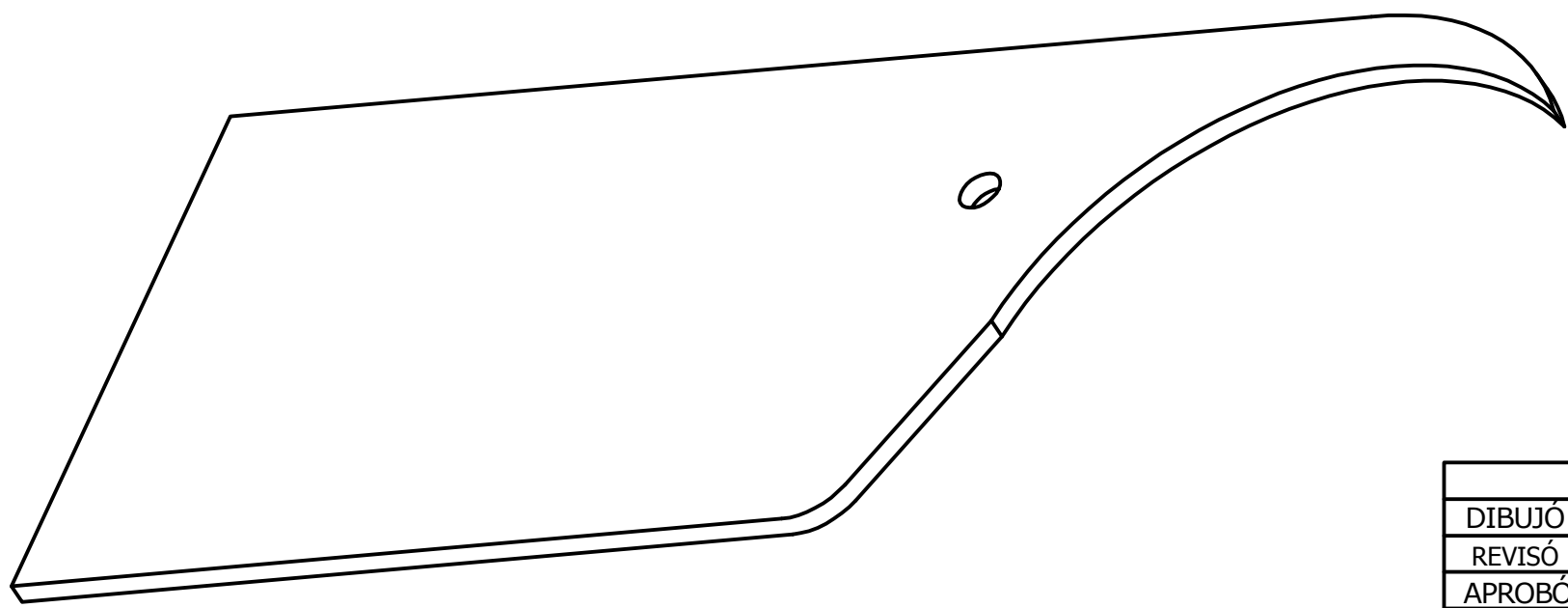
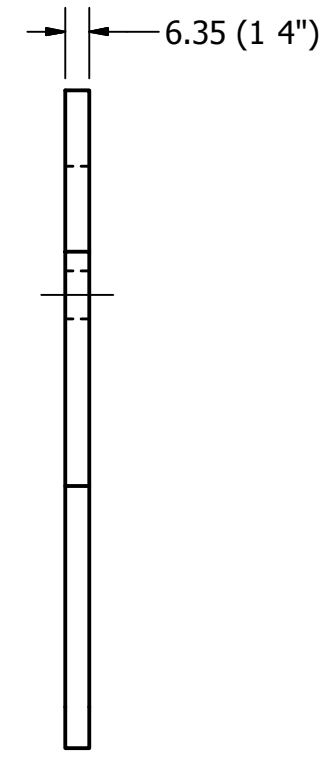
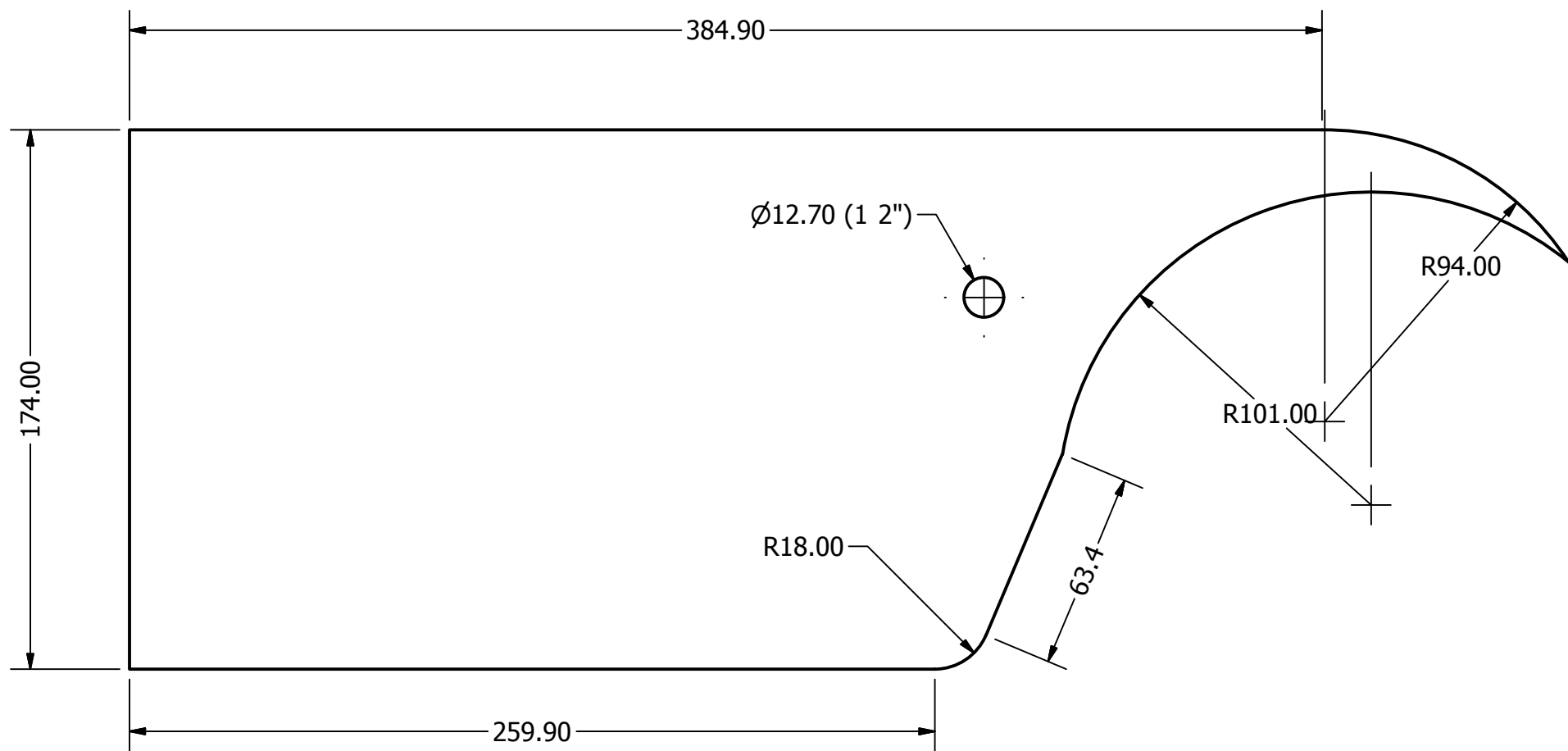
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 3:8	INYECTOR ARMADO			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO C				



Cotas en mm

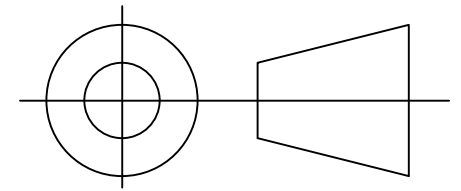


	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	TAPA INFERIOR DE INYECTOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO C				PÁGINA 18 DE 42

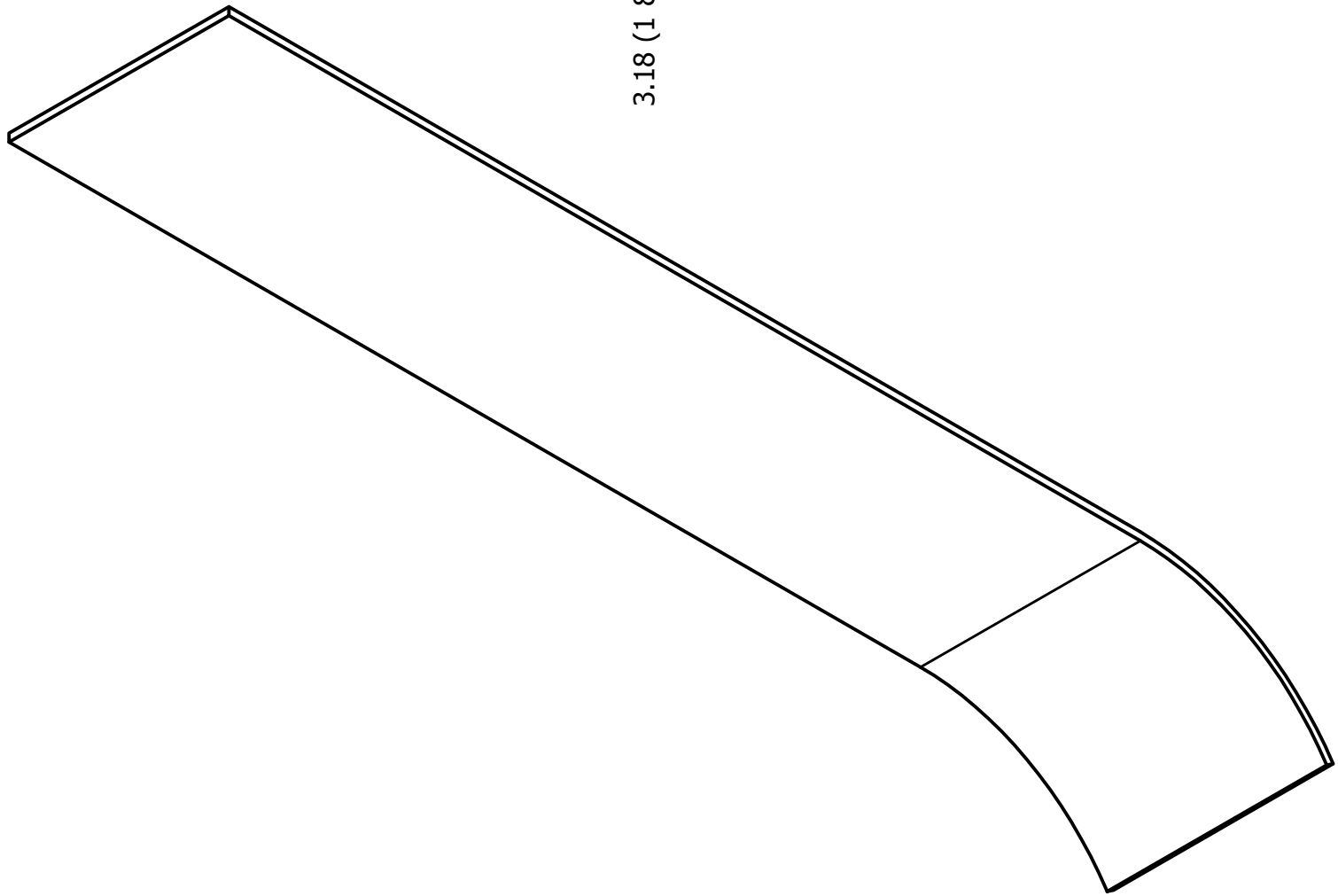
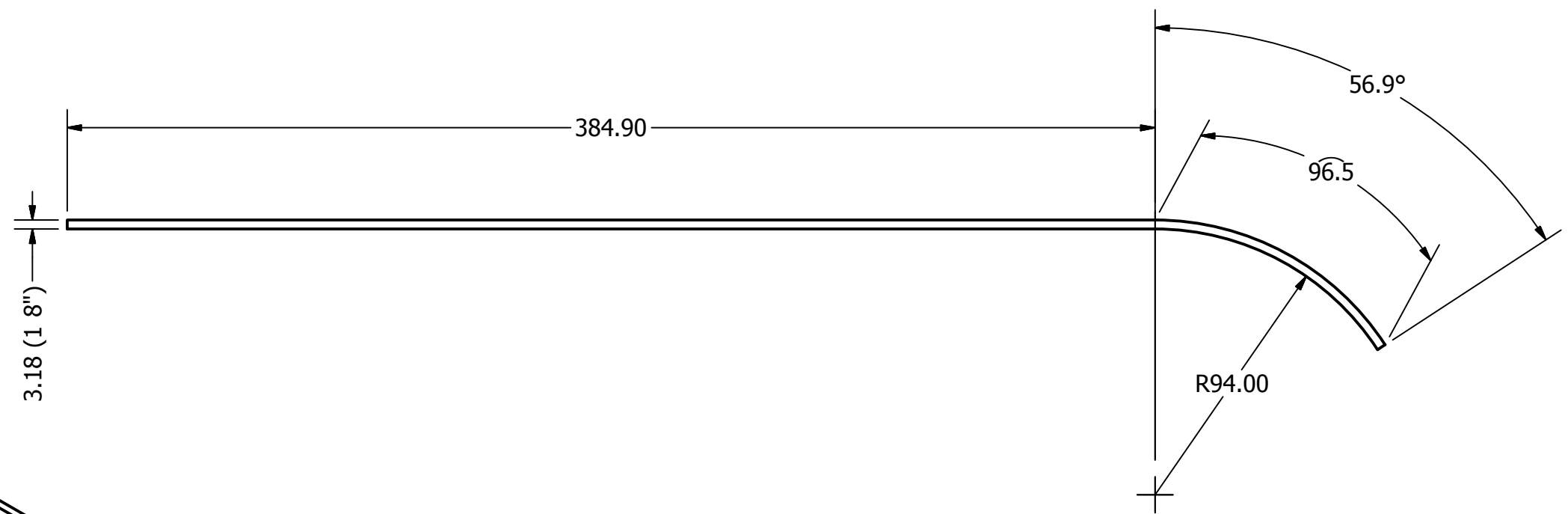
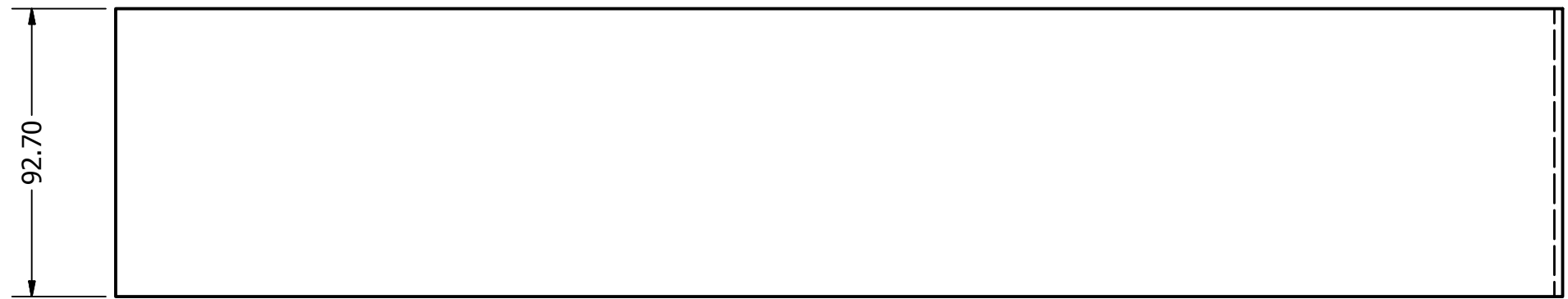


NOTA: SON DOS (2) PIEZAS

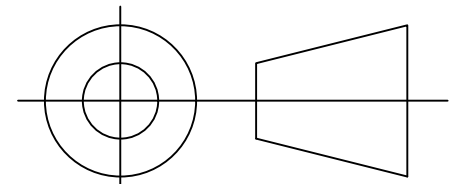
Cotas en mm



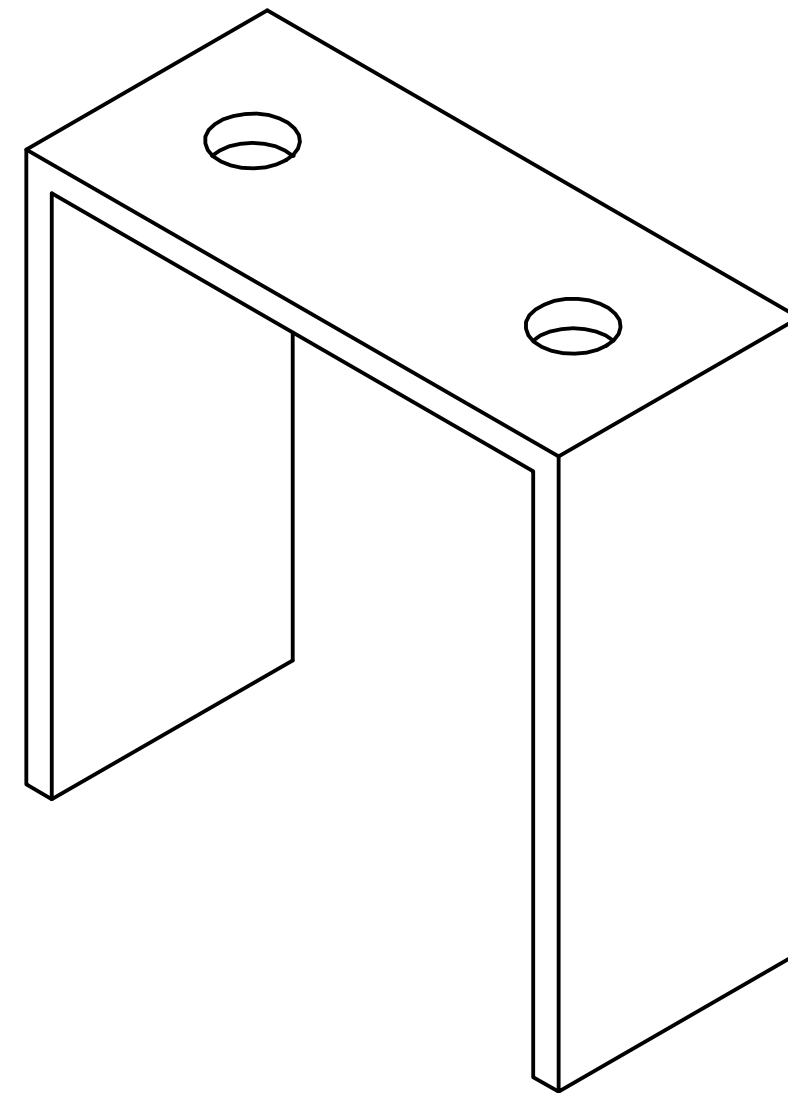
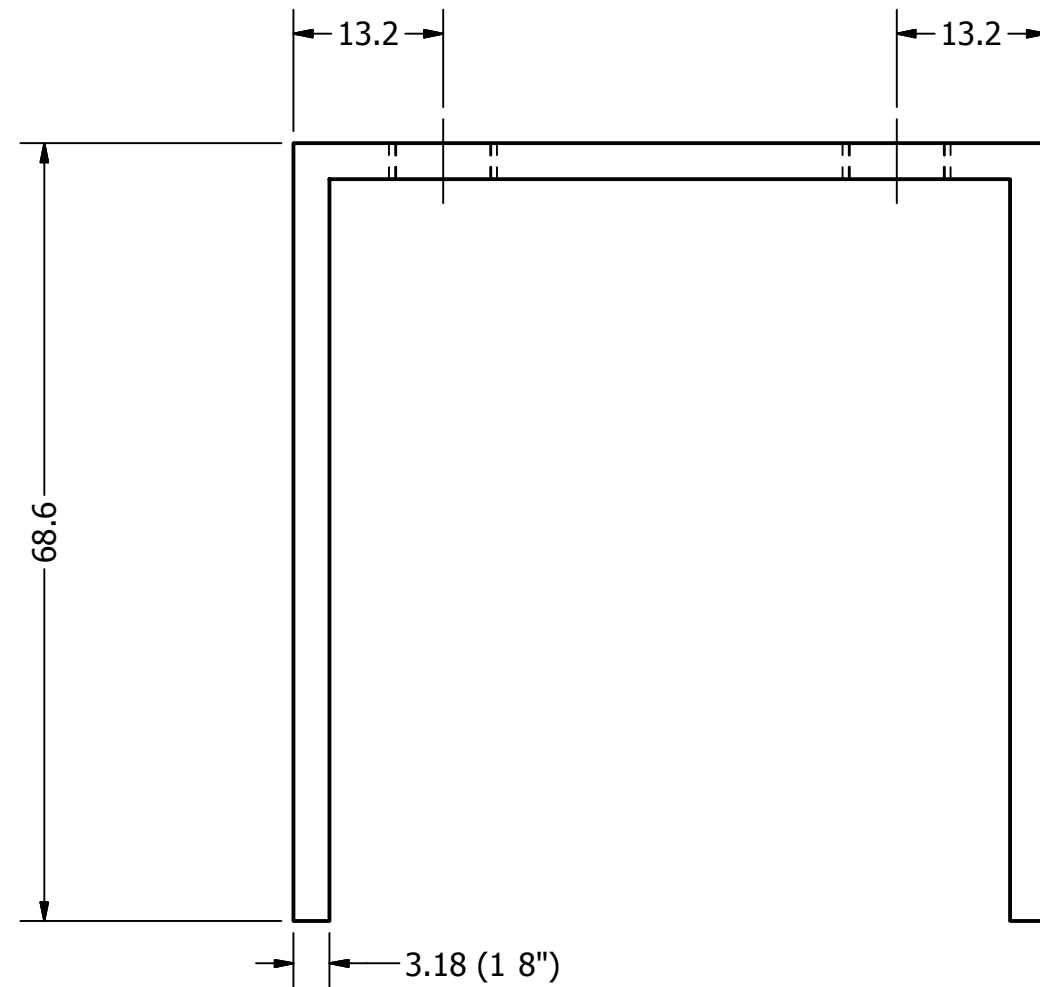
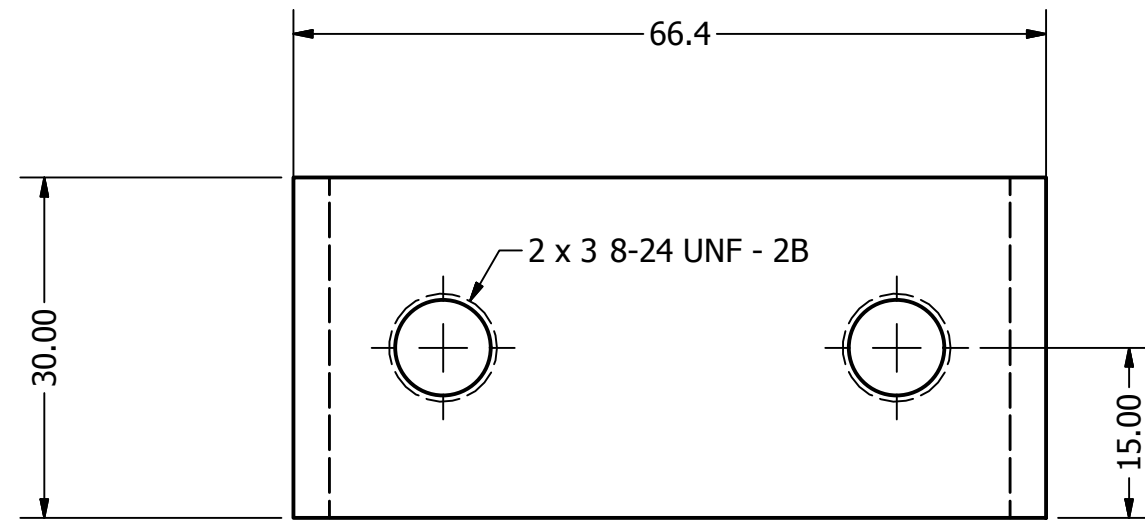
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	LATERALES DE INYECTOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO C				



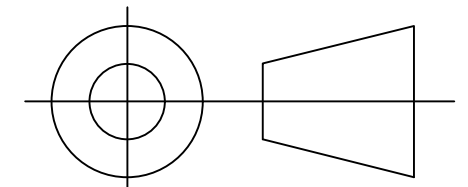
Cotas en mm



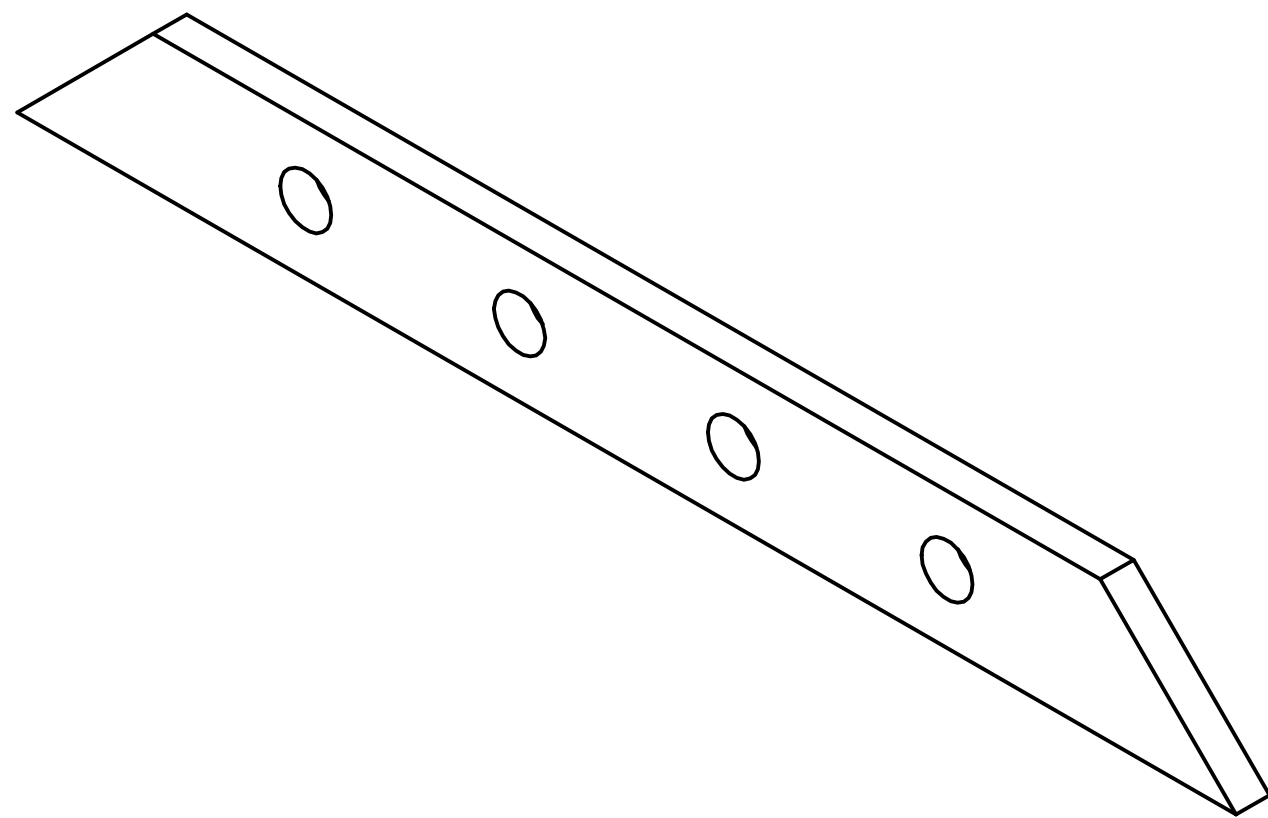
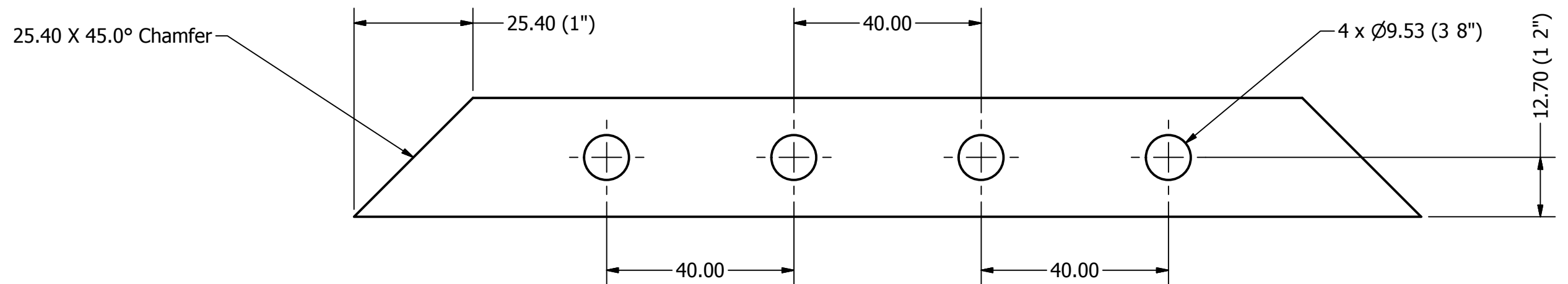
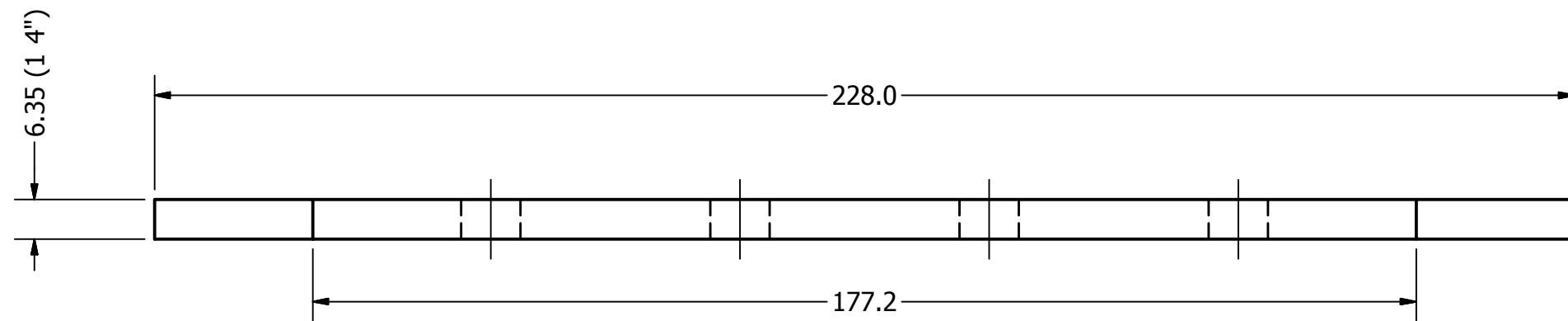
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	SUPERIOR DE INYECTOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO C				PÁGINA 20 DE 42



Cotas en mm

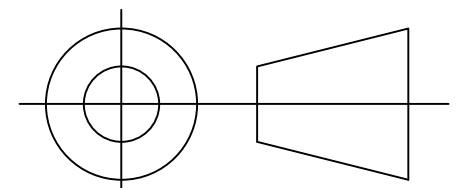


	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1.5:1	BASE DE PERNOS			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO C				PÁGINA 21 DE 42

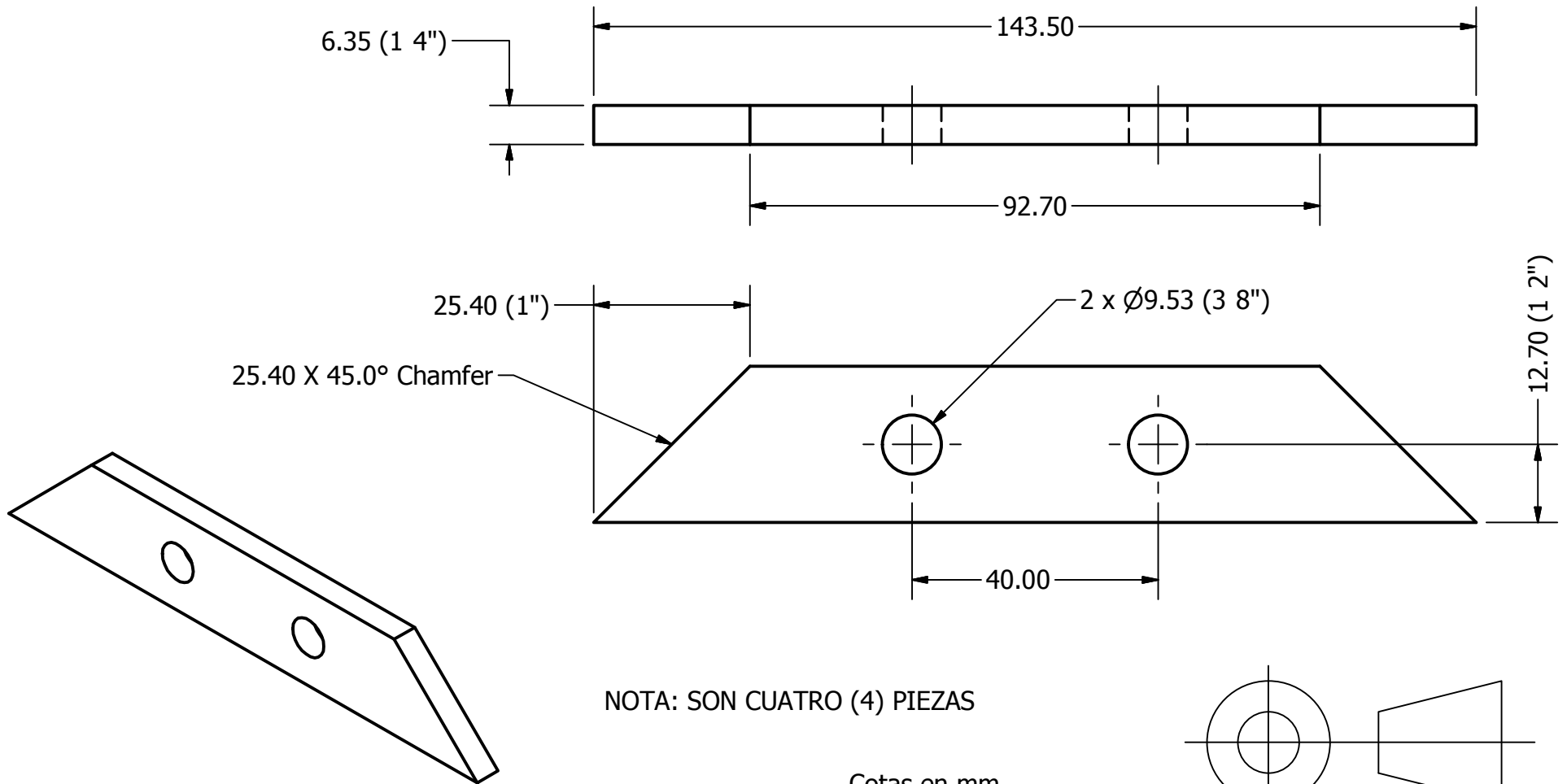


NOTA: SON CUATRO (4) PIEZAS

Cotas en mm

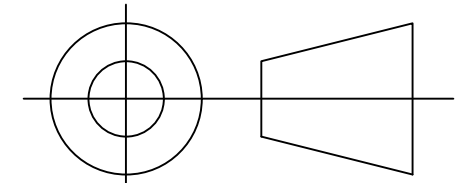


	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	PESTAÑA LATERAL INYECTOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO C				PÁGINA 22 DE 42

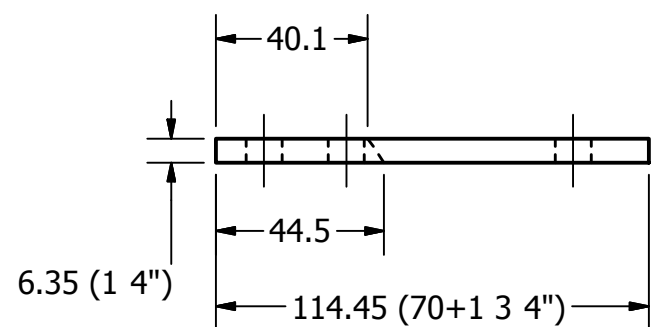
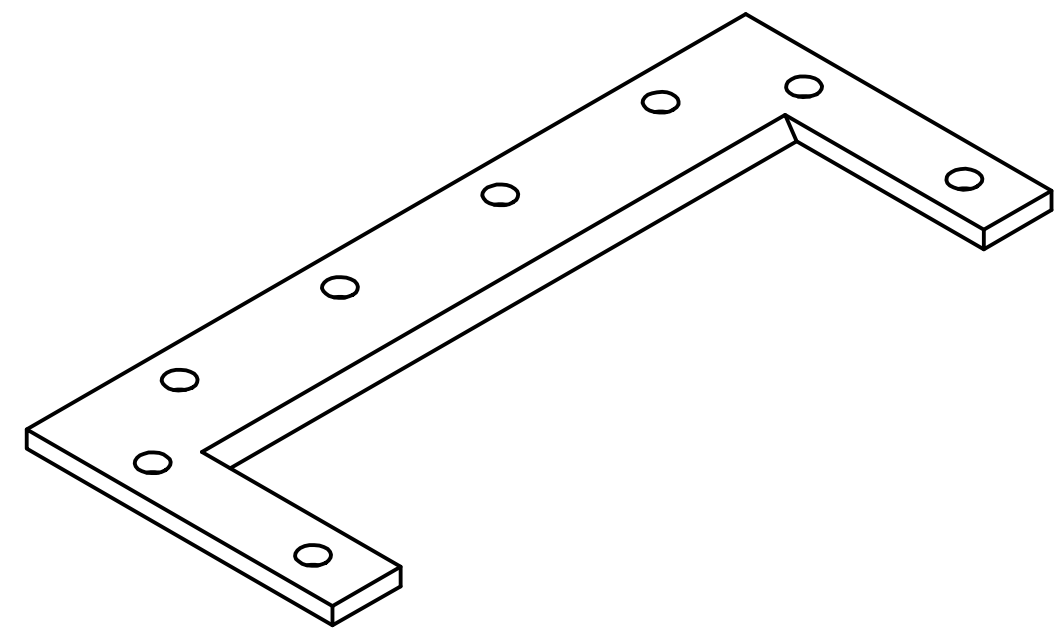
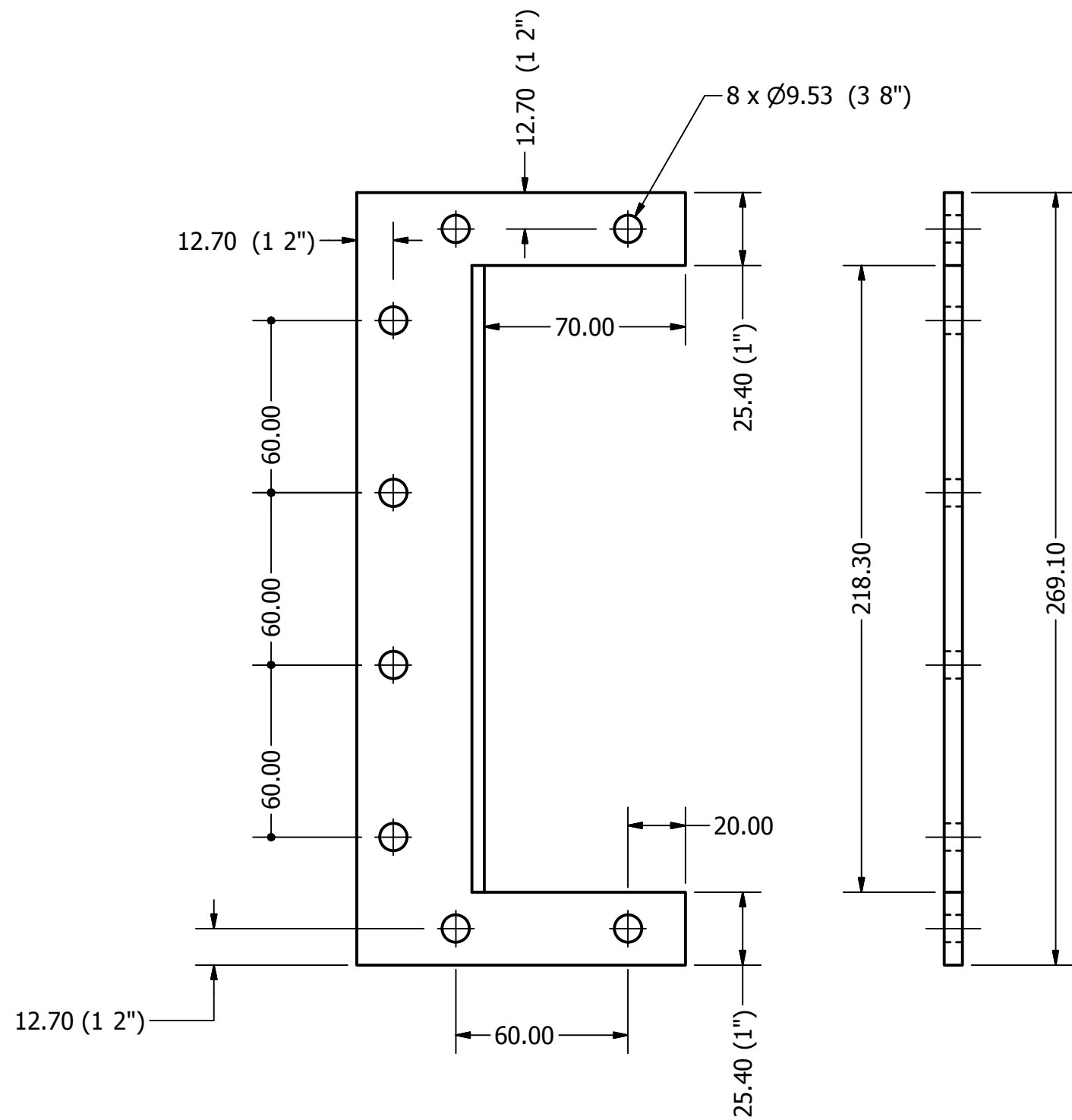


NOTA: SON CUATRO (4) PIEZAS

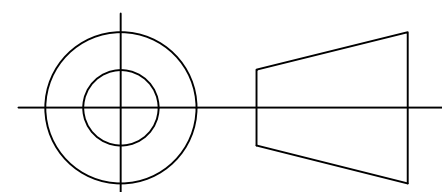
Cotas en mm



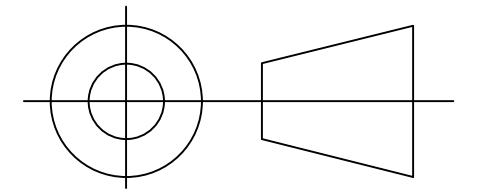
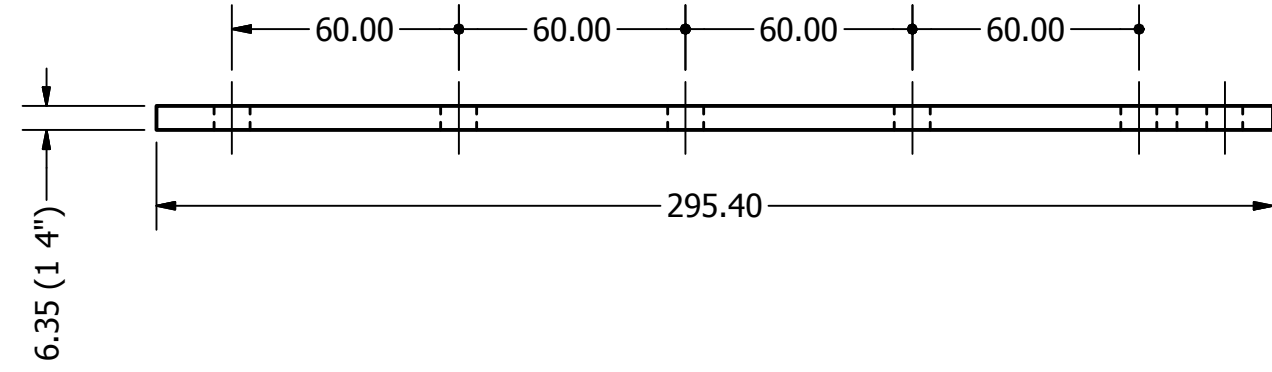
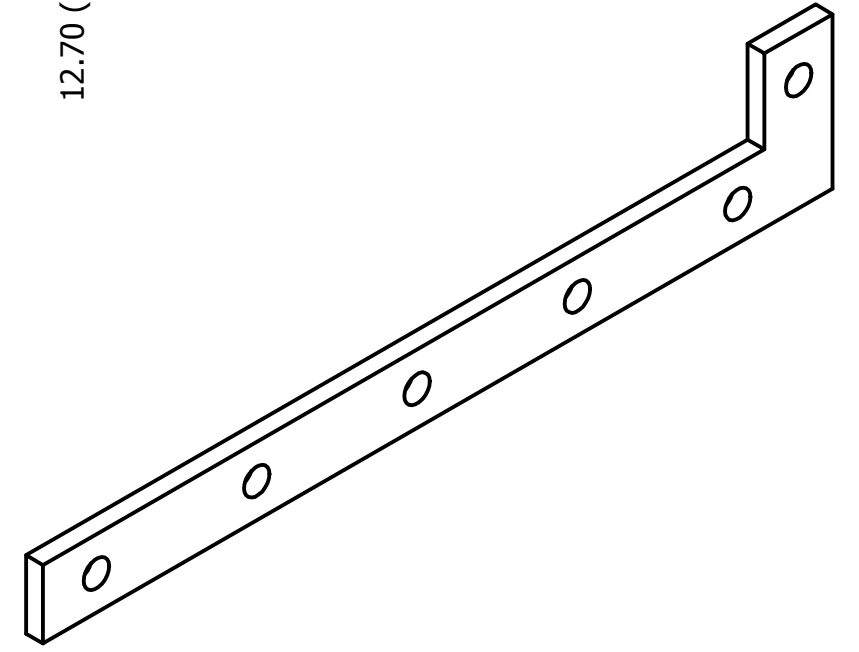
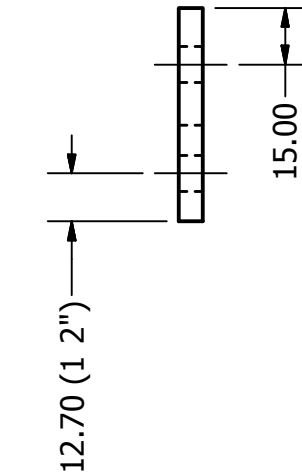
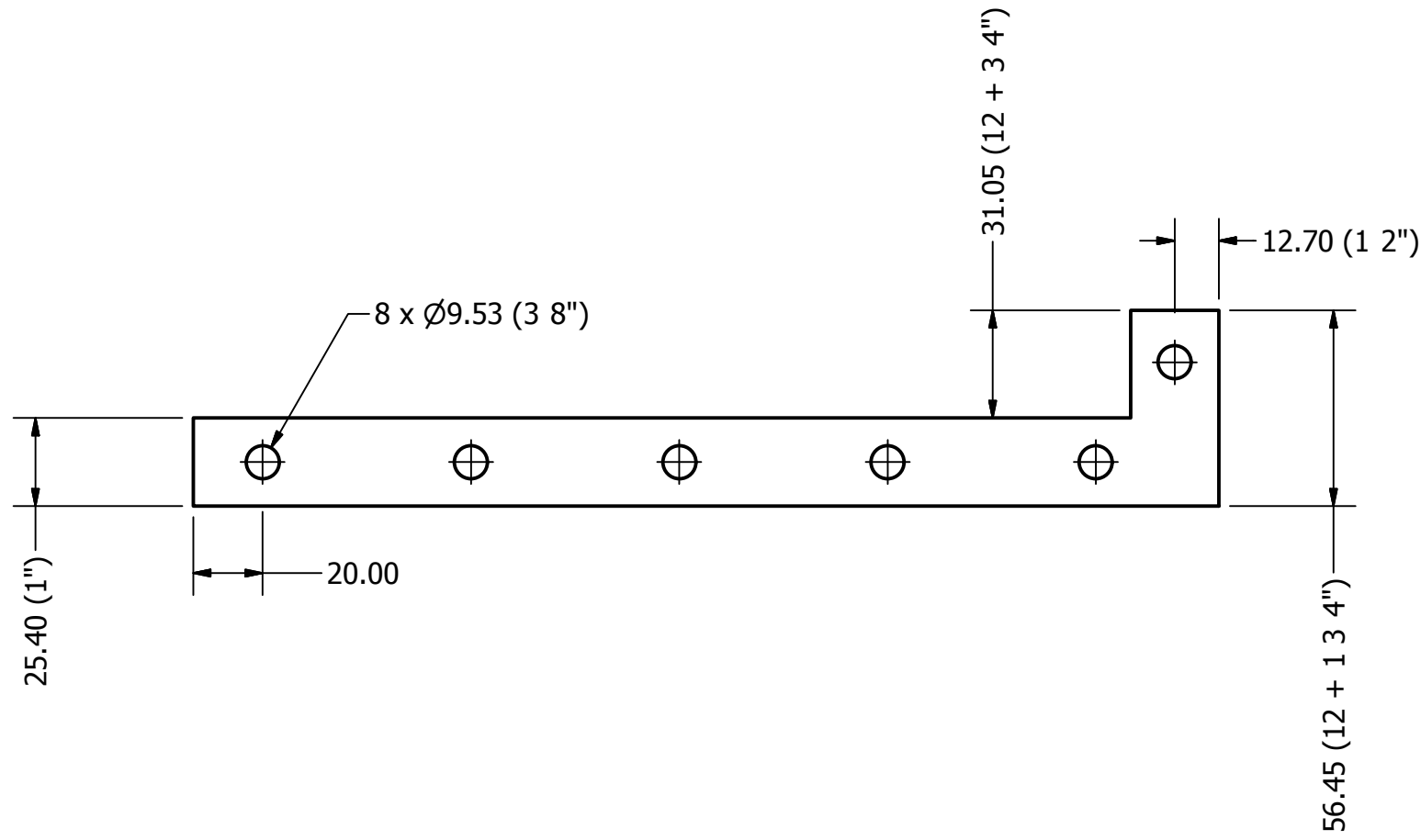
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING. VELÁSQUEZ, ING. DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	PESTAÑA SUPERIOR-INFERIOR INYECTOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO C				PÁGINA 23 DE 42



Cotas en mm



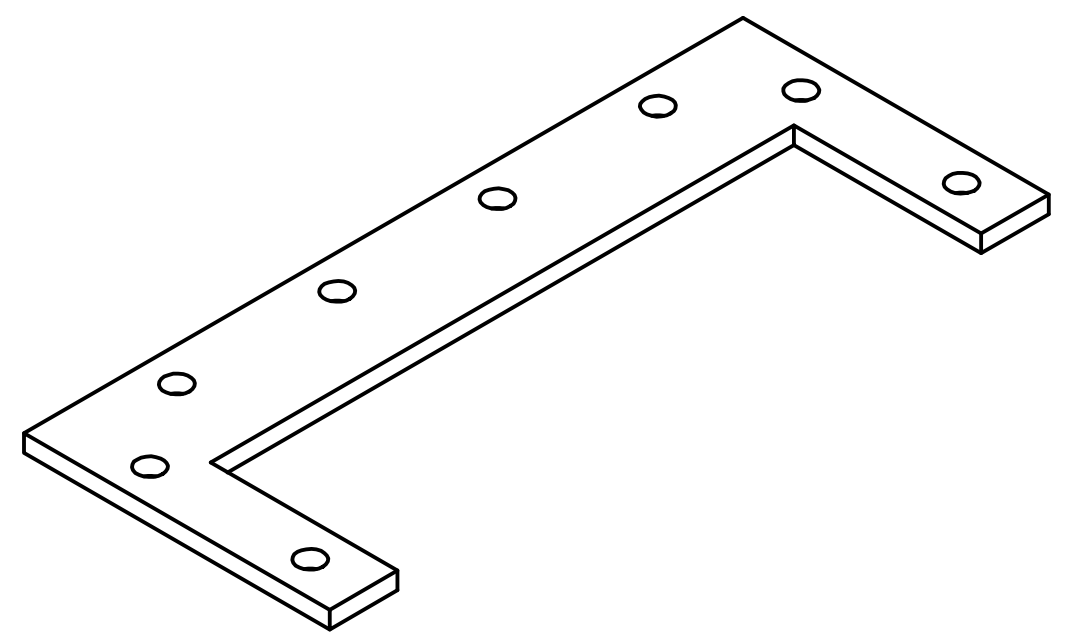
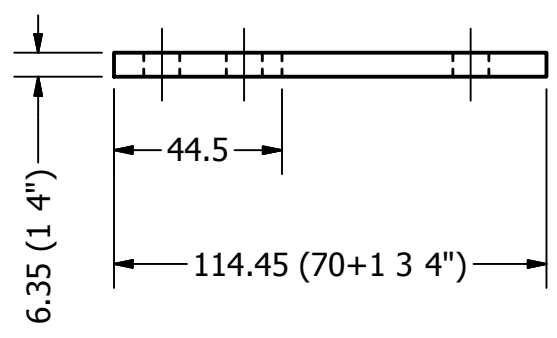
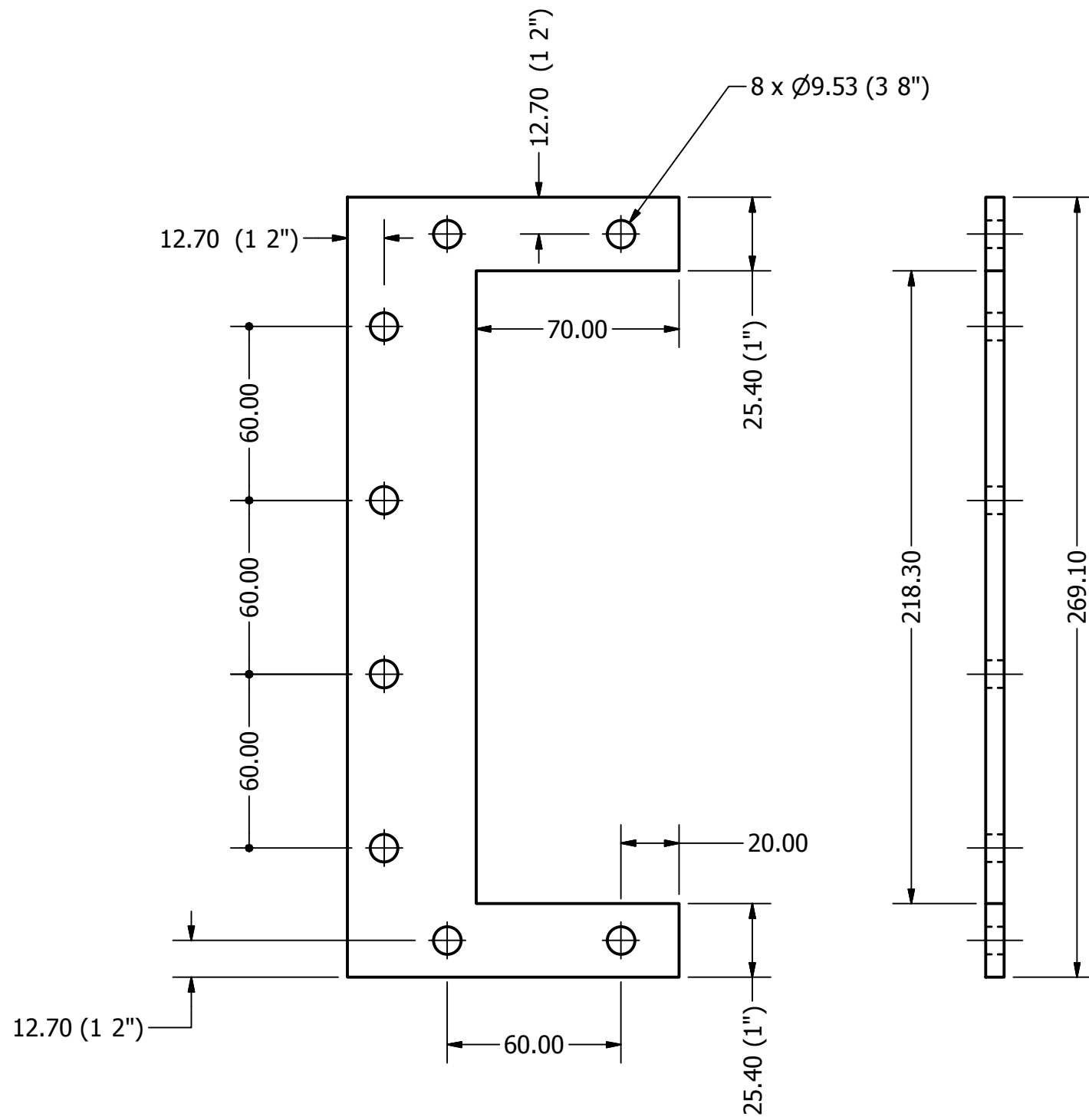
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	PESTAÑA MEDIA FRONTAL INFERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO D				



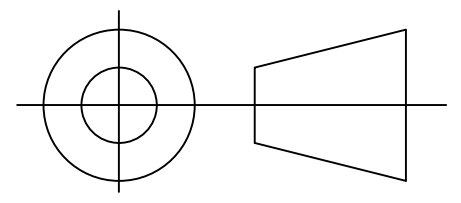
Cotas en mm

NOTA: SON CUATRO (4) PIEZAS

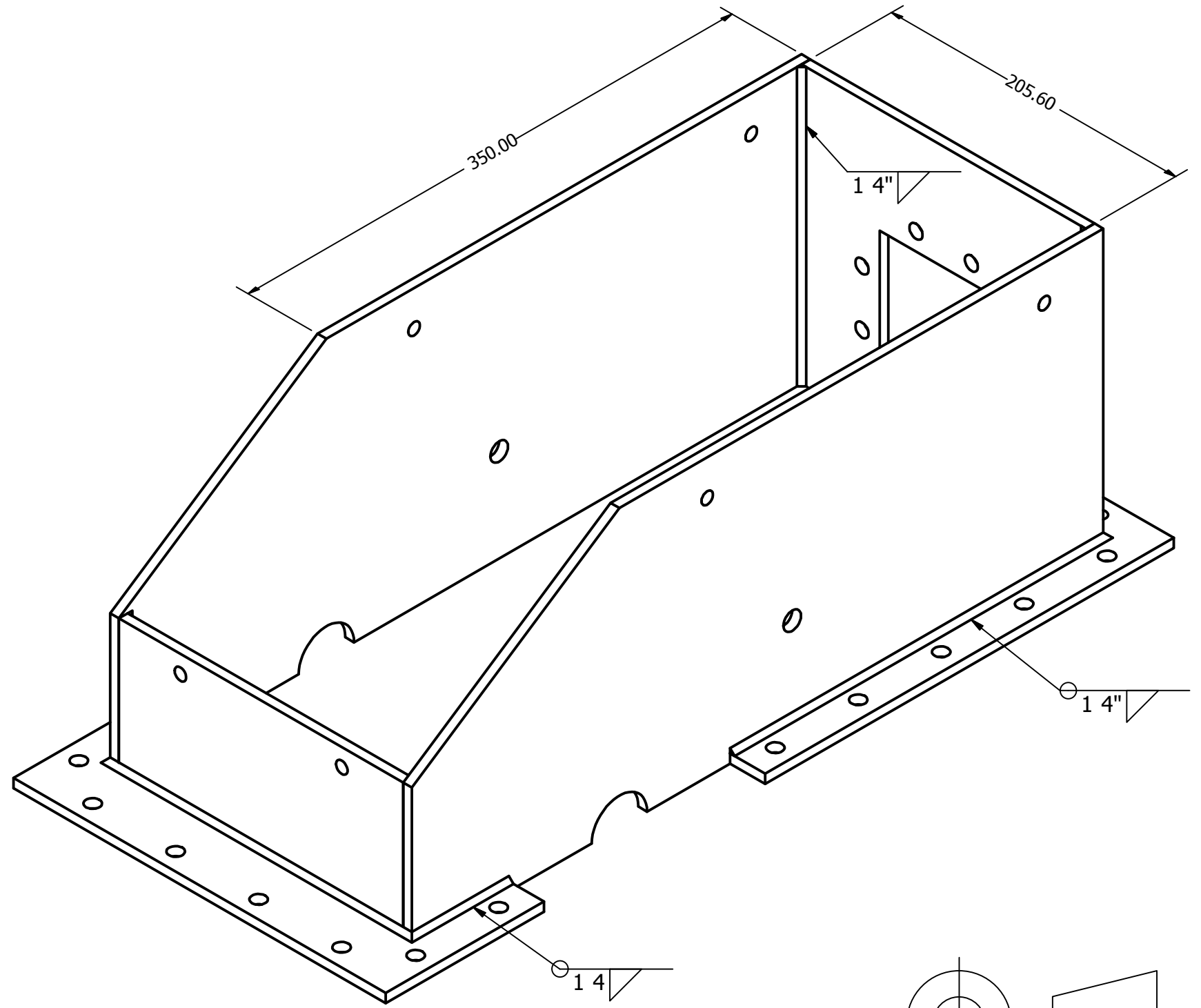
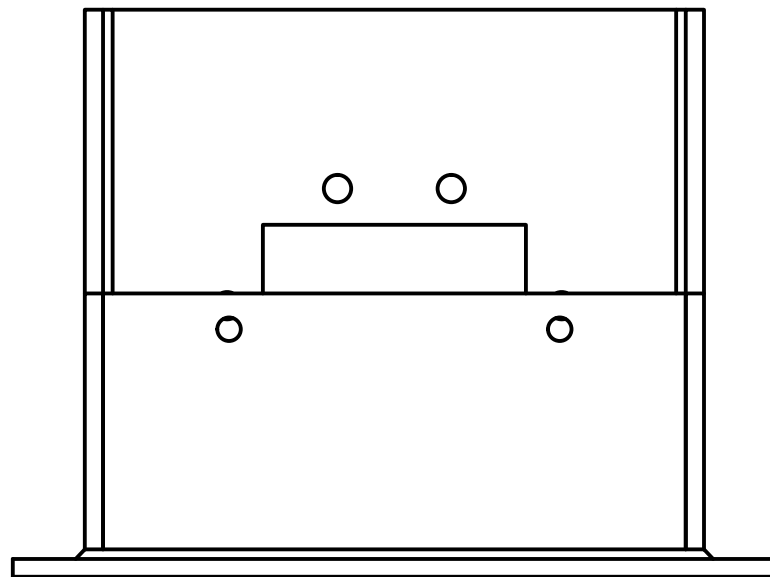
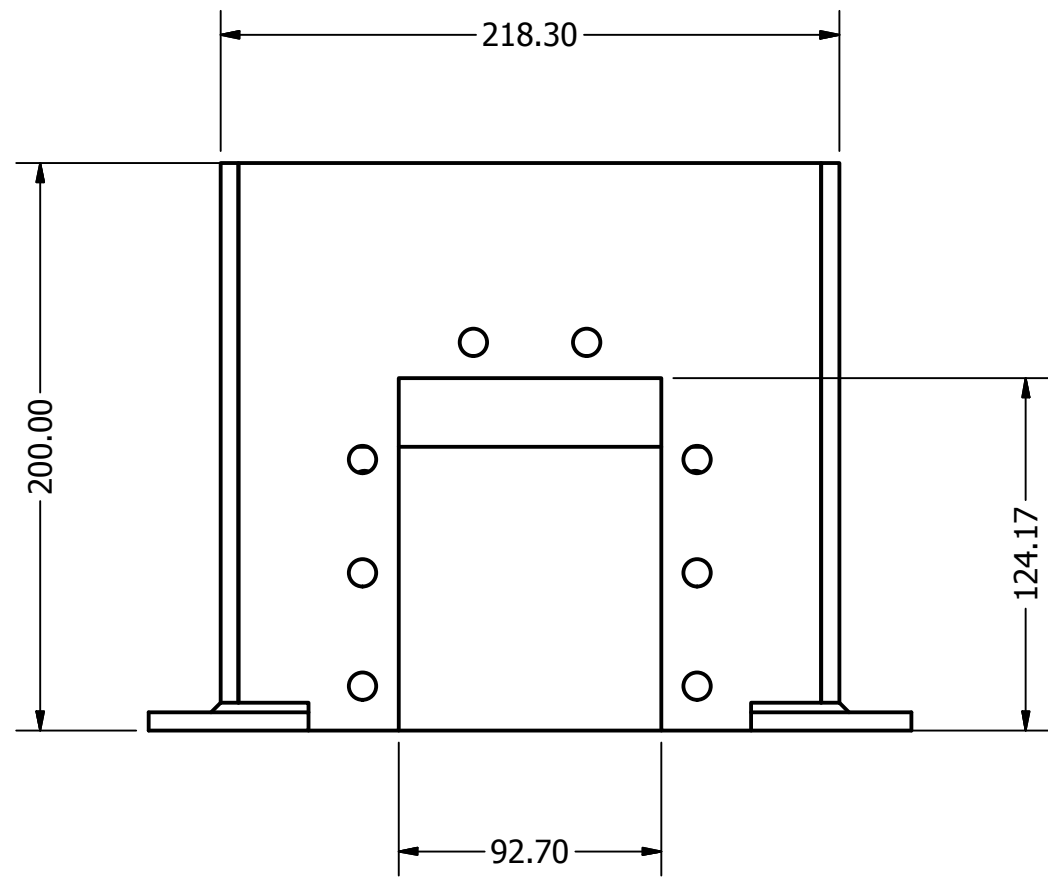
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	PESTAÑAS MEDIAS TRASERAS			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO D				



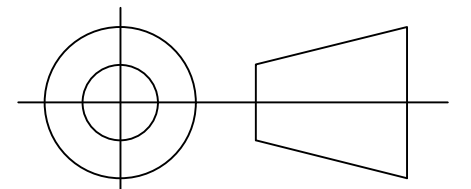
Cotas en mm



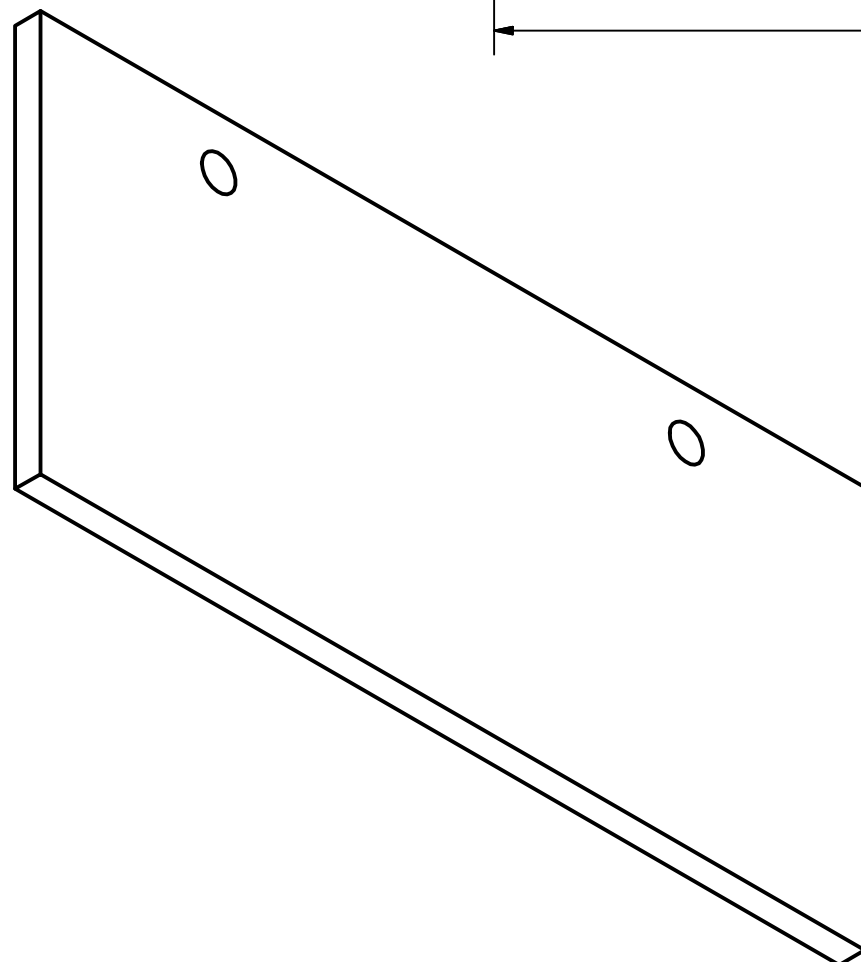
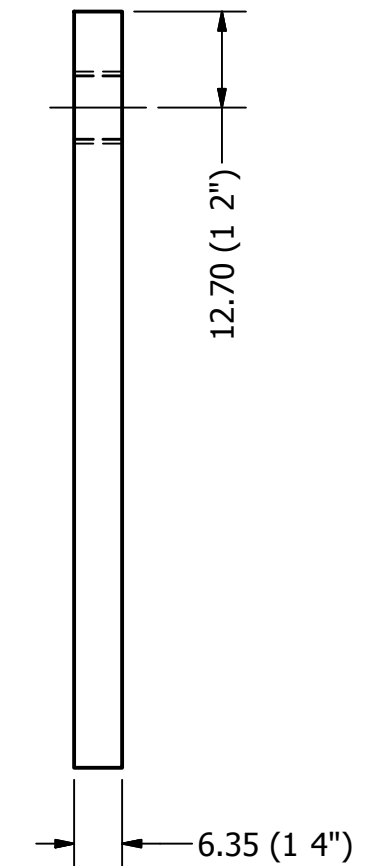
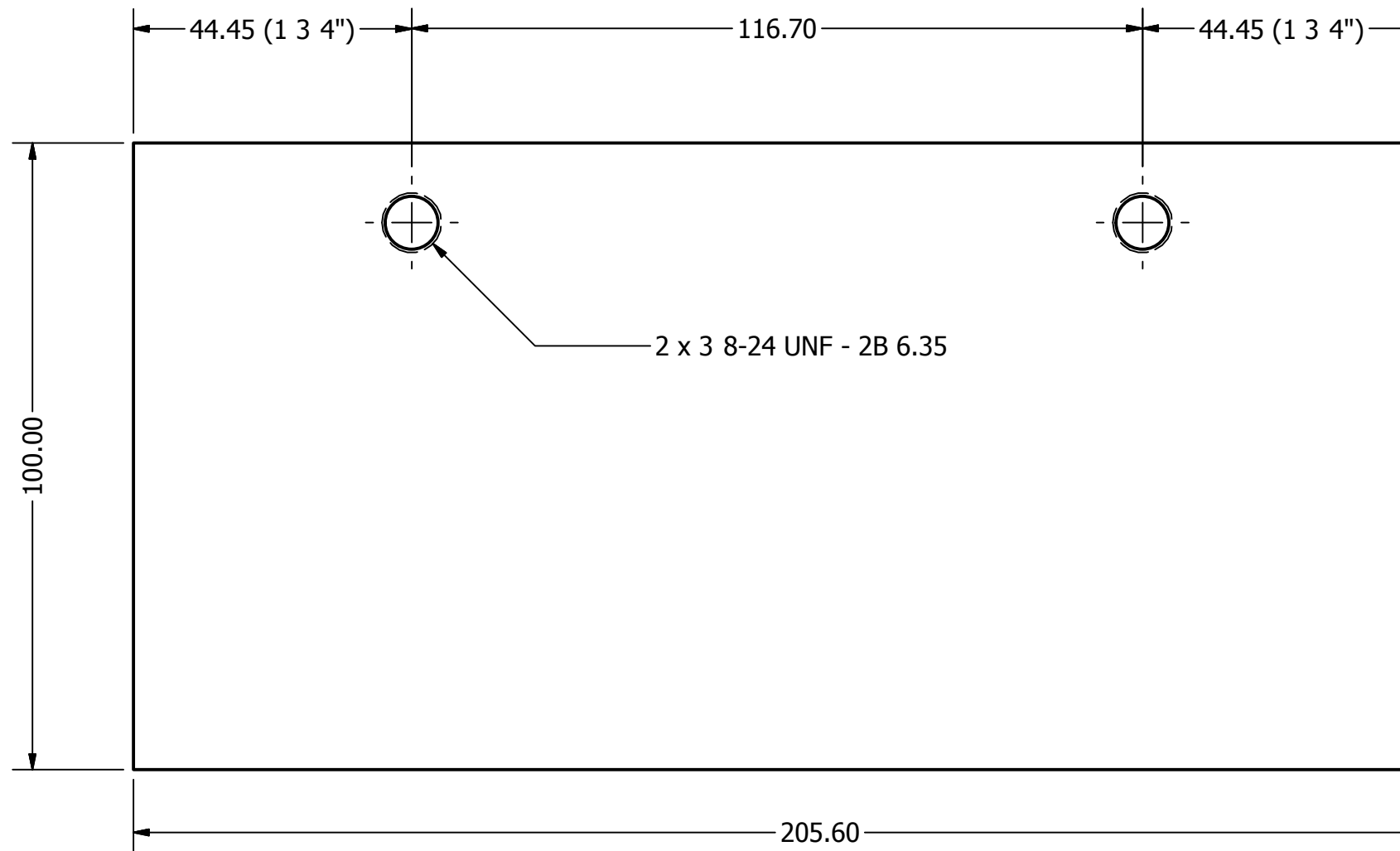
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	PESTAÑA MEDIA FRONTAL SUPERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO D				



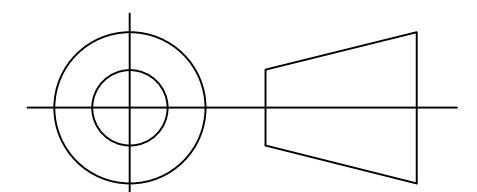
Cotas en mm



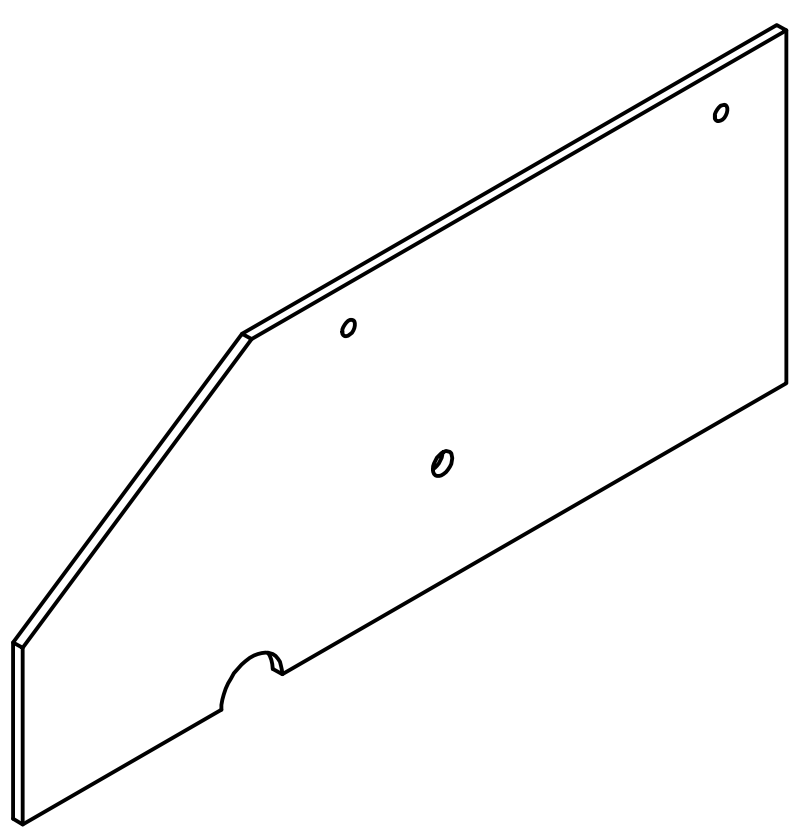
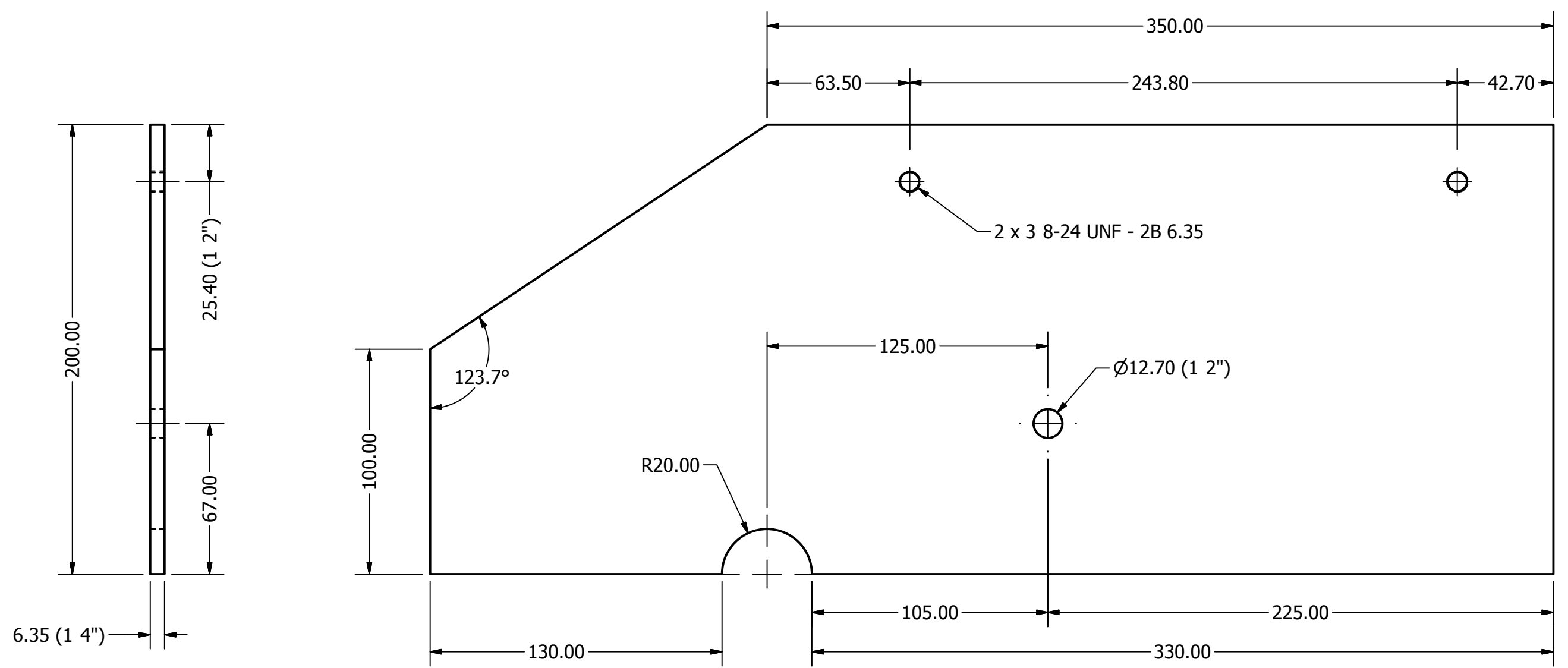
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 3:8	CARCASA SUPERIOR ARMADA			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO E				



Cotas en mm

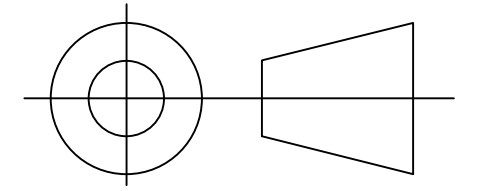


	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	CARCASA FRONTAL SUPERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO E				PÁGINA 28 DE 42

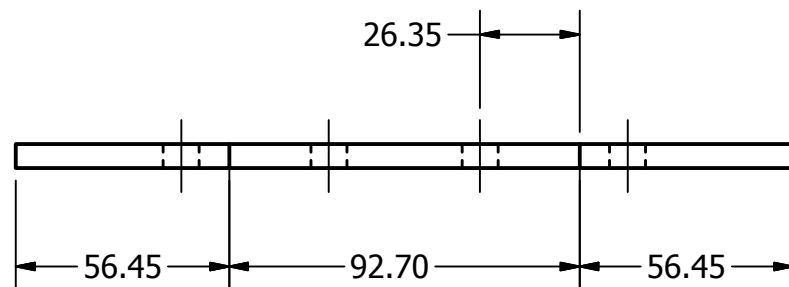
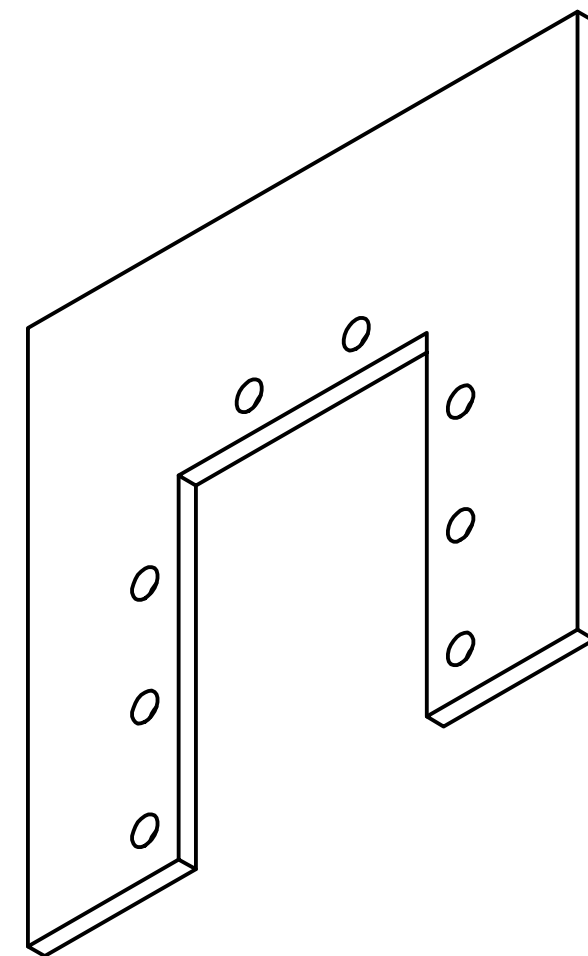
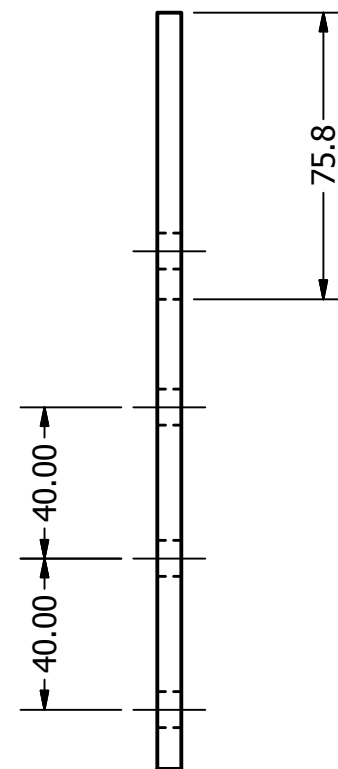
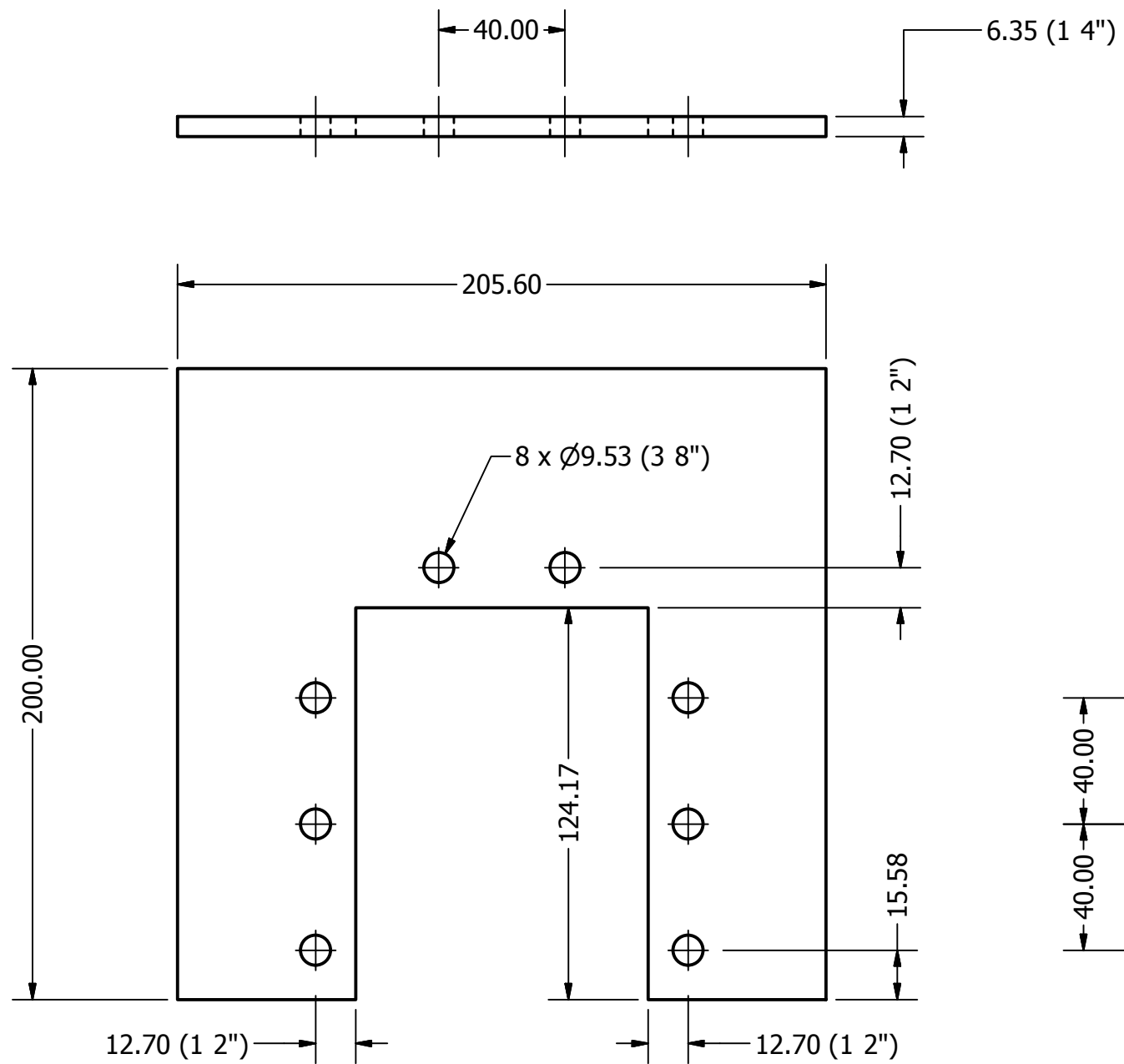


NOTA: SON DOS (2) PIEZAS

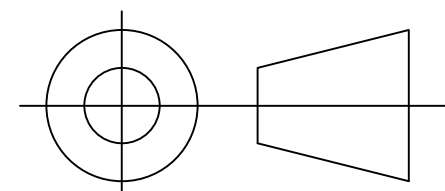
Cotas en mm



	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	CARCASA LATERALES SUPERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO E				

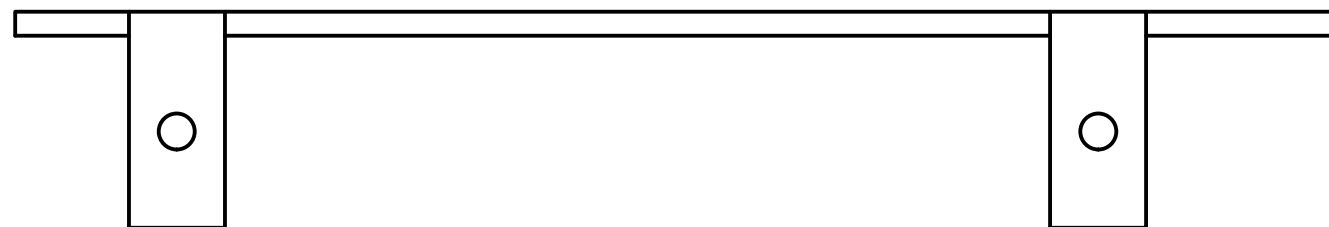
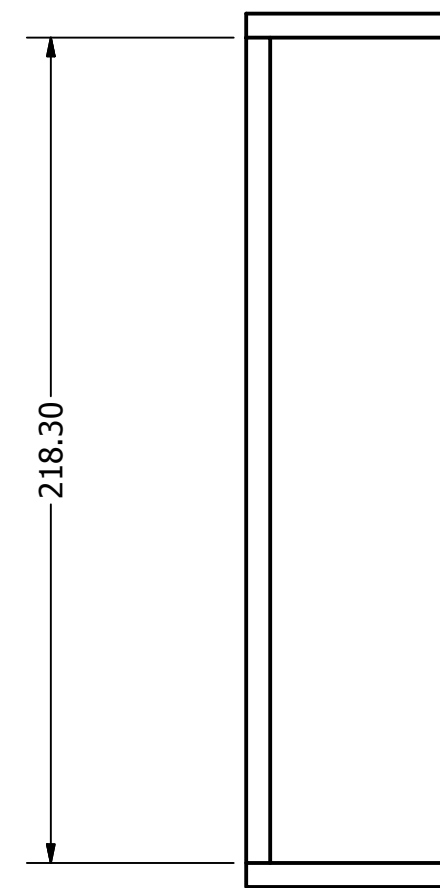
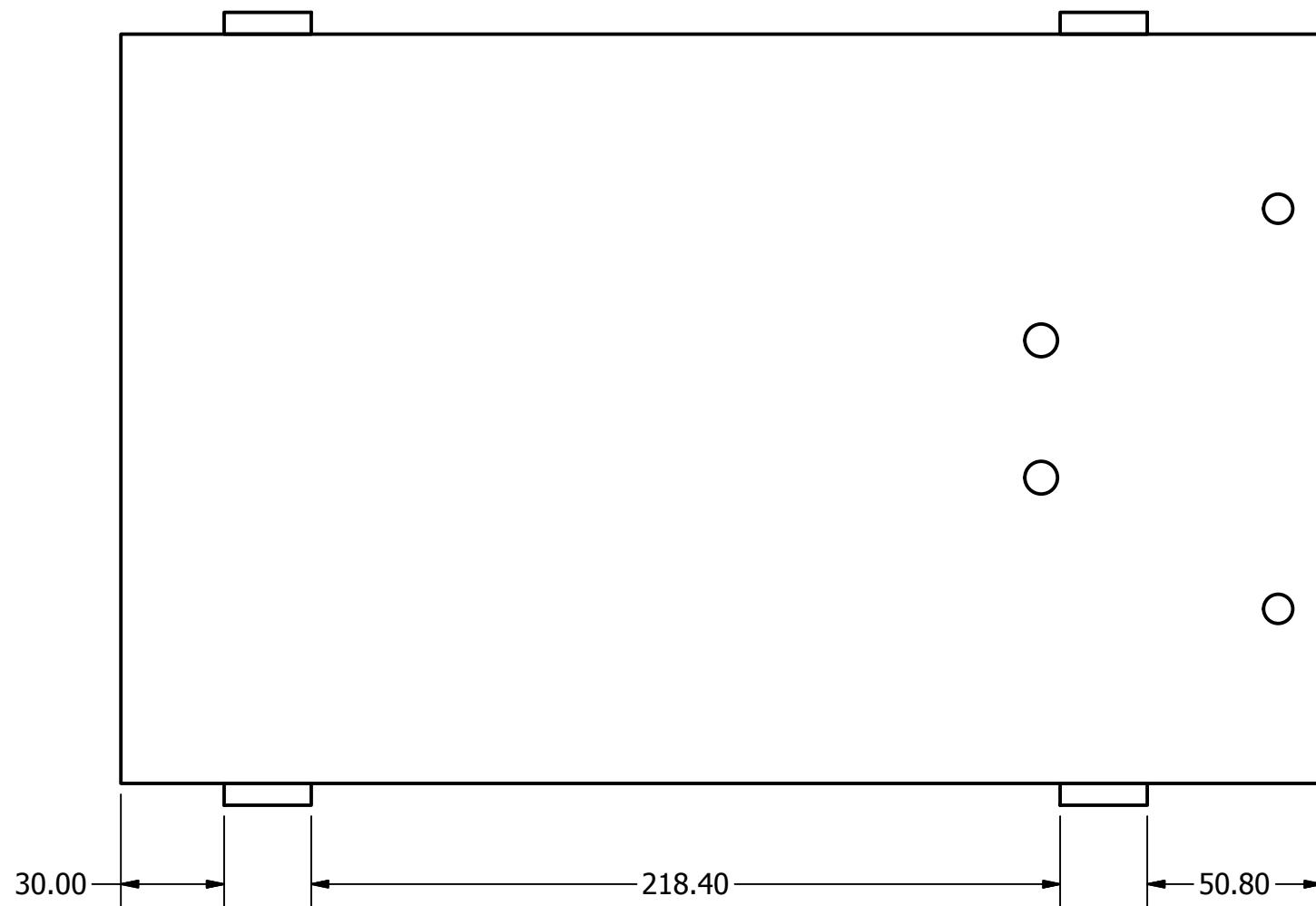


Cotas en mm

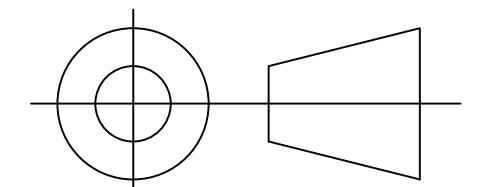


NOTA: NECESITA ACLARACION DE COTAS

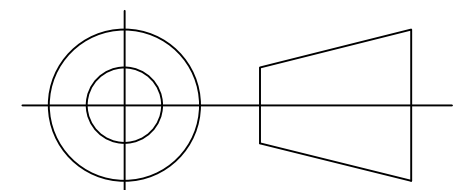
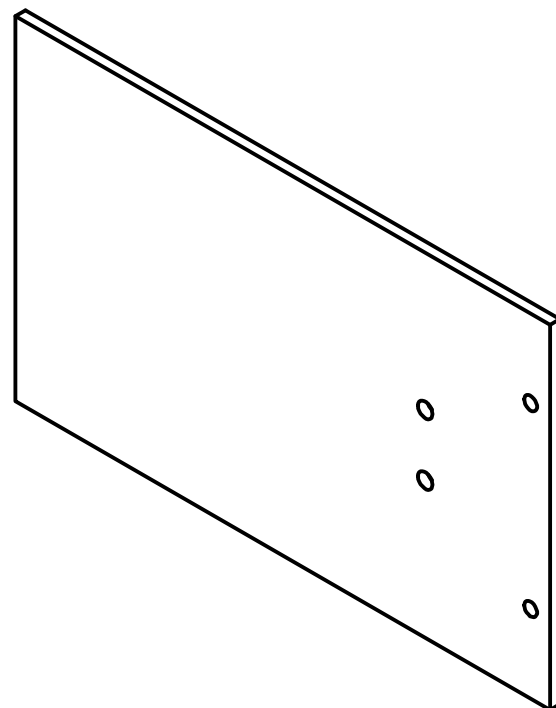
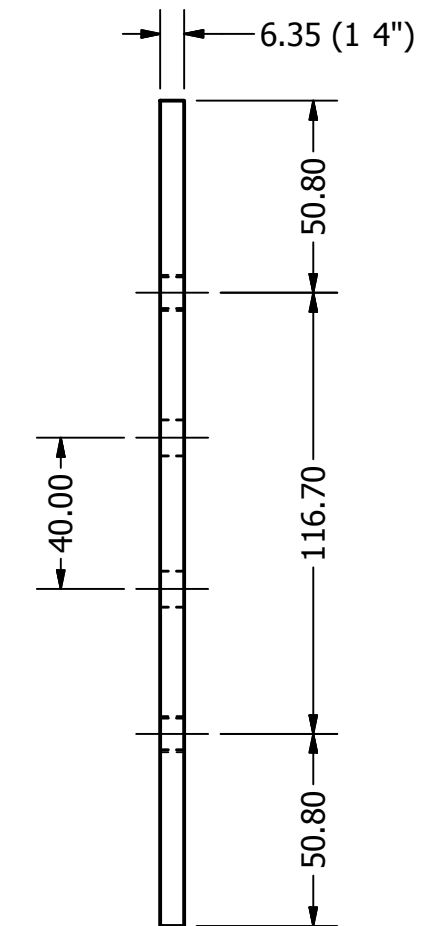
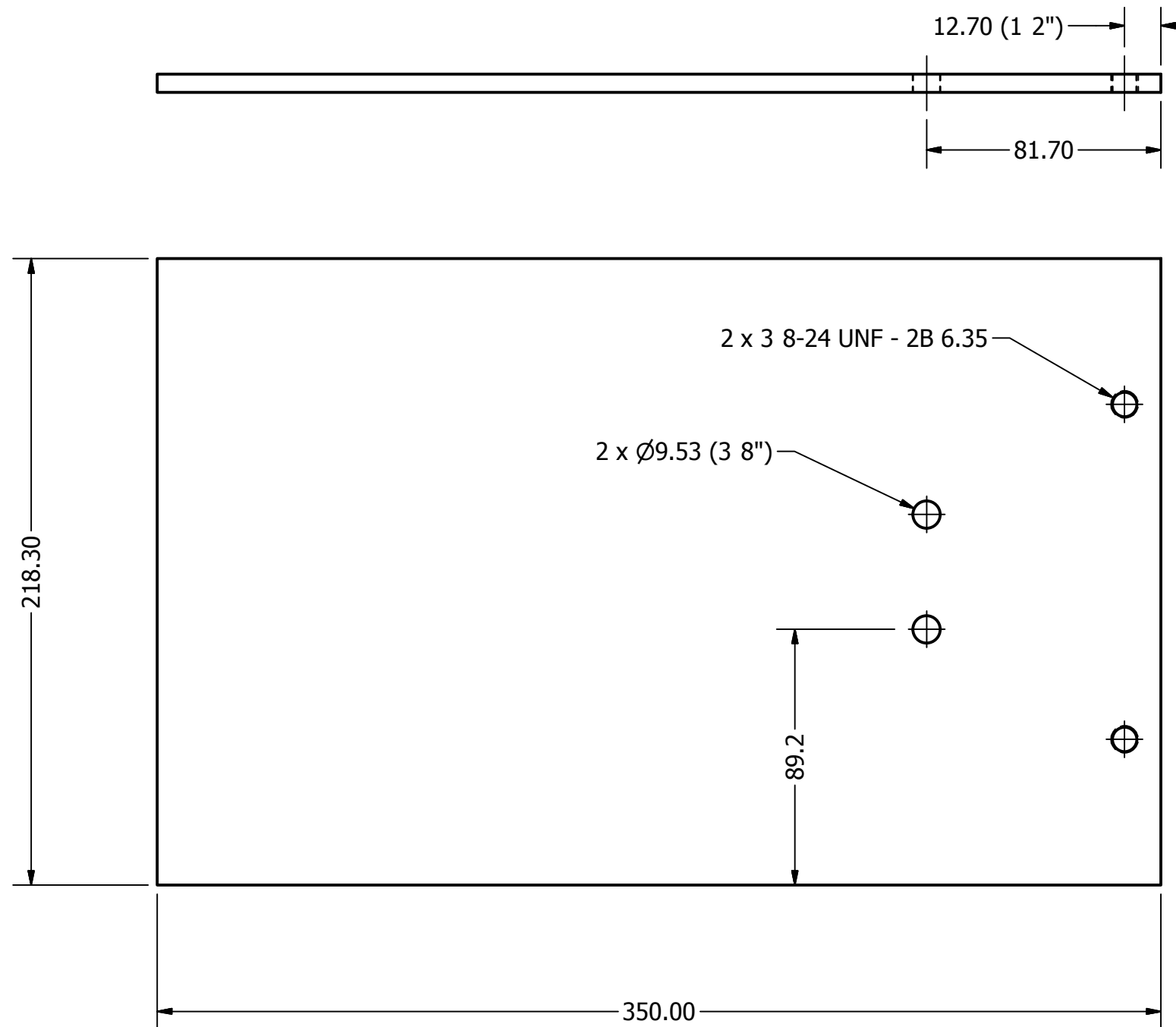
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	CARCASA TRASERA SUPERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO E				



Cotas en mm

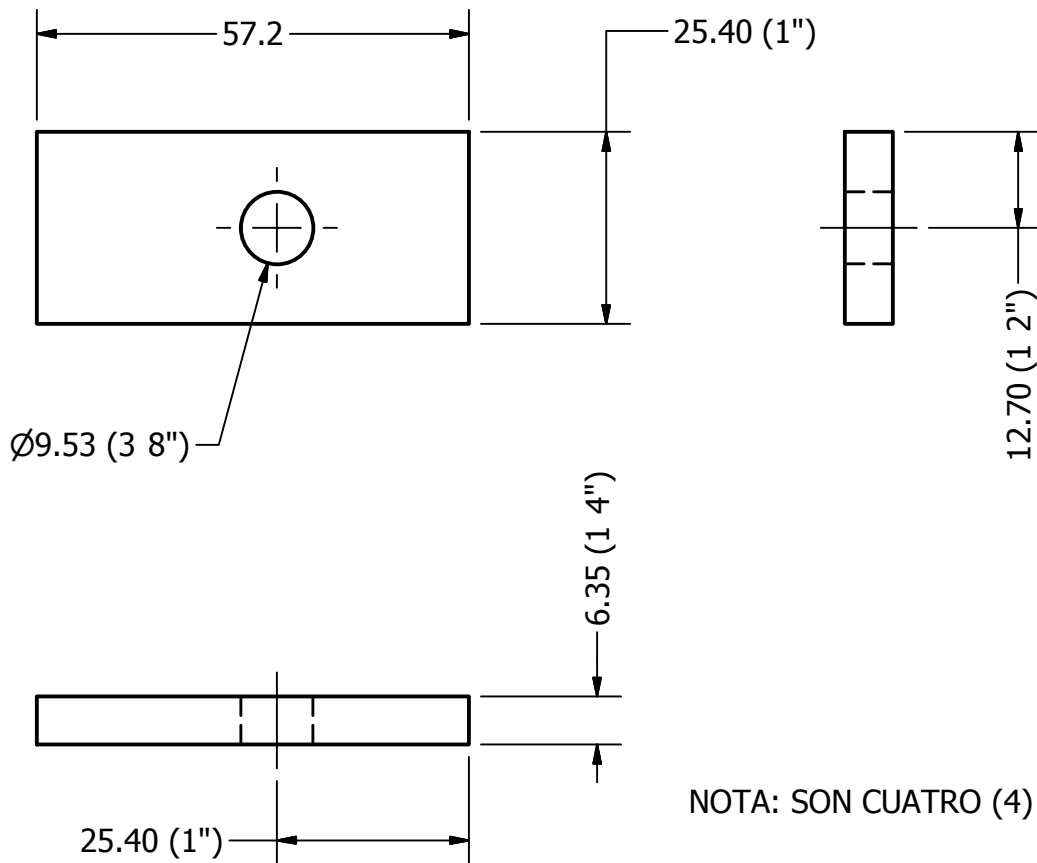
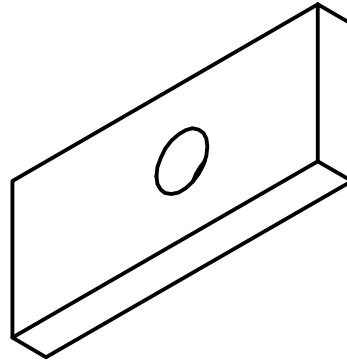


	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	TAPADERA SUPERIOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO E				PÁGINA 31 DE 42



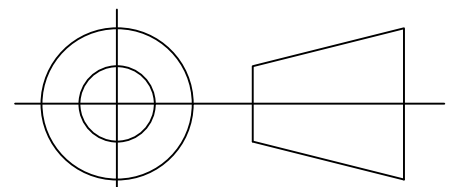
Cotas en mm

	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	CARCASA DE PUNTERIA			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO E				

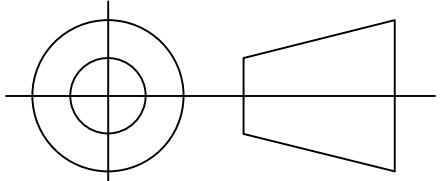
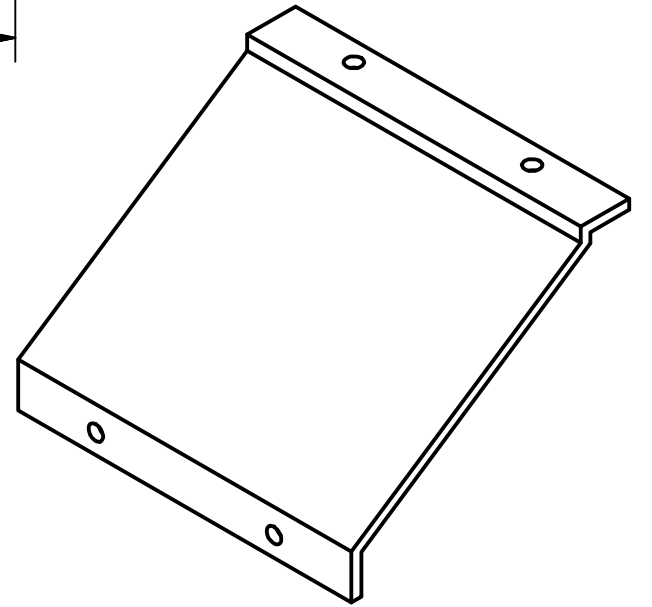
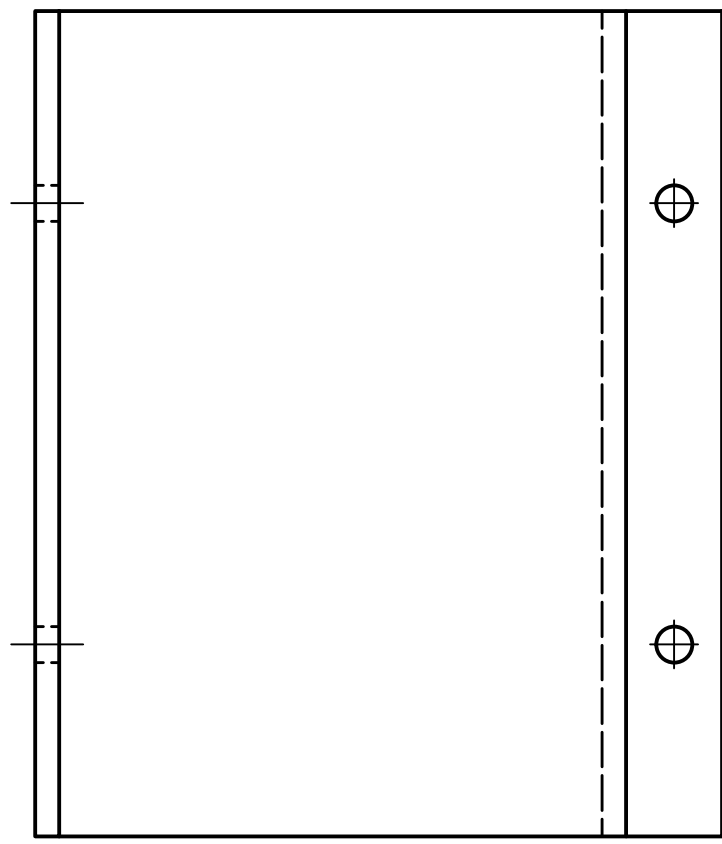
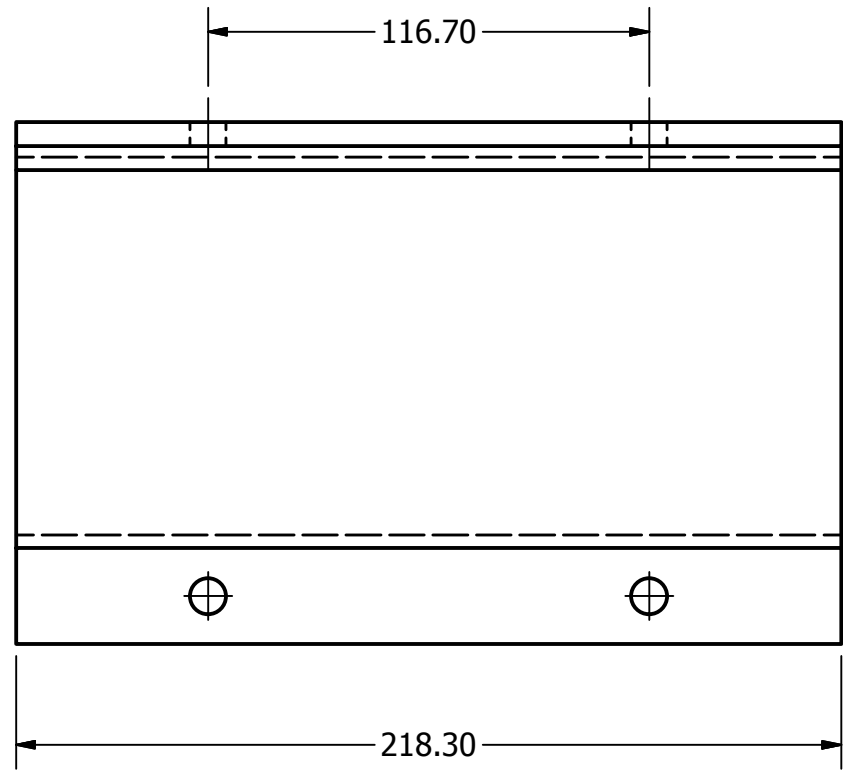
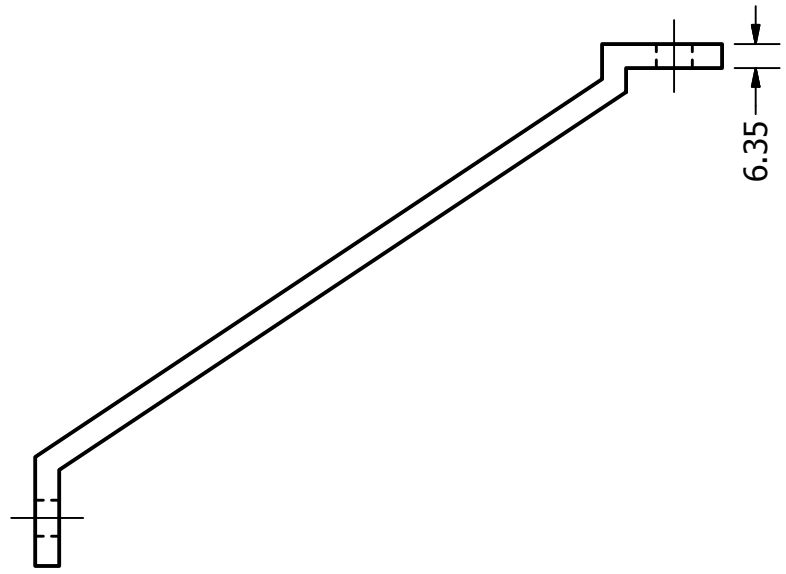


NOTA: SON CUATRO (4) PIEZAS

Cotas en mm



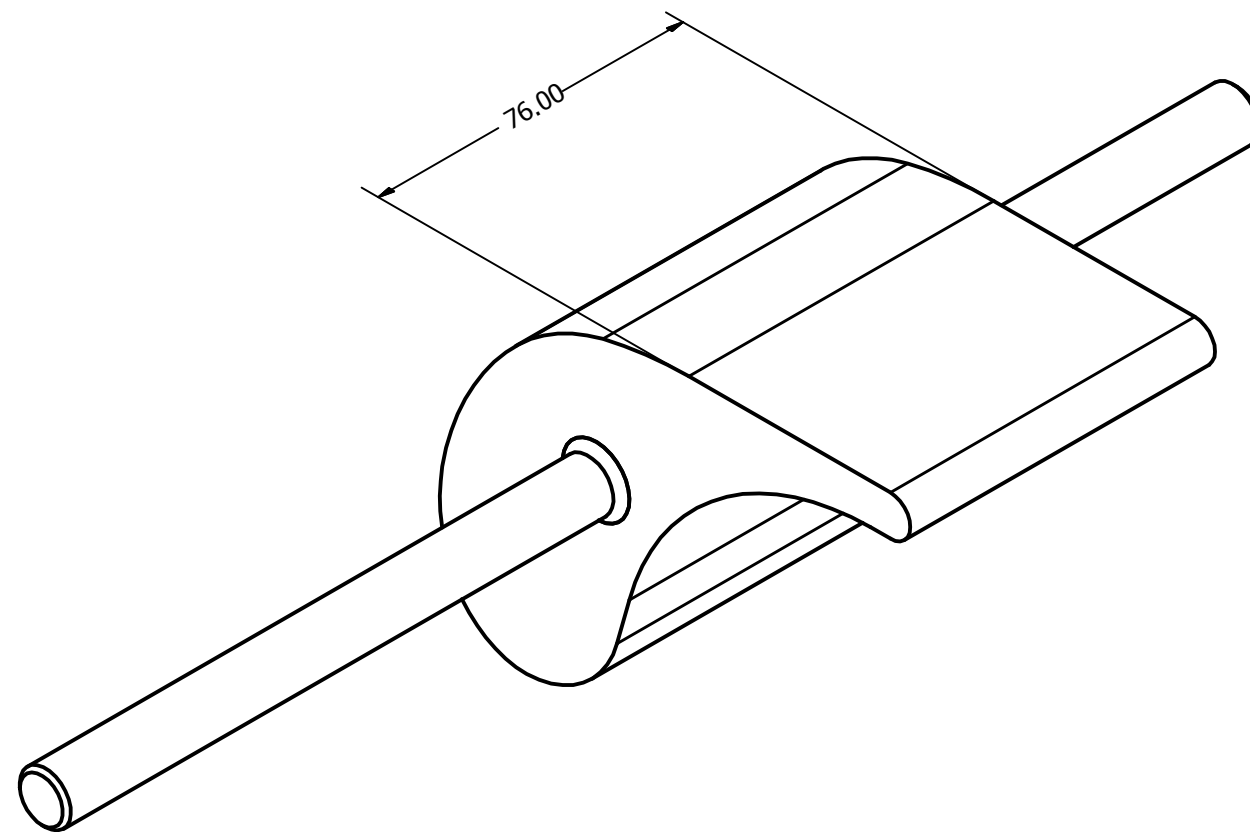
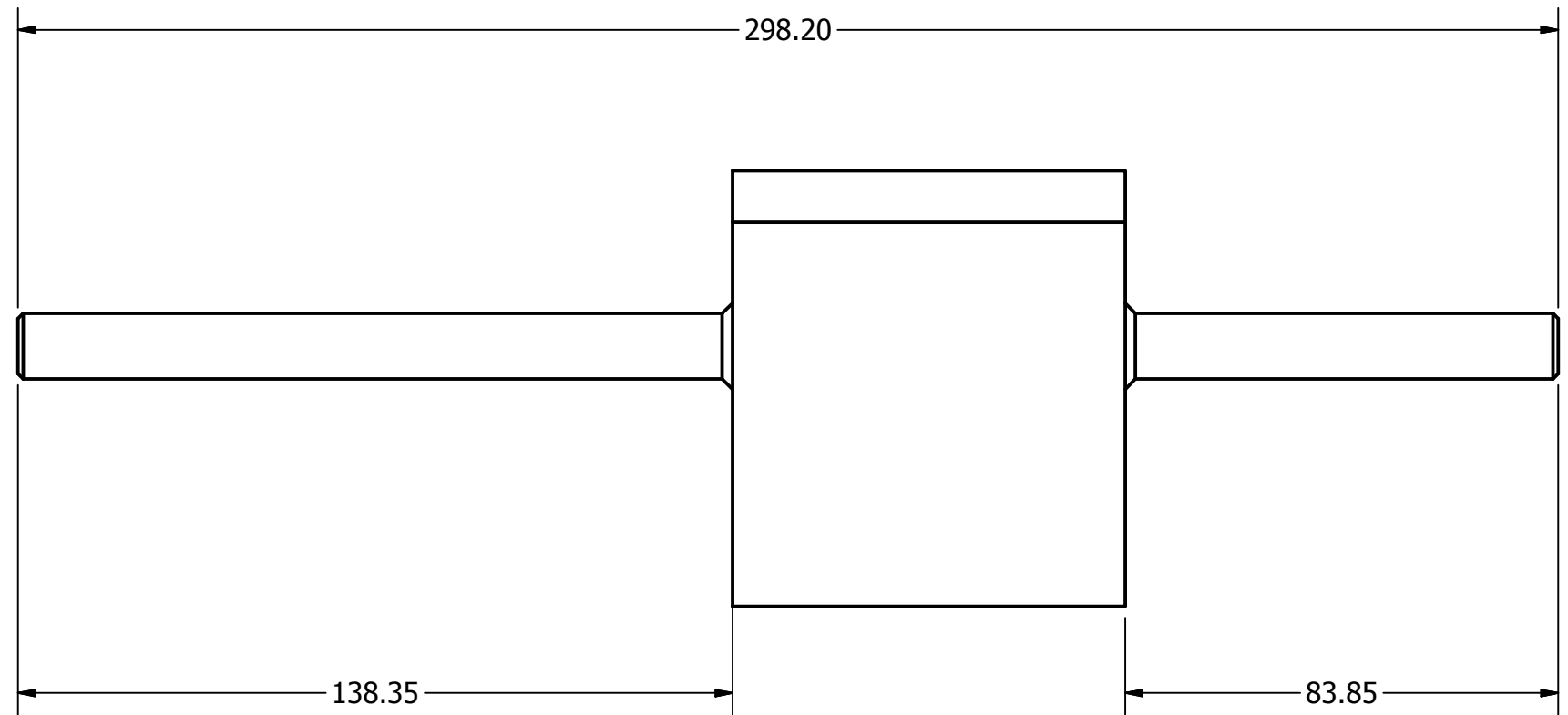
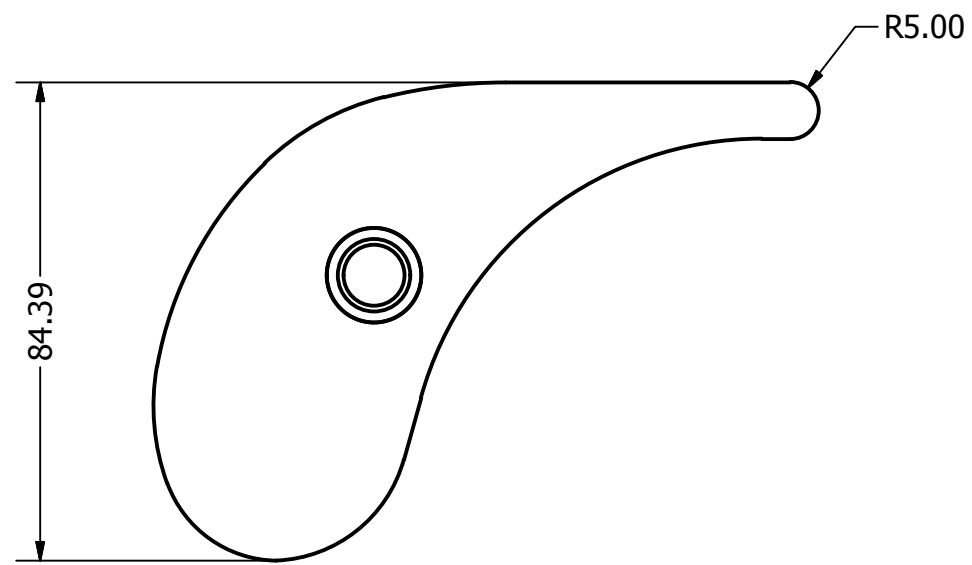
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	SUJETADOR DE TAPADERA			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO E				PÁGINA 33 DE 42



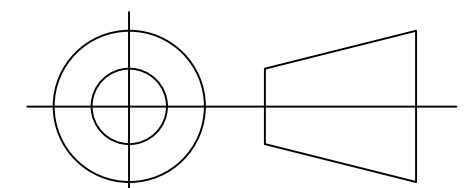
NOTA: NECESITA ACLARACION DE COTAS Y ESTA PENDIENTE

Cotas en mm

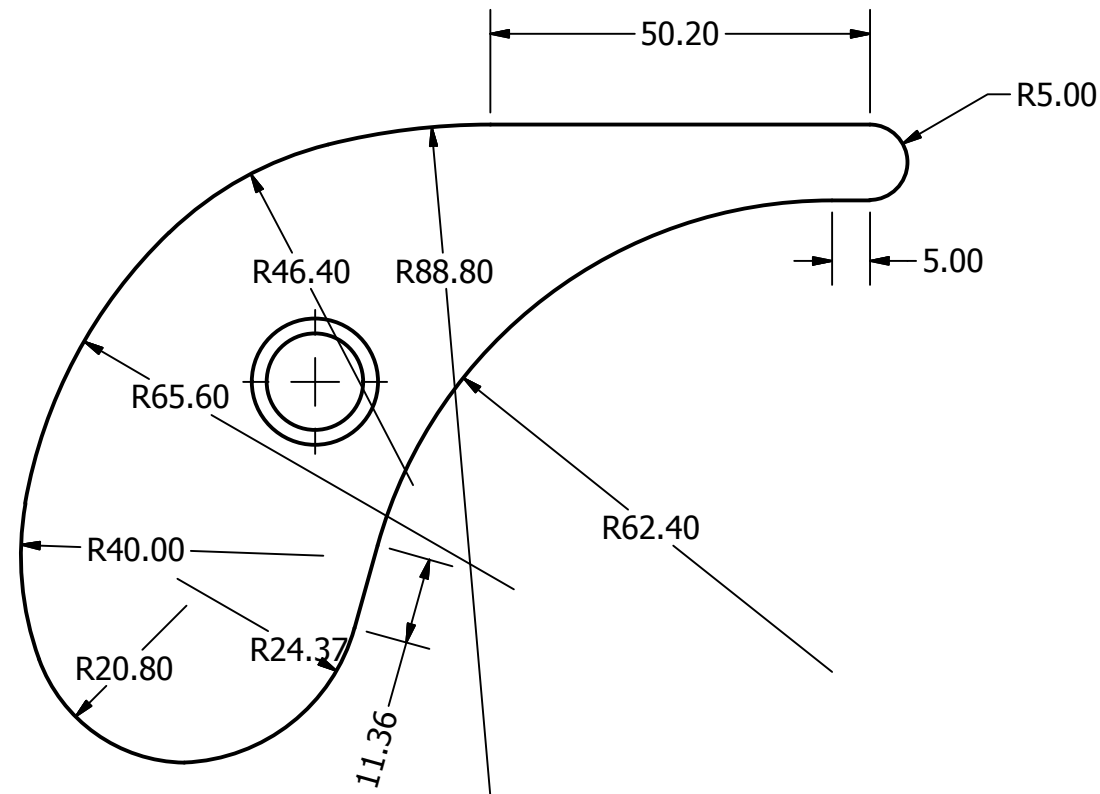
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:2	VISOR			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO E				



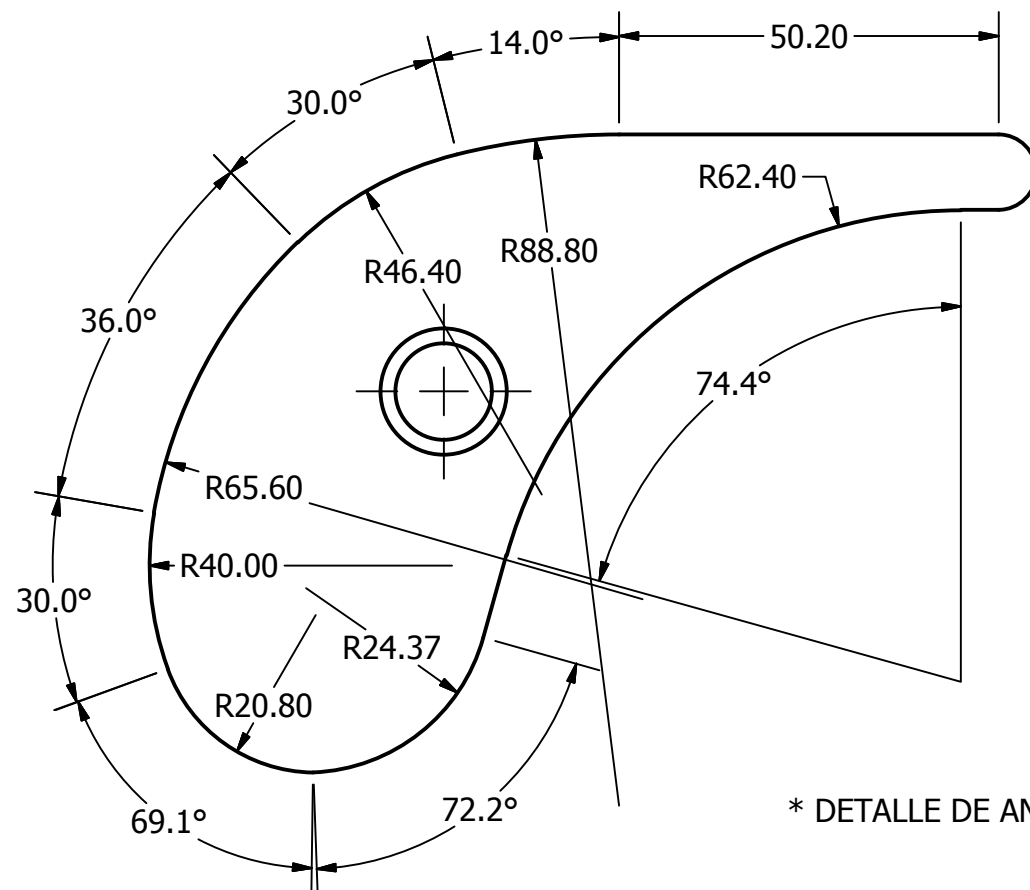
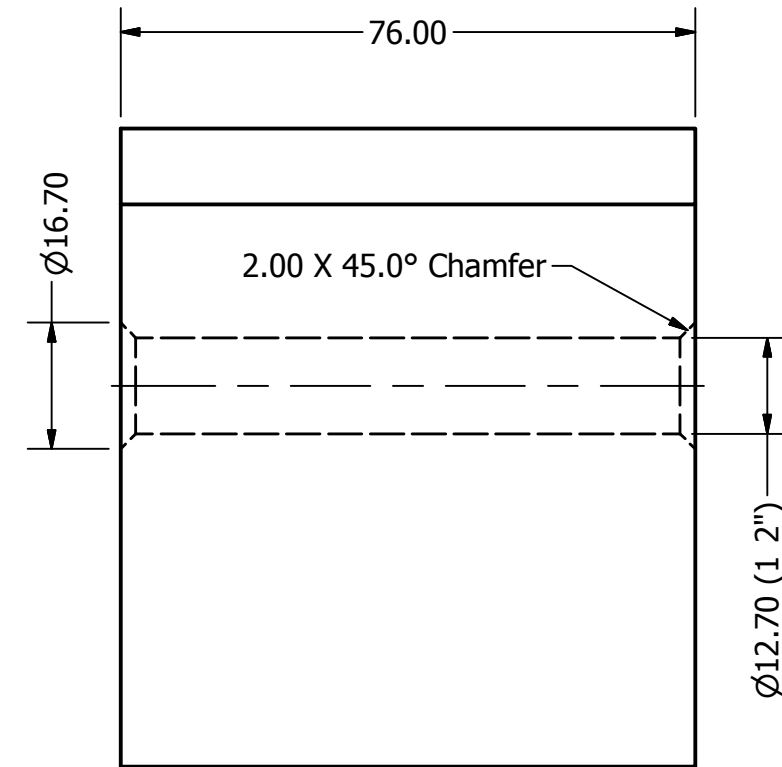
Cotas en mm



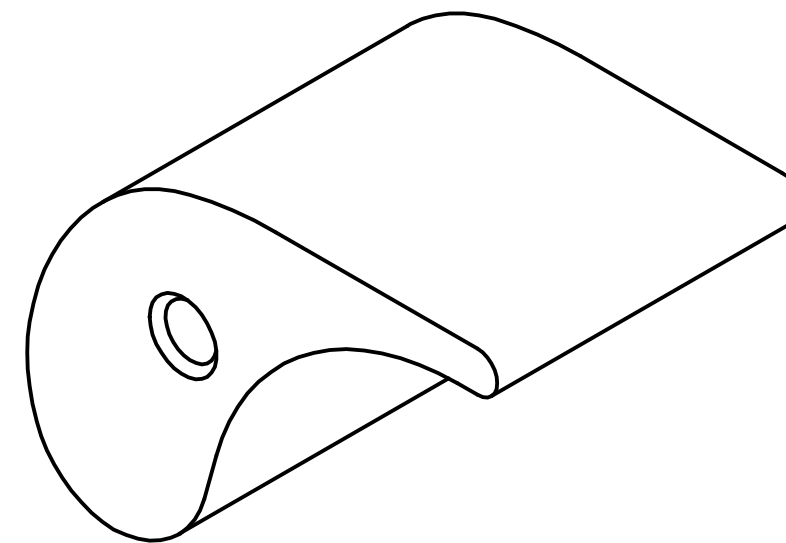
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 3:4	ALABE DIRECTRIZ ARMADO			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO F				PÁGINA 35 DE 42



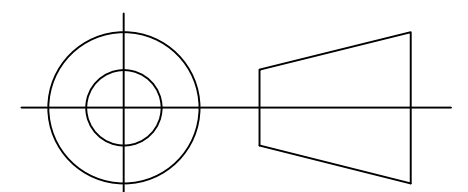
* DETALLE DE RADIOS



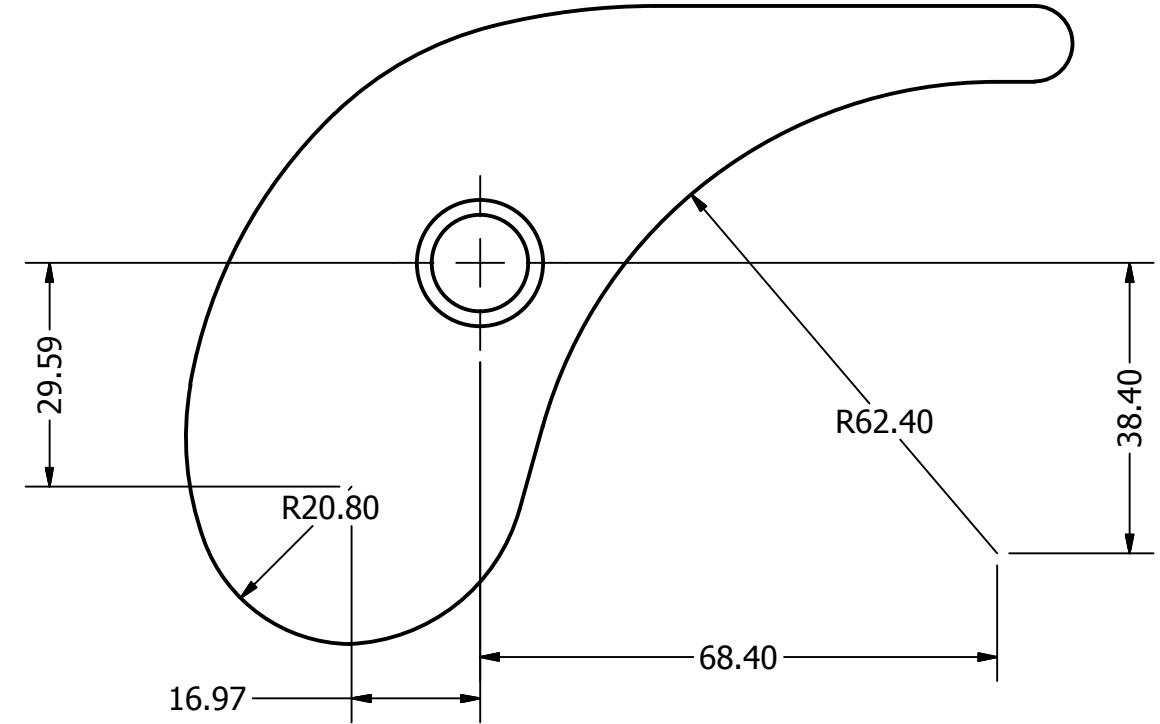
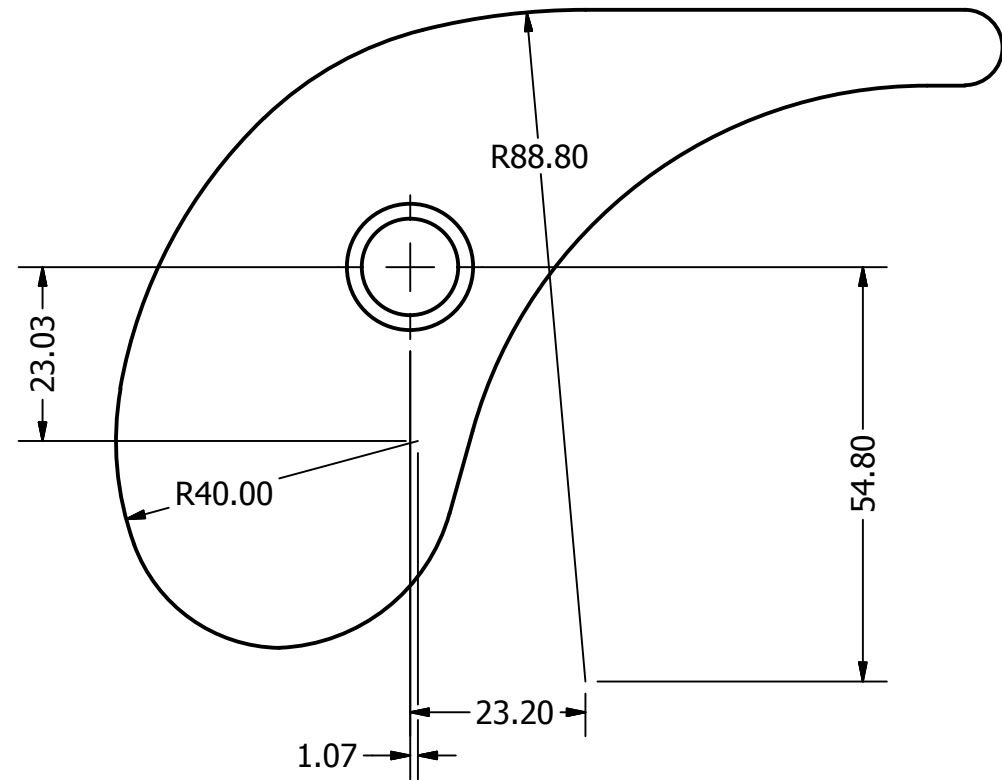
* DETALLE DE ANGULOS



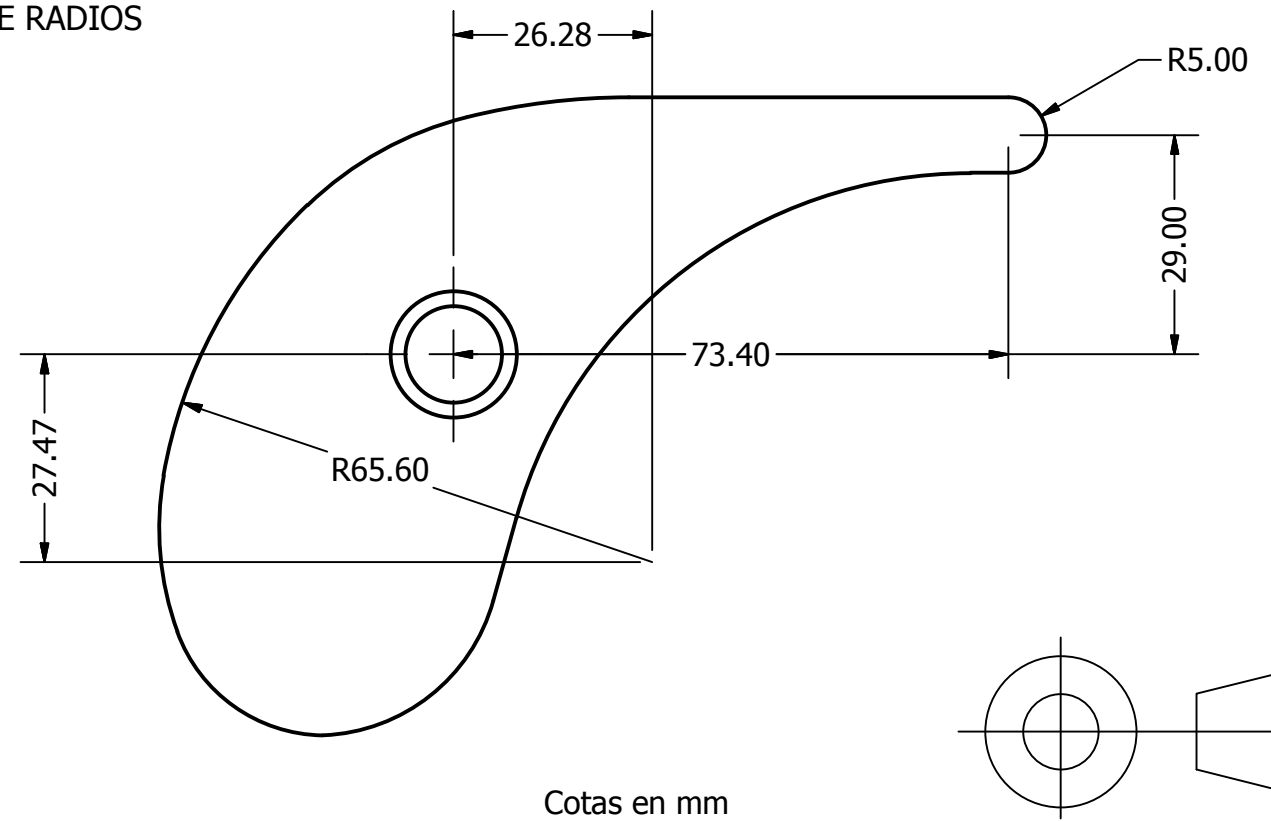
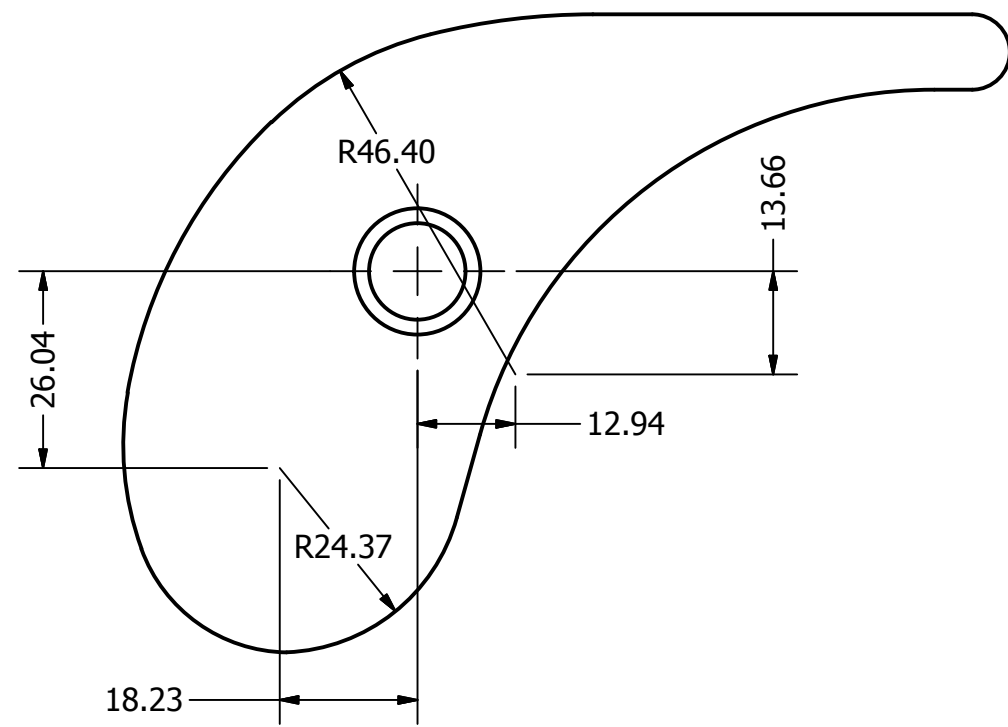
Cotas en mm



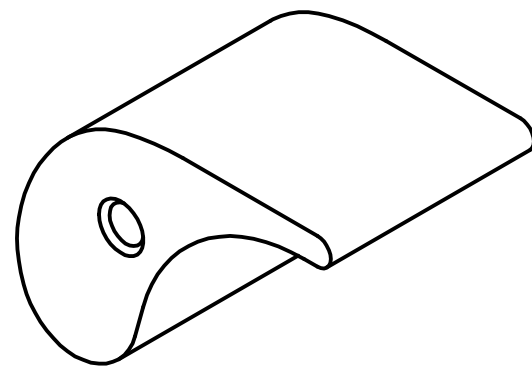
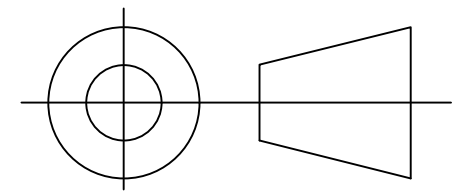
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	ALABE DIRECTRIZ			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO F				



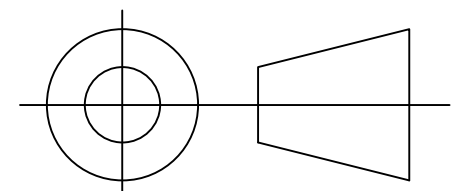
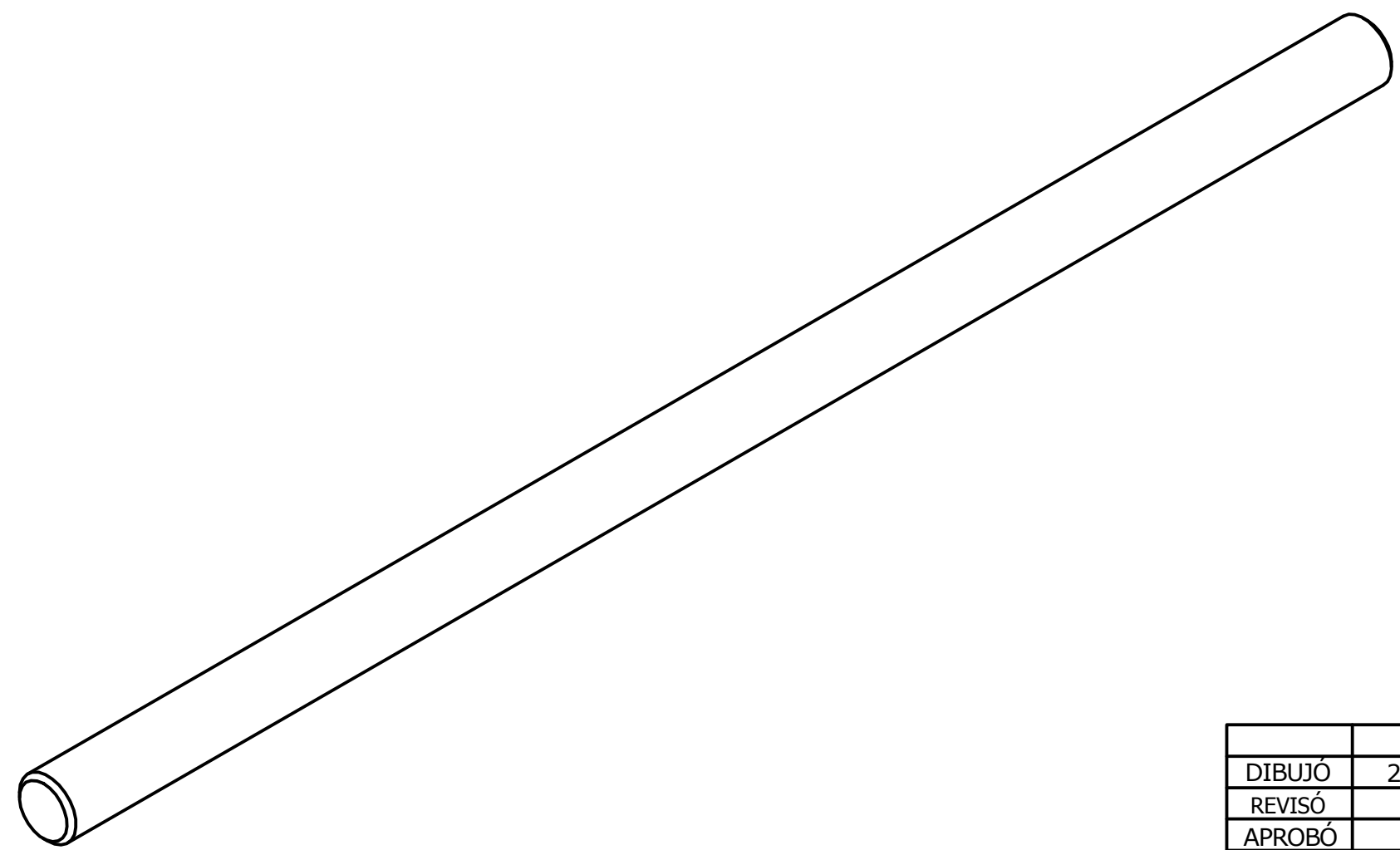
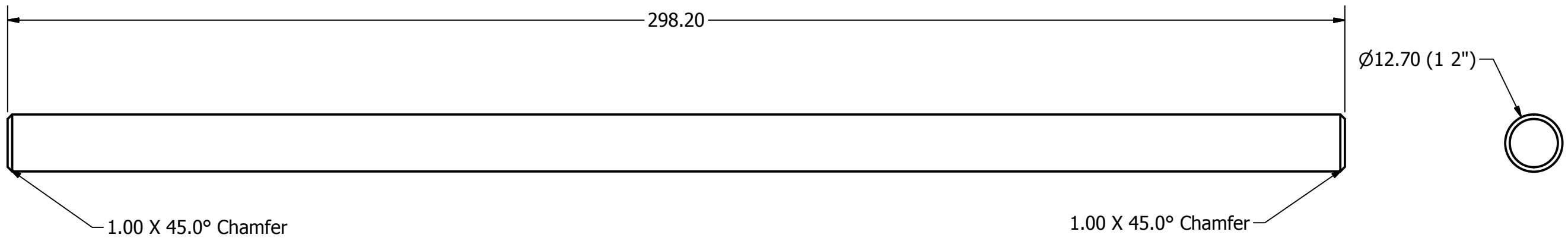
DETALLE DE RADIOS



Cotas en mm

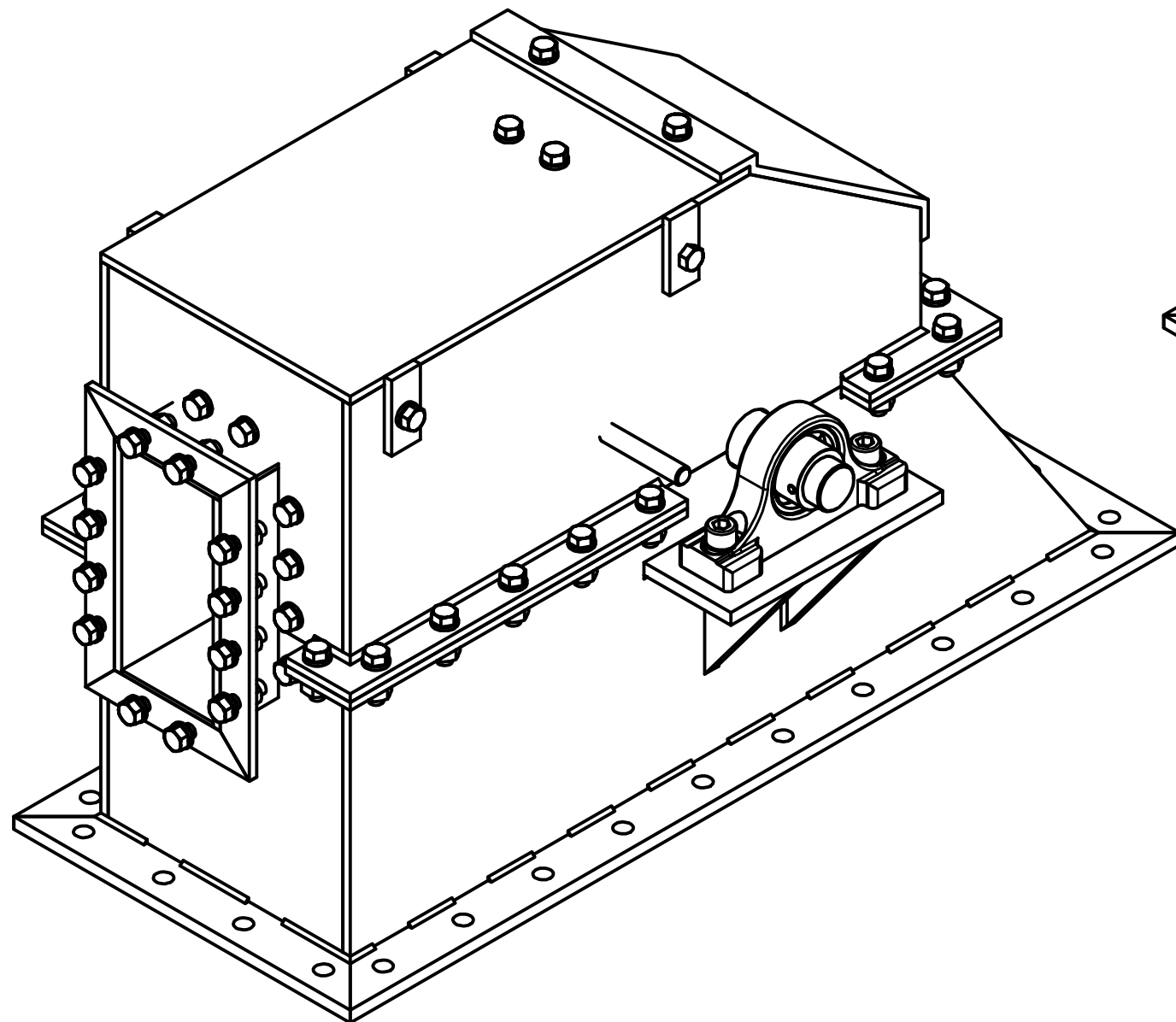
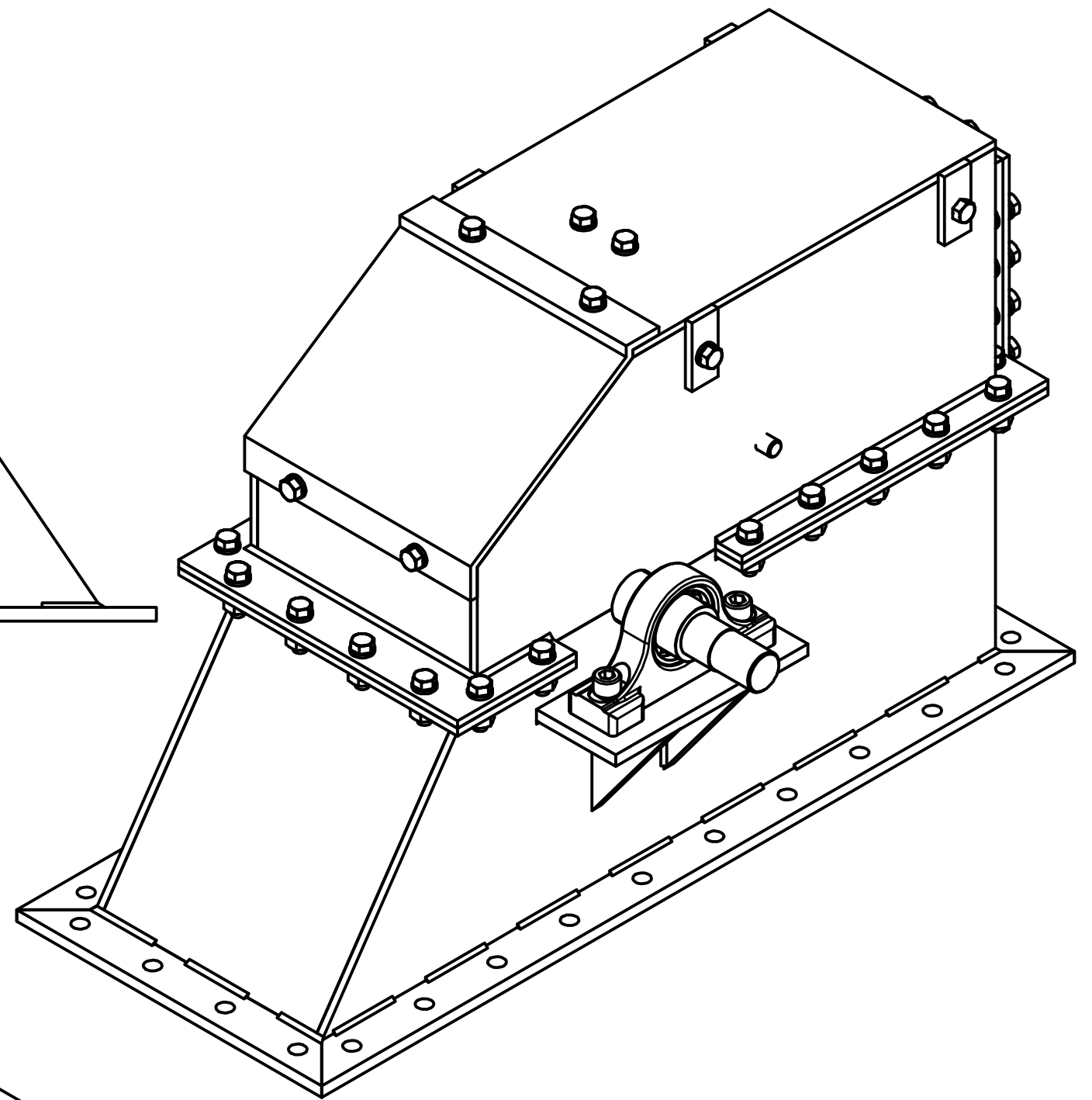
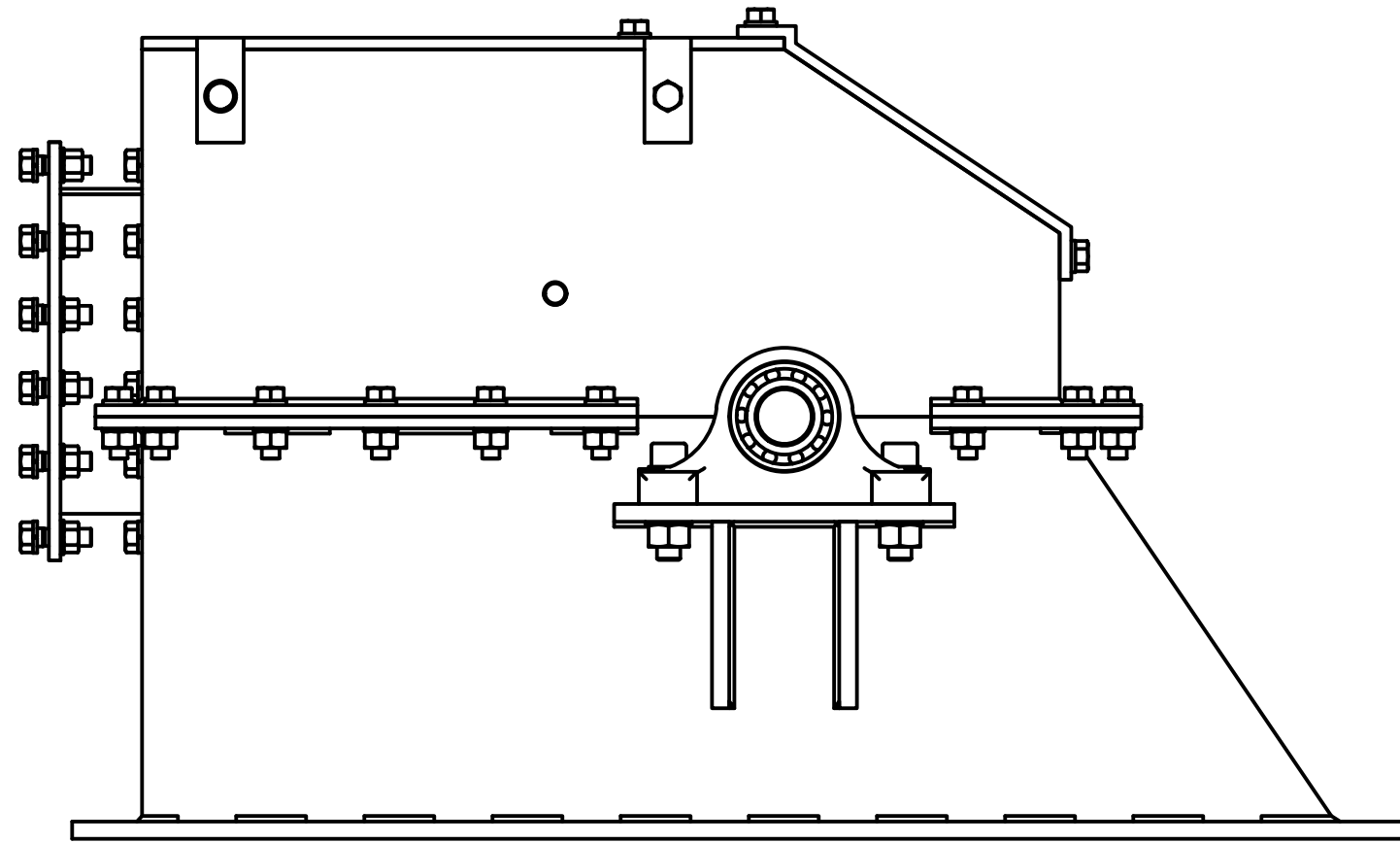


	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	ALABE DIRECTRIZ DETALLE DE RADIOS			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO F				

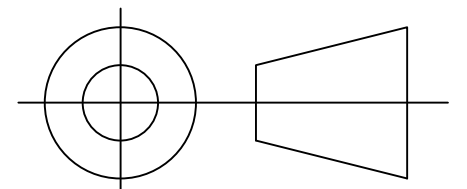


Cotas en mm

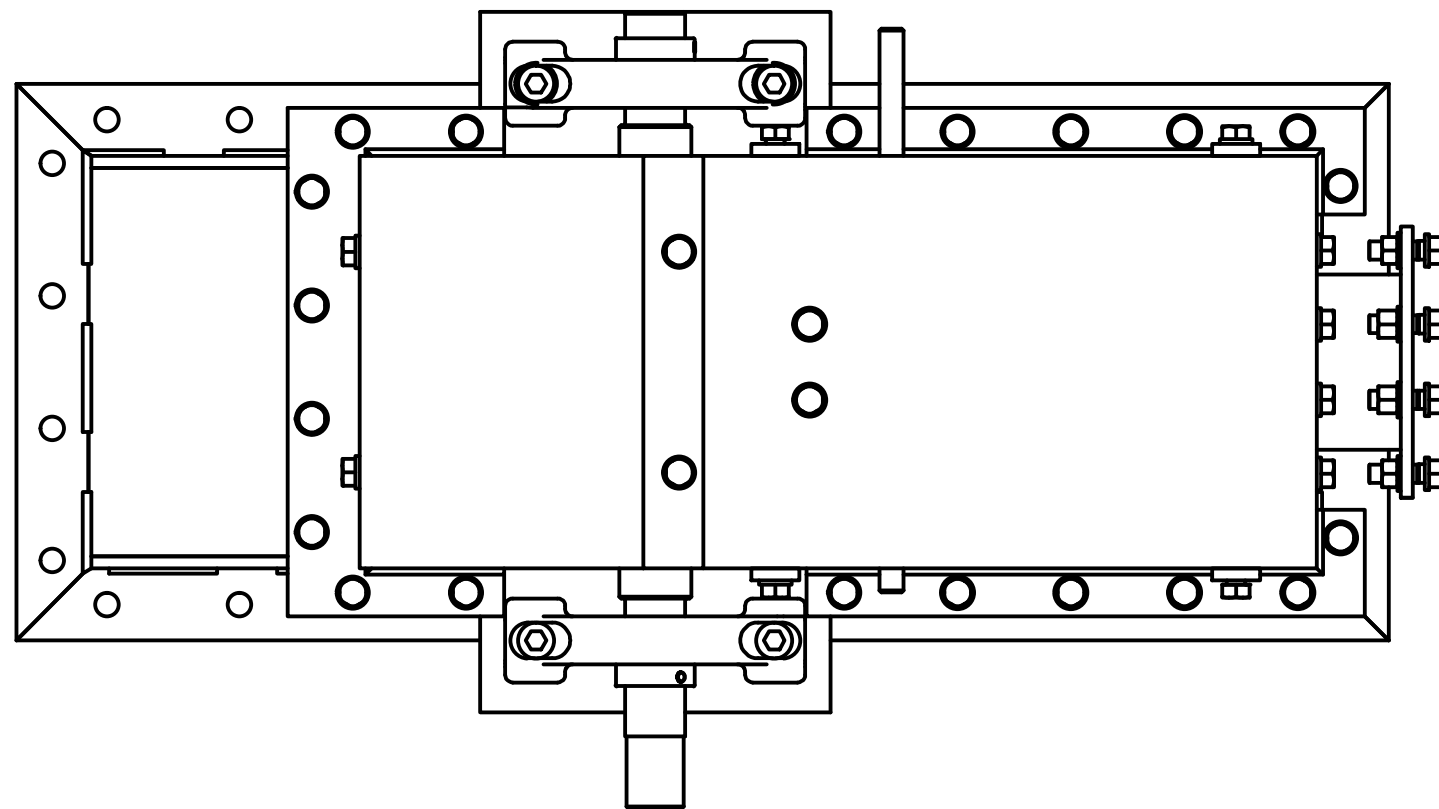
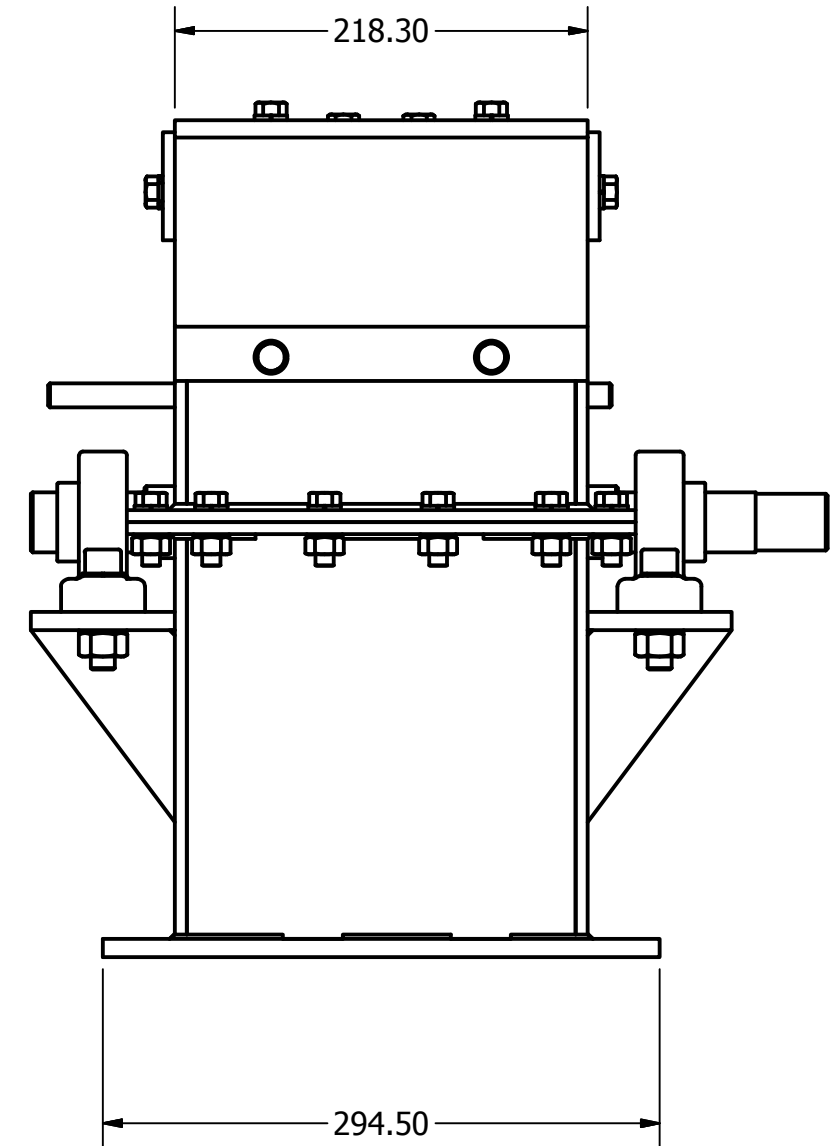
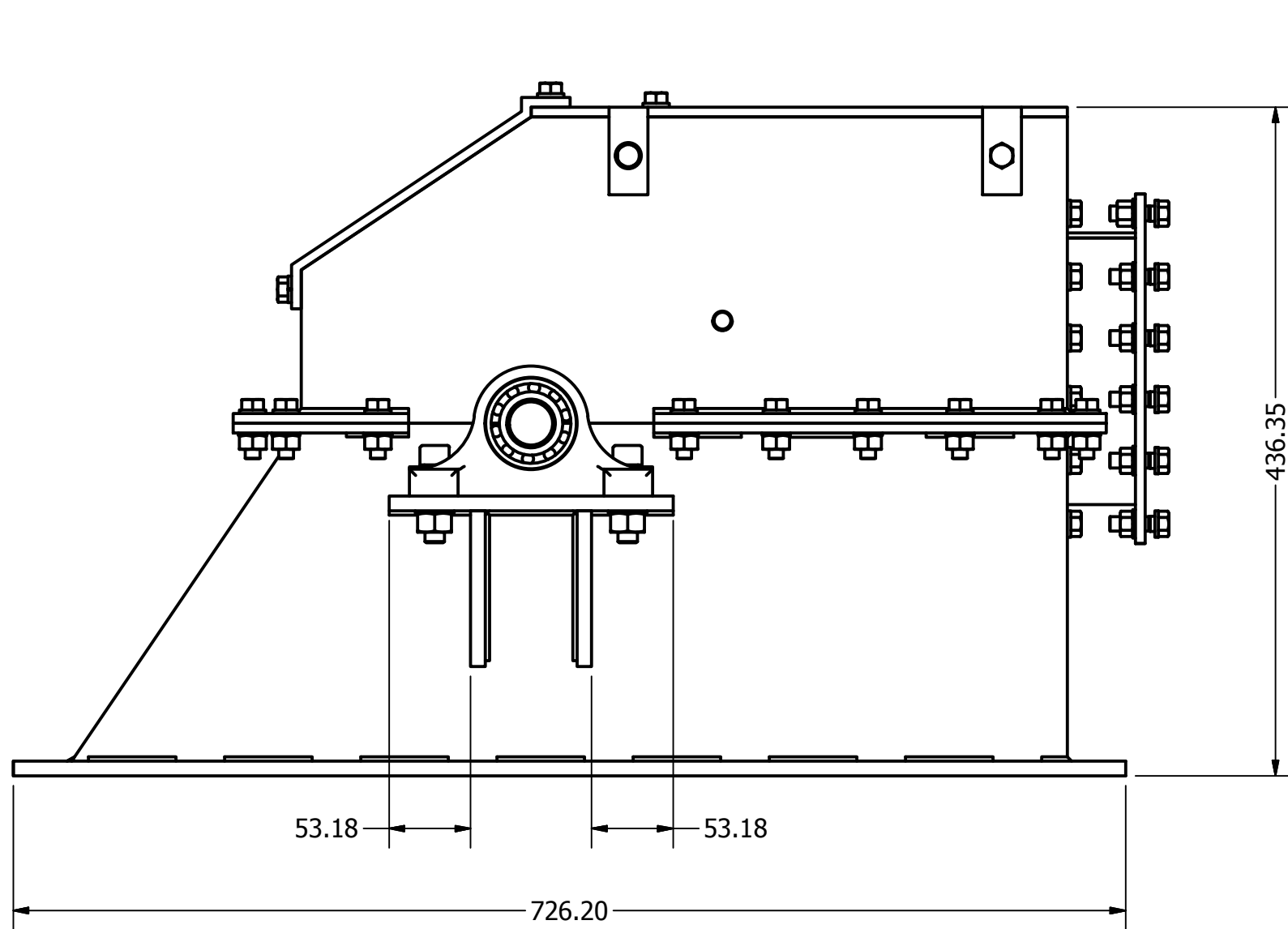
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de Ingenieria Mecanica Trabajo de Graduacion
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:1	EJE DE ALABE			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO F				PÁGINA 38 DE 42



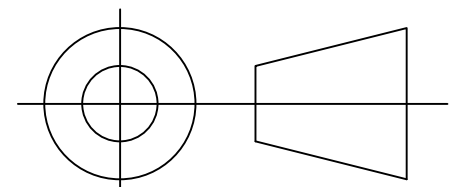
Cotas en mm



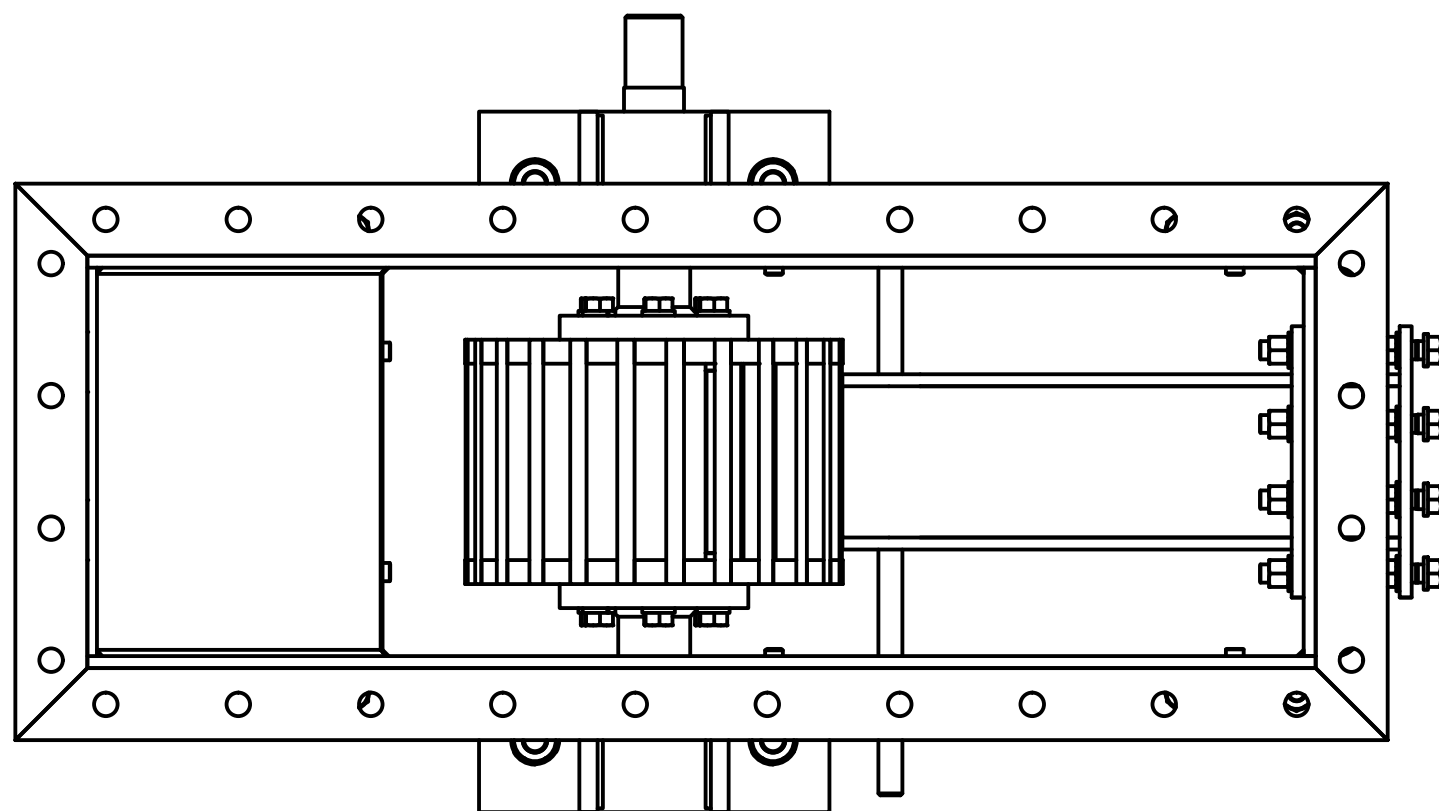
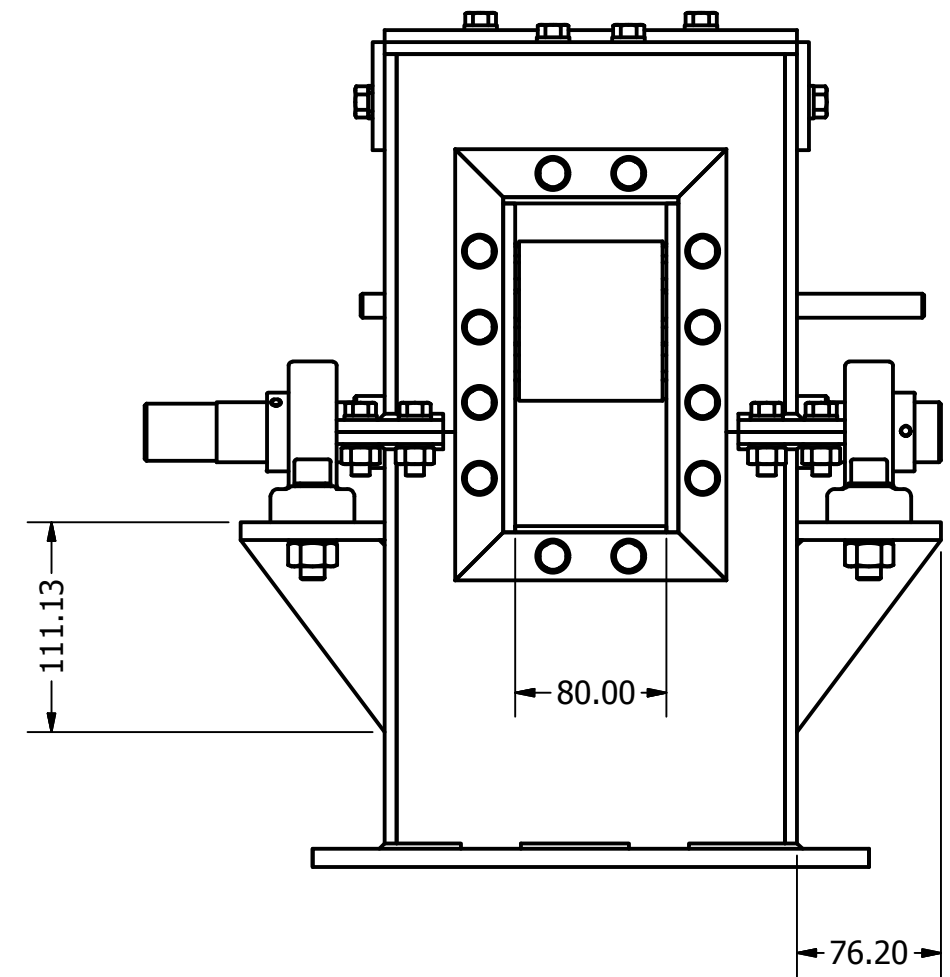
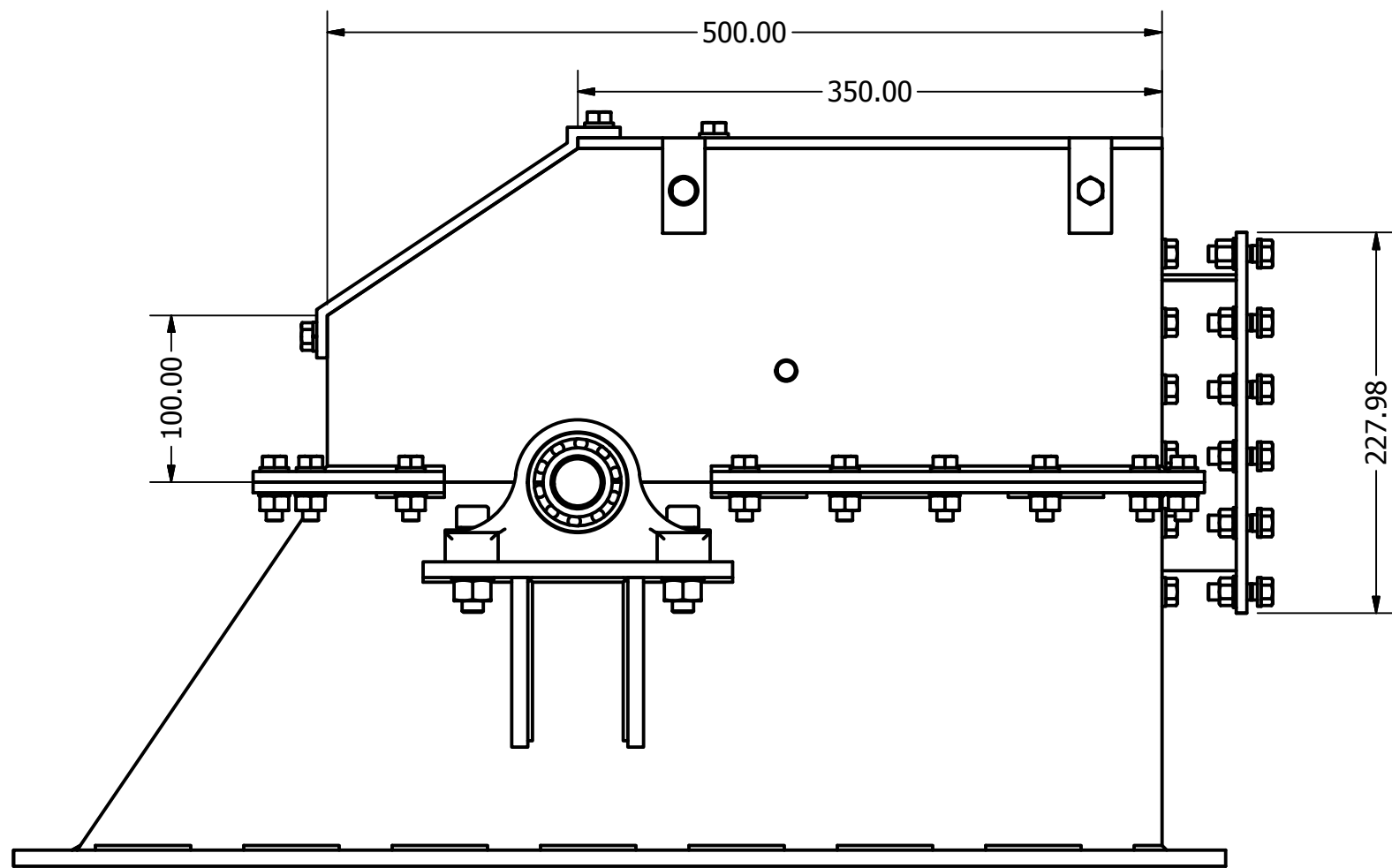
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:4	<h1>TURBINA ARMADA 1</h1>			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO G				



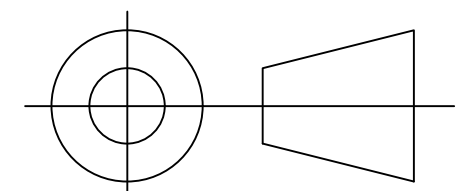
Cotas en mm



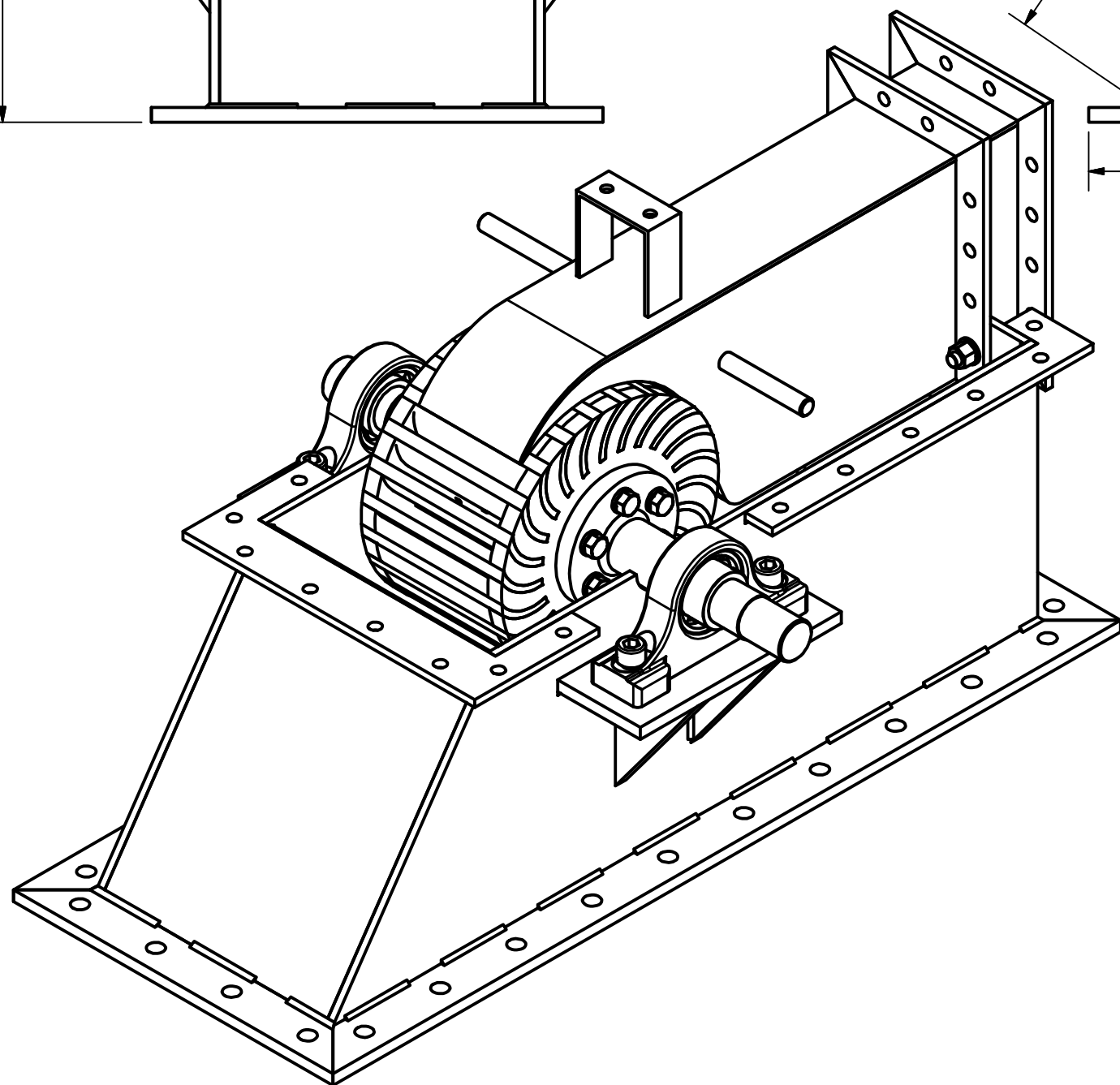
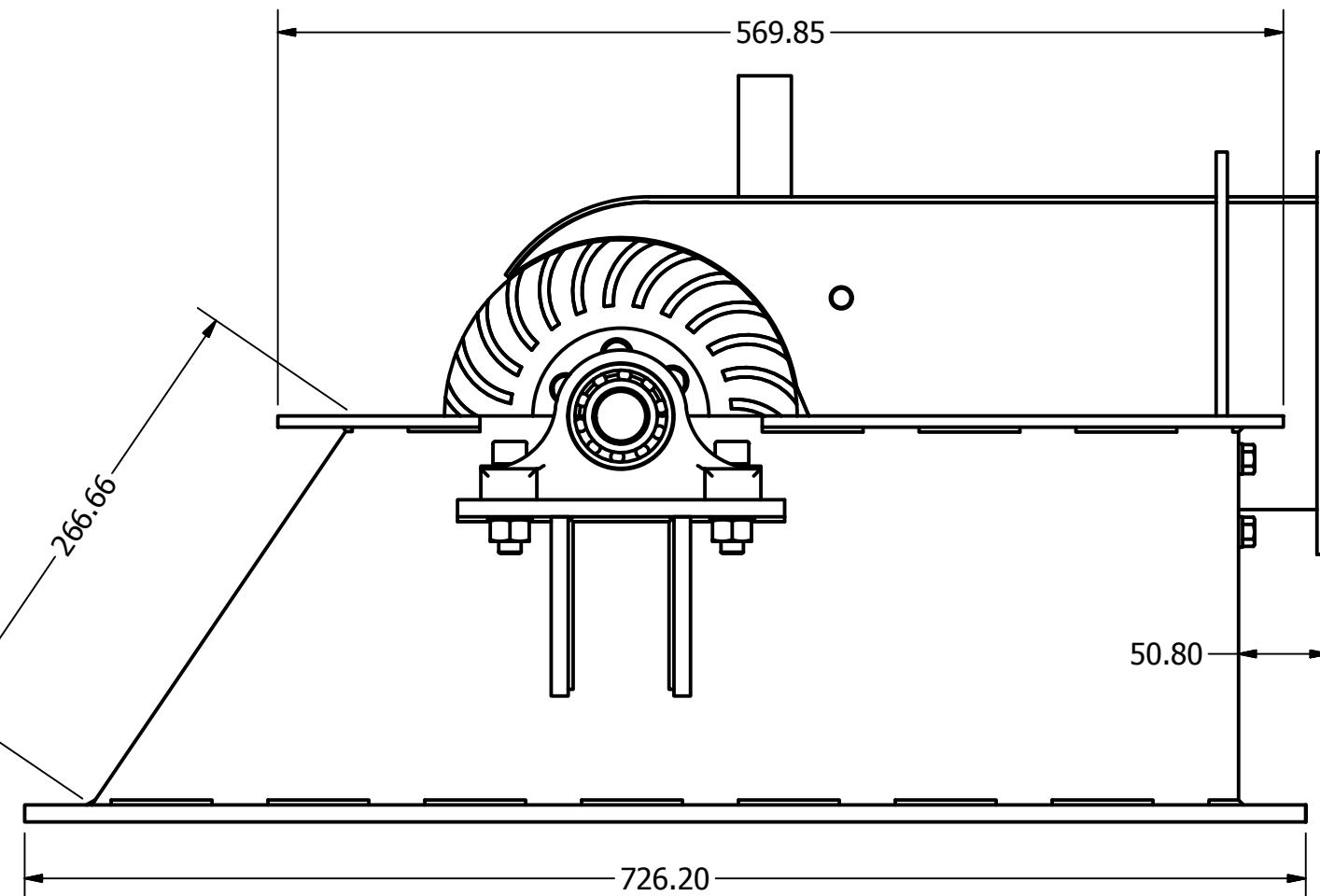
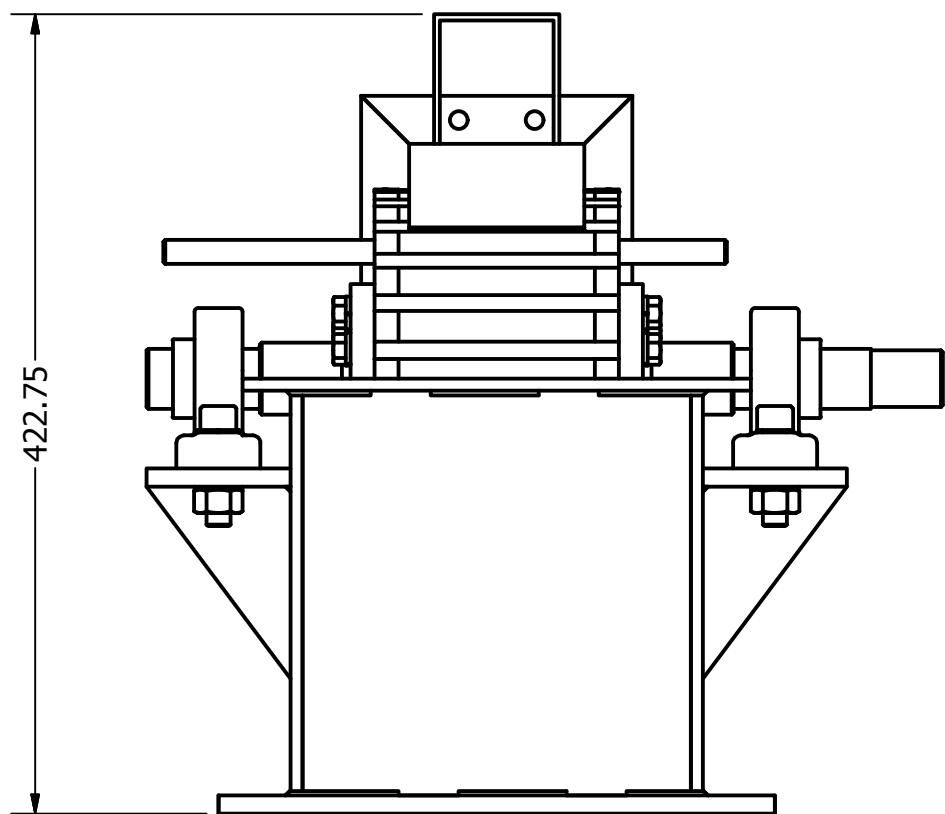
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:4	<h1>TURBINA ARMADA 2</h1>			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO G				



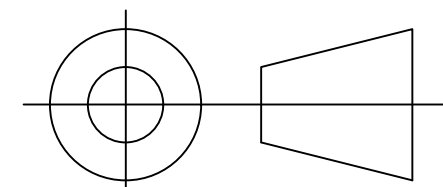
Cotas en mm



	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBÍAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELÁSQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:4	<h1>TURBINA ARMADA 3</h1>			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO G				

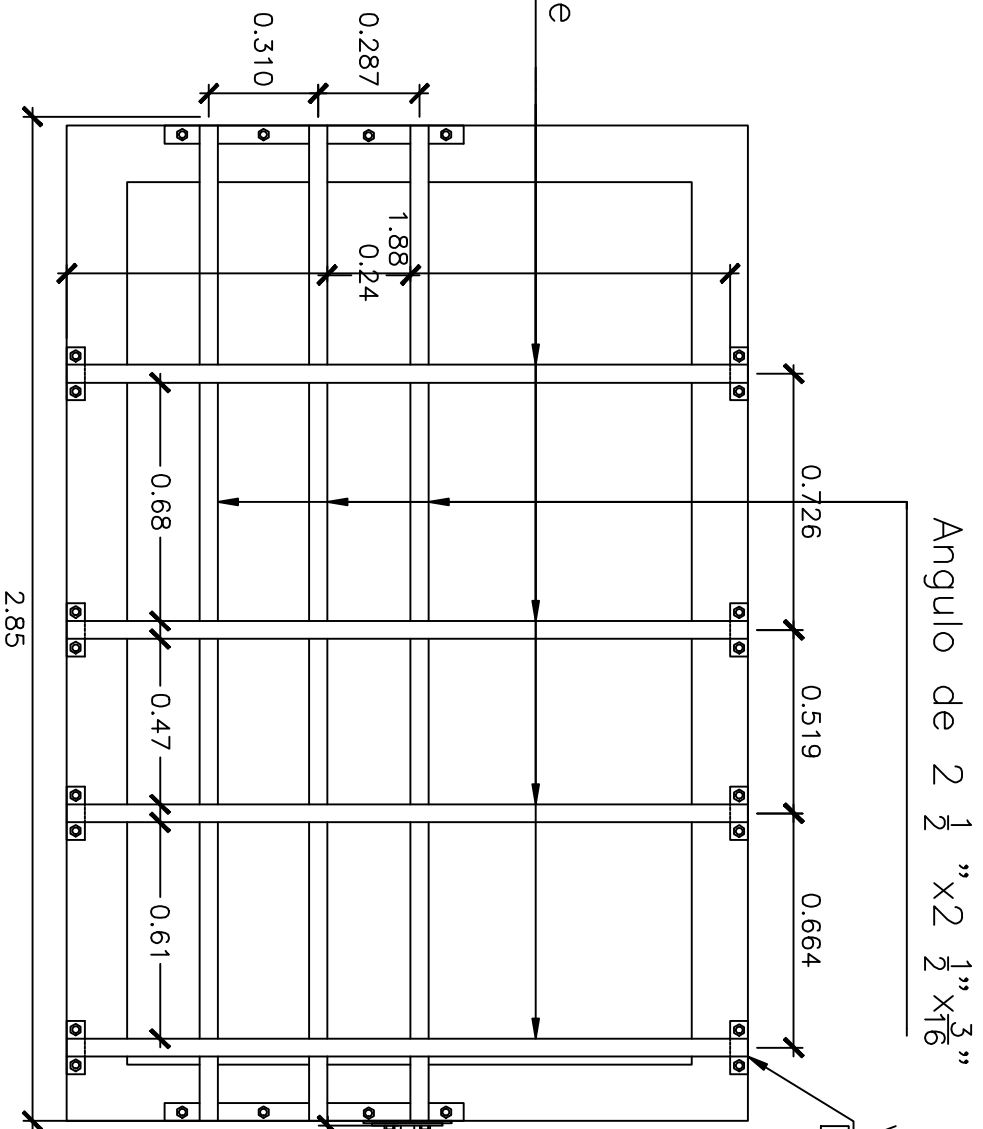


Cotas en mm



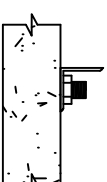
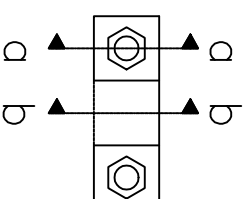
	FECHA	NOMBRES	FIRMA	Universidad de El Salvador Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Trabajo de Graduación
DIBUJÓ	23 03 2011	APONTES, CUBIAS PORTILLO, ROMERO		
REVISÓ		ING VELASQUEZ, ING DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FLORES DÍAZ		
ESC. 1:4	INTERIOR DE TURBINA			Diseño y Construcción de una Turbina Banki y Propuesta del Banco de Pruebas
GRUPO G				

Angulo de $2\frac{1}{2}'' \times 2\frac{1}{2}'' \times \frac{3}{16}''$

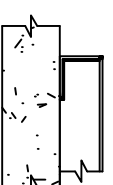


Angulo de $2\frac{1}{2}'' \times 2\frac{1}{2}'' \times \frac{3}{16}''$

Ver detalle D-1



Sección a-a
Angulo de $2\frac{1}{2}'' \times 2\frac{1}{2}'' \times \frac{3}{16}''$ anclado a SC con ancla expansiva de $\frac{3}{4}''$



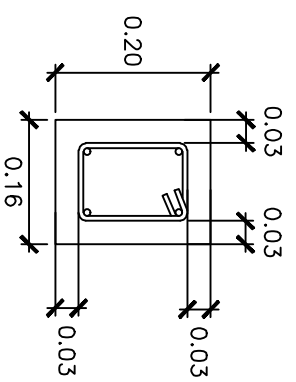
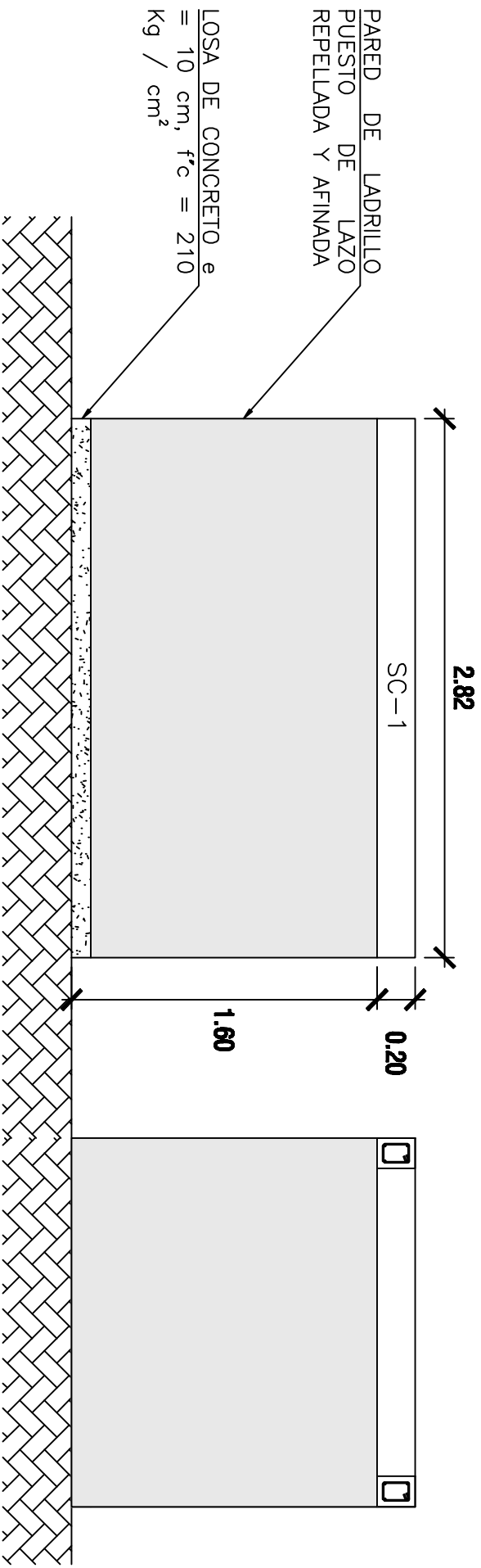
Sección b-b
Conexión de angulos de $2\frac{1}{2}'' \times 2\frac{1}{2}'' \times \frac{3}{16}''$ mediante soldadura

DETALLE DE SOPORTE PARA MOTOR



DETALLE DE ESTRUCTURA METALICA PARA SOPORTE DE MOTOR

SENA
ESCUELA NACIONAL DE INGENIERIA
PRESENTE
NOVIEMBRE / 2011

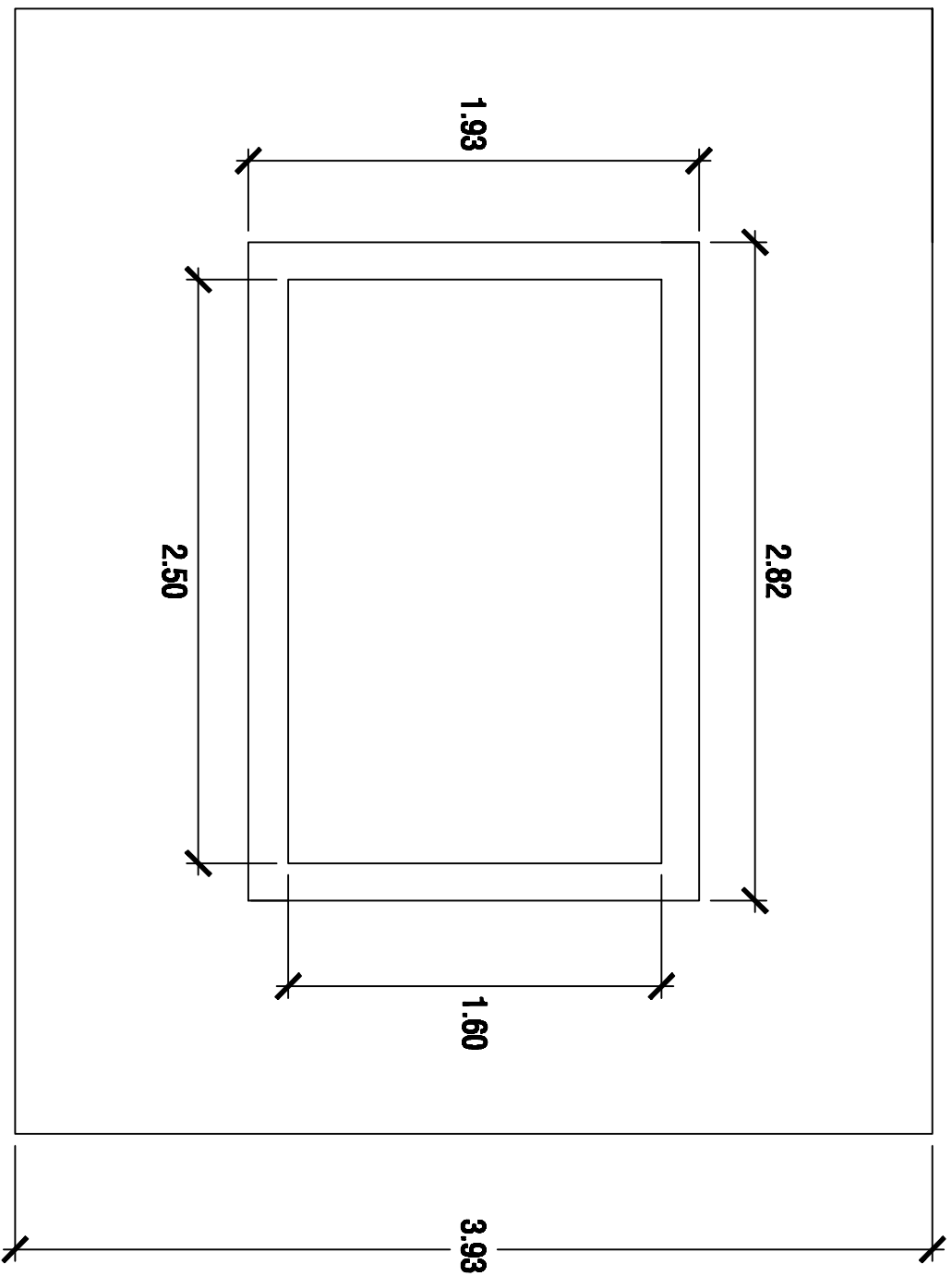


SC-1



CONTENIDO:
DETALLE EN ELEVACION DE PILA

SERIE:
SINI ESCALA
FRENTE
NOVIEMBRE / 2011



CONTENIDO:

PLANTA ACOTADA DE PILA

ESCALA:

500 ESCALA

PERU 2011

INFORMACION / 2011

3/3

ANEXOS

Tabla de contenido

Ficha técnica.....	301
Detalle de perno para soporte de Angulo en reservorio	306
Cotización bomba.....	307
Ficha técnica de bomba	308
Cotización SIEMENS	311
Cotización acople cuadrado redondo	314
Cotización Turbina.....	315



Universidad de El Salvador
Hacia la libertad por la cultura

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

“DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA TURBINA BANKI Y PROPUESTA DE BANCO DE PRUEBAS”

Ciudad Universitaria, noviembre de 2011



Las turbinas Banki ocupan la zona intermedia entre las turbinas Pelton y Francis. Este tipo de máquina presenta la principal ventaja que no requiere una enorme obra civil para poder desempeñar su trabajo, contrario al caso de una turbina de gran hidráulica. Es importante mencionar que es muy útil en aquellos lugares donde se encuentre recurso hídrico disponible y que no se cuente con energía de la red eléctrica común, por lo tanto puede ser un elemento de desarrollo para las zonas más desfavorecidas.

APLICACIONES

Este tipo de turbina ayuda a generar energía eléctrica a pequeña escala o en otros casos para la impulsión de sistemas mecánicos por ejemplo para trabajos de taller.

Por otra parte puede trabajar en distintos rangos de velocidad dependiendo del diseño y regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable, el cual es un sencillo mecanismo de engranes u otro sistema solicitado o diseñado por el cliente.

FICHA TÉCNICA

TURBINA BANKI	
Sistema de regulación	Manual/tornillo
Dimensiones generales	700x230x600 mm
Caudal de entrada	0.060 m ³ /s
Altura geodésica	15 metros
Peso aproximado	100 kg
Potencia	5 KW
rpm's de operación	760
Eficiencia	0.86
Fecha de fabricación	20 de octubre de 2011

Nota: Dicha turbina en demanda plena de generación puede funcionar hasta 20 horas continuas diariamente (en conjunto con el generador y el motor de la bomba).

MANTENIMIENTO DE LA TURBINA BANKI.

En lo que respecta a un adecuado plan de mantenimiento para una larga vida útil de la Turbina Banki se presentan las siguientes recomendaciones:

1. Engrasar las chumaceras del rotor cada vez que se verifique que ha bajado el nivel de grasa en el interior de ellas, aplicando el relleno de grasa con la herramienta adecuada en las boquillas destinadas para tal fin. Se recomienda drenar totalmente la grasa usada una vez al año y utilizar una nueva grasa del tipo multipropósito de jabón de Litio. Para rellenar totalmente las chumaceras, el consumo es aproximadamente 4 onzas por chumacera.



2. Es necesario monitorear si hay existencia de cuerpos extraños entre los álabes del rotor de la turbina, tales como hojas, palos, piedras, basura, etc., los cuales afectan el desempeño de la misma disminuyendo su eficiencia y vida útil. Lo anterior lleva a cabo retirando las tapaderas que van atornilladas en la parte superior del conjunto de la turbina y hacerse de forma manual. Para disminuir dichos cuerpos, se puede colocar un tamiz ya sea en la tubería o en la corriente de agua que se dirige hacia el rotor.
3. Si el nivel de vibración en el conjunto es excesivo, verificar si dicha vibración es debida a la falta de apriete de los tornillo o si es por desbalanceo del rotor. En caso de presentarse la última condición, referir al rotor al taller de balanceo dinámico, ya que la vibración es causa de desgaste y acortamiento de la vida útil de la turbina.
4. Cambiar los cojinetes de las chumaceras cuando se presenten ruidos extraños y/o los baleros internos estén con juegos excesivos.
5. Verificar que no exista desalineamiento del eje del rotor, pues en caso de estar presente resta la vida útil de los rodamientos.

Este tipo de turbinas son de bajo mantenimiento.

Otras especificaciones para los elementos del banco de pruebas.

Elemento	Descripción y/o especificaciones
Motor eléctrico (utilizado como generador).	3Φ 3F.GP10 213T NAL 7.5-4 Siemens
Contactador	S0 65A Bobina 230 VAC SIEMENS
Block de contacto auxiliar lateral	NA+1NC
Relé de sobrecarga	Bimetal 45-63 A
Conmutador para voltímetro	Capacidad 20 A
Conmutador para Amperímetro	4A-400 V
Transformador	Intensidad 100/5A
Amperímetro	M96960005 SIEMENS
Escala para amperímetro	0-200 A M97996200 SIEMENS
Voltímetro	FM96 600V
Caja metálica	SV 1300X200X150 mm
Bomba centrífuga con motor de 20 hp	MOD.18BF3N5N9 460V, 3Φ, 1160RPM, 1438GPM, 69 FT, MARCA GOULDS

VALVULAS Y EQUIPOS
INDELPIN, S.A. DE C.V.

75a. AVENIDA NORTE Res. Nobles de la Escalon, Pje. Milan Edif. 9-10

San Salvador, San Salvador, El Salvador C.A.

PBX 2262-2680 Fax: 2262-0361

ventas@grupodelpin.com

Pag. No. 1

Fecha :01/11/2011

Empresa : ING. MARVIN CUBIAS

Atención : COTIZACION No. 1E-12437

C.C. :

Referencia:

Item	CANTIDAD	DESCRIPCION	P/UNITARIO	TOTAL
1	1.00	BOMBA CENTRIFUGA CON MOTOR DE 20HP, MOD.18BF3N5N9 460V, 3PH, 1160RPM, 1438GPM, 69 FT, MARCA GOULDS.	\$ 9,125.00 \$	9,125.00

Tiempo de Entrega: 6-8 SEMANAS

Forma de Pago....: 50% DE ANTICIPO, 50% CONTRA ENTREGA

Validez Oferta...: 30 DIAS

SON: DIEZ MIL TRESCIENTOS ONCE DOLARES con 25 ctvs.

SUBTOTAL-->\$ 9,125.00

IVA----->\$ 1,186.25

TOTAL----->\$ 10,311.25

NOTA: Contamos con STOCK DE REPUESTOS Y SERVICIOS DE TALLER

ING. SUSANA MENDEZ
VALVULAS Y EQUIPOS


GOULDS PUMPS
Submittal Data
3656 M&L Bronze Fitted
End Suction Cast Iron Pumps
MODEL : 18BF3N5N9

Hydraulic Data					Motor Data	3656/3756 M L Group	Qty.
Maximum Flow	Flow at Duty Point	Maximum TDH	TDH at Duty Point	NPSH _R	Voltage / Phase / Enclosure	Model	
1,438 US g.p.m.	978 US g.p.m.	69 ft	60 ft	3 ft	460V 3PH TEFC	18BF3N5N9	1

Submittal Prepared for: _____
 Engineer: _____
 Submittal Prepared by: _____
 Submittal Date: 2011-11-01

Job: _____
 Contractor: _____
 Company: _____
 Approved by: _____ Date: _____

Engineering Data

Pump Code: 18BF3N5N9
 Pump Size: 6 x 8 - 13 L 1180 CC
 Pump Max Horsepower: 21.263 hp
 Pump Horsepower at Rating Point: 17.22 hp
 Pump Shut Off Head: 69 ft
 Motor Speed: 1160 rpm
 Max. Temperature: 212 °F
 Liquid: Water
 Motor Code: P14764
 System Input Power: 3~ 460 V
 Motor Rated Horsepower: 19.99 hp
 Max. Frequency: 60
 Electrical Enclosures: --
 Motor Standard: --
 Suction Flange Standard: ANSI
 Suction Flange Rating: Class 125
 Suction Size: 8"
 Discharge Flange Standard: ANSI
 Discharge Flange Rating: Class 125
 Discharge: 6"
 Approximate Net Weight: 290 lb
 Impeller Size: 12⁵/₁₆"
 Impeller Construction: Closed
 Impeller Type: Radial impeller
 Impeller Material:
 ASTM B584, Modified C87500-Lead Free
 Sense of Rotation: Clockwise from the drive end
 Shaft Seal: Packed Box with BUNA O-Ring

Standard Equipment / Capability:

The 3656 and 3756 M & L-Group pumps from Goulds have been designed with technical benefits to meet the needs of users in a variety of water supply, recirculation, and cooling applications.

- The model 3656 offers close coupled design for space saving and simplified maintenance.
- The model 3756 offers a bearing frame mounted design for flexibility of installation and drive arrangements.
- SAE drive sizes 1 through 5 available on all pumps.
- Back pull-out to reduce maintenance down time.
- Standard Type 21 mechanical seal for both reliability and availability. Carbon/ceramic/ BUNA standard, with other faces and elastomers available.
- Available in packed stuffing box design with Teflon™ impregnated packing, split Teflon lantern ring, tapped flush connection and 2 piece investment cast interlocking gland, all standard.
- Available in all iron or bronze fitted construction for application versatility.
- Replaceable wearing components include stainless steel shaft sleeve and casing and hub wear rings to maintain peak efficiency.
- Enclosed impeller design, dynamic balancing and renewable wear rings reduce losses affecting performance and pump life.
- 125 Class ANSI flange suction/ discharge connections and casing rotation for piping connection versatility.
- NPT threaded connections are supplied on 1 1/2 x 2 – 10 and 2 1/2 x 3 – 8 models.
- Optional rigid carbon steel bedplate, sheet metal coupling guard and T. B. Woods spacer coupling for 3756 models.
- Standard NEMA motor frame, JM shaft extension (mechanical seal) JP shaft extension (packed box), C face mounting, single phase or three phase, 3500 or 1750 RPM for 60 Hz, 2900 or 1450 RPM for 50 Hz. Open drip-proof and totally enclosed fan cooled.
- Optional explosion proof and high efficiency motors are available.

GOULDS PUMPS

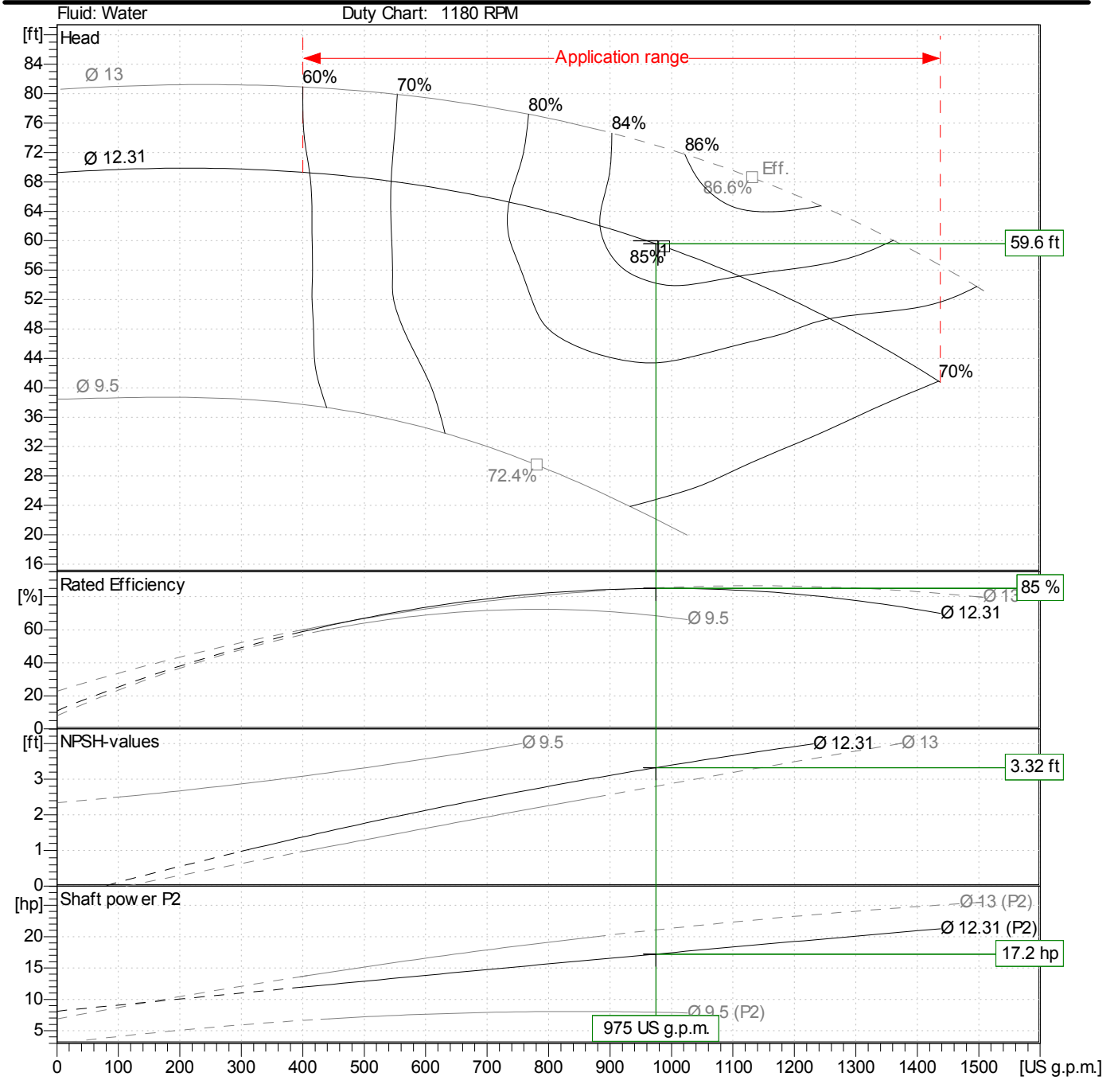
Performance Data

3656 M&L Bronze Fitted End Suction Cast Iron Pumps MODEL : 18BF3N5N9

Hydraulic Data					Motor Data	3656/3756 M L Group	Qty.
Maximum Flow	Flow at Duty Point	Maximum TDH	TDH at Duty Point	NPSH _R	Voltage / Phase / Enclosure	Model	
1,438 US g.p.m.	978 US g.p.m.	69 ft	60 ft	3 ft	460V 3PH TEFC	18BF3N5N9	

Submittal Prepared for: _____
 Engineer: _____
 Submittal Prepared by: _____
 Submittal Date: 2011-11-01

Job: _____
 Contractor: _____
 Company: _____
 Approved by: _____ Date: _____



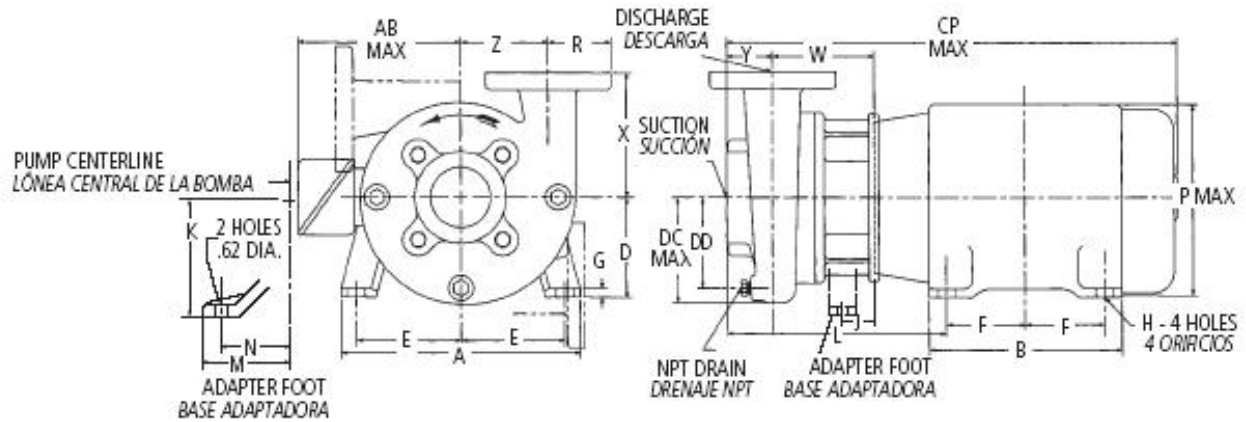
GOULDS PUMPS
Unit Dimensions

3656 M&L Bronze Fitted
End Suction Cast Iron Pumps
MODEL : 18BF3N5N9

Hydraulic Data					Motor Data	3656/3756 M L Group Model	Qty.
Maximum Flow	Flow at Duty Point	Maximum TDH	TDH at Duty Point	NPSH _R	Voltage / Phase / Enclosure		
1,438 US g.p.m.	978 US g.p.m.	69 ft	60 ft	3 ft	460V 3PH TEFC	18BF3N5N9	1

Submittal Prepared for: _____
 Engineer: _____
 Submittal Prepared by: _____
 Submittal Date: 2011-11-01

Job: _____
 Contractor: _____
 Company: _____
 Approved by: _____ Date: _____



Dimension	Value	Dimension	Value
AB max	5 ⁷ / ₈	H	9 ⁹ / ₁₆
B	12 ¹ / ₄	J	2 ³ / ₈
CP max	45 ⁷ / ₈	K	7 ¹ / ₂
D	7	L	17 ¹ / ₄
DC max	12 ³ / ₄	M	6 ¹ / ₂
DD	5 ⁷ / ₈	N	5 ¹ / ₂
Discharge	6" ANSI	P max	15
Drain	.375 NPT	R	5 ¹ / ₂
E	5 ¹ / ₂	Suction	8" ANSI
F	5 ¹ / ₂	W	8 ³ / ₈
Flange	ANSI class 150	X	11

SIEMENS

Antiguo Cuscatlán, Jueves, 08 de Septiembre de 2011

Señores:

UNIVERSIDAD NACIONAL DE EL SALVADOR

Atención:

Alfredo Portillo

Nuestra Referencia

SALQ42534

Hiram Mendoza

Asunto:

Item	Cant.	Código	Descripción	Precio Unitario	Total
1	1.00	A7B10000012687	MOT.3F.GP10 213T NAL 7.5-4	\$456.00	\$456.00
2	1.00	3RT10441AL20	CONTACTOR S0 65A BOBINA 230 VAC	\$161.50	\$161.50
3	1.00	3RH19211EA11	BLOCK CONTACTO AUXILIAR LATERAL 1NA+1NC	\$9.03	\$9.03
4	1.00	3RU11464JB0	RELE SOBRECARGA BIMETAL 45...63A	\$76.00	\$76.00
5	1.00	5TW00201	CONMUTADOR P/VOLTIMETRO 20A	\$37.05	\$37.05
6	1.00	5TW10201	CONMUTADOR P/AMPERIMETRO 4A 400V.	\$37.05	\$37.05
7	3.00	A7B93000017778	TRANSFORMADOR/INTENSIDAD 100/5A	\$32.50	\$97.50

SIEMENS S.A.

Calle Siemens #43
Parque Industrial
Santa Elena

Apartado 1525
San Salvador
El Salvador

Tel.: (503)2246-7333
Fax: (503)2278-0233

Item	Cant.	Código	Descripción	Precio Unitario	Total
8	1.00	A7B93000018333	M96960005 AMPERIMETRO HIERRO MOVIL, 1 :	\$85.50	\$85.50
9	1.00	A7B93000018413	A7B93000018413 ESCALA P/AMPERIMETRO 0-200A M97996200	\$7.60	\$7.60
10	1.00	A7B93000024827	VOLTIMETRO FM96 600V. M90111600	\$99.75	\$99.75
11	1.00	5SV0100	CAJA METALICA SV1300X200X150 MM	\$99.75	\$99.75
SubTotal					\$1,166.73
13% IVA					\$151.67
Total					\$1,318.40

Notas:

a) Forma de pago: Contado.

b) Tiempo de entrega: Inmediato, salvo previa venta.

c) Validez de la oferta: 30 días a partir de esta fecha

d) Garantía: Los materiales a suministrarse gozan de una garantía normal de un año a partir de la fecha de entrega de los mismos salvo en caso fortuito tales como: terremoto, incendios, reparaciones hechas por terceros, operaciones indebidas del equipo, enemigos públicos, etc.

e) En caso de no cumplir con las condiciones de pago estipuladas en la presente oferta, se cargará un interés del 2.25% por cada mes de atraso en su cumplimiento.

f) En caso de atraso en más de 90 días del pago total del equipo suministrado de acuerdo a esta cotización, SIEMENS queda autorizado a retirar los equipos suministrados; corriendo por cuenta del cliente los costos de desmontar dichos equipos y el costo de los materiales no reusables serán descontados del anticipo.

g) Los precios detallados en esta oferta han sido calculados con costos de mano de obra en día y hora laboral (Lunes a Viernes de 8:00 a 16:50). En caso de ordenar un plazo de entrega menor al ofrecido obligándonos a incurrir en mano de obra extra, estos serán cargados a la factura.

h) Cualquier consulta relacionada con esta oferta favor comunicarse a nuestro departamento, con Hiram Mendoza

El cumplimiento del contrato por parte de SIEMENS está sujeto a que no hayan impedimentos por disposiciones legales nacionales e internacionales, especialmente en lo que se refiere a disposiciones de control de exportación.

En espera que nuestra oferta sea de su agrado y conveniencia, le saludamos

Atentamente,
SIEMENS, S.A.

Firma Responsable
Cargo Responsable



Lic. Silvia Moreno
Sub-Gerente Comercial



LC1267

octubre-11

Antiguo Cuscatlán, martes, 25 de octubre de 2011

Señor:

ING. WILLIAM GUILLERMO ROMERO
presente

Es un placer saludarle; espero se encuentre cosechando éxitos en todas sus actividades a la vez, y en respuesta a su solicitud de cotización, me permito detallarle lo siguiente:

Cantidad	Descripcion	Prec/Unit	Total
1	FABRICAR ACOPLER PARA TURBINA BANKI DE Ø6" EN UN EXTREMO Y ACOPLER BRIDADO RECTANGULAR DE AL OTRO RECTANGULAR DE 3" X 6-3/4". LARGO TOTAL 15-3/4", EN LÁMINA HIERRO NEGRO DE 1/16".	\$92.30	\$92.30
Total:			\$92.30

Validez de la Oferta: 30 Días.

Día de entrega: 10 Días hábiles

Condiciones de pago: Contado 0.00 % de anticipo

Estos precios no incluyen iva

A la espera de una respuesta favorable que nos permita servirle.

Atentamente.

LUIS CERRITOS

Carretera Panamericana de Santa Tecla a San Salvador. Puerta de la laguna #3 Antiguo Cuscatlan. El Salvador.
Centro América.

Tels. (503) 22432047 (503)22434635 www.elementosindustriales.com



5ª. Av. Norte No. 3-18, Tel. 228 - 8287 - Fax. 288 - 1882
Santa Tecla, Depto. La Libertad
matrisa@integra.com.sv

COTIZACION No.

20a

COTIZACION

Nombre: Ing. William Romero, Ing. Portillo
Direccion: San Salvador
Atencion: _____
Telefono: 7846-8437 Fax: _____

Fecha: 25-may-2011
Condicion de Pago: Contado
Tiempo de Entrega: 4 meses

Por este medio presentamos a uds, la siguiente oferta:

Cantidad	Descripcion	P. Unit.	Total
** FABRICACION DE TURBINA HIDRAULICA **			
1	Fabricacion de rodete de turbina de \varnothing 200mm en lamina A-36 con espigas de acero AISI 1045 según diseño proporcionado ** No se incluye el material de los alabes, pero si el montaje de los alabes en el rodete con soldadura MIG.		\$ 425.00
1	Fabricacion de carcasa inferior en lamina A-36 de 1/4" con pestañas de platina de 3/8" según diseño proporcionado.-		\$ 240.00
1	Fabricacion de inyector en lamina A-36 de 1/4" con tapas de 1/8" según diseño.-		\$ 210.00
1	Fabricacion de carcasa inferior en lamina A-36 de 1/4".		\$ 240.00
1	Fabricacion de alabe directriz con su eje en acero AISI 1045.		\$ 75.00
Sub total			\$ 1,190.00
IVA			\$ 154.70
Total			\$ 1,344.70

En espera de su aprobacion, nos suscribimos.

Por MATRISA S.A. de C.V.



Ing. Victor Manuel Serrano
Gerente de Produccion