

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

# **“Diseño estructural de torre abatible para aerogenerador de 30 kW”**

POR

**Ing. Héctor José Prieto Salas**

## **TESIS**

**PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL  
GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA ELÉCTRICA**

**DIRECTOR DE TESIS**

**Dr. Marco Antonio Arjona López**

**CODIRECTOR DE TESIS**

**Dr. Guillermo Muñoz Hernández**

**ISSN: 0188-9060**



RIITEC: (17)-TMCIE-2018

Torreón, Coahuila. México,

Diciembre 2018



**SEP**  
SECRETARÍA DE  
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MEXICO

Instituto Tecnológico de La Laguna

Torreón, Coah., **04/Diciembre/2018**  
Dependencia: DEPI/CPCIE  
Oficio: DEPIJ/CPCIE/110/2018  
Asunto: Autorización de impresión  
de tesis.

**C. HECTOR JOSÉ PRIETO SALAS**  
**CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA ELÉCTRICA.**  
**PRESENTE**

Después de haber sometido a revisión su trabajo de tesis titulado:

**"Diseño estructural de torre abatible para aerogenerador de 30 kw "**

Habiendo cumplido con todas las indicaciones que el jurado revisor de tesis hizo, se le comunica que se le concede la autorización con número de registro **RIITEC: (17)-TMCIE-2018**, para que proceda a la impresión del mismo.

**ATENTAMENTE**

*EDUCACIÓN TECNOLÓGICA FUENTE DE INNOVACIÓN*

**DR. JOSE IRVING HERNÁNDEZ JÁCQUEZ**  
**Jefe de la División de Estudios de Posgrado e Investigación**  
**del Instituto Tecnológico de la Laguna**



SECRETARÍA DE  
EDUCACIÓN PÚBLICA  
INSTITUTO TECNOLÓGICO  
de la Laguna  
División de Estudios de Posgrado  
e Investigación



Bldv. Revolución y Av. Instituto Tecnológico de la Laguna, Torreón, Coah. Méx.  
Tel. 01 (871) 7051313 e-mail: [webmaster@correo.itlalaguna.edu.mx](mailto:webmaster@correo.itlalaguna.edu.mx)

[www.tecnm.mx](http://www.tecnm.mx) | [www.itlalaguna.edu.mx](http://www.itlalaguna.edu.mx)



Torreón, Coah., 27/Noviembre/2013

**DR. JOSÉ IRVING HERNÁNDEZ JACQUEZ**  
**JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN**

Por medio de la presente, hacemos de su conocimiento que después de haber sometido a revisión el trabajo de tesis titulado:

**“Diseño estructural de torre abatible para aerogenerador de 30 kW”**

Desarrollado por el C. Héctor Prieto Salas, con número de control M1613031 y habiendo cumplido con todas las correcciones que se le indicaron, estamos de acuerdo que se le conceda la autorización de la fecha de examen de grado para que proceda a la impresión de la misma.

**ATENTAMENTE**

*Educación Tecnológica Fuente de Innovación*

---

Dr. Mario Arjona López  
 Asesor Director de Tesis

---

Dr. Guillermo Muñoz Hernández  
 Coasesor /Codirector de Tesis

---

Dra. Concepción Hernández Flores  
 Comité Tutorial

---

Dr. Michel A. Rivero Corona  
 Comité Tutorial

## **Agradecimientos**

Gracias al Tecnológico Nacional de México y a la División de Estudios de Posgrado e Investigación, ya que me brindaron todas las facilidades para la realización de este trabajo. Reconozco el apoyo del CONACYT, INEEL y al Fondo Sectorial de Sustentabilidad Energética por financiar este proyecto de tesis.

Agradezco especialmente al Ing. Eduardo Valdepeñas ya que fue un gran apoyo técnico para la realización de este documento de tesis y también reconozco al Ing. Ernesto Rodríguez y M.C. Manuel Pineda, por su asesoría en el diseño del modelo.

Gracias a mi madre Laura Salas por siempre estar conmigo y apoyarme en esta nueva atapa que decidí emprender y que junto con Yamile Enciso siempre estuvieron a mi lado en todo momento.

A los Doctores Marco Arjona y Guillermo Muñoz por asesorarme, guiarme y colaborar con la elaboración de esta tesis.

# Índice general

<b>Capítulo 1</b>	<b>1</b>	
1.1	Introducción	1
1.2	Objetivos	3
1.2.1	Objetivo general	3
1.2.2	Objetivos específicos	3
1.3	Justificación	3
1.4	Contenido de la tesis	5
<b>Capítulo 2</b>	<b>6</b>	
2.1	Fundamentos de energía eólica	6
2.1.1	Fuerza aerodinámica	11
2.2	Componentes en aerogenerador de eje horizontal	12
2.3	Estándar IEC 61400-2	18
2.4	Análisis de cargas con FOCUS 6	22
2.4.1	Cargas máximas en torre	26
<b>Capítulo 3</b>	<b>29</b>	
3.1	Metodologías de diseño mecánico	29
3.2	Metodología de diseño con esfuerzo permisible (ASD)	38
3.2.1	Materiales empleados en la fabricación de la torre	41
3.2.2	Esfuerzo admisible en la torre	43
3.3	Metodología de diseño con factores de carga y resistencia (LRFD)	45
3.3.1	Esfuerzo admisible en viga	50
3.3.2	Carga total de la góndola	51
3.4	Diseño y análisis estructural	52
3.4.1	Posición horizontal (viga)	63
3.4.2	Posicionamiento a 30°	83
3.4.3	Posicionamiento a 60°	89
3.4.4	Posición vertical (torre)	95
3.5	Análisis de pandeo	100

3.6	Análisis modal	103
<b>Capítulo 4</b>		<b>106</b>
4.1	Unión no permanente	106
4.2	Estándar VDI 2230	106
4.3	Dimensionamiento del tornillo	108
4.3.1	Brida crítica (viga)	108
4.3.2	Brida en base (torre)	114
4.3.3	Soporte para pistones	116
<b>Capítulo 5</b>		<b>118</b>
5.1	Conclusiones	118
5.2	Trabajo futuro	119
<b>Referencias</b>		<b>120</b>
<b>Anexos</b>		<b>124</b>

## Índice de figuras

Figura 2.1 Velocidad de viento.....	6
Figura 2.2 Circulación de viento.....	7
Figura 2.3 Celdas de viento .....	7
Figura 2.4 Turbina Savonius .....	9
Figura 2.5 Turbina Darrieus .....	10
Figura 2.6 Fuerza aerodinámica .....	11
Figura 2.7 Control primario .....	13
Figura 2.8 Góndola.....	13
Figura 2.9 Tipos de torre .....	14
Figura 2.10 Generador eléctrico .....	15
Figura 2.11 Rotor y álabes .....	16
Figura 2.12 Transmisión mecánica .....	17
Figura 2.13 Componentes secundarios .....	17
Figura 2.14 Referencia de ejes para FOCUS 6 .....	24
Figura 2.15 Modulo series de tiempo.....	25
Figura 3.1 Diagrama de flujo para diseño mecánico .....	30
Figura 3.2 Esfuerzo normal.....	32
Figura 3.3 Esfuerzo cortante.....	33
Figura 3.4 Cubo de esfuerzos.....	33
Figura 3.5 Diagrama esfuerzo-deformación.....	35
Figura 3.6 Representación de la Ley de Hooke.....	36
Figura 3.7 Falla por fatiga (grietas y líneas de playa).....	37
Figura 3.8 Curva S-N .....	38
Figura 3.9 Comparativa de resistencia según metodología.....	47
Figura 3.10 Plano del yaw SP-H 0955.....	53
Figura 3.11 Dimensiones del yaw SP-H 0955 .....	53
Figura 3.12 Comparativa de perfiles .....	56
Figura 3.13 Brida superior para mecanismo de orientación SP-H 0955 .....	57
Figura 3.14 Factor adimensional.....	58
Figura 3.15 Perfil octagonal de la torre .....	59
Figura 3.16 Sección 1 (cónica) .....	60
Figura 3.17 Sección 2 (cónica) .....	60
Figura 3.18 Sección 3 (tronco).....	61
Figura 3.19 Sección 4 (tronco).....	61
Figura 3.20 Viga en voladizo parcial con cargas y apoyos.....	63
Figura 3.21 Diagrama de momento y corte.....	65

Figura 3.22 Mecanismo de torre en posición horizontal .....	68
Figura 3.23 Esfuerzos en sección 1 .....	69
Figura 3.24 Desplazamiento en sección 1 .....	70
Figura 3.25 Esfuerzos en sección 2 .....	71
Figura 3.26 Desplazamiento en sección 2 .....	72
Figura 3.27 Esfuerzos en sección 3 .....	73
Figura 3.28 Desplazamiento en sección 3 .....	74
Figura 3.29 Ubicación de cargas en ensamble .....	76
Figura 3.30 Esfuerzos presentes en sección 4 .....	77
Figura 3.31 Desplazamientos presentes en sección 4 .....	78
Figura 3.32 Ubicación de fuerzas en base p/pistones .....	80
Figura 3.33 Esfuerzos en base p/pistones .....	81
Figura 3.34 Desplazamientos en base p/pistones .....	82
Figura 3.35 Mecanismo de torre a 30° .....	84
Figura 3.36 Esfuerzos en torre a 30° .....	85
Figura 3.37 Desplazamiento en torre a 30° .....	85
Figura 3.38 Esfuerzos en soporte tubular de trinquete (30°) .....	87
Figura 3.39 Zonas de inestabilidad (30°) .....	88
Figura 3.40 Mecanismo de torre a 60° .....	90
Figura 3.41 Esfuerzos en torre a 60° .....	91
Figura 3.42 Desplazamiento en torre a 60° .....	92
Figura 3.43 Esfuerzos en soporte tubular de trinquete (60°) .....	93
Figura 3.44 Zonas de inestabilidad (60°) .....	94
Figura 3.45 Cargas máximas en torre .....	96
Figura 3.46 Esfuerzos en torre .....	97
Figura 3.47 Desplazamiento en torre .....	99
Figura 3.48 Escenario para simular pandeo .....	102
Figura 3.49 Componentes de vibración mecánica .....	103
Figura 3.50 Formas de vibración para viga .....	105
Figura 4.1 Estado de superficies en contacto .....	111
Figura 4.2 Abertura entre superficies atornilladas .....	112
Figura 4.3 Esfuerzos en tornillo de 1 1/4" .....	113

## Índice de ecuaciones

(2.1) Energía cinética .....	8
(2.2) Potencia contenida en flujo de gas.....	8
(2.3) Flujo masico.....	8
(2.4) Potencia de flujo .....	8
(2.5) Fuerza de sustentación .....	11
(2.6) Fuerza de arrastre .....	12
(3.1) Esfuerzo normal.....	32
(3.2) Esfuerzo cortante.....	33
(3.3) Deformación unitaria.....	34
(3.4) Modulo de Young.....	35
(3.5) Rigidez .....	36
(3.6) Esfuerzo de diseño según método ASD.....	38
(3.7) Escenarios de carga para método ASD .....	39
(3.8) Factor de seguridad para $t \geq -6$ .....	39
(3.9) Factor de seguridad para $t < -6$ .....	40
(3.10) Factor t.....	40
(3.11) Esfuerzo de diseño según estándar IEC 61400-2.....	44
(3.12) Desigualdad propuesta por el método LRFD para factores de carga y resistencia.....	46
(3.13) Escenarios de carga para metodo LRFD .....	48
(3.14) Espesor de placa base .....	57
(3.15) Ecuaciones para análisis de viga .....	64
(3.16) Porcentaje de error en fuerzas .....	67
(3.17) Resultante de fuerzas.....	67
(3.18) Angulo rector de la fuerza resultante.....	67
(3.19) Esfuerzo máximo por flexión en viga.....	68
(3.20) Resultante en eje Y .....	83
(3.21) Carga critica en columnas .....	100
(3.22) Relación de esbeltez .....	101
(3.23) Frecuencia natural para aerogenerador .....	104
(4.1) Fuerza máxima en tornillo sujeto a tracción .....	108
(4.2) Fuerza cortante máxima .....	108
(4.3) Fuerza de tensión máxima en tornillo en zona de tracción .....	115
(4.4) Fuerza de tensión máxima en tornillo en zonda de compresión .....	115
(5.1) Presión.....	124
(5.2) Diámetro .....	125
(5.3) Área .....	125

## Índice de tablas

Tabla 2.1 Potencia eólica instalada .....	18
Tabla 2.2 Cargas extremas a 18 metros.....	27
Tabla 2.3 Cargas extremas a 11.35 metros.....	27
Tabla 2.4 Cargas extremas a 4.688 metros.....	27
Tabla 2.5 Cargas extremas a 1.444 metros.....	28
Tabla 2.6 Cargas extremas a 0 metros.....	28
Tabla 3.1 Propiedades mecánicas de acero ASTM A572 .....	41
Tabla 3.2 Espesores disponibles por fabricante.....	42
Tabla 3.3 Espesores de galvanizado con zinc.....	43
Tabla 3.4 Factores de resistencia recomendados por IEC 61400-2 .....	43
Tabla 3.5 Factores de carga recomendados por IEC 61400-2.....	44
Tabla 3.6 Factores de resistencia para método LRFD.....	49
Tabla 3.7 Concentrado de pesos aproximado.....	51
Tabla 3.8 Características de SP-H 0955.....	52
Tabla 3.9 Diámetro nominal de agujero en pulgadas para tornillo.....	54
Tabla 3.10 Distancia mínima en pulgadas a pieza conectada.....	54
Tabla 3.11 Diámetro nominal de agujero en milímetros para tornillo.....	55
Tabla 3.12 Distancia mínima en milímetros a pieza conectada.....	55
Tabla 3.13 Características geométricas iniciales.....	59
Tabla 3.14 Acumulado de pesos y dimensiones de torre.....	62
Tabla 3.15 Aceleración factorizada para emulación de carga.....	63
Tabla 3.16 Propiedades geométricas de la torre.....	68
Tabla 3.17 Validación de esfuerzos en modelo numérico en sección 1.....	69
Tabla 3.18 Desplazamiento en sección 1.....	70
Tabla 3.19 Validación de esfuerzos en modelo numérico sección 2.....	71
Tabla 3.20 Desplazamiento en sección 2.....	72
Tabla 3.21 Validación de esfuerzos en modelo numérico sección 3.....	73
Tabla 3.22 Desplazamiento en sección 3.....	74
Tabla 3.23 Fuerzas factorizadas presentes en la sección 4.....	75
Tabla 3.24 Esfuerzo máximo en sección 4.....	77
Tabla 3.25 Desplazamiento máximo en sección 4.....	78
Tabla 3.26 Fuerzas en base para pistones.....	79
Tabla 3.27 Esfuerzo máximo en base p/pistones.....	81
Tabla 3.28 Desplazamiento máximo en base p/pistones.....	82
Tabla 3.29 Esfuerzo máximo a 30°.....	85
Tabla 3.30 Desplazamiento máximo a 30°.....	86

Tabla 3.31 Esfuerzo máximo en soporte tubular (30°).	87
Tabla 3.32 Zonas de inestabilidad (30°).	88
Tabla 3.33 Esfuerzo máximo a 60°.	91
Tabla 3.34 Desplazamiento máximo a 60°.	92
Tabla 3.35 Esfuerzo máximo en soporte tubular (60°).	93
Tabla 3.36 Carga crítica a 60°.	94
Tabla 3.37 Esfuerzo máximo en torre.	97
Tabla 3.38 Esfuerzo máximo por sección.	98
Tabla 3.39 Desplazamiento máximo en torre.	99
Tabla 3.40 Condición de fijación.	101
Tabla 3.41 Carga crítica de torre.	102
Tabla 3.42 Frecuencias naturales.	105
Tabla 4.1 Escenarios de carga para tornillo.	106
Tabla 4.2 Selección inicial de tornillo propuesta por VDI 2230.	109
Tabla 4.3 Fuerzas presentes en brida-cimentación y base para pistones.	114
Tabla 5.1 Selección de vástago.	126

# Capítulo 1

## 1.1 Introducción

El continuo deterioro de las condiciones climáticas y el creciente consumo de energía han hecho necesario el desarrollo de tecnologías capaces de abastecer la demanda mundial energética sin comprometer los recursos naturales disponibles para las generaciones futuras (sustentabilidad). La energía eólica se ha posicionado como una tecnología prometedora para proveer energía eléctrica a gran escala. La importancia de preparar a México técnicamente en esta área se ha vuelto relevante para permitir y contribuir con el desarrollo técnico del país y sus generaciones futuras [1].

La energía eólica existe debido al calentamiento de la superficie terrestre y atmósfera lo que genera el movimiento de las partículas de aire por medio de diferentes mecanismos físicos. Esta energía se aprovecha mediante el uso de turbinas que utilizan la corriente de viento y se acoplan a generadores eléctricos. Dependiendo del tipo de máquina que se utilice el método de aprovechamiento difiere, así como sus componentes, sin embargo, existen elementos comunes en las turbinas como: palas, góndola, rotor, generador y sistemas de orientación entre otros. El diseño de un aerogenerador depende de diferentes áreas de la ingeniería como lo son aerodinámica, mecánica, civil y eléctrica entre otras. El propósito de este documento radica en el planteamiento estructural de la torre para un generador de 30 kW siguiendo estándares como el IEC 61400-2 y el VDI 2230.

El diseño mecánico/estructural de la torre se inicia con el cálculo de las cargas inducidas por el viento en las palas y góndola por medio del paquete FOCUS 6. Una vez conocidas las fuerzas se seleccionó el sistema de posicionamiento azimutal, el cual es el primer parámetro geométrico para definir el diámetro de la torre. Para este diseño fue importante considerar el escenario crítico de carga el cual se presenta cuando el ensamble se encuentra en posición horizontal ya que será una torre abatible. Gracias al paquete multifísica especializado en ingeniería ANSYS se analizaron las condiciones de esfuerzo que se presentarían en la torre y

con este se validó que los datos encontrados están dentro del rango indicado por la IEC 61400-2.

La unión atornillada entre las secciones de la torre se planteó considerando el estándar alemán VDI 2230 partes 1 y 2 el cual aporta una serie de modelos simplificados para uniones atornilladas. El número y tipo de tornillos se validó de igual forma con ANSYS debido a que el análisis por medio de elemento finito aporta la mayor certidumbre según las condiciones de carga a las que se someterá el ensamble.

La selección del equipo hidráulico se desprende del análisis estructural inicial de posición y reacciones presentes en la torre. Para este equipo fue relevante considerar la condición dinámica y factores de carga siguiendo el método LRFD (diseño con factores de carga y resistencia) para la construcción de estructuras. De igual forma se consideró el pandeo del pistón entre otras características siguiendo las especificaciones del fabricante Parker Hannifin.

El desarrollo del este proyecto el CEMIE Eólico junto con esta y otras tesis permitieron la creación de un aerogenerador el cual será capaz de generar 30 kW de energía limpia, sin embargo, el aspecto más relevante es que su desarrollo se dio completamente en México. Este proyecto junto con otros similares son la primera aproximación de la ingeniería mexicana a esta industria.

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo general**

- Diseñar y evaluar mecánicamente el modelo matemático de una torre abatible para generador eólico de 30 kW.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- Plantear un diseño apegado a la norma IEC 61400-2 “Small wind turbines”.
- Determinar las cargas críticas con FOCUS 6 y aplicarlas al diseño a través del ANSYS 17.2.
- Verificar el diseño con ayuda del ANSYS 17.2.
- Definir el sistema hidráulico requerido para el izaje de la estructura.
- Realizar los planos de construcción de los elementos en la columna.

## **1.3 Justificación**

Esta tesis toma importancia al ser parte fundamental del diseño de un aerogenerador creado completamente en México. El diseño y posterior análisis de la torre es compulsorio para obtener una máquina que cumpla con los requerimientos mínimos de seguridad y potencia la cual depende fuertemente de la altura y ubicación a la que se encuentre el aerogenerador.

Se tratará de una torre abatible la cual pasará de ser una viga en voladizo parcial (posición horizontal) a una columna por medio de un mecanismo hidráulico. Cada uno de los escenarios mencionados presenta un reto y problemas particulares que deben ser abordados de forma distinta cada uno. Su análisis aportará al lector un entendimiento detallado del proceso de diseño mecánico que se llevó a cabo para determinar las características de la torre.

Al utilizar una torre con la capacidad de abatirse y tener acceso al aerogenerador a nivel del suelo se vuelve posible realizar el montaje del equipo y

su posterior mantenimiento sin la necesidad de utilizar grúa o llevar personal no calificado a un trabajo en altura. Al ser un proyecto nuevo donde se pretende la continua actualización de sistemas y dispositivos se vuelve relevante tener la capacidad de mantener el equipo a una altura tal que se puedan realizar las modificaciones pertinentes antes de llevar al aerogenerador a su funcionamiento nominal.

Debido a la constante degradación de las condiciones climatológicas por la quema de combustibles fósiles y su efecto invernadero las energías renovables como los son fotovoltaica y eólica han tomado mayor popularidad como soluciones reales a dicho problema. La energía eólica presenta un área de oportunidad para el desarrollo energético y técnico del país, es por lo anterior que este tipo de proyectos ayudara a alcanzar los objetivos de desarrollo nacional.

## **1.4 Contenido de la tesis**

La tesis se encuentra organizada de la siguiente manera:

Capítulo 1.- Esta sección contiene la introducción del documento, la cual ayudará a entender el propósito de esta tesis, también se incluye la justificación y objetivos de esta tesis.

Capítulo 2.- En este capítulo se tratarán los fundamentos de energía eólica necesarios para conocer la importancia de esta tecnología en la actualidad, así como sus beneficios y limitaciones, también se hace énfasis en la descripción de los componentes principales empleados en estas máquinas.

Capítulo 3.- Se incluye la metodología de diseño utilizada junto con los estándares requeridos para realizar el dimensionamiento y posterior análisis estructural de la torre en diferentes escenarios.

Capítulo 4.- Los cálculos y consideraciones para el diseño y selección de la unión no permanente se encuentran en este capítulo del documento, además se incluye el análisis por medio de elemento finito de la unión para validar los resultados encontrados.

Capítulo 5.- Se abordan los aspectos necesarios para permitir el dimensionamiento y selección de equipo hidráulico requerido para realizar las operaciones de izaje de la torre eólica.

Capítulo 6.- Se muestran las conclusiones del proyecto de tesis, así como el trabajo futuro que se podrá realizar a partir de este documento.

### 2.1 Fundamentos de energía eólica

La energía eólica es una fuente de energía renovable que por medio de un aerogenerador o conjunto de máquinas y dispositivos como los son el rotor, generador eléctrico, sistema de posicionamiento entre otros aprovecha las corrientes de aire para transformar la energía cinética del viento en electricidad. En la figura 2.1 se muestra un mapa con la velocidad de viento anual.

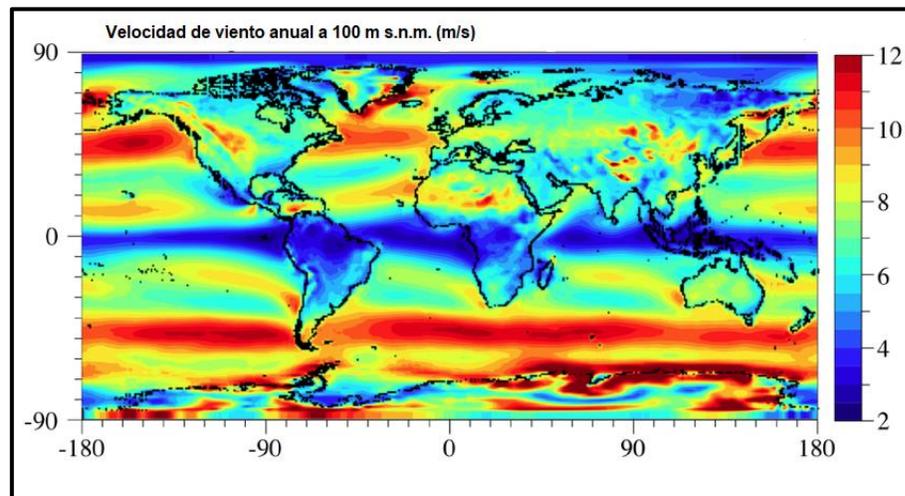


Figura 2.1 Velocidad de viento [2].

El viento es generado de forma indirecta por la radiación solar que atraviesa la atmósfera y calienta la superficie terrestre, así como cuerpos acuáticos. A su vez las superficies transfieren energía a la masa de aire con la que se encuentran en contacto y posteriormente los gases al calentarse (de menor densidad,  $\rho$ ) ascienden generando movimiento entre las masas de aire [3].

Existen otros mecanismos los cuales también propician el movimiento de las masas de aire como lo son gradientes de presión, efecto Coriolis, fuerzas de flotación, de fricción y la topología del suelo. El principal factor promotor del viento es la diferencia de calentamiento entre las superficies terrestres, así como los cambios de estación y temporal generados por el movimiento de rotación y traslación de la Tierra. La figura 2.2 sugiere el movimiento teórico del viento al calentarse si la Tierra no tuviera movimiento de rotación.

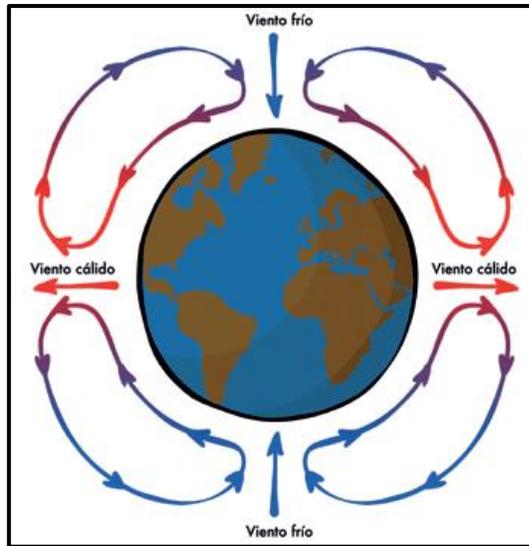


Figura 2.2 Circulación de viento [4].

Los vientos alisios son corrientes de aire cálido con una velocidad que oscila en los 20 km/h y ocurren del ecuador hasta los 30° de latitud o en la celda de Hadley. Se desplazan del noreste al suroeste en el hemisferio norte y del sureste al noroeste en el hemisferio sur, dicho movimiento del oriente al occidente sucede por la rotación de la Tierra y el efecto Coriolis generado.

Los vientos del oeste ocurren en la celda de Ferrel entre las latitudes 30 y 60°, su velocidad es considerablemente mayor a la de los vientos alisios y su dirección de flujo es opuesta a la de los vientos en la celda de Hadley. La celda polar se extiende de los 60 a los 90°. La figura 2.3 muestra las celdas de viento.

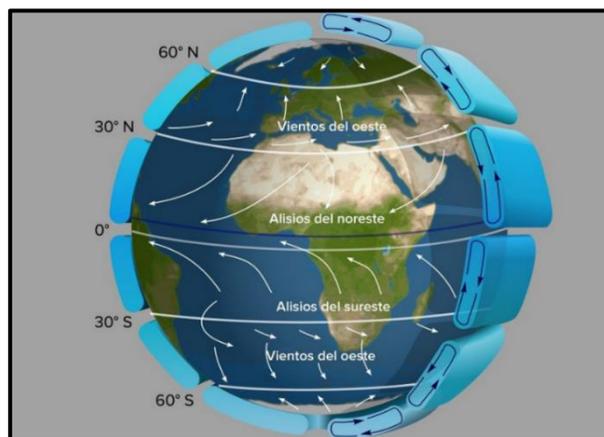


Figura 2.3 Celdas de viento [5].

Para comprender como los aerogeneradores son capaces de aprovechar la energía del viento es necesario plantear un modelo que permita relacionar la potencia de un flujo másico contenido en un cilindro con radio equivalente al rotor de la máquina. La energía cinética de un cuerpo con masa constante se define con la ecuación (2.1) como:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (2.1)$$

donde E es la energía cinética en Joules, m la masa en kilogramos (kg) y v la velocidad (m/s).

Dado que el viento se encuentra en movimiento a través del rotor es necesario considerarlo como un flujo másico o  $\dot{m}$  con la ecuación (2.3), por consiguiente, la energía cinética por unidad de tiempo o  $\dot{E}$  pasa a ser potencia y se reescribe para obtener la ecuación (2.4):

$$\dot{E} = \frac{1}{2}\dot{m}v^2 \quad (2.2)$$

donde:

$$\dot{m} = \rho Av \quad (2.3)$$

Al reacomodar los términos se define la ecuación (2.5):

$$\dot{E} = P = \frac{1}{2}\rho Av^3 \quad (2.4)$$

Por consiguiente, la potencia contenida en un flujo de aire en el área correspondiente al rotor de la maquina depende de 3 factores, densidad del aire  $\rho$ , área de barrido A y principalmente de la velocidad del viento v [6].

La eficiencia de las turbinas basadas en rotores se limita a 59.3% y fue Albert Betz que a través de la utilización de conceptos básicos como conservación de masa, momento lineal y energía logró determinar dicha limitante física. Es

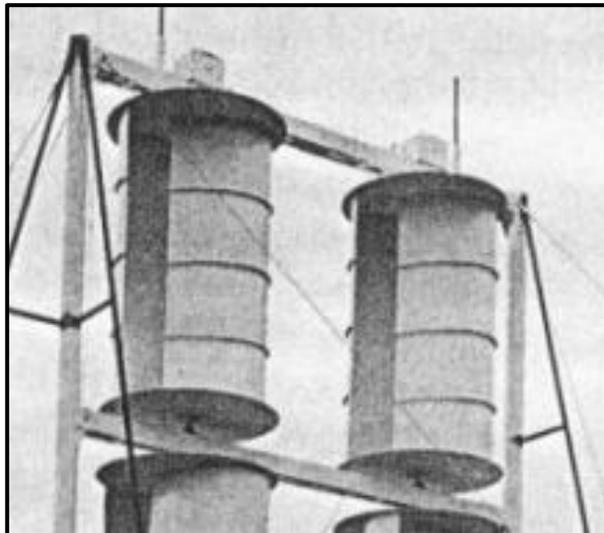
importante aclarar que el límite de Betz aplica para cualquier dispositivo que aproveche la energía cinética con un rotor de tipo disco colocado en un flujo másico.

El aerogenerador funciona transformando la energía cinética del viento a energía mecánica a través de una serie de hélices (perfil aerodinámico) que están acoplados a un generador eléctrico. Existen diferentes formas de clasificar los aerogeneradores, sin embargo, las principales dependen de su potencia, tipo de generador o posición de su eje de potencia principal. Estos dispositivos se pueden utilizar de forma aislada o en parques eólicos, el arreglo o agrupamiento de estos depende de la turbulencia generada por sus álabes principalmente. Es necesario que el aerogenerador cuente con un sistema de sincronización para que pueda mantener la corriente generada a la misma frecuencia de la red que alimenta.

Los generadores eólicos se pueden clasificar según su potencia suministrada o la orientación de su eje principal. Por la orientación de su eje principal pueden ser de eje vertical/VAWT (Vertical axis wind turbine) u horizontal/HAWT (Horizontal axis wind turbine) como se observa en la figura 2.4.

Eje vertical/VAWT:

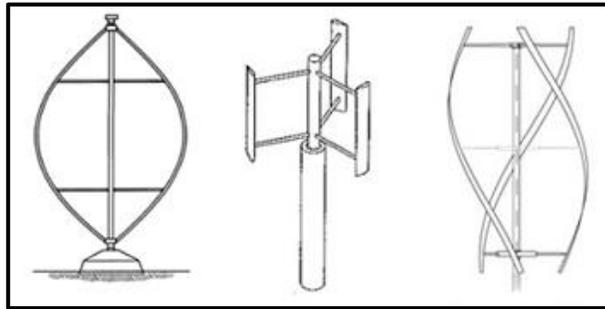
- Savonius



*Figura 2.4 Turbina Savonius [7].*

El rotor Savonius es uno de los diseños más simples y está formado por 2 secciones de cilindros huecos trasladados respecto a su eje, de esta forma el viento al incidir en su parte cóncava genera un par en el eje vertical del arreglo. Este tipo de turbinas funcionan gracias al efecto de arrastre y no al de sustentación como otras turbinas más eficientes. Debido a su elevada resistencia al viento y su bajo rendimiento no son útiles para la generación eléctrica a gran escala debido a que su funcionamiento se limita a vientos de baja velocidad y por consiguiente poca energía cinética.

- Darrieus



*Figura 2.5 Turbina Darrieus [7].*

La figura 2.5 muestra una turbina tipo Darrieus y está formada por un número determinado de perfiles aerodinámicos montados sobre una estructura unida a un eje vertical. Los perfiles se acomodan de forma simétrica y un ángulo de ataque cero. Los álabes al rotar crean un ángulo de ataque respecto a la dirección en la que incide el aire generando una fuerza aerodinámica y una de sus componentes al ser perpendicular al eje central crea un par positivo. Las turbinas con rotores tipo Darrieus al igual que el tipo Savonius son efectivas sin importar la dirección del viento. El mayor inconveniente de este tipo de diseño es el par pulsante que supone un riesgo estructural para su columna y por consiguiente limita su aplicación a poca altura evitando la captura de corrientes de aire de mayor contenido energético.

Eje horizontal/HAWT:

- Tripala
- Bipala

- Monopala

### 2.1.1 Fuerza aerodinámica

La pala del aerogenerador es el primer componente que aprovecha la energía contenida en el flujo de aire y a su vez debe ser capaz de soportar las cargas generadas por el viento, por lo anterior la confiabilidad en el diseño de estos perfiles es crítica dentro del desarrollo de los aerogeneradores. Las palas realmente son perfiles aerodinámicos que transforman la energía del viento en energía mecánica a través de un buje. La corriente de aire al pasar por el perfil aerodinámico genera dos fuerzas (sustentación y arrastre) cuyos planos de acción son paralelo para la fuerza de arrastre y perpendicular para la fuerza de sustentación respecto a la dirección del viento. El ángulo de ataque de la pala se considera aquel generado entre la cuerda del perfil y la dirección del viento, dependiendo del ángulo de ataque la magnitud de la fuerza de arrastre y sustentación cambian modificando las prestaciones de la pala, la resultante de dichas fuerzas se le llama fuerza aerodinámica y se observa en la figura 2.6.

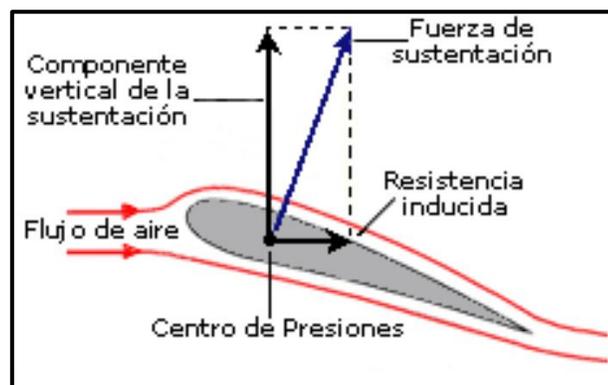


Figura 2.6 Fuerza aerodinámica [8].

La componente perpendicular a la dirección del viento, la fuerza de sustentación en un perfil aerodinámico se expresa con la ecuación (2.5) como:

$$L = \frac{1}{2} \rho S V_0^2 C_L \quad (2.5)$$

L siendo la fuerza de sustentación, S superficie alar,  $C_L$  coeficiente de sustentación y v velocidad del aire, la fuerza de sustentación actúa sobre el centro de presiones de la pala para generar un par en el eje principal del ensamble de las palas. También existen turbinas que basan su funcionamiento en la fuerza de arrastre y no en la de sustentación. La fuerza de arrastre se determina con la ecuación (2.6):

$$D = \frac{1}{2} \rho S v_0^2 C_D \quad (2.6)$$

donde D es la fuerza de arrastre y  $C_D$  el coeficiente de arrastre.

Las turbinas con este principio de funcionamiento ofrecen una eficiencia limitada en comparación con las que aprovechan la fuerza de sustentación. Retomando la teoría del límite de Betz donde se planteó un rendimiento óptimo teórico de 59.3% para turbinas de sustentación se plantea de forma análoga para las turbinas de arrastre y se encuentra que el rendimiento óptimo teórico para este tipo de turbinas es 19.3% [6].

## 2.2 Componentes en aerogenerador de eje horizontal

Los componentes de los aerogeneradores de eje horizontal son los siguientes:

- Sistema de control.
- Góndola.
- Torre.
- Generador.
- Rotor.
- Transmisión.

El control se encarga de la interacción y acoplamiento entre los sistemas mecánicos, eléctricos y electrónicos. El sistema de control tiene como función principal entre otras la de orientar la góndola en dirección al viento, cambiar el ángulo de álabeo y mantener la entrega de potencia eléctrica dentro de los

parámetros requeridos por la red eléctrica. El control en los aerogeneradores incluye, pero no se limita a sistemas de monitoreo mecánico/eléctrico, instrumentación meteorológica y sistemas de seguridad entre otros. En la figura 2.7 se muestra un esquema de control.

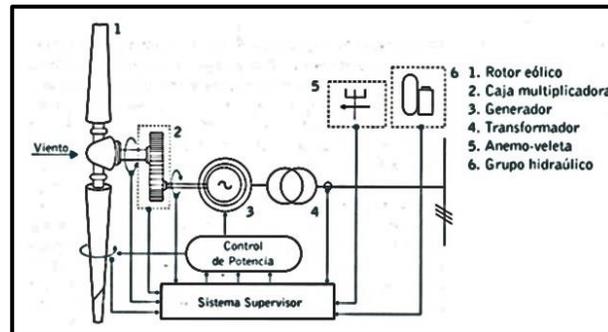


Figura 2.7 Control primario [5].

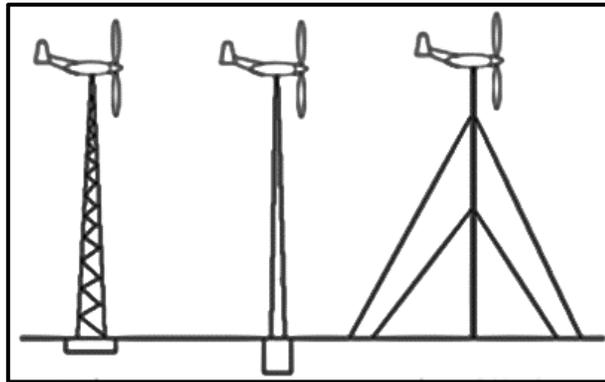
La góndola mostrada en la figura 2.8 aloja los componentes principales del aerogenerador. La góndola es la estructura que se encuentra montada sobre la torre y en ella se ubican los componentes como el generador, transmisión, eje, frenos y unidad de potencia hidráulica, entre otros. Según sus dimensiones puede existir el espacio suficiente o no para que el personal de mantenimiento tenga acceso al aerogenerador como en un cuarto de máquinas para realizar las operaciones de mantenimiento.



Figura 2.8 Góndola [3].

La torre es el componente del aerogenerador encargado de soportar la góndola y palas. Este componente permite situar el aerogenerador a una mayor altura donde se encuentran vientos de mayor velocidad. Existen diferentes tipos de

torres según su construcción y materiales. Las torres según su construcción se pueden clasificar como tubulares, armadura de acero y atirantadas. Las torres más comunes son las tubulares y actualmente se utilizan en aerogeneradores de hasta 8 MW. Los tipos de torre se indican en la figura 2.9.



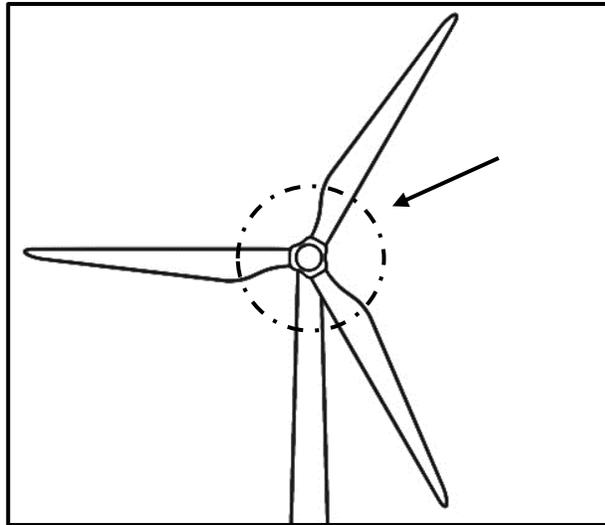
*Figura 2.9 Tipos de torre [5].*

El generador es la máquina donde se transforma la energía mecánica a energía eléctrica, según su construcción o funcionamiento puede ser clasificado como asíncrono, síncrono, jaula de ardilla, doblemente alimentado, con excitación o de imanes permanentes. Los generadores de inducción doblemente alimentados son ampliamente utilizados en los generadores eólicos y su funcionamiento se basa en el de un generador de inducción. El principio del generador doblemente alimentado es que su rotor se encuentra conectado a la red a través de una serie de anillos deslizantes y un convertidor AC-DC-AC (Back to Back) donde se controlan las corrientes del rotor y la entrega de potencia a la red. Este tipo de generadores mostrado en la figura 2.10 permiten que la frecuencia del rotor difiera de la red y aun así se puedan acoplar para suministrar energía eléctrica.



*Figura 2.10 Generador eléctrico [4].*

El rotor en la figura 2.11 está formado por otros 2 componentes, los álabes y el buje. Los dispositivos mencionados constituyen una de las partes fundamentales del mecanismo del aerogenerador junto con el generador eléctrico. Los álabes también son comúnmente llamados aspas o palas, ellos son los encargados de aprovechar la energía cinética del viento y transformarla a mecánica a través del buje. Las aspas del aerogenerador emplean el mismo principio de sustentación que el ala de un avión donde al pasar el viento a través de ella se generan 2 zonas, una de baja y otra de alta presión, de esta forma se genera una fuerza de empuje en la superficie de alta presión que hace girar el rotor y posteriormente el generador eléctrico. El buje une las palas con la caja multiplicadora/transmisión en caso de que haya una o directamente con el generador eléctrico.



*Figura 2.11 Rotor y álabes [9].*

La transmisión mecánica puede encontrarse o no en los aerogeneradores dependiendo de su diseño y principalmente del tipo de generador eléctrico que posea. La función de esta máquina radica en cambiar las características de la potencia mecánica entregada por el buje o eje principal acoplado a las palas del aerogenerador. La caja de engranajes modifica el alto par y baja revolución del buje a alta velocidad y bajo torque al eje de salida el cual se encuentra acoplado al rotor del generador eléctrico. La caja reductora al incrementar las revoluciones en el rotor del generador eléctrico reduce considerablemente las dimensiones de este, sin embargo, otras opciones como los generadores con imanes permanentes permite omitir este dispositivo ya que por diseño y condiciones de operación es altamente propenso a fallas. La figura 2.12 muestra una transmisión mecánica utilizada en los aerogeneradores.



Figura 2.12 Transmisión mecánica [7].

También existen otros componentes de gran importancia para la operación de los aerogeneradores modernos los cuales se observan en la figura 2.13. Si bien los sistemas principales se mencionaron previamente los dispositivos como freno electro/mecánico, convertidor espalda con espalda (back to back), sistema de orientación azimutal (yaw), control de ángulo de álabo (pitch), cojinetes y acoplamientos entre ejes forman parte indispensable para el funcionamiento del aerogenerador.

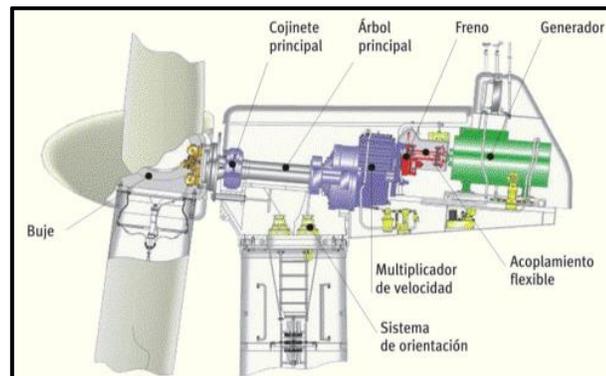


Figura 2.13 Componentes secundarios [9].

La generación de energía eléctrica con este tipo de equipos se ha vuelto muy popular dada la complicada situación, contaminación y disponibilidad, de los combustibles fósiles. Actualmente la industria eólica se encuentra en un constante crecimiento ya que cuenta con tecnología madura que propicia su aceptación como medio de generación alternativo a las fuentes convencionales como lo son plantas

termoeléctricas. La potencia eléctrica instalada de enero a diciembre del 2017 fue de 539,123 MW siendo países como China, EUA y Alemania los que presentaron mayor crecimiento en este rubro. A continuación, en la tabla 2.1 se presentan las cifras de potencia instalada por país en el año 2017.

*Tabla 2.1 Potencia eólica instalada [1].*

<b>País</b>	<b>MW</b>	<b>% de participación</b>
China	188,392	35
EUA	89,077	17
Alemania	56,132	10
India	32,848	6
España	23,170	4
Reino Unido	18,872	4
Francia	13,759	3
Brasil	12,763	2
Canadá	12,239	2
Italia	9,479	2
Resto del mundo	82,391	15
<b>Primeros 10</b>	<b>456,732</b>	<b>85</b>
<b>Total, mundial</b>	<b>539,123</b>	<b>100</b>
Fuente: GWEC		

### 2.3 Estándar IEC 61400-2

El estándar IEC 61400-2 (International Electrotechnical Commission) fue creado para tratar tópicos importantes dentro de los proyectos eólicos, específicamente para turbinas de viento pequeñas, por pequeño se refiere a turbinas cuya área de barrido del rotor sea menor a 200 m<sup>2</sup> y que generan tensiones por debajo de 1000 V para corriente alterna y 1500 V para corriente directa, indistinto si la máquina se encuentra acoplada a una red eléctrica o en un sistema aislado [10]. Los temas que se tocan en este documento de la IEC son seguridad, calidad, ingeniería y requerimientos de diseño, instalación, mantenimiento y operación bajo condiciones externas específicas. Su intención es dar el nivel de protección suficiente al aerogenerador para evitar pérdidas durante su tiempo programado de vida.

Este estándar se ocupa de los sistemas de las turbinas eólicas pequeñas como mecánico, eléctrico, de interconexión, de protección, cimentación y estructuras de

soporte. El documento es de alguna forma similar al IEC 61400-1 sin embargo hace algunos cambios para poder ser aplicado a turbinas eólicas pequeñas. Como la mayoría de los estándares es flexible y permite que los diseños se puedan desviar de las recomendaciones hasta el punto donde no se comprometa la seguridad de la turbina. La norma IEC 61400-2 hace referencia a otro grupo de estándares, pero solamente los relevantes para este documento como el ISO 2394, "Principios generales para la confiabilidad en estructuras" serán mencionados.

Para el diseño estructural se debe verificar la integridad de todos los componentes desde las palas hasta la cimentación del aerogenerador, esto incluye considerar la resistencia última y resistencia a la fatiga de todos los componentes como alas, eje, góndola, torre, conexiones, etc. Este documento se enfocará en el diseño de la torre y sus componentes principales como bridas, tornillos y pernos, bajo cargas estáticas. Como se mencionó al inicio se cuenta con dos escenarios ya que al ser una torre abatible pasará de funcionar como viga a columna.

En posición horizontal se analizará el diseño con la teoría elástica para vigas por tratarse de un elemento estructural sujeto principalmente a esfuerzos por flexión, compuesto por tensiones a tracción y compresión, por consiguiente, a esfuerzos de la misma naturaleza. Algunas de las características principales de este tipo de elementos son:

- Los valores máximos de tensión se encuentran en los extremos superior e inferior.
- Una de sus dimensiones es preponderante a las demás
- Son elementos utilizados para soportar y transmitir cargas hacia los apoyos verticales.

El diseño se logrará con ayuda de paquetes de dibujo asistido por computadora como SolidWorks y validará su funcionalidad con el paquete multifísica ANSYS.

La estructura que da soporte al aerogenerador en condiciones normales de trabajo actuará como una columna y también se comprobará su funcionalidad con

ANSYS. Las columnas pueden considerarse como vigas en posición vertical sujetas a una carga axial.

Es importante mencionar que las columnas, a diferencia de las vigas, presentan otro parámetro relevante que es su estabilidad. Cuando una columna es cargada axialmente y no permanece recta se dice que se ha pandeado, a consecuencia del pandeo su capacidad de carga disminuye [11]. Si bien en las vigas es suficiente calcular los esfuerzos y deformaciones creadas por las cargas a las que se encuentran sujetas, en las columnas el análisis de pandeo es igual de importante para considerar un diseño como válido siempre y cuando los datos encontrados se ubiquen dentro de las especificaciones dadas.

Una de las tareas fundamentales en el diseño es poder determinar correctamente o conocer con antelación las cargas que estarán actuando sobre los elementos ya que de ello depende completamente su dimensión, selección de material, seguridad, confiabilidad y principalmente por interés económico.

El estándar IEC 61400-2 menciona tres formas distintas para determinar las cargas de diseño a utilizar para el análisis de los componentes estructurales, las metodologías son las siguientes:

1. Método de cargas simplificado.
2. Simulación de modelo.
3. Medición de carga a escala completa.

En el método de cargas simplificado se utiliza un conjunto de cálculos simples y únicamente para ciertas configuraciones del aerogenerador, a su vez solo son considerados algunos casos de carga junto a ciertas condiciones externas. Algunos de los datos más relevantes que se deben de considerar para solucionar los cálculos en esta metodología son:

- Potencia de diseño,  $P_{\text{diseño}}$ .
- Velocidad rotacional de diseño,  $n_{\text{diseño}}$ .
- Torque de diseño en el eje principal,  $Q_{\text{diseño}}$ .
- Velocidad rotacional máxima,  $n_{\text{max}}$ .

En la técnica simulación de modelo se utiliza uno para permitir definir las cargas generadas en el mismo a un rango determinado de velocidades de viento. Se utilizan las condiciones de turbulencia y escenarios de viento extremo, pero solo algunos se definen en el estándar. El enfoque de esta metodología incluye consideraciones como dinámica estructural en combinación de condiciones de viento y otras suposiciones, al igual que la metodología anterior en ésta es importante considerar los cuatro puntos mencionados previamente.

Por último, para el procedimiento por medición de carga a escala completa es necesario contar con datos previos obtenidos de otros aerogeneradores. Las mediciones de carga pueden ser extrapoladas siguiendo las recomendaciones del estándar IEC/TS 61400-13, a lo anterior se suma que las condiciones bajo las que se midieron las cargas deben ser lo más cercanas a las descritas en el estándar para permitir su utilización en el nuevo diseño.

Para el diseño de la turbina eólica se deben considerar todos los casos de carga disponibles por el estándar o por el modelo que sea utilizado. Los casos de carga consideran una combinación específica de circunstancias y situaciones como:

- Turbina sin falla y condiciones de operación normales.
- Turbina sin falla y condiciones externas extremas.
- Turbina con falla y condiciones de operación normal.
- Turbina con falla y condiciones externas extremas; transporte, mantenimiento e instalación.

## 2.4 Análisis de cargas con FOCUS 6

El paquete de simulación FOCUS es una herramienta modular utilizada para el diseño de aerogeneradores y componentes de la turbina como álabes y otros componentes. Por más de una década, FOCUS 6 ha sido utilizado por la industria internacional para el diseño de turbinas eólicas.

Actualmente existe un gran número de herramientas disponibles para el diseño de aerogeneradores, FOCUS 6 integra estas herramientas en un solo paquete computacional que es capaz de proveer una interfaz amigable y datos consistentes. Debido a que los datos se generan en un mismo programa el proceso de diseño se hace más eficiente ya que no es necesaria la conversión de datos entre distintas plataformas, lo que a su vez disminuye el riesgo de errores por manipulación de datos.

### Características principales

- Diseño de turbina eólica.
- Prediseño del rotor.
- Diseño detallado de álabe con modelado 3D interactivo.
- Diseño de soporte estructural con modelado 3D interactivo.
- Calculo de cargas de acuerdo con los estándares internacionales (IEC, DNV GL).
- Resultados aptos para certificación.
- Análisis de resistencia y fatiga basado en series de tiempo.
- Análisis grafico de resultados.

### Diseño estructural de álabe

Este paquete cuenta con una herramienta para modelar los álabes a detalle, mientras se define la pala paso a paso y gracias a la visualización 3D es posible ver los cambios de diseño de manera inmediata. Es posible definir las propiedades de los materiales y espesor de las capas para realizar una serie de análisis estructurales utilizando un modelo de viga avanzado. Los análisis estructurales son:

- Esfuerzo-deformación evaluación de resistencia estática.
- Análisis de fatiga.
- Pandeo en sección transversal y eje principal.
- Análisis modal.
- Calculo de desplazamiento en la punta.

#### Aeroelasticidad, prediseño de rotor y diseño de aerogenerador

Para el prediseño Aero elástico no es necesario determinar todas las características del aerogenerador. Este módulo es capaz de generar los modos de vibración, frecuencias y amortiguamiento de las palas en el rotor. FOCUS 6 al utilizar el análisis de viga avanzado en el módulo también puede calcular la deformación torsional y transversal junto con otras características estructurales, de igual forma se incluye una herramienta la cual permite agregar los diferentes casos de carga propuestos por el estándar IEC o GL arrojando resultados aceptados por distintas certificaciones.

Para iniciar el análisis con FOCUS 6 es posible utilizar el asistente de datos, esta herramienta ayuda al usuario a cargar las cifras en el paquete para iniciar con el diseño. En la figura 2.14 se muestran los ejes de coordenadas y algunos de los parámetros requeridos por FOCUS 6:

- Distancia (del centro del acoplamiento de palas a la torre).
- Excentricidad del rotor.
- Ángulo cono (ángulo del rotor con respecto al plano perpendicular a la flecha).
- Radio de álabes.
- Número de álabes (Turbina de 3 álabes).
- Envergadura (Distancia de punta de álabes).

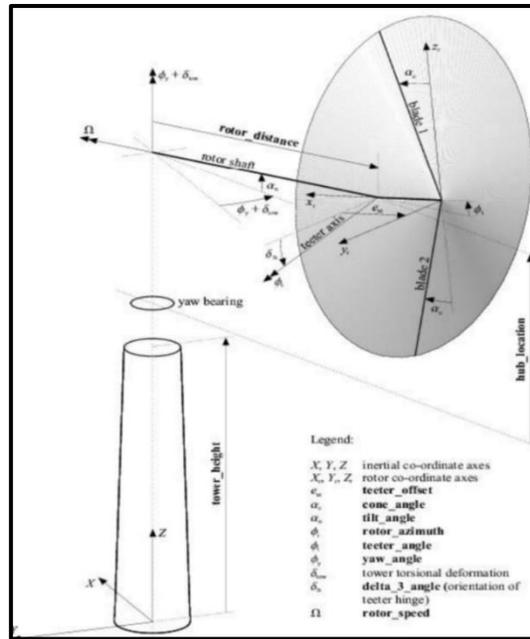


Figura 2.14 Referencia de ejes para FOCUS 6 [10].

## Opciones del programa FOCUS 6

- Aeroelasticidad 1, prediseño del rotor.
- Diseño estructural de álabes.
- Método de elemento finito para álabes.

## Análisis de datos de FOCUS6

Para ejecutar el análisis de carga es necesario proporcionar todos los datos en las distintas categorías del programa o bien cargar los que pide el asistente de datos. Una de las herramientas es Programa para análisis y simulación de turbinas de eje horizontal (PHATAS) que realiza el análisis de los casos de carga propuestos por la norma IEC. Conocer las cargas máximas de la gran variedad de escenarios es requerido para permitir realizar el análisis estructural en los distintos elementos del aerogenerador, se deben considerar los valores máximos de carga sin importar que su ocurrencia (escenario) sea baja.

Las 7 situaciones generales de diseño propuestas por el estándar son las que se indican a continuación, sin embargo, en cada una de ellas existen escenarios

particulares que también son evaluados por el FOCUS 6 y se pueden encontrar a detalle en la norma IEC 61400-2[10].

1. Generación.
2. Generación y ocurrencia de falla.
3. Paro normal.
4. Emergencia o paro manual.
5. Carga de viento extrema, estática o en vacío.
6. Condición de falla y apagado.
7. Transporte, mantenimiento y reparación.

Con el módulo de series de tiempo (Time series) que se muestra en la figura 2.15 y casos de carga (Load Cases) ubicado como un subnivel es posible realizar todos los escenarios de carga respecto al tiempo y bajo condiciones cercanas a las de operación real para determinar las cargas máximas mencionadas previamente.

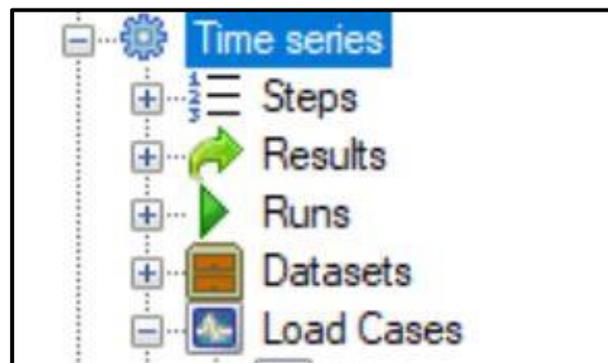


Figura 2.15 Módulo series de tiempo.

La aerodinámica del rotor es resuelta utilizando la teoría momento de elemento de álabe (BEM) la cual consiste en modelos para pérdidas, inducción tangencial, interacción con la torre-álabe, efectos de flujo y efectos rotacionales. El modelo de la torre incluye información detallada e interacciones con el modelo de la turbina incluyendo la aerodinámica del rotor.

Categorías de FOCUS6 para el análisis de las series de tiempo:

Algunos de los parámetros requeridos para ejecutar los casos de carga con series de tiempo se muestran y detallan a continuación:

- **Perfil de álabe:** Perfil de la pala generado a través de una tabla donde se alimentan las características geométricas y aerodinámicas, dichas propiedades son provistas por el fabricante.
- **Propiedades de álabe:** Este parámetro incluye la localización de la pala en el aerogenerador, el movimiento angular o los grados de álbearo en máximos y mínimos, fricción y el amortiguamiento. En esta sección se determina la ubicación del ala respecto a los ejes x, y. La flexión del ala es un parámetro provisto por el fabricante y se carga en esta sección para permitir conocer el desplazamiento máximo de la punta del ala en condiciones de operación o cualquier otro escenario que se desee.
- **Elemento de unión entre álbearos y eje principal:** Es el elemento de la máquina donde se encuentran ensambladas las alas del aerogenerador. En esta área se cargan los datos de localización, masa, inercia, momento estático, radio e inclinación.
- **Torre:** En esta categoría se cargan diferentes parámetros como número de secciones, peso, longitud y los distintos tipos de rigidez. La rigidez considerada en esta sección al igual que los demás parámetros mencionados influyen de forma considerable en los resultados obtenidos de los escenarios de carga. Por lo anterior dichos parámetros se obtuvieron del paquete SolidWorks.

### 2.4.1 Cargas máximas en torre

Se utilizó el paquete FOCUS 6 y con ayuda del área de diseño Aero elástico fue posible obtener las cargas presentes en el ensamble y permitió alimentarlas de forma directa al paquete ANSYS Mechanical ya que previamente se tenía el diseño mecánico de la torre donde después de la primera iteración de diseño se encontró que el escenario crítico era la posición horizontal de la misma.

Para simplificar el análisis se ubicaron las áreas donde fuera posible agregar la condición frontera o cargas sin necesidad de modificar el diseño, se optó por agregar las fuerzas máximas y momentos máximos de varios escenarios en las

uniones bridadas cuyos datos se pueden encontrar en las tablas 2.2, 2.3, 2.4, 2.5 y 2.6.

Altura: 18 m

*Tabla 2.2 Cargas extremas a 18 metros.*

<b>Valores absolutos de cargas extremas incluyendo factor de seguridad parcial</b>						
	X [N]	Y [N]	Z [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
<b>ABS. MAX.</b>	14557	31437	47009	34765	28383	20702
<b>Caso</b>	5	4289	8104	8103	2183	2186
<b>Factor</b>	1.35	1.35	1.5	1.5	1.35	1.35

- Altura: 11.35 m

*Tabla 2.3 Cargas extremas a 11.35 metros.*

<b>Valores absolutos de cargas extremas incluyendo factor de seguridad parcial</b>						
	X [N]	Y [N]	Z [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
<b>ABS. MAX.</b>	17725	36355	65429	228822	102664	20702
<b>Caso</b>	5	4289	8104	4289	5	2186
<b>Factor</b>	1.35	1.35	1.5	1.35	1.35	1.35

- Altura: 4.688 m

*Tabla 2.4 Cargas extremas a 4.688 metros.*

<b>Valores absolutos de cargas extremas incluyendo factor de seguridad parcial</b>						
	X [N]	Y [N]	Z [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
<b>ABS. MAX.</b>	25967	40407	88039	488519	233246	20702
<b>Caso</b>	5	4289	8104	4289	5	2186
<b>Factor</b>	1.35	1.35	1.5	1.35	1.35	1.35

- Altura: 1.444 m

*Tabla 2.5 Cargas extremas a 1.444 metros.*

<b>Valores absolutos de cargas extremas incluyendo factor de seguridad parcial</b>						
	X [N]	Y [N]	Z [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
<b>ABS. MAX.</b>	27578	40049	102313	617473	319333	20702
<b>Caso</b>	5	4289	8104	4289	5	2186
<b>Factor</b>	1.35	1.35	1.5	1.35	1.35	1.35

- Altura: 0 m

*Tabla 2.6 Cargas extremas a 0 metros.*

<b>Valores absolutos de cargas extremas incluyendo factor de seguridad parcial</b>						
	X [N]	Y [N]	Z [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
<b>ABS. MAX.</b>	27704	39970	112345	685489	366293	20702
<b>Caso</b>	5	4289	8104	4289	5	2186
<b>Factor</b>	1.35	1.35	1.5	1.35	1.35	1.35

### 3.1 Metodologías de diseño mecánico

El diseño no es particular a las áreas de mecánica o ingeniería civil y existe casi en cualquier área de estudio, sin embargo, este documento se enfoca al diseño en el área de construcción de acero. Existen varios principios y conceptos importantes para el proceso de diseño que el ingeniero debe ser capaz de entender como distintas variables afectan de forma significativa al producto final. Algunas de estas variables pueden ser costos, cargas, tipo de aplicación, material, dimensiones, factores de seguridad o tiempo de vida deseado entre otros.

El diseñador debe utilizar su habilidad de analizar un problema junto con su conocimiento previo para plantear una serie de soluciones y predecir el comportamiento del diseño para cumplir con las especificaciones requeridas. Al diseñar es posible encontrar una o varias soluciones viables para el problema planteado, es aquí cuando las variables de diseño se utilizan para delimitar las soluciones y permitir encontrar un diseño óptimo. Encontrar un diseño óptimo se complica con el hecho que las funciones u objetivos que deben ser alcanzados algunas ocasiones se contraponen, por ejemplo, diseñar una estructura de bajo peso, misma confiabilidad y menor costo.

Una característica importante del diseño mecánico del aerogenerador es que es un proceso iterativo, comúnmente al iniciar un diseño existe un gran número de incógnitas, pero conforme avanza el proceso algunos de los parámetros se vuelven conocidos o componentes pasan a ser definidos al tomarse la decisión de mantenerlos como puntos de partida. Comúnmente el diseño es replanteado y analizado en repetidas ocasiones hasta llegar al definitivo.

El diseño y análisis mecánico/estructural son dos actividades diferentes y conocer cómo afecta una a la otra y viceversa es fundamental para continuar con el correcto proceso de diseño. Al analizar se evalúa un problema y sus posibles causas, también se refiere a ejecutar las soluciones planteadas en el proceso de diseño. Al realizar un análisis se toman todos aquellos valores de diseño y se

solicitan los datos que posteriormente serán revisados y aprovechados por el proceso mismo. El proceso de diseño utiliza los resultados del análisis para modificar el planteamiento inicial y así el proceso se repite hasta que se encuentra la mejor solución como se muestra en la figura 3.1 [11].

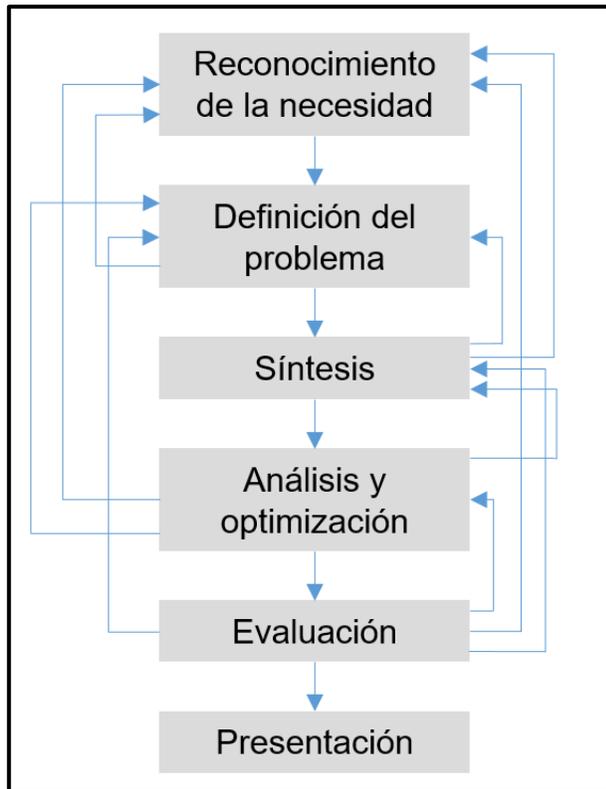


Figura 3.1 Diagrama de flujo para diseño mecánico.

La utilización de herramientas como paquetes de computadora es fundamental para abordar este tipo de problemas ya que realiza las tareas repetitivas y se administra mejor el recurso del tiempo.

La función de los estándares y códigos de diseño es prevenir fallas recurrentes que fueron documentadas previamente. Para minimizar las fallas en el diseño es necesaria la colaboración con otros equipos que puedan observar desde otra perspectiva el planteamiento inicial. Los estándares se revisan y/o actualizan cada determinado tiempo para poder hacer uso del conocimiento adquirido en la práctica de la profesión. Estos documentos son flexibles sin embargo una clara justificación debe ser sustentada por el equipo de diseño cada vez que haya una desviación.

La resistencia de un componente es su capacidad para soportar esfuerzos y fuerzas aplicadas sin destruirse, deformarse de manera permanente o dañarse. Un modelo de resistencia de materiales define la relación entre las cargas y esfuerzos-deformaciones inducidos por ellas en el material. En el diseño de elementos mecánicos o estructurales las geometrías utilizadas, así como la abundancia de características mecánicas en materiales supone una mayor complejidad en el análisis y por consiguiente es necesario hacer uso de diferentes teorías como la elástica o plástica dependiendo la aplicación del diseño. Hoy en día los problemas de este tipo comúnmente son resueltos de forma muy aproximada con métodos numéricos como el método de los elementos finitos.

La teoría elástica plantea que no existen sólidos indeformables, lo que significa que los cuerpos cambian sus dimensiones en cierta medida bajo los efectos generados por cargas internas o externas. Para el análisis convencional con dicha teoría se supone también que los materiales son homogéneos, isótropos (las propiedades no dependen de la dirección en que se observa), de masa constante y se encuentran dentro del límite elástico (las dimensiones originales se recuperan una vez que la carga se retira).

Para comprender y aplicar la teoría elástica es necesario conocer como las cargas involucradas se distribuyen a lo largo del área sobre la que actúan. El hecho de que una sección de determinado material soporte/resista las cargas sin fallar depende de la relación entre la fuerza y área sobre la que opera. Al cociente entre la relación mencionada se le llama esfuerzo, cuyas unidades según el sistema que se utilice son Pa ( $\text{N/m}^2$ ) para el sistema internacional o psi ( $\text{lb}_f/\text{in}^2$ ) para el sistema estándar.

Dependiendo del plano y la orientación de la fuerza respecto al mismo el esfuerzo recibe los nombres de Esfuerzo Normal ( $\sigma$ ) o Esfuerzo Cortante ( $\tau$ ).

El esfuerzo normal se define con la ecuación (3.1).

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ N/m}^2 \quad (3.1)$$

donde F es la carga (N) y A es la proyección del área (m<sup>2</sup>) perpendicular a la carga.

Cuando la fuerza es normal al plano de la sección el esfuerzo se describe como esfuerzo normal como se indica en la figura 3.2 [12].

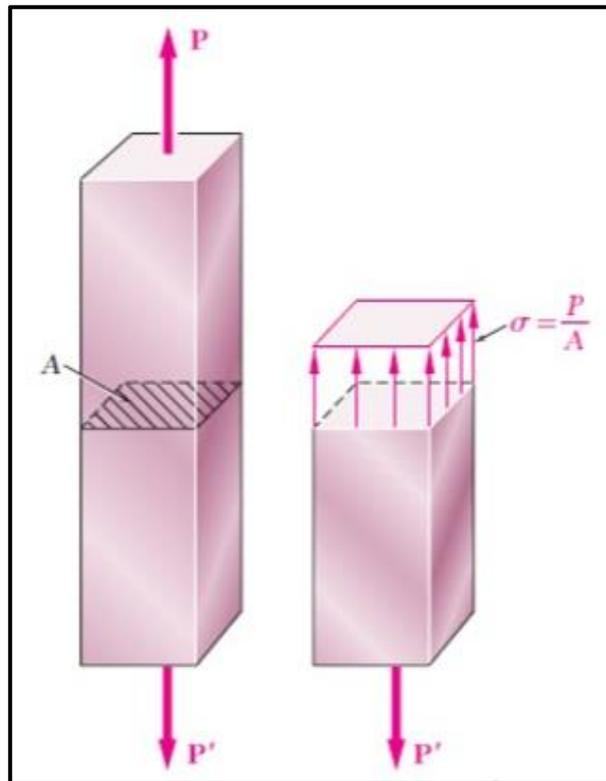


Figura 3.2 Esfuerzo normal [12].

El esfuerzo cortante se define con la ecuación (3.2).

$$\tau_{\text{prom}} = \frac{F}{A} \text{ N/m}^2 \quad (3.2)$$

donde F es la fuerza (N) y A el área (m<sup>2</sup>) o sección paralela a la fuerza.

Si la fuerza fluye de forma paralela a la sección del área se describe como esfuerzo cortante como lo indica la figura 3.3 [12].

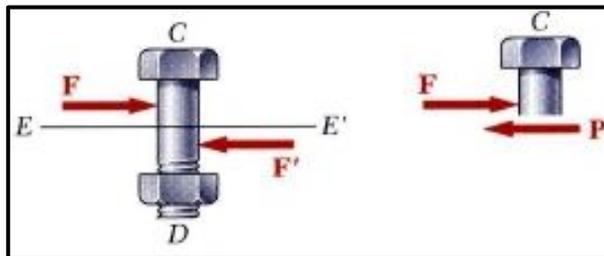


Figura 3.3 Esfuerzo cortante [12].

Bajo condiciones de carga complejas los esfuerzos normal y cortante se distribuyen en un volumen diferencial ( $\Delta V$ ) como se muestra en la figura 3.4.

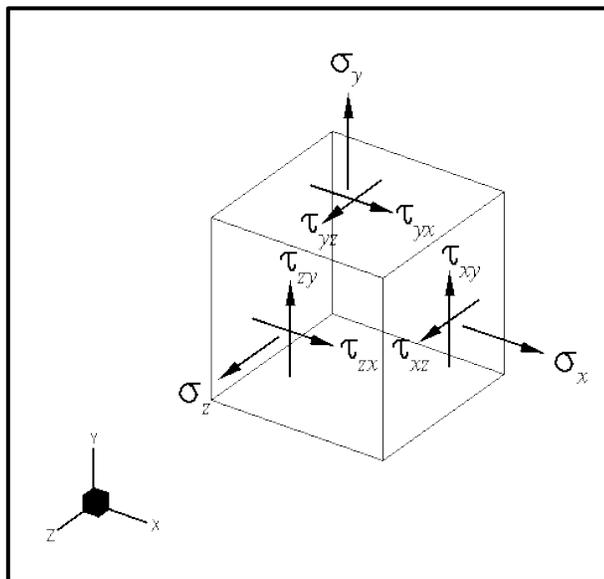


Figura 3.4 Cubo de esfuerzos [12].

En el estudio elástico es necesario conocer la magnitud de las deformaciones las cuales son diferentes en cada material dependiendo sus características mecánicas. El análisis de las deformaciones también ayuda a determinar los

esfuerzos una vez que se conoce la curva característica de cada material. Para encontrar la distribución real de los esfuerzos es necesario analizar las deformaciones que suceden en un espécimen del material en cuestión, se debe considerar una pieza cilíndrica o barra bajo carga axial para desarrollar el análisis mencionado.

Primero es necesario definir la deformación normal unitaria  $\varepsilon$ , la cual también se conoce como deformación por unidad de longitud del elemento y se expresa con la ecuación 3.3:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} = \text{m/m} \quad (3.3)$$

donde la deformación total  $\delta$  o  $\Delta L$  se expresa en metros y  $L$  longitud inicial también se expresa en metros.

La deformación unitaria al ser una cantidad adimensional denota la proporción del cambio longitudinal que sufre la muestra. Una forma de comprender dicha relación es multiplicarla por 100 para obtener un porcentaje de alargamiento, esto también es utilizado como una medida estándar de ductilidad.

Una probeta con longitud inicial  $L$  se somete a una carga axial a tracción y al graficar el esfuerzo  $\sigma$  contra la deformación unitaria  $\varepsilon$  se obtiene el diagrama esfuerzo-deformación para el material en estudio. De forma general se obtiene un gráfico como se muestra en la figura 3.5 con el cual es posible determinar una serie de puntos y áreas importantes que serán mencionadas y detalladas posteriormente.

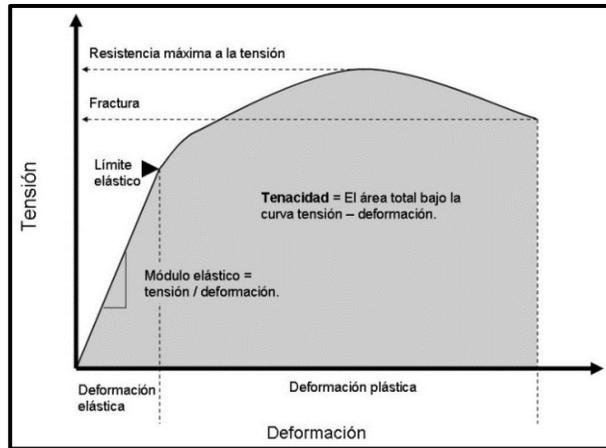


Figura 3.5 Diagrama esfuerzo-deformación.

Existen 3 puntos de especial interés que se pueden observar en la imagen previa, son:

- Limite elástico ( $\sigma_Y$ ).

Es el máximo esfuerzo que un material puede soportar antes de experimentar deformaciones permanentes

- Esfuerzo último ( $\sigma_U$ ).

Valor de esfuerzo máximo que se puede aplicar al material previo a la estricción (disminución superficial de sección transversal a la aplicación de la carga)

- Esfuerzo de fractura ( $\sigma_B$ ).

Esfuerzo donde se presenta la falla o pérdida de continuidad del material

De lo anterior se desprende el módulo de Young (E), el cual caracteriza el comportamiento elástico de materiales lineales. Gráficamente el módulo de Young es la pendiente de la curva del diagrama esfuerzo-deformación hasta el límite de proporcionalidad elástica y se describe con la ecuación 3.4:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \text{ N/m}^2 \quad (3.4)$$

Las unidades son Pa ( $\text{N/m}^2$ ) coinciden con aquellas del esfuerzo debido a que la deformación unitaria únicamente es una proporción longitudinal y por

consiguiente adimensional. El módulo de Young es una medida de la rigidez del material y es independiente de sus características geométricas, la rigidez se interpreta como la resistencia a ser deformado [12].

La Ley de Hooke a priori al desarrollo teórico del módulo de Young, establece la rigidez como una proporción entre la fuerza aplicada y la deformación que sufre algún elemento sin considerar el área y por consiguiente el esfuerzo generado. La proporcionalidad establecida por Hooke se establece con la ecuación (3.5):

$$K = \frac{F}{\delta} = \text{N/m} \quad (3.5)$$

donde K es la rigidez, F es fuerza y  $\delta$  es la deformación total.

Se muestra como al incrementar la carga aumenta el desplazamiento, en este caso para un resorte axial mostrado en la figura 3.6.

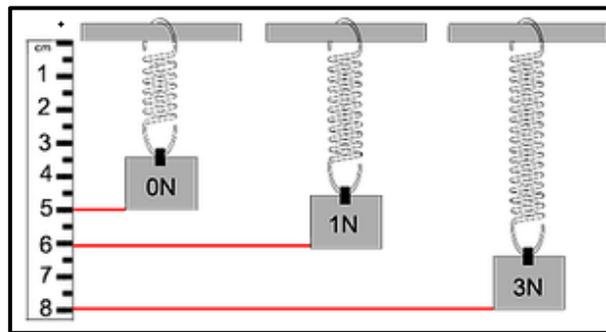


Figura 3.6 Representación de la Ley de Hooke [7].

Con la Ley de Hooke y el módulo de Young es posible determinar la rigidez de un componente o una estructura según su geometría y material. La rigidez se puede definir de forma general según la aplicación de la carga en el elemento como:

- EA rigidez axial (N).
- GJ rigidez torsional ( $\text{Nm}^2$ ).
- EI rigidez flexural ( $\text{Nm}^2$ ).
- GA rigidez a corte (N).

donde E es el módulo de Young ( $\text{N/m}^2$ ), G el módulo de corte ( $\text{N/m}^2$ ), I segundo momento de área ( $\text{m}^4$ ), J momento polar de inercia ( $\text{m}^4$ ) y A es el área ( $\text{m}^2$ ).

La falla por fatiga sucede cuando el material pierde continuidad con cargas y esfuerzos por debajo de su límite elástico o de ruptura. Los elementos estructurales o maquinas, en algunas ocasiones se encuentran sometidos a cargas variables y/o fluctuantes lo que genera esfuerzos con la misma naturaleza cambiante, si a lo anterior se agregan discontinuidades del material ocurre una concentración de esfuerzos que favorece la propagación de las grietas preexistentes. Las fallas por fatiga son similares en apariencia a la fractura en materiales frágiles como se observa en la figura 3.7, sin embargo, la falla de esta naturaleza se desarrolla en 3 etapas que son:

1. Inicia 1 o más microgrietas debido a la deformación plástica y se extiende de dos a cinco granos alrededor del origen
2. Las grietas pasan a ser macro grietas y forman mesetas normales a la dirección del esfuerzo máximo en tensión, se crean “marcas de playa”
3. La ruptura sucede cuando el material restante es insuficiente para soportar la carga y ocurre de manera repentina

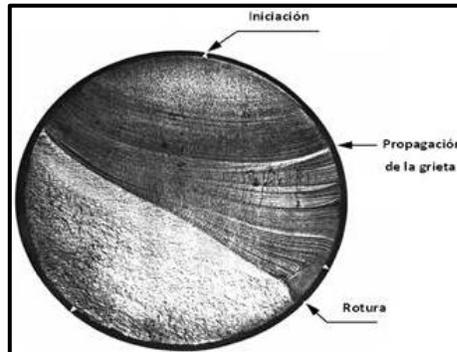


Figura 3.7 Falla por fatiga (grietas y líneas de playa) [11].

La curva S-N es una herramienta para determinar según la magnitud del esfuerzo el número de ciclos que el material soportara antes de fallar. Esta curva se obtiene realizando ensayos a probetas de un mismo material con diferentes magnitudes de carga (esfuerzo) y contabilizando el número de ciclos previos a la ruptura. La figura 3.8 corresponde a la gráfica S-N también se observa un valor mínimo de tensión mayor que y diferente de 0 donde los ciclos aumentan

indefinidamente lo que significa que la falla por fatiga no ocurrirá, a este límite inferior se le llama límite de fatiga [11].

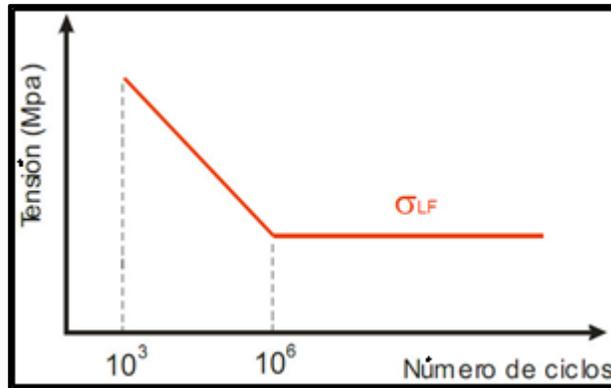


Figura 3.8 Curva S-N.

### 3.2 Metodología de diseño con esfuerzo permisible (ASD)

La filosofía ASD o diseño con esfuerzo permisible se basa en la utilización de los esfuerzos/resistencias presentes en un componente bajo carga para posteriormente compararlos contra el esfuerzo/resistencia permisible el cual es el cociente del esfuerzo nominal, comúnmente el límite elástico y un factor de seguridad. La ecuación (3.6) describe matemáticamente la condición admisible por el método ASD

$$\sigma_d \leq \sigma_a = \frac{\sigma_y}{\Omega} \quad (3.6)$$

donde  $\sigma_y$  es el esfuerzo del límite elástico según el material utilizado,  $\sigma_d$  es el esfuerzo de diseño,  $\sigma_a$  es el esfuerzo admisible determinado por el cociente del límite elástico y el factor de seguridad omega ( $\Omega$ ).

La ecuación anterior puede modificarse para analizar la resistencia de una sección intercambiando sigma ( $\sigma$ ) por resistencia (R).

El método de diseño ASD contempla una serie de ecuaciones con las cuales se realiza una combinación de cargas. La diferencia entre las filosofías de diseño radica en el manejo de los factores de carga ya que en el ASD no se agrega un factor por cada tipo de carga y tampoco se agrega un factor de reducción a la

resistencia del miembro en cuestión. Las combinaciones de cargas publicadas para la utilización del método ASD se muestran en el grupo de la ecuación (3.7):

$$\begin{array}{l}
 1. D + F \\
 2. D + H + F + L + T \\
 3. D + H + F + (L_r \text{ o } S \text{ o } R) \\
 4. D + H + F + 0.75(L + T) + 0.75(L_r \text{ o } S \text{ o } R) \\
 5. D + H + F + (W \text{ o } 0.7E) \\
 6. D + H + F + 0.75(W \text{ o } 0.7E) + 0.75L + 0.75(L_r \text{ o } S \text{ o } R) \\
 7. 0.6D + H + W \\
 8. 0.6D + 0.7E + H
 \end{array} \quad (3.7)$$

donde D corresponde a las cargas muertas o estáticas, F es la carga inducida por fluidos a presión, H es la carga producida por fluidos a alturas específicas, L son las cargas vivas o dinámicas, T son cargas por deformación, W fuerzas inducidas por el flujo del viento y E son cargas sísmicas.

La metodología ASD clásica es una de las más utilizadas por su simplicidad, sin embargo, en el diseño estructural el método LRFD se ha convertido en el método preferido por la normativa internacional al menos para el diseño de edificaciones. El ASD utiliza un único factor de seguridad  $\Omega$  el cual dependiendo del límite último usado indica la fracción empleada de la capacidad total del miembro cargado.

La determinación del factor de seguridad depende del criterio del diseñador, estándar, norma, aplicación o cliente entre otros. El factor  $\Omega$  de las ecuaciones (3.8) y (3.9) es un valor el cual no se encuentra completamente determinado para todas las situaciones o aplicaciones, por consiguiente, se vuelve complicado asignar un factor de seguridad específico. Por lo anterior se plantea una aproximación inicial la cual puede ser utilizada como referencia para asignar un factor de seguridad determinado al menos para el diseño de maquinaria, sin embargo, también se basa en el criterio del diseñador [13].

$$\Omega = 1 + \frac{(10 + t)^2}{100} \text{ para } t \geq -6 \quad (3.8)$$

Ó

$$\Omega = 1.15 \text{ para } t < -6 \quad (3.9)$$

donde

$$t = \sum_{i=1}^8 (RN)_i \quad (3.10)$$

Para determinar los valores de RN se utiliza una escala desde -4 hasta 4 donde:

- RN = 1 baja necesidad de modificar  $\Omega$ .
- RN = 2 necesidad moderada de modificar  $\Omega$ .
- RN = 3 fuerte necesidad de modificar  $\Omega$ .
- RN = 4 extrema necesidad de modificar  $\Omega$ .

Se asigna un valor de RN a cada una de las siguientes consideraciones de diseño:

1. Precisión del conocimiento de las cargas.
2. Precisión en el cálculo de esfuerzos.
3. Precisión de la resistencia.
4. Necesidad de conservar material, peso, espacio o económico.
5. Seriedad de las consecuencias de la falla.
6. Calidad de manufactura.
7. Condiciones de operación.
8. Calidad de mantenimiento.

Y se resuelve la ecuación (3.8) o (3.9) según la condición que se cumpla al calcular t.

Para el diseño de la torre para el generador eólico se utilizará el ASD ya que es el método con mayor similitud a las aproximaciones y escenarios de carga planteados en el estándar IEC.

### 3.2.1 Materiales empleados en la fabricación de la torre

Para comenzar con el diseño es necesario conocer la disponibilidad de los materiales y capacidades de los fabricantes para manejar o procesar los insumos de fabricación. Para la construcción de la torre eólica de 18 metros se cuenta con la experiencia de Metalpol SA de CV en la fabricación de postes de iluminación y transmisión eléctrica, ellos también cuentan con diferentes certificaciones por parte de CFE, AWS y PERRY JOHNSON REGISTRARS, INC. el cual certifica su sistema de gestión de calidad ISO 9001:2008.

Los aceros utilizados por el fabricante son ASTM A572 Gr. 50 para accesorios como bridas o placa base y ASTM A572 Gr. 65 en láminas para la formación de los troncos o tubos. Las características mecánicas de cada de uno de los aceros mencionados se muestran en la tabla 3.1 y son:

Tabla 3.1 Propiedades mecánicas de acero ASTM A572 [14].

Grado	Limite elástico, min		Resistencia última, min		Elongación mínima, %	
	ksi	[Mpa]	ksi	[Mpa]	En 8 in. [200 mm]	En 2 in. [50 mm]
42 [290]	42	[290]	60	[415]	20	24
50 [345]	50	[345]	65	[450]	18	21
55 [380]	55	[380]	70	[485]	17	20
60 [415]	60	[415]	75	[520]	16	18
65 [450]	65	[450]	80	[550]	15	17

#### ASTM A572 Gr. 65

- Limite elástico  $\sigma_y = 65$  Ksi ó 450 MPa.
- Resistencia a tracción  $\sigma_u = 80$  Ksi ó 550 MPa.

#### ASTM A572 Gr. 50

- Limite elástico  $\sigma_y = 50$  Ksi ó 345 MPa.
- Resistencia a tracción  $\sigma_u = 65$  Ksi ó 450 MPa.

Los espesores con los que se dispone el acero ASTM A572 Gr. 65 para la construcción del tronco se observan en la tabla 3.2:

Tabla 3.2 Espesores disponibles por fabricante.

Espesor	
Pulgadas	Milímetros
1/4"	6.35
5/16"	7.93
3/8"	9.52
1/2"	12.7
5/8"	15.87

El ASTM A572 Gr. 50 utilizado en la placa base, bridas y accesorios es de 3/16" hasta 4". Otras propiedades relevantes en el diseño con acero son la densidad, módulo de elasticidad (Young) y módulo de corte, dichas características son:

- Densidad  $\rho = 0.284 \text{ lb/in.}^3$  ó  $7860 \text{ kg/m}^3$ .
- Módulo de elasticidad  $E = 29 \times 10^6 \text{ psi}$  ó  $200 \text{ GPa}$ .
- Módulo de corte  $G = 11.2 \times 10^6 \text{ psi}$  ó  $77.2 \text{ GPa}$ .

Ya que se trata de una estructura que se encontrará expuesta en su totalidad a las condiciones climáticas, la columna se someterá a un proceso de galvanizado por inmersión en caliente con zinc para proteger el acero evitando la corrosión y prolongar la vida útil de la estructura. La tabla 3.3 muestra los espesores requeridos del galvanizado según la vida útil que se desee, donde una oxidación del 5% en la superficie se utiliza como parámetro para definir su tiempo de duración.

Tabla 3.3 Espesores de galvanizado con zinc.

Espesor del recubrimiento	Número de años en promedio de duración hasta que aparece una oxidación de 5% sobre la superficie del acero				
	gr/m <sup>2</sup>	Rural	Marina	Urbana	Industrial
Milésimas de pulgada					
1.5 a 3	269 a 557	17-35	12-20	10-15	4-8
3.1 a 4.7	558 a 884	35-50	20-35	15-25	8-12
4.8 a 7.8	885 a 1400	50-57	35-50	25-40	12-25

Se considerará el galvanizado de 1.5 a 3 milésimas de pulgada y un peso de 269 a 557 gr/m<sup>2</sup> por el ambiente marino dada su cercanía a la bahía con una distancia aproximada de 15 Km que brinda una protección de 12 a 20 años.

### 3.2.2 Esfuerzo admisible en la torre

Para el análisis de los estados límite y específicamente el análisis de resistencia se consideró la práctica del estándar IEC 61400-2. Los factores de seguridad parciales y factores de carga recomendados se muestran en las tablas 3.4 y 3.5:

Tabla 3.4 Factores de resistencia recomendados por IEC 61400-2 [10].

Caracterización del material	Resistencia a la fatiga, $\gamma_m$	Resistencia máxima, $\gamma_m$
Caracterización completa	1.25 <sup>a</sup>	1.1
Caracterización mínima	10 <sup>b</sup>	3
a El factor se aplica a la resistencia a la fatiga del material		
b El factor se aplica a la resistencia a la fatiga del material		

Tabla 3.5 Factores de carga recomendados por IEC 61400-2 [10].

Método para determinar cargas	Cargas de fatiga, $\gamma_f$	Cargas máximas, $\gamma_f$
1. Ecuaciones simplificadas	1	3
2. Simulación de modelo	1	1.35
3. Medición de escala completa	1	3

El requerimiento de diseño o el esfuerzo admisible está dado por la ecuación (3.11):

$$\sigma_d \leq \frac{f_k}{\gamma_m \gamma_f} = Pa \quad (3.11)$$

donde  $\sigma_d$  es el esfuerzo de diseño admisible o el valor de esfuerzo que no deberá sobrepasarse al aplicar las cargas en el diseño,  $f_k$  es la resistencia del material de la pieza o ensamble el cual comúnmente es el límite elástico,  $\gamma_m$  es el factor de seguridad para el material propuesto por el estándar IEC y  $\gamma_f$  siendo el factor de carga según el método de obtención de cargas detallado también en el estándar IEC.

Por lo tanto, el esfuerzo admisible incluyendo el factor de carga en los materiales ASTM A572 Gr. 50 y Gr. 65 según la recomendación de la IEC es:

- ASTM A572 Gr. 50

$$\sigma_d \leq \frac{345}{(1.1)(1.35)} = 232 \text{ MPa}$$

- ASTM A572 Gr.65

$$\sigma_d \leq \frac{450}{(1.1)(1.35)} = 303 \text{ MPa}$$

### 3.3 Metodología de diseño con factores de carga y resistencia (LRFD)

El estado límite se refiere a una condición donde el diseño ha dejado de cumplir su función primaria. Cuando un diseño se encuentra cerca de su estado límite no necesariamente se producirá una falla, sin embargo, dependerá del parámetro con el cual se definió el estado para determinar si la condición representa un riesgo potencial o no. Regularmente los límites tienen la siguiente forma:

$$\text{Demanda} \leq \text{Capacidad}$$

Los estados límites pueden ser divididos en dos categorías:

1. Estado límite último.
2. Estado límite de servicio.

En el estado límite último se agrupa la resistencia y estabilidad del diseño, ya que hace uso de estos conceptos para establecer las magnitudes que serán comparadas para determinar si cumple o no con la siguiente desigualdad:

$$\text{Resistencia requerida} \leq \text{Resistencia nominal}$$

Por resistencia requerida se refiere a la fuerza derivada del análisis estructural a la pieza o diseño en cuestión, por ejemplo, el cortante y momento máximo en una viga al aplicar las cargas correspondientes. La resistencia nominal es la fuerza máxima teórica que el elemento es capaz de soportar y es función de las propiedades geométricas y mecánicas del material, por ejemplo, su límite elástico.

El estado límite de servicio no se basa en la fuerza que el elemento es capaz de soportar, sin embargo, utiliza las condiciones operativas del diseño bajo una carga aplicada. Las condiciones pueden ser, por mencionar algunas; deflexión, vibración, esbeltez, tolerancia geométrica entre otras. Un ejemplo muy común para este estado límite es en arquitectura la flecha máxima (deflexión) en vigas recomendada según el tipo de edificación y aplicación. Estos estados límite tienden a ser más flexibles que los de resistencia ya que, de no cumplirse, la integridad del

diseño no se encuentra comprometida. El estado límite de servicio se determina como:

$$\text{Comportamiento} \leq \text{Comportamiento permisible}$$

Al plantear las desigualdades previamente mencionadas se debe asociar incertidumbre en ambos lados de estas, especialmente para los estados límite últimos. Comúnmente las cargas a las que se encontrara sujeto un diseño o dispositivo son desconocidas parcialmente y al mismo tiempo su magnitud puede variar considerablemente según el escenario en el que se encuentre, de igual forma para el caso de los materiales de fabricación debido a que son muy diversos y acompañado de un continuo desarrollo algunos de ellos no siempre cuentan con una caracterización confiable y/o apropiada, así mismo dependiendo del proceso de manufactura la confiabilidad con la que se puede hacer uso de sus valores característicos debe ser considerada. El manejo de dichas incertidumbres cambia según la filosofía de diseño que se desee utilizar.

El LRFD o diseño mediante factores de carga y resistencia de forma general utiliza una serie de factores que deben aplicarse a la carga y material dependiendo su naturaleza. Los factores que se aplican a las cargas son mayores a la unidad lo que se traduce en un incremento correspondiente a un porcentaje, sin embargo, para los materiales deben utilizarse factores menores a la unidad dando como resultado un material con características de resistencia menores de lo que indica su hoja de especificaciones. Una forma de visualizar esta filosofía es con la ecuación (3.12):

$$\sum \gamma_i Q_i \leq \phi R_n \quad (3.12)$$

Donde  $\gamma_i$  es un factor de carga especificado en la metodología LRFD según el escenario que se esté analizando,  $Q_i$  corresponde a las cargas presentes en la estructura o ensamble,  $\phi$  es el factor de resistencia que varía dependiendo el material y la aplicación de la estructura, por último  $R_n$  corresponde a la resistencia nominal del material que se use.

En otras palabras, la ecuación anterior se interpreta como, el efecto de la suma de productos entre factores y cargas debe ser menor o igual a la resistencia característica factorizada del elemento [15].

Para entender de forma clara como cambia el límite último para cada una de las filosofías de diseño, en este caso la resistencia nominal ( $R_n$ ) o esfuerzo nominal ( $\sigma_n$ ) se observa en la figura 3.9 como cada una de las metodologías modifica la magnitud máxima admisible.

$R_n$  como la capacidad Nominal del material,  $\phi R_n$  para la capacidad LRFD y La capacidad ASD se define como  $\frac{R_n}{\Omega}$ .

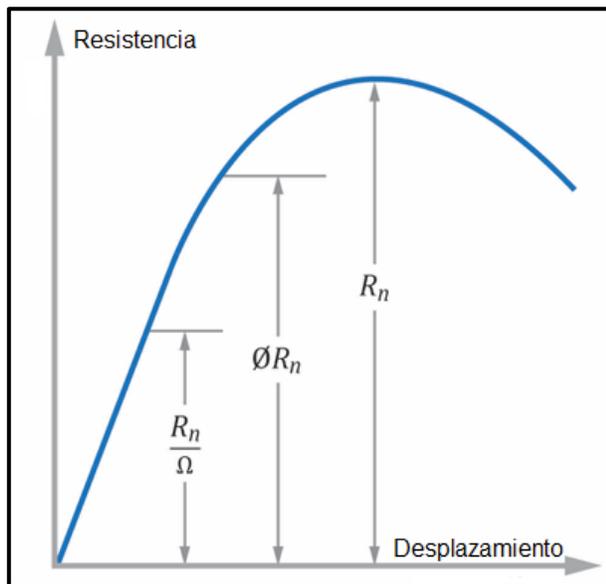


Figura 3.9 Comparativa de resistencia según metodología.

Una de las diferencias entre las metodologías ASD y LRFD radica entre los términos que se comparan para determinar si la desigualdad se cumple o no. El ASD compara los esfuerzos presentes contra los esfuerzos admisibles y el LRFD compara la resistencia demandada por las cargas contra la resistencia característica de la sección analizada.

Utilizar el esfuerzo o la resistencia como atributo cuantitativo de un modelo o sección depende de la propiedad geométrica de cada diseño, una de las razones para utilizar en el análisis la resistencia se debe a la regularidad y/o estandarización

de las geometrías y materiales utilizados en la ingeniería estructural o civil, a diferencia del diseño mecánico donde la diversidad de geometrías hacen complicado poder caracterizar cada sección con su resistencia, por lo tanto se utiliza el criterio ASD para observar los esfuerzos.

Otra diferencia entre las filosofías de diseño mencionadas es que una maneja el factor de seguridad para ASD o los factores de carga y de resistencia para LRFD. El método LRFD considera por separado cada una de las cargas y según su predictibilidad asigna un factor  $\gamma$  determinado, a continuación, se presenta el grupo de ecuaciones (3.13) para permitir la aplicación del método LRFD [15]:

$$\begin{array}{l}
 1. \quad 1.4D \\
 2. \quad 1.2D + 1.6L + 0.5(L_r \text{ o } S \text{ o } R) \\
 3. \quad 1.2D + 1.6(L_r \text{ o } S \text{ o } R) + (L \text{ o } 0.5W) \\
 4. \quad 1.2D + 1W + L + 0.5(L_r \text{ o } S \text{ o } R) \\
 5. \quad 1.2D + 1E + L + 0.2S \\
 6. \quad 0.9D + 1W \\
 7. \quad 0.9D + 1E
 \end{array}
 \quad \left. \vphantom{\begin{array}{l} 1. \\ 2. \\ 3. \\ 4. \\ 5. \\ 6. \\ 7. \end{array}} \right\} (3.13)$$

donde D corresponde a la carga muerta, L son las cargas dinámicas o vivas,  $L_r$  es la carga en movimiento que sucede en el techo, W es la carga inducida por las corrientes de viento en las superficies de las estructuras o edificios, E son las fuerzas en la estructura producidas por el movimiento telúrico, S corresponde al peso generado por la acumulación de nieve y por último R es el peso por la acumulación de agua en las superficies.

Es importante mencionar que existen permutaciones de las combinaciones de carga mostradas previamente las cuales son aplicadas a casos específicos, que no serán mencionados en este documento.

Las combinaciones de carga 1 y 2 mencionadas previamente son las que se consideran usualmente para la aplicación del método LRFD, las ecuaciones (3) a (5) son combinaciones donde se incluye la carga de impacto W para viento y E para

sismo. El último par de ecuaciones consideran la posibilidad de levantamiento y se da únicamente para construcciones elevadas con cargas laterales de gran magnitud.

Para definir la carga de diseño en esta metodología es necesario resolver cada una de las ecuaciones donde se encuentren los tipos de carga involucrados para cada caso, se deberá considerar como carga de diseño aquella que resulte mayor de todas las combinaciones de carga mencionadas anteriormente.

Para la resistencia de los elementos sometidos a cargas se considera un factor  $\phi$  el cual disminuye su capacidad nominal dependiendo del tipo de material y aplicación. La magnitud del factor de resistencia que se debe utilizar cambia por las variaciones en la resistencia de los materiales, error en el análisis de las propiedades de estos, esfuerzos residuales y concentraciones de esfuerzos entre otros. A continuación, se muestra la tabla 3.6 donde se pueden observar los factores  $\phi$  de resistencia para cada uno de los casos [15].

Tabla 3.6 Factores de resistencia para método LRFD [15].

Factor $\phi$	Situaciones
1.00	Aplastamiento en áreas proyectantes de pasadores, fluencia del alma bajo cargas concentradas, cortante en tornillos en juntas tipo fricción
0.90	Vigas sometidas a flexión y corte, filetes de soldadura con esfuerzos paralelos al eje de la soldadura, soldaduras de ranura en el metal base, fluencia de la sección total de miembros a tensión
0.85	Columnas, aplastamiento del alma, distancias al borde y capacidad de aplastamiento en agujeros
0.80	Cortante en el área efectiva de soldaduras de ranura con penetración completa, tensión normal al área efectiva de soldaduras de ranura con penetración parcial
0.75	Tornillos a tensión, soldaduras de tapón o muesca, fractura en la sección neta de miembros a tensión
0.65	Aplastamiento en tornillos (que no sean tipo A307)
0.60	Aplastamiento en tornillos A307, Aplastamiento en cimentaciones de concreto

Por último, la manera que cada metodología utiliza los factores trae consigo diferentes ventajas para cada uno de ellos. La utilización del LRFD permite concebir estructuras más económicas si la relación de cargas vivas es pequeña respecto a las estáticas o cargas muertas. La AISC introdujo la metodología LRFD en 1984 en sus estándares ya que ayuda a brindar una confiabilidad semejante en todas las estructuras de acero [16].

La metodología ASD utiliza un mismo factor de seguridad para todo el diseño sin considerar si las cargas son dinámicas o estáticas, por otro lado, el método LRFD asigna un factor para cada tipo de carga y en consecuencia la carga total que se obtiene para un diseño realizado con ambas metodologías depende directamente de la relación entre las cargas estáticas y dinámicas.

Cabe mencionar que no es recomendable utilizar ambos métodos y únicamente se debe utilizar uno para la toma de decisiones, sin embargo, debido al trato que da la norma IEC al utilizar factores de carga y factores de seguridad en el esfuerzo permisible se utilizaran ambas metodologías, una para el escenario vertical (torre) y otro para la viga.

### 3.3.1 Esfuerzo admisible en viga

Utilizando el límite elástico para cada uno de los materiales y el factor de resistencia adecuado el esfuerzo admisible para el método LRFD está dado por la ecuación 3.12:

- ASTM A572 Gr. 50

$$\sum \gamma_i Q_i \leq 310.5 \text{ MPa}$$

- ASTM A572 Gr.65

$$\sum \gamma_i Q_i \leq 405 \text{ MPa}$$

### 3.3.2 Carga total de la góndola

El peso total de la góndola se consideró en 3000 kg debido a la incertidumbre en el peso real de todos los componentes contenidos en la misma, la tabla 3.7 muestra los pesos aproximados de los componentes integrados al aerogenerador en cuestión.

Tabla 3.7 Concentrado de pesos aproximado.

<b>Peso de góndola y componentes principales</b>			
	Unidades	Peso unitario	Peso total
	[pza.]	[kg]	[kg]
Álabes	3	80	240
Sistema pitch	3	72	216
Unión para álabes y eje	1	132	132
Eje	1	90	90
Rodamientos	4	64	256
Sistema de freno	1	85	85
Disco de freno	1	70	70
Sis. de bloqueo	1	1	100
Cople	1	22	22
Sistema de orientación azimutal	1	320	320
Generador	1	800	800
Góndola	1	500	500
Tornillería	N/A	N/A	
Instrumentación	N/A	N/A	
$\Sigma$ Peso total			3000

### 3.4 Diseño y análisis estructural

Como parámetro geométrico inicial se considera la unión bridada entre la torre y el sistema de posicionamiento azimutal. Esta condición geométrica es la que define el diámetro menor o inicial a 18 metros de altura de la torre como lo menciona el manual [5].

El modelo del dispositivo para el posicionamiento azimutal seleccionado es el SP-H 0955 de la marca IMO. La tabla 3.8 indica las especificaciones del equipo mencionado se muestra a continuación.

Tabla 3.8 Características de SP-H 0955 [16].

Referencia de dibujo SP-H 0955/2-05915			
Módulo	m	[mm]	8
Numero de dientes, rueda	$Z_2$	[-]	134
Numero de dientes, piñón	$Z_1$	[-]	15
Relación de engranaje	i	[-]	161.69
Par máximo	$M_{d\ max}$	[Nm]	51888
Par nominal FS= 1 a n= 3 rpm	$M_{d\ nom}$	[Nm]	36342
Par máximo sostenido	$M_h$	[Nm]	51888
Carga estática radial	$C_{o\ rad}$	[kN]	1123
Carga estática axial	$C_{o\ ax}$	[kN]	3006
Carga dinámica radial	$C_{rad}$	[kN]	328
Carga dinámica axial	$C_{ax}$	[kN]	383
Peso		[kg]	320

Destacando para efectos de este documento el peso de 320 kg.

La selección de este equipo se basa en el modelo realizado en el paquete FOCUS 6 por tesis de la universidad del proyecto P10 y al apoyo técnico de la empresa IMO. Las características dimensionales del SP-H 0955 que determinan el tamaño de la brida se muestran en la figura 3.10 y 3.11 las cuales son:

- 1016 mm de diámetro de la circunferencia para barrenos M20.
- 955 mm de diámetro interior mínimo de la superficie de montaje.
- 1122 mm de diámetro exterior mínimo de la superficie de montaje.
- 30 agujeros para tornillo M20, espaciado simétrico.

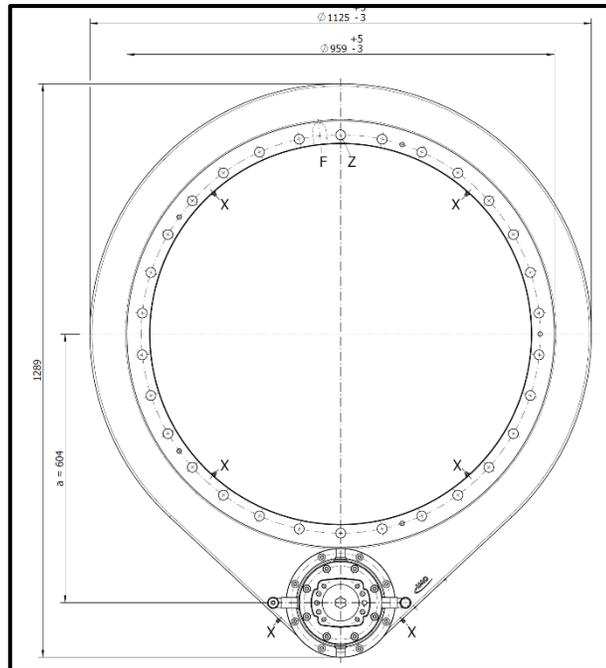


Figura 3.10 Plano del yaw SP-H 0955 [16].

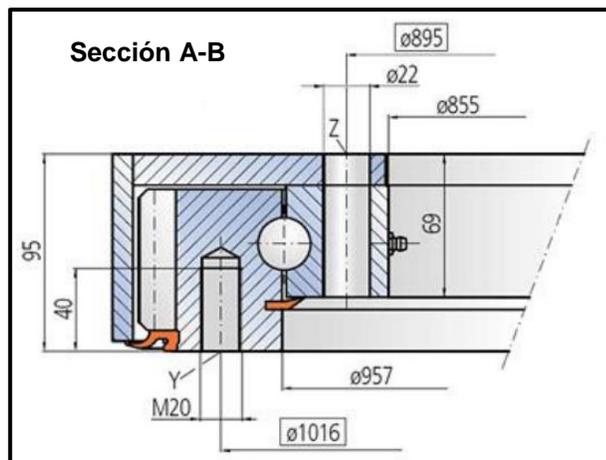


Figura 3.11 Dimensiones del yaw SP-H 0955 [16].

Los parámetros con los que se cuenta, aportados por el fabricante son insuficientes para determinar el dimensionamiento de la brida ya que no se menciona el diámetro exterior ni espesor con el que la brida debe contar para soportar las cargas del ensamble. Para determinar el diámetro exterior de la brida se utilizó como referencia el estándar AISC donde se recomienda la distancia mínima que debe existir entre el centro del barreno estándar a la orilla. Las

dimensiones recomendadas para los barrenos y distancias se muestran en las tablas 3.9, 3.10, 3.11 y 3.12.

Tabla 3.9 Diámetro nominal de agujero en pulgadas para tornillo [18].

<b>TABLA J 3.3</b>				
<b>Dimensiones nominales de agujero, in.</b>				
Diámetro de tornillo	Dimensiones de agujero			
	Estándar (Dia.)	Sobre dimensionado (Dia.)	Ranura corta (ancho*largo)	Ranura larga (ancho*largo)
1/2	9/16	5/8	9/16*11/16	9/16*1 1/4
5/8	11/16	13/16	11/16*7/8	11/16*1 9/16
3/4	13/16	15/16	13/16*1	13/16*1 7/8
7/8	15/16	1 1/16	15/16*1 1/8	15/16*2 3/16
1	1 1/16	1 1/4	1 1/16*1 5/16	1 1/16*2 1/2
≥1 1/8	d+1/16	d+5/16	(d+1/16)*(d+3/8)	(d+1/16)*(2.5*d)

Tabla 3.10 Distancia mínima en pulgadas a pieza conectada [18].

<b>TABLA J 3.4</b>	
<b>Distancia mínima al borde del centro del agujero estándar a la pieza conectada, in.</b>	
Diámetro de tornillo, in.	Distancia mínima al borde
1/2	3/4
5/8	7/8
3/4	1
7/8	1 1/8
1	1 1/4
1 1/8	1 1/2
1 1/4	1 5/8
Más de 1 1/4	1 1/4 X d

Tabla 3.11 Diámetro nominal de agujero en milímetros para tornillo [18].

<b>TABLA J3.3M</b> <b>Dimensiones nominales de agujero, mm</b>				
Diámetro de tornillo	Dimensiones de agujero			
	Estándar (Dia.)	Sobre dimensionado (Dia.)	Ranura corta (ancho x largo)	Ranura larga (ancho x largo)
M16	18	20	18 x 22	18 x 40
M20	22	24	22 x 26	22 x 50
M22	24	28	24 x 30	24 x 55
M24	27	30	27 x 32	27 x 60
M27	30	35	30 x 37	30 x 67
M30	33	38	33 x 40	33 x 75
≥M36	d+3	d+8	(d+3) x (d+10)	(d+3) x 2.5d

Tabla 3.12 Distancia mínima en milímetros a pieza conectada [18].

<b>TABLA J3.4</b> <b>Distancia mínima al borde del centro del agujero estándar a la pieza conectada, mm</b>	
Diámetro de tornillo, mm	Distancia mínima al borde
16	22
20	26
22	28
24	30
27	34
30	38
36	46
Más de 36	1.25d

Dado que se utilizarán por requerimiento del sistema de posicionamiento tornillos M20 cuyo diámetro es 20 milímetros y siguiendo con la recomendación se dejará una distancia mínima desde el centro del barreno al borde de 26 milímetros. La AISC también recomienda una distancia mínima entre tornillos de 3 veces el diámetro del tornillo utilizado.

Para el grosor de la brida se seguirá la recomendación del DoT (Department of Transport) donde se especifica que la placa base deberá tener por lo menos el

grosor de 1 diámetro del tornillo utilizado, sin embargo, en la siguiente sección se calculará el espesor siguiendo la CIDECT guía de diseño 1 para cálculo de uniones de placa-brida.

El diámetro exterior de la brida varía según la sección transversal que se elija, las secciones que el fabricante es capaz de trabajar son circular, octagonal y dodecágona. Se eligió una sección octagonal ya que presenta mayor momento de inercia o segundo momento de área que la sección circular aportando mayor rigidez, la placa seleccionada como una primera aproximación es de 5/16". Se puede observar en la figura 3.12 la comparativa entre diferentes perfiles y la deformación que sufren las secciones huecas y sólidas [17].

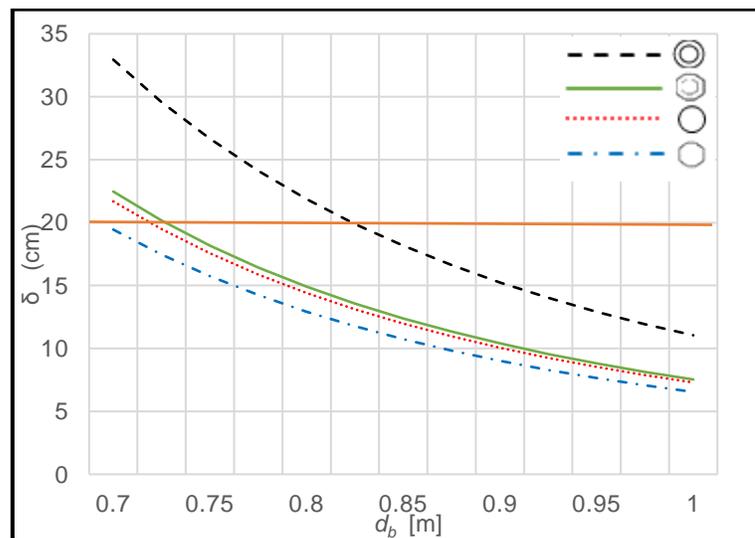


Figura 3.12 Comparativa de perfiles [19].

Se observa como la línea verde correspondiente a la sección octagonal hueca presenta menor desplazamiento que la línea negra punteada correspondiente a una sección circular.

Los parámetros recuperados del estándar AISC, recomendación DOT y fabricante IMO entre otros requeridos son:

- 1016 mm de diámetro de la circunferencia para barrenos M20.
- 955 mm de diámetro mínimo de la superficie de montaje.
- 30 agujeros para tornillo M20, espacio simétrico.

- 26 mm del centro al borde conectado.
- 22 mm de diámetro para agujero estándar de tornillo M20.
- 20 mm  $\sim \frac{3}{4}$ " de grosor para la brida-placa.
- 7.93 mm = 5/16" grosor de lámina para tronco octagonal superior.

Los parámetros anteriores serán la pauta para dimensionar y posteriormente analizar el diseño de la brida acoplada al dispositivo de posicionamiento. El dibujo de la brida se realizó en Solid Works como se muestra en la figura 3.13 donde se puede observar la geometría generada con las dimensiones mencionadas anteriormente.

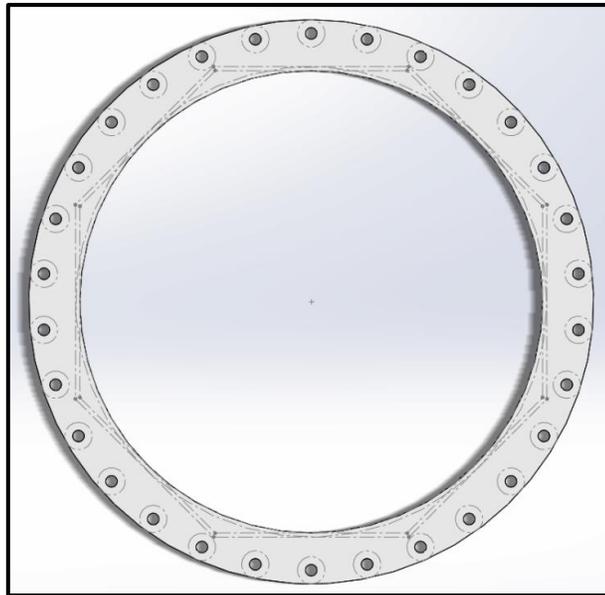


Figura 3.13 Brida superior para mecanismo de orientación SP-H 0955.

Para el cálculo del grosor mínimo de la brida-placa se aplica la ecuación (3.14) con ayuda de la figura 3.14:

$$t_f = \sqrt{\frac{2N_i\gamma_M}{f_{yp}\pi f_3}} = m \quad (3.14)$$

donde  $N_i$  es la fuerza de tensión en newtons,  $f_{yp}$  es el límite elástico del material en pascales,  $\gamma_M$  factor de seguridad parcial,  $f_3$  factor adimensional recuperador de la figura 3.14,  $t_f$  corresponde al espesor en metros de la placa base.

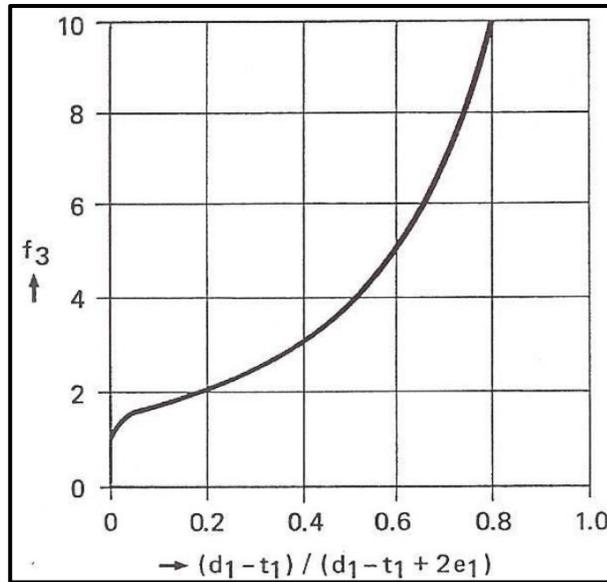


Figura 3.14 Factor adimensional [20].

- $d_1$  diámetro exterior de sección conectada (m).
- $t_1$  pared de tubo (m).
- $e_1$  distancia del centro del barreno a la pared del tubo (m).

El desarrollo de la ecuación 20 para el grosor de brida-placa superior es:

- $N_i = 81774 \text{ N}$
- $f_{yp} = 345 \text{ MPa}$
- $\gamma_M = 1.1$
- $f_3 = 10$

$$t_f = \sqrt{\frac{2N_i\gamma_M}{f_{yp}\pi f_3}} = m$$

$$t_f = \sqrt{\frac{2(81774)(1.1)}{(345 * 10^6)\pi(10)}} = m$$

$$t_f = 0.004 \text{ m}$$

Como se mencionaba anteriormente el grosor de la brida-placa tendrá un espesor mínimo de un diámetro de tornillo que para este caso es de 20 mm o  $\frac{3}{4}$ ", como lo marca el Departamento de transporte de Michigan [19] [20].

El tronco de la torre será octagonal con una lámina de  $\frac{5}{16}$ ", y se dimensionó de tal forma que la circunferencia del círculo en el cual se encuentra inscrito el octágono exterior tuviera una distancia mínima de 26 mm al centro del barreno como lo marca la AISC. Las dimensiones de la sección se observan en la figura 3.15 y la tabla 3.13:

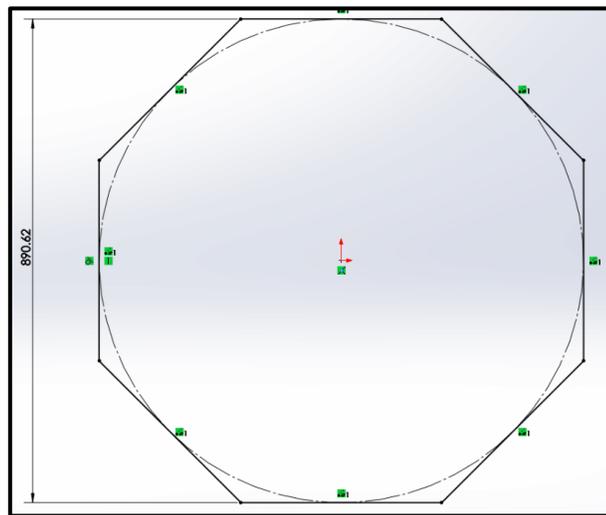


Figura 3.15 Perfil octagonal de la torre.

Tabla 3.13 Características geométricas iniciales.

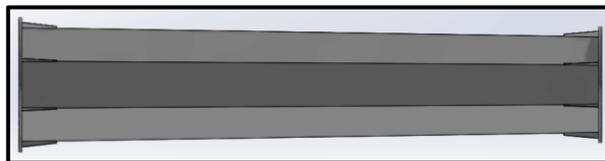
<b>Características geométricas iniciales (raíz)</b>	
Diámetro exterior	0.964 m
Diámetro interior	0.89 m
Apotema	0.445 m
Arista	0.368 m
Angulo	45°

Debido a que el momento y fuerza cortante en vigas aumenta por unidad de longitud al acercarse a las condiciones frontera o apoyos se optó por utilizar un diseño cónico donde el diámetro raíz será definido por la brida-placa superior y el diámetro base aumentará según se requiera para tener el área necesaria para soportar las cargas impuestas por el ensamble [12] [18].

La longitud del tronco superior e intermedio será de 6.656 mts y el diámetro mayor de la sección inicial es de 1.095 mts siendo este mismo diámetro la raíz del tronco intermedio, por lo tanto, el dimensionamiento de las bridas seguirá la misma metodología que se utilizó para determinar la primera brida de la torre. Esta sección intermedia también tendrá un espesor de 5/16" y su base tiene un diámetro interior medido desde el exterior de la placa de 1.3 mts el cual se mantendrá constante para las siguientes 2 secciones ya que el esfuerzo máximo se da en la longitud donde encuentra el soporte de los pistones hidráulicos y no es necesario continuar aumentando las dimensiones de la sección. Las figuras 3.16 y 3.17 muestran la geometría cónica de las secciones superiores de la torre.

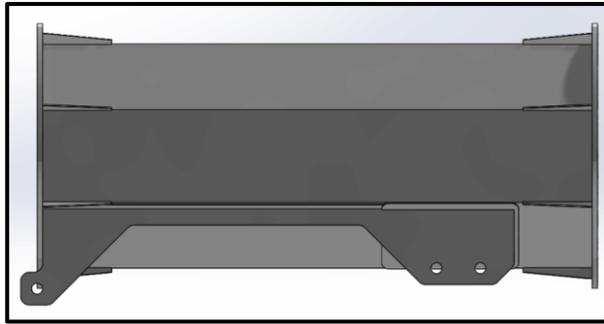


*Figura 3.16 Sección 1 (cónica).*

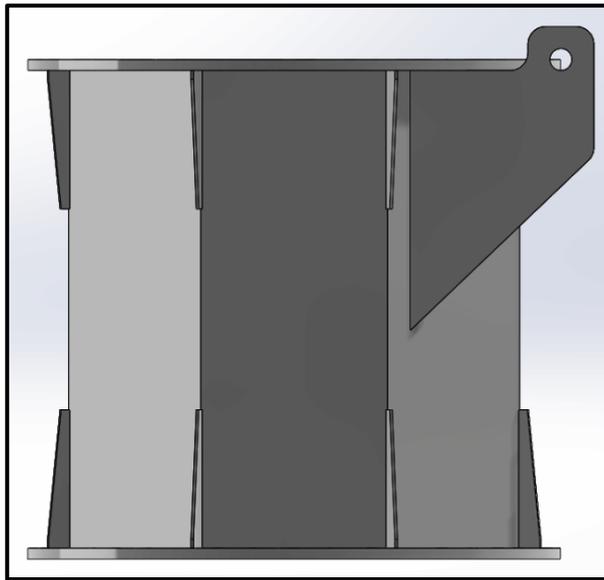


*Figura 3.17 Sección 2 (cónica).*

Las secciones inferiores, específicamente la 3 y 4 serán de 3/8" y 1/2" respectivamente. El grosor de las secciones se modificó de acuerdo con la rigidez que presentaba cada una de ellas ya que fue necesario modificar el diseño para cumplir con el requerimiento de la frecuencia natural para evitar resonancia. Las figuras 3.18 y 3.19 son la sección donde se encontrarán sujetos los pistones hidráulicos y la base de la torre respectivamente.



*Figura 3.18 Sección 3 (tronco).*



*Figura 3.19 Sección 4 (tronco).*

Las longitudes y pesos de cada sección se obtuvieron del SolidWorks y se muestran en la tabla 3.14. Se planteó una viga en voladizo parcial para analizar los esfuerzos en cada sección y las reacciones en los soportes necesarias para el dimensionamiento de los pistones hidráulicos.

Tabla 3.14 Acumulado de pesos y dimensiones de torre.

<b>Concentrado de características geométricas y peso</b>					
	Altura [m]	Placa [in]	Forma 	Diámetro [m]	Peso [Kg]
Sección 1	6.656	5/16"	Cónica	0.89 - 1.095	1498.87
Sección 2	6.656	5/16"	Cónica	1.095 - 1.3	1876.78
Sección 3	3.244	3/8"	Tronco	1.3	1711.76
Sección 4 (base)	1.444	1/2"	Tronco	1.3	1012.36

#### Análisis de posición de torre

La torre al ser un diseño abatible requirió un tipo de soporte donde fuera posible alojar el pistón y permitiera el movimiento de este para generar una trayectoria angular en la estructura de la torre hasta alcanzar su posición final (vertical).

Con fines de analizar los esfuerzos presentes en el ensamble y evitar el pandeo se analizó la estructura en 3 posiciones diferentes, 0°, 30° y 60° de inclinación. Se analizó en las posiciones mencionadas ya que el pistón se encontrará a su máxima extensión de 2.614 m ó 102.91" en 30° y 60° sin descartar la posición inicial de 0° ya que si bien el pistón se encuentra dentro esta posición es la que posee una mayor reacción en el mismo por presentar la palanca máxima del centro de gravedad de la góndola al punto de pivoteo.

Para el análisis de las reacciones en los pistones a diferentes posiciones se utilizó el software ANSYS Mechanical, se agregó un factor de carga de 1.6 dada la condición dinámica en la que se encontrara la estructura y se omitió incluir en el análisis la aceleración de la gravedad de 9.81 m/s<sup>2</sup>, sin embargo, se añadió una condición de aceleración al ensamble con un valor de 15.696 m/s<sup>2</sup> equivalente a la aceleración normal de la gravedad multiplicada por el factor de 1.6.

En la tabla 3.15 se muestran las componentes de la aceleración para emular las cargas con un factor de 1.6 en cada uno de los escenarios de posición mencionados:

Tabla 3.15 Aceleración factorizada para emulación de carga.

Componentes de la aceleración factorizada a 1.6			
	X [m/s <sup>2</sup> ]	Y [m/s <sup>2</sup> ]	Z [m/s <sup>2</sup> ]
Posición 1 a 0°	0	15.696	0
Posición 2 a 30°	7.848	13.593	0
Posición 3 a 60°	13.593	7.848	0

### 3.4.1 Posición horizontal (viga)

Para el planteamiento de la viga se considerará la ecuación 2 del método LRFD publicado en el manual de AISC donde las cargas vivas deberán ser factorizadas con 1.6 debido a su condición dinámica ya que parte del ensamble rotara hasta su posición final.

Los pesos y centros de gravedad de las secciones de la torre se observan en la figura 3.2 y sus características son las siguientes:

- Góndola:  $P_4 = 3000 \text{ kg} \cdot 1.6 = 47088 \text{ N}$ , 16.55 m.
- Sección 1 (extremo derecho):  $P_3 = 1498.87 \text{ kg} \cdot 1.6 = 23526.26 \text{ N}$ , 12.97 m.
- Sección 2:  $P_2 = 1876.78 \text{ kg} \cdot 1.6 = 29457.93 \text{ N}$ , 6.44 m.
- Sección 3:  $P_1 = 1711.76 \text{ kg} \cdot 1.6 = 26867.78 \text{ N}$ , 1.63 m.

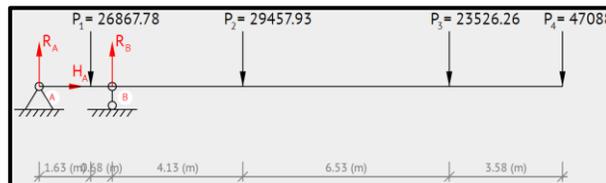


Figura 3.20 Viga en voladizo parcial con cargas y apoyos.

Los soportes se considerarán como pernos ya que serán puntos de pivoteo para la torre y los cilindros hidráulicos, esto permitirá el movimiento angular para

posicionar la torre en su ubicación final. Este tipo de condición genera únicamente reacciones en los ejes X y Y, idealmente no presenta momento reactivo.

Los soportes se encuentran en las siguientes posiciones:

- Perno A: 0 m (bisagra).
- Perno B: 2.31 m (pistón hidráulico).

Las reacciones en los soportes A y B obtenidas a través de la sumatoria de fuerzas  $\sum F$  y momentos  $\sum M$  son las siguientes:

- $R_{Ax} = 0 \text{ N}$ .
- $R_{Ay} = 443599.23 \text{ N}$ .
- $R_{Bx} = 0 \text{ N}$ .
- $R_{By} = 570539.20 \text{ N}$ .

Cada sección cuenta con una ecuación característica para el corte y el momento necesario para poder calcular las fuerzas en la longitud que se desee, el grupo de ecuaciones (3.15) ayudan a describir cada sección de la viga:

- $0 \leq x_1 < 1.63 \text{ m}$ ;
  - $Q_{(x_1)} = -R_{Ay}$
  - $M_{(x_1)} = -R_{Ay} * (x_1)$
- $1.63 \leq x_2 < 2.31 \text{ m}$ ;
  - $Q_{(x_2)} = -R_{Ay} - P_1$
  - $M_{(x_2)} = -R_{Ay} * (x_2) - P_1 * (x_2 - 1.63)$
- $2.31 \leq x_3 < 6.44 \text{ m}$ ;
  - $Q_{(x_3)} = -R_{Ay} - P_1 + R_{By}$
  - $M_{(x_3)} = -R_{Ay} * (x_3) - P_1 * (x_3 - 1.63) + R_{By} * (x_3 - 2.31)$
- $6.44 \leq x_4 < 12.97 \text{ m}$ ;
  - $Q_{(x_4)} = -R_{Ay} - P_1 + R_{By} - P_2$
  - $M_{(x_4)} = -R_{Ay} * (x_4) - P_1 * (x_4 - 1.63) + R_{By} * (x_4 - 2.31) - P_2 * (x_4 - 6.44)$

(3.15)

5.  $12.97 \leq x_5 < 16.55$  m;

- $Q_{(x_5)} = -R_{Ay} - P_1 + R_{By} - P_2 - P_3$
- $M_{(x_5)} = -R_{Ay} * (x_5) - P_1 * (x_5 - 1.63) + R_{By} * (x_5 - 2.31) - P_2 * (x_5 - 6.44) - P_3 * (x_5 - 12.97)$

Dado el planteamiento anterior los diagramas de corte y momento para la viga se muestran en la siguiente figura 3.21,

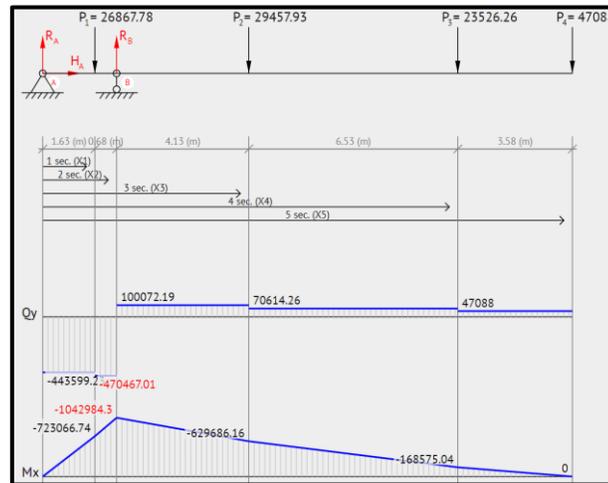


Figura 3.21 Diagrama de momento y corte.

De este análisis es posible obtener los momentos y fuerzas cortantes que ocurren a las distancias relevantes que en este caso son la ubicación de las bridas para permitir el cálculo y validación de las secciones de la torre. El momento máximo  $M_{max}$  se presenta en la sección 3 con un valor de 1, 042, 984.3 Nm y el cortante  $Q_{max} = 470, 467.01$  N.

Se utilizó el momento máximo que ocurre dentro de cada una de las secciones a las distancias de interés que se indican a continuación:

Brida entre secciones 1 y 2: 9.9 m

Ecuaciones:

- $Q_{(x_4)} = -R_{Ay} - P_1 + R_{By} - P_2 = 70,614.26$  N
- $M_{(x_4)} = -R_{Ay} * (x_4) - P_1 * (x_4 - 1.63) + R_{By} * (x_4 - 2.31) - P_2 * (x_4 - 6.44) = -385,360.82$  Nm

Brida entre secciones 2 y 3: 3.24 m

Ecuaciones:

- $Q_{(x_3)} = -R_{Ay} - P_1 + R_{By} = 100,072.19 \text{ N}$
- $M_{(x_3)} = -R_{Ay} * (x_3) - P_1 * (x_3 - 1.63) + R_{By} * (x_3 - 2.31) = -949,917.17 \text{ Nm}$

Sección 3: 2.31 m

Ecuaciones:

- $Q_{(x_3)} = -R_{Ay} - P_1 + R_{By} = 100,072.19 \text{ N}$
- $M_{(x_3)} = -R_{Ay} * (x_3) - P_1 * (x_3 - 1.63) + R_{By} * (x_3 - 2.31) = -1,042,984.3 \text{ Nm}$

\*Para las secciones 1 y 2 se utilizó la misma distancia de las bridas ya que el momento máximo se presenta en la conexión con la brida, el momento máximo para la sección 3 se ubica a la distancia del punto de apoyo con los pistones.

Para corroborar el cálculo se utilizó la reacción vertical o del eje Y del perno que soportara los pistones en el ensamble como referencia para permitir realizar la comparación entre ANSYS Mechanical y el análisis análogo de la viga. Debido a que la reacción se dividirá entre los 2 pistones se divide la resultante del análisis análogo entre 2 soportes.

La reacción obtenida en el análisis tiene un valor de:

- $\frac{R_{By}}{2} = 285,269.6 \text{ N ó } 29,079.46 \text{ kg}$

La reacción que muestra el ANSYS utilizando elemento finito resulta:

- $R_{ByANSYS} = 288,290.0 \text{ N ó } 29,387.35 \text{ kg}$

Con la ecuación (3.16) se obtiene un porcentaje de error relativo de:

$$\% \text{ Error} = \frac{\left| \frac{R_{By}}{2} - R_{ByANSYS} \right|}{\frac{R_{By}}{2}} * 100 \quad (3.16)$$

$$\% \text{ Error} = \frac{285,269.6 - 288,290.0}{285,269.6} * 100 = 1.05 \%$$

Dada la magnitud de la diferencia entre los resultados encontrados se utilizaron las reacciones obtenidos a través de la simulación por computadora ya que debido a la limitación del análisis de la viga de forma análoga que solo permite encontrar 3 reacciones sin la necesidad de recurrir al análisis de esfuerzos y deformaciones el paquete ANSYS es capaz de calcular las reacciones según el tipo de apoyo o condición frontera que se tenga.

Las reacciones en los ejes X y Y dadas por el simulador son:

- $R_{BxANSYS} = 141,720.0 \text{ N}$
- $R_{ByANSYS} = 288,290.0 \text{ N}$

Su magnitud y dirección se obtiene con las ecuaciones (3.17) y (3.18):

$$R_{BrANSYS} = \sqrt{R_{BxANSYS}^2 + R_{ByANSYS}^2} \quad (3.17)$$

$$R_{BrANSYS} = \sqrt{141,720^2 + 288,290^2} = 321,240.8 \text{ N}$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{R_{ByANSYS}}{R_{BxANSYS}} \quad (3.18)$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{288,290.0}{141,720.0} = 63.82^\circ$$

El posicionamiento ideal del pistón hidráulico es en el ángulo de  $243.82^\circ$  ( $180^\circ + 63.82^\circ$ ) a partir del eje "x" en sentido anti horario para alinear la resultante de la carga inducida por la torre en su posición horizontal con la trayectoria lineal del actuador hidráulico, sin embargo para su posicionamiento e instalación definitiva se consideró mantener alineada la reacción generada por el peso de la torre a la

posición de 30° ya que es ahí cuando el pistón se encontrará a su máxima extensión y será propenso al pandeo.

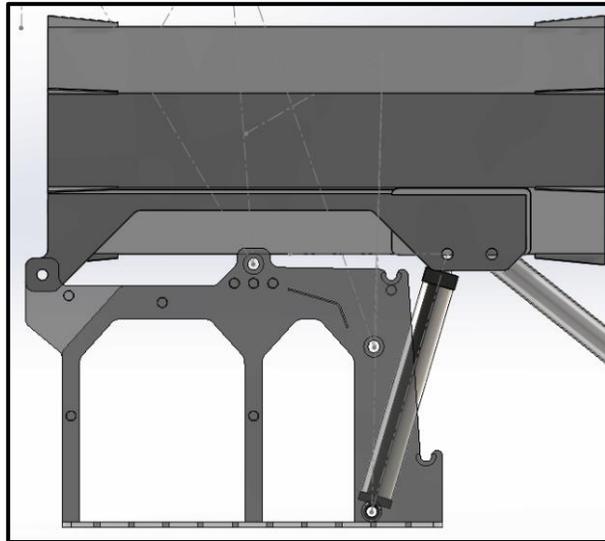


Figura 3.22 Mecanismo de torre en posición horizontal.

La siguiente ecuación (3.19) y las propiedades de la tabla (3.16) se utiliza para encontrar el esfuerzo máximo en la sección de interés:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{S} = \frac{M_{\max}c}{I} = \text{Pa} \quad (3.19)$$

donde  $\sigma$  es el esfuerzo (Pa) máximo por flexión en la viga,  $M_{\max}$  momento (Nm) máximo generado por la carga y a la distancia del punto analizado,  $S$  es el módulo de sección (m<sup>3</sup>) que es lo mismo a  $I$  o segundo momento de área (m<sup>4</sup>) entre  $C$  o la distancia de la horilla al eje neutro (m).

Tabla 3.16 Propiedades geométricas de la torre.

<b>Características estructurales</b>			
	2 <sup>do</sup> momento de área "I" [m <sup>4</sup> ]	eje neutro "c" [m]	Modulo "S" [m <sup>3</sup> ]
Sección 1	0.004469	0.543	0.008230
Sección 2	0.007497	0.646	0.011605
Sección 3	0.008964	0.645	0.013897

Utilizando la ecuación 3.19 y las características estructurales de la tabla 3.16 junto con los momentos máximos de cada sección obtenidos con las ecuaciones 3.15 se obtiene el esfuerzo máximo permisible.

- Sección 1

Se muestra la figura 3.23 y la tabla 3.17 donde se puede observar un gradiente de esfuerzos en la sección, la tabla contiene el esfuerzo máximo determinado de forma analítica y el obtenido a través de la simulación por elemento finito.

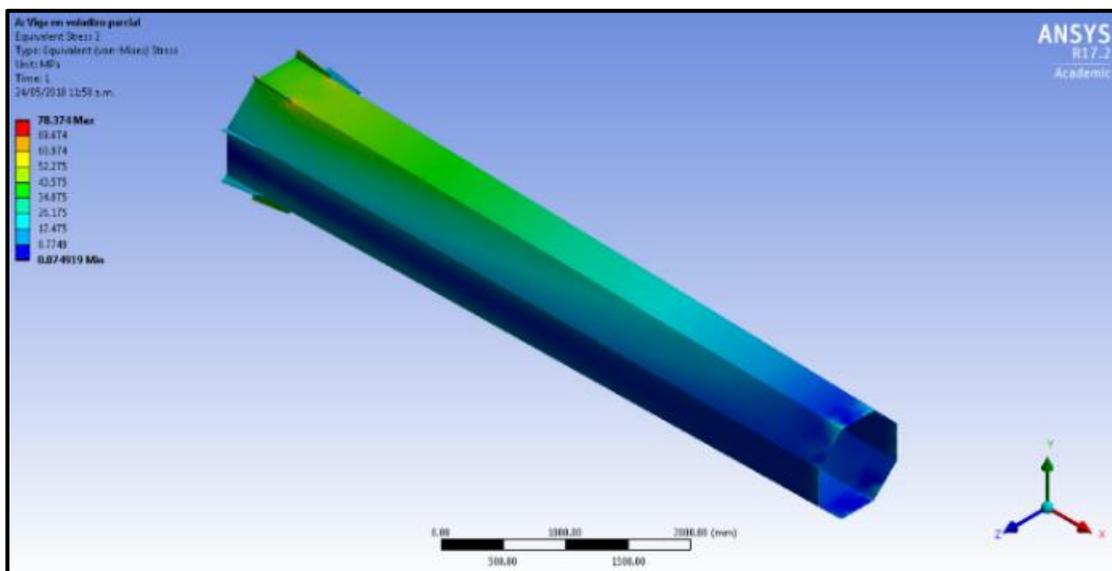


Figura 3.23 Esfuerzos en sección 1.

Tabla 3.17 Validación de esfuerzos en modelo numérico en sección 1.

Comparativa de esfuerzos [MPa]		
Ecuación 3.19		46.82
ANSYS Mechanical	Nominal	46.39
	Concentrador	78.37

Se muestra la figura 3.24 donde se puede observar el desplazamiento total de la sección como un gradiente y el desplazamiento máximo en metros en la tabla 3.18.

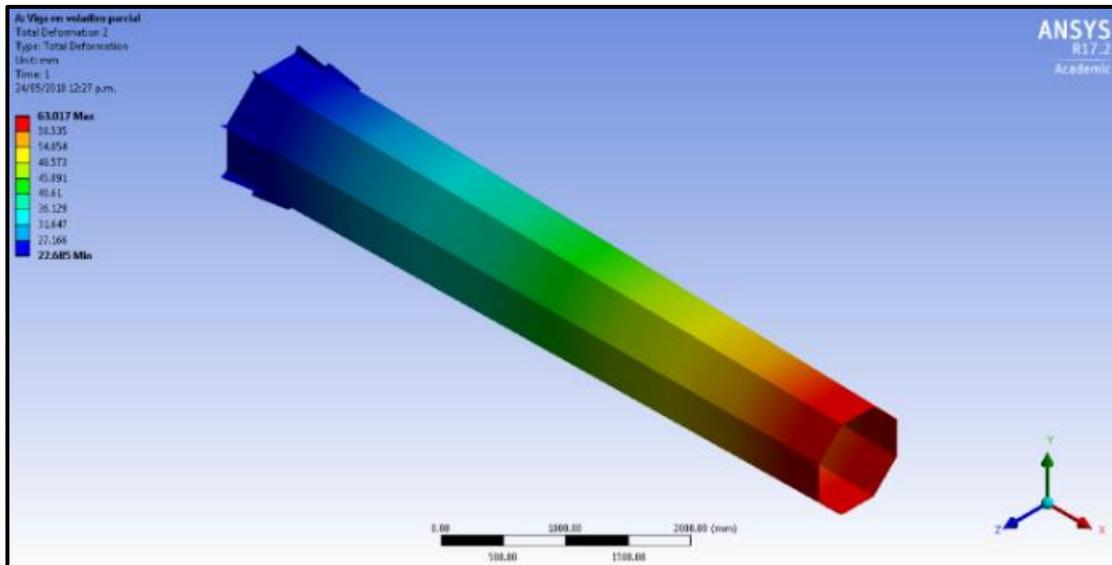


Figura 3.24 Desplazamiento en sección 1.

Tabla 3.18 Desplazamiento en sección 1.

Desplazamiento [m]	
ANSYS Mechanical	0.063

- Sección 2

Se muestra la figura 3.25 y la tabla 3.19 donde se puede observar un gradiente de esfuerzos en la sección, la tabla contiene el esfuerzo máximo determinado de forma analítica y el obtenido a través de la simulación por elemento finito.

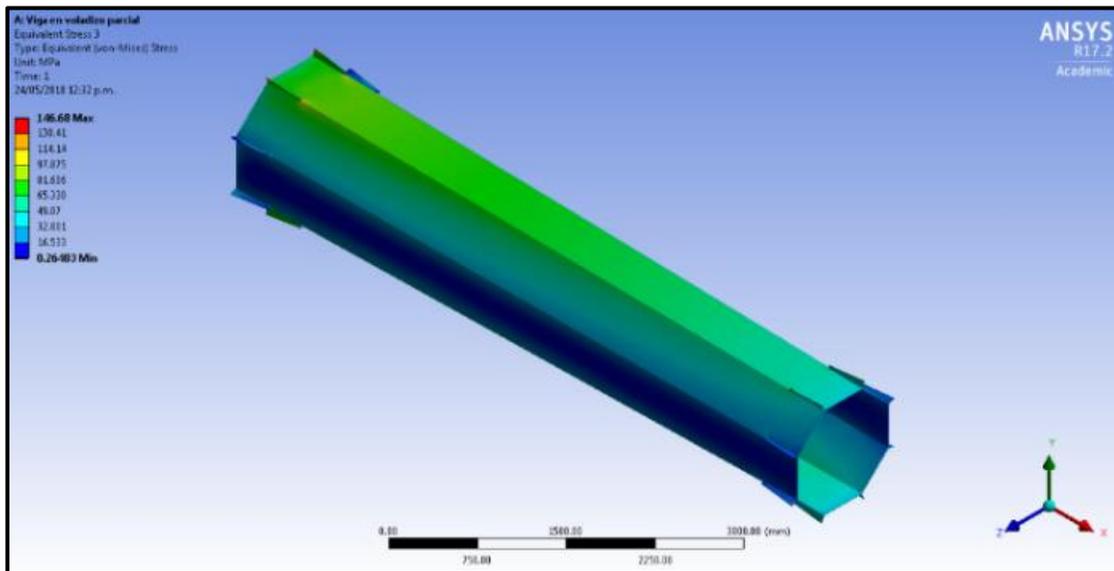


Figura 3.25 Esfuerzos en sección 2.

Tabla 3.19 Validación de esfuerzos en modelo numérico sección 2.

Comparativa de esfuerzos [MPa]		
Ecuación 3.19		81.85
ANSYS Mechanical	Nominal	83.67
	Concentrador	146.68

Se muestra la figura 3.26 donde se puede observar el desplazamiento total de la sección como un gradiente y el desplazamiento máximo en metros en la tabla 3.20.

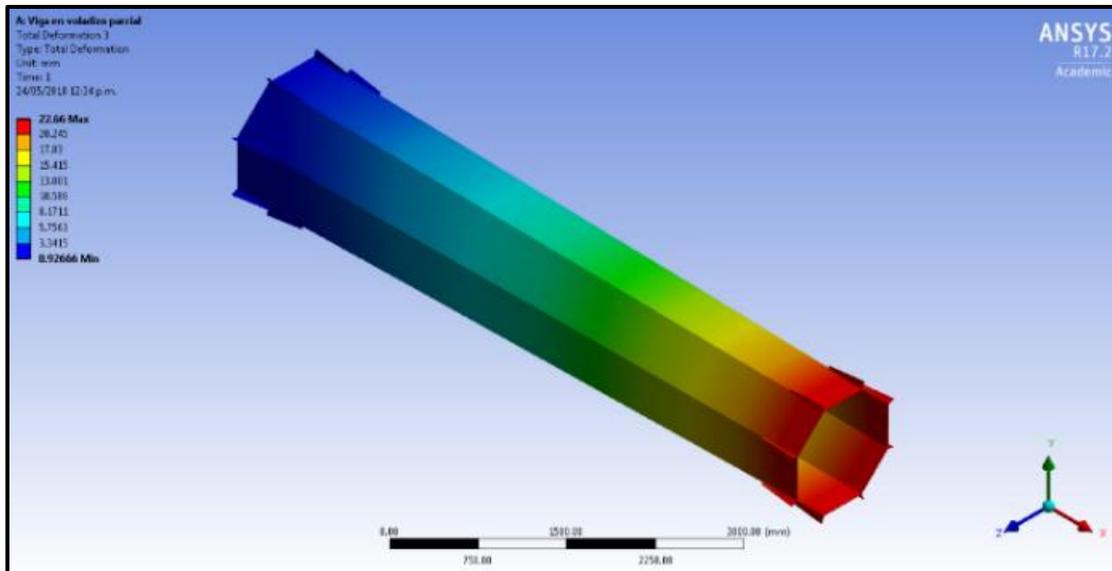


Figura 3.26 Desplazamiento en sección 2.

Tabla 3.20 Desplazamiento en sección 2.

Desplazamiento [m]	
ANSYS Mechanical	0.022

- Sección 3

Se muestra la figura 3.27 y la tabla 3.21 donde se puede observar un gradiente de esfuerzos en la sección, la tabla contiene el esfuerzo máximo determinado de forma analítica y el obtenido a través de la simulación por elemento finito.

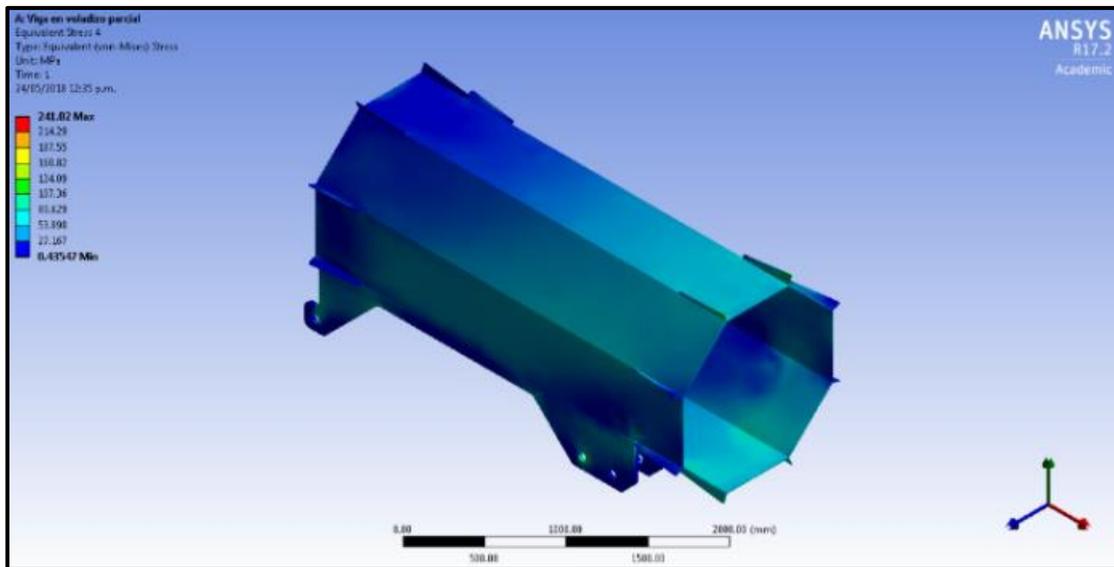


Figura 3.27 Esfuerzos en sección 3.

Tabla 3.21 Validación de esfuerzos en modelo numérico sección 3.

Comparativa de esfuerzos [MPa]		
Ecuación 3.19		75.04
ANSYS Mechanical	Nominal	59.09
	Concentrador	241.02

Se muestra la figura 3.28 donde se puede observar el desplazamiento total de la sección como un gradiente y el desplazamiento máximo en metros en la tabla 3.22.

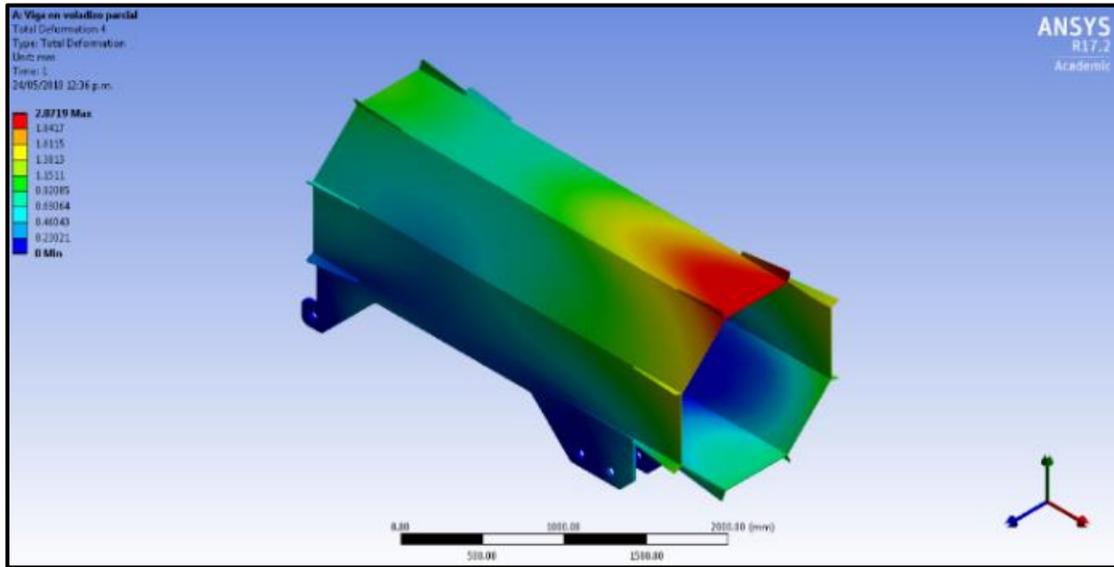


Figura 3.28 Desplazamiento en sección 3.

Tabla 3.22 Desplazamiento en sección 3.

Desplazamiento [m]	
ANSYS Mechanical	0.002

### 3.4.1.1 Análisis de cargas en sección 4

En esta sección se consideraron únicamente las cargas máximas que se presentan en el ensamble, dichas fuerzas ocurren cuando la torre se encuentra en posición horizontal. Debido a que el punto de pivoteo o bisagra se diseñó para generar un cortante doble en el perno, las fuerzas inducidas por la torre se dividirán entre 2 apoyos. Por lo anterior las reacciones obtenidas en el perno del análisis de posición se dividieron entre 2 y a su vez se modificó la dirección resultante para representar las fuerzas presentes en la 4ª sección de la torre, dichas resultantes se observan en la figura 3.29. Las cargas con las que se alimentó el análisis en cuestión se muestran en la tabla 3.23.

*Tabla 3.23 Fuerzas factorizadas presentes en la sección 4.*

<b>Fuerzas factorizadas a 1.6</b>			
	X [N]	Y [N]	Z [N]
Bisagra derecha	70455	112420	-2930.8
Bisagra izquierda	70455	112420	2930.8

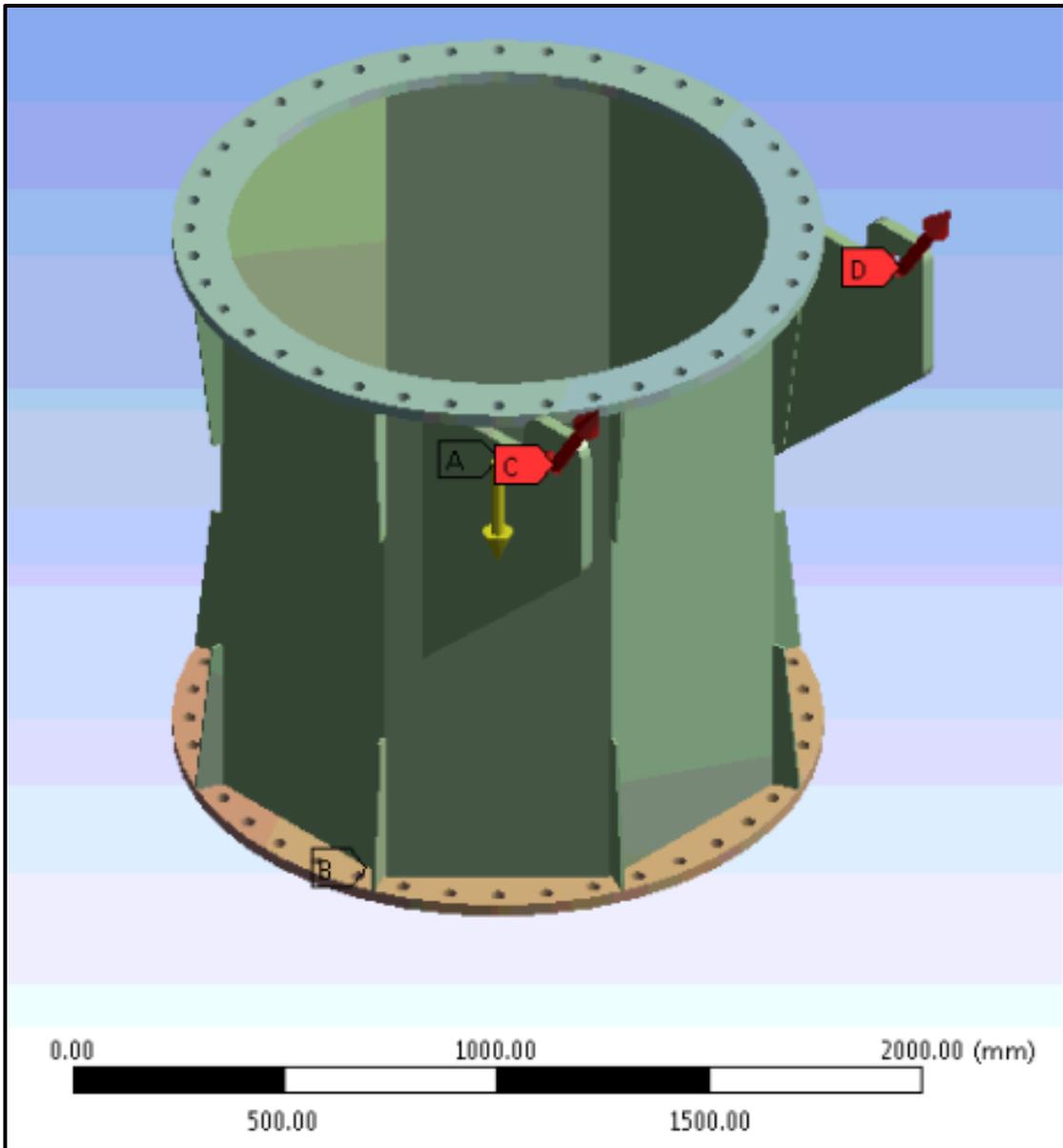


Figura 3.29 Ubicación de cargas en ensamble.

En la figura 3.30 se muestra el gradiente de esfuerzos en la base de la torre cuando el escenario de carga es el estado de viga en voladizo, en la tabla 3.24 se puede encontrar el esfuerzo máximo de 275.04 MPa que ocurre en la unión entre la bisagra y la pared de la base.

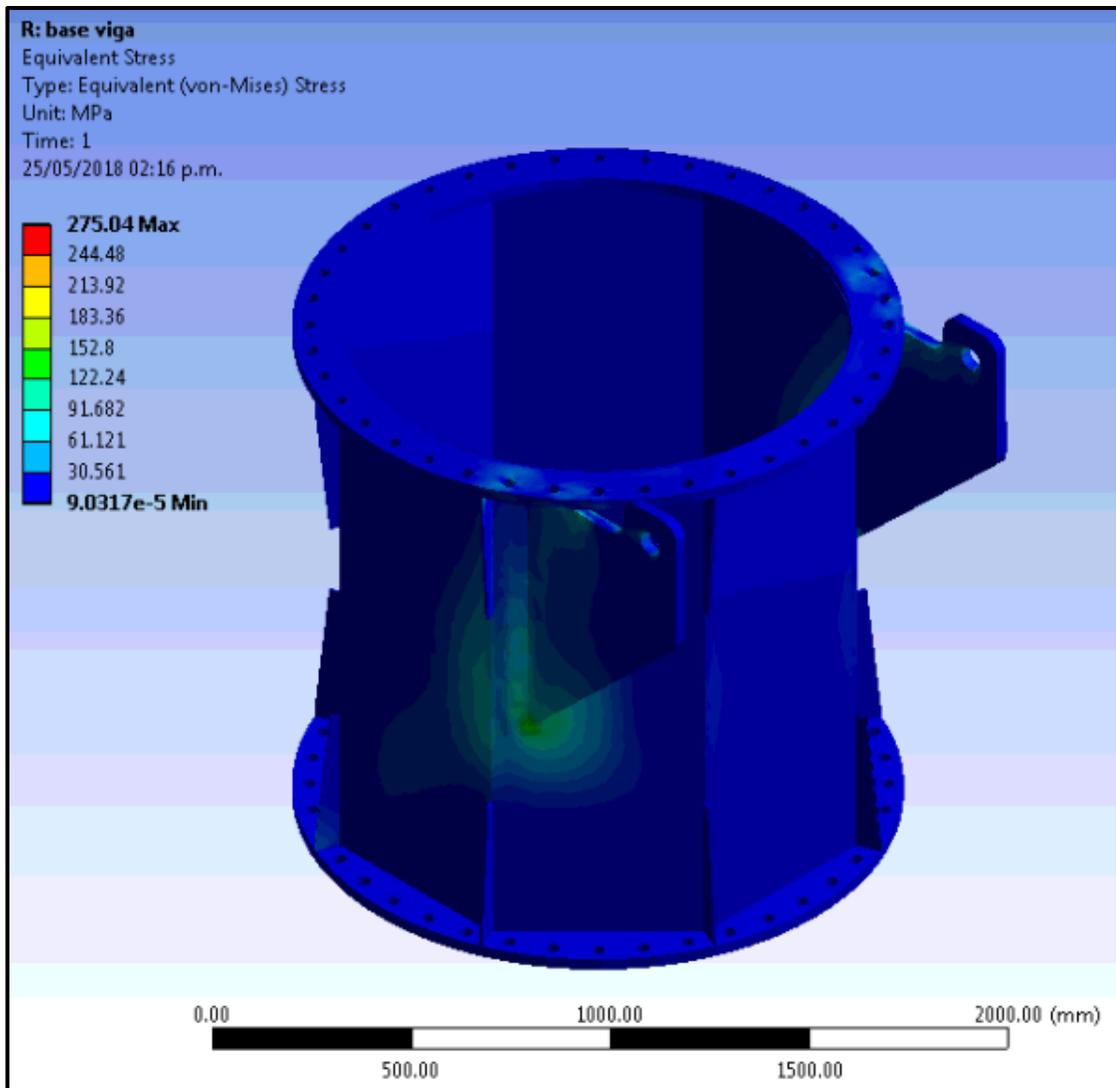


Figura 3.30 Esfuerzos presentes en sección 4.

Tabla 3.24 Esfuerzo máximo en sección 4.

Esfuerzo máximo [MPa]	
ANSYS Mechanical	275.04

El esfuerzo presente en esta sección se encuentra por debajo de los límites establecidos previamente por el estándar IEC y el método LRFD.

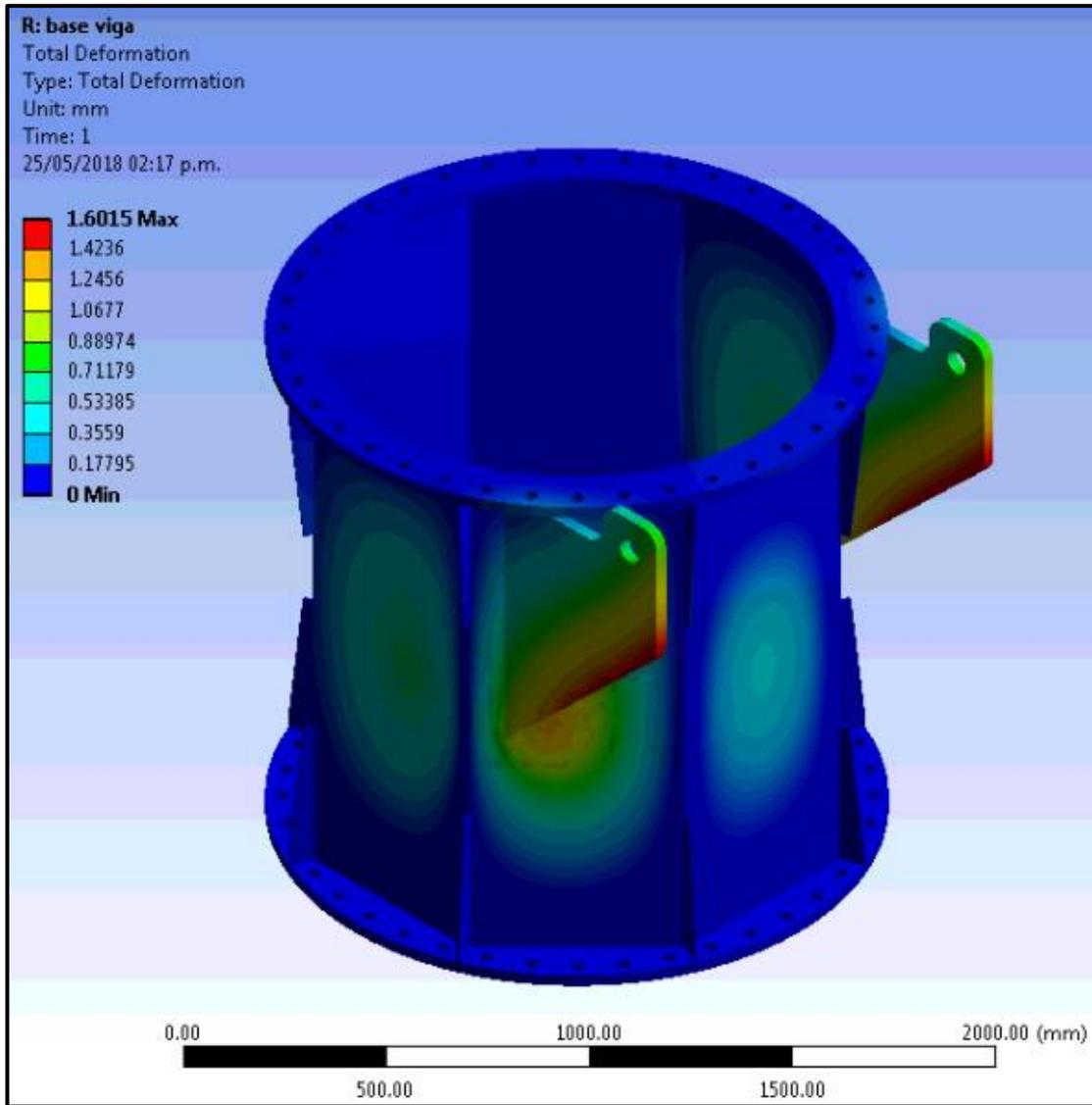


Figura 3.31 Desplazamientos presentes en sección 4.

Tabla 3.25 Desplazamiento máximo en sección 4.

Desplazamiento [m]	
ANSYS Mechanical	0.001

En la figura 3.31 y la tabla 3.25 se observa un desplazamiento máximo de 1 milímetro el cual se da fuera de las bisagras donde se encontrará el perno.

### 3.4.1.2 Análisis de cargas en base para los pistones

De forma similar a la sección anterior la base donde se alojarán los pistones se analizó con las cargas inducidas cuando la torre se encuentra de forma horizontal. Las fuerzas se presentan en la tabla 3.26 y son:

Tabla 3.26 Fuerzas en base para pistones.

<b>Fuerzas factorizadas a 1.6</b>			
	X [N]	Y [N]	Z [N]
Bisagra derecha	70455	112420	-2930.8
Bisagra izquierda	70455	112420	2930.8
Pistón derecho	-141720	-288290	39431
Pistón izquierdo	-141720	-288290	-39431

Las cargas se ubicaron en el ensamble como se indica en la figura 3.32, un par en las bisagras, otro en los soportes de los pistones y por último el peso propio del ensamble.

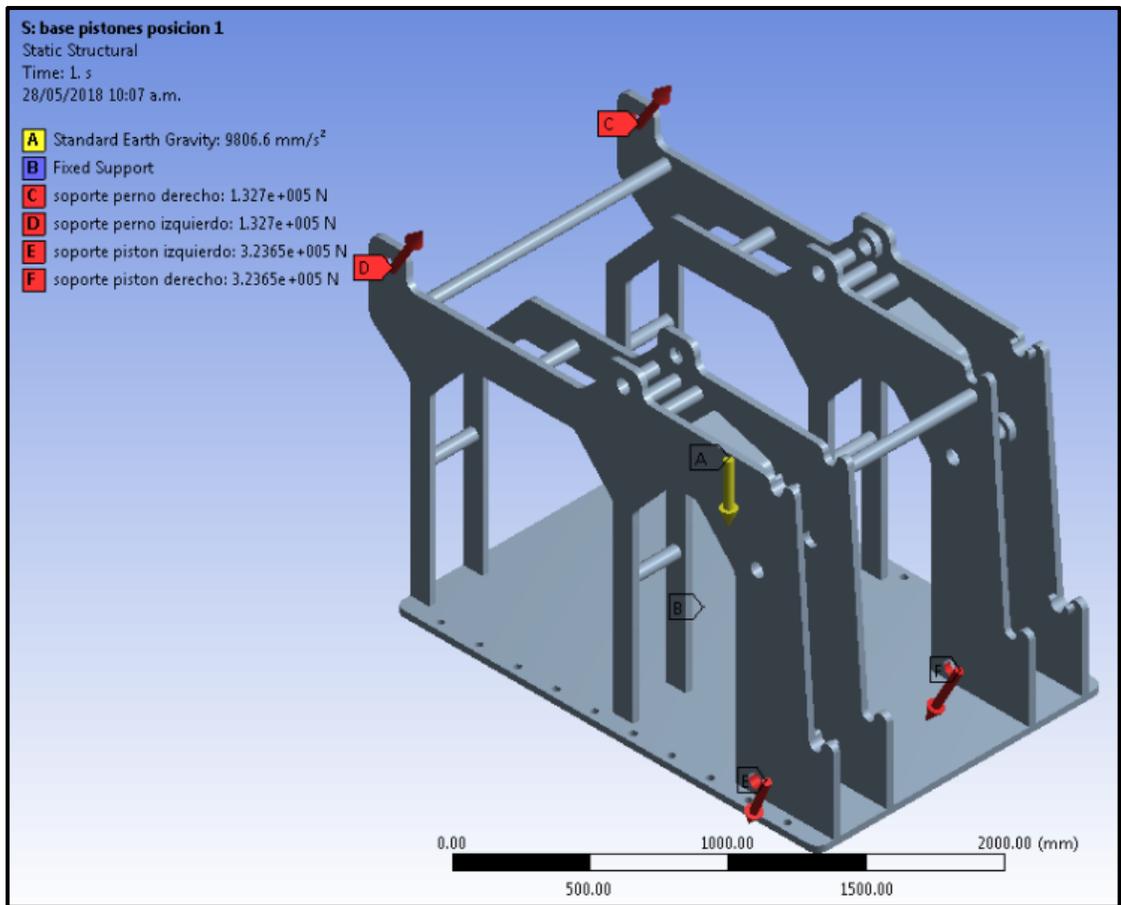


Figura 3.32 Ubicación de fuerzas en base p/pistones.

Al analizar el ensamble con elemento finito se encontró como se muestra en la figura 3.33 los esfuerzos presentes donde se observa en el área de la bisagra la mayor concentración de estos, en la tabla 3.27 se advierte un esfuerzo máximo de 168.58 MPa.

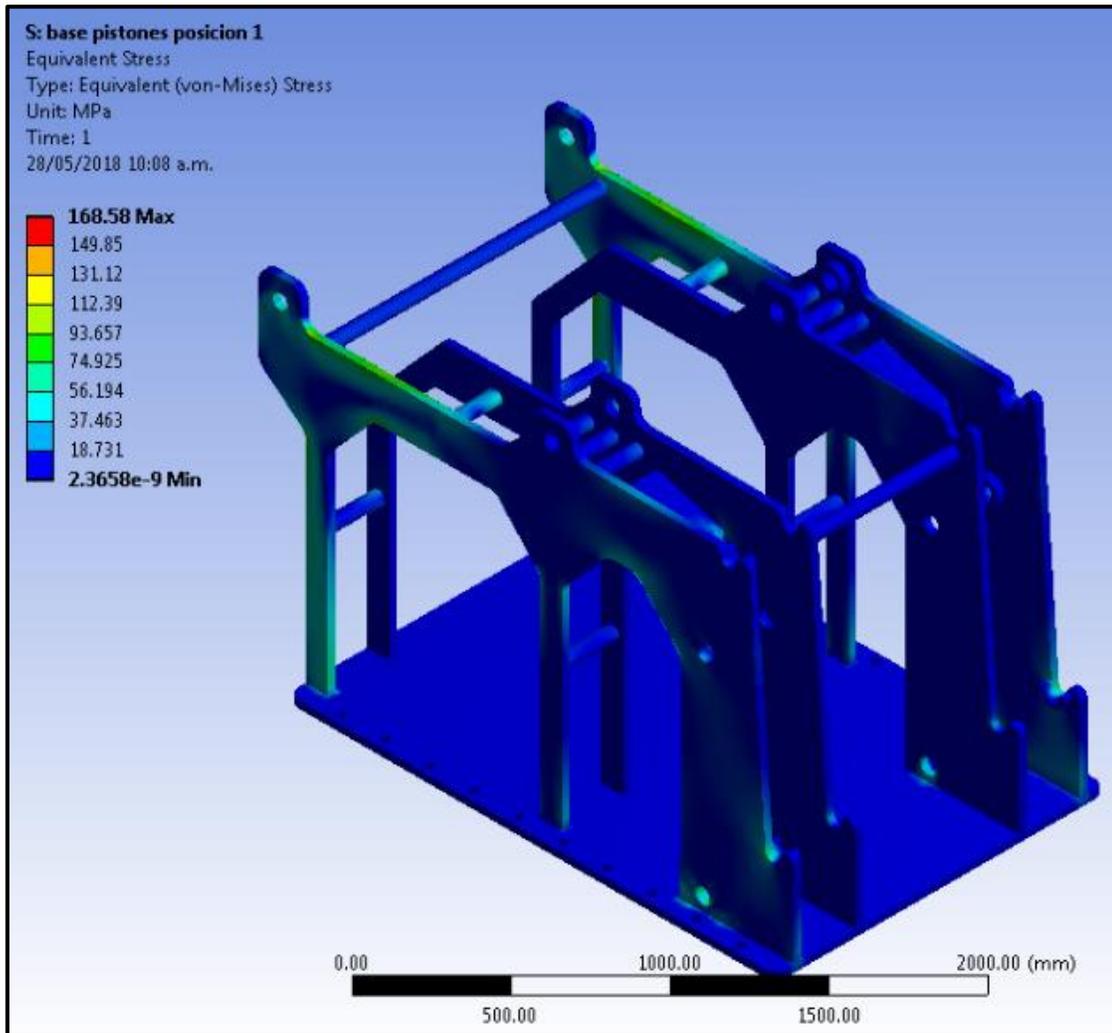


Figura 3.33 Esfuerzos en base p/pistones.

Tabla 3.27 Esfuerzo máximo en base p/pistones.

Esfuerzo máximo [MPa]	
ANSYS Mechanical	168.58

En este dispositivo el esfuerzo máximo ocurre en la interface entre el perno y la base, sin embargo, el esfuerzo de igual forma que en la sección anterior está por debajo del límite permisible.

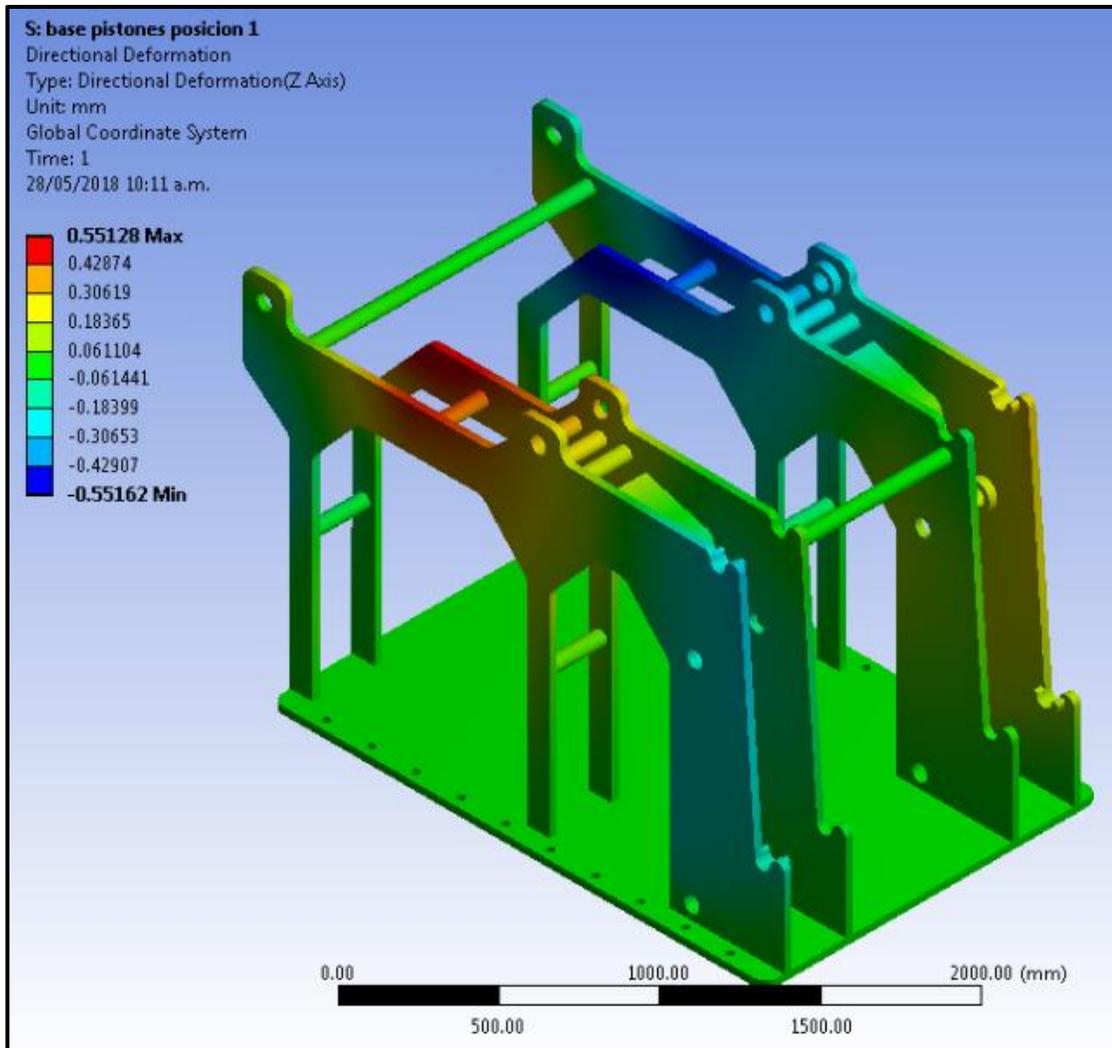


Figura 3.34 Desplazamientos en base p/pistones.

Tabla 3.28 Desplazamiento máximo en base p/pistones.

Desplazamiento [m]	
ANSYS Mechanical	0.0005

Debido a que los desplazamientos son simétricos, en la figura 3.34 se observa un área en tono rojo y otra en azul indicando en la tabla 3.28 un alejamiento máximo de su posición original de 0.5 milímetros.

### 3.4.2 Posicionamiento a 30°

Las cargas inducidas por la torre en la posición 2 a 30° son de:

- $R_{BxANSYS} = 147,680 \text{ N}$
- $R_{ByANSYS} = 241,530 \text{ N}$

Su resultante:

$$R_{BrANSYS} = \sqrt{R_{BxANSYS}^2 + R_{ByANSYS}^2}$$

$$R_{BrANSYS} = \sqrt{147,680^2 + 241,530^2} = 283,100.9 \text{ N}$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{R_{ByANSYS}}{R_{BxANSYS}}$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{241530.0}{147680.0} = 58.55^\circ$$

Con el ángulo de 58.55° y la extensión máxima del pistón es posible ubicar el perno inferior que sujetará el pistón en el ensamble, con esta posición definida y ubicando nuevamente la torre en su posición horizontal el ángulo creado entre el eje axial de la torre y del pistón hidráulico es de 73.67°. Ya que la posición idónea inicial es de 63.82° y no de 73.67° es necesario calcular si el pistón será capaz de izar la carga en su posición inicial definitiva, para lograrlo es necesario obtener las componentes de fuerza inducidas por el actuador mediante la ecuación (3.20) y verificar si son mayores a las cargas en la posición inicial:

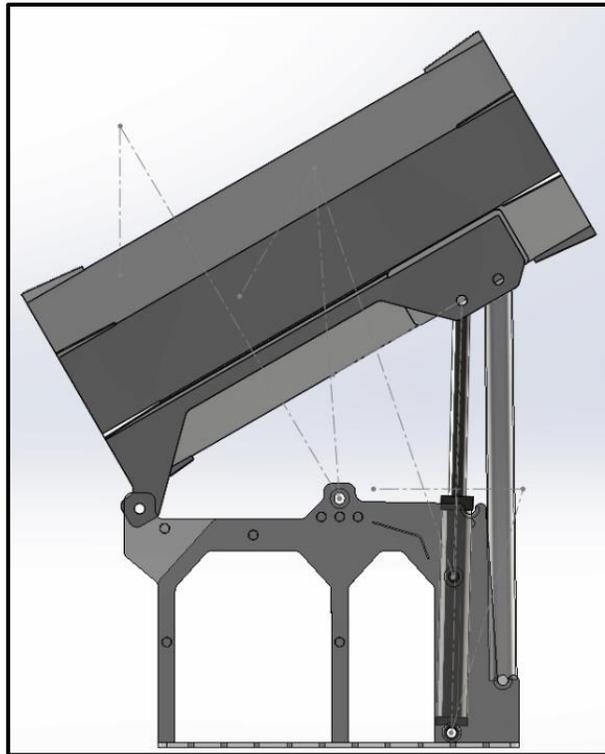
$$F_{Ry} = F_T * \sin \theta \quad (3.20)$$

$$F_{Ry} = (378,137.68 \text{ N} * 0.8) * \sin(73.67^\circ)$$

$$F_{Ry} = (302510.14 \text{ N}) * 0.9596$$

$$F_{Ry} = 290,306.34 \text{ N} > R_{ByANSYS} = 288,290.0 \text{ N}$$

La componente vertical de la fuerza aplicada por el pistón a la posición de  $73.67^\circ$  es mayor a la requerida de  $288,290 \text{ N}$  lo que indica que es pistón será capaz de desplazar el ensamble en dicha posición. En la figura 3.35 se observa parte de la torre a un ángulo de  $30^\circ$ .



*Figura 3.35 Mecanismo de torre a  $30^\circ$ .*

Los esfuerzos inducidos por la carga de la góndola se observan en la figura 3.36 con un valor máximo en la tabla 3.29 de  $199.99 \text{ MPa}$ .

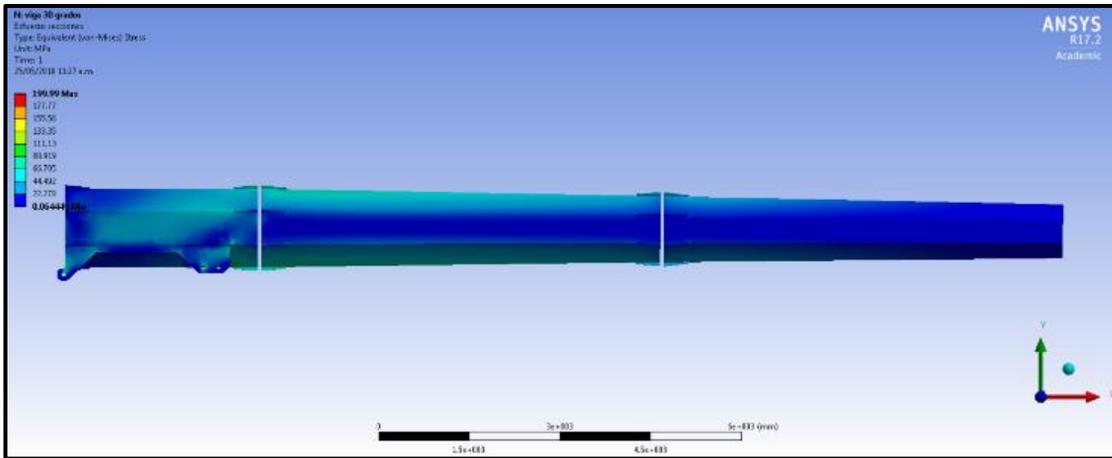


Figura 3.36 Esfuerzos en torre a 30°.

Tabla 3.29 Esfuerzo máximo a 30°.

Esfuerzo máximo [MPa]	
ANSYS Mechanical	199.99

El desplazamiento máximo de la torre con la carga factorizada de la góndola a la posición de 30° se encuentra en la tabla 3.30 y es de 0.054 m, se puede ver en la figura 3.37 que la punta es la ubicación donde más se aleja del eje central.

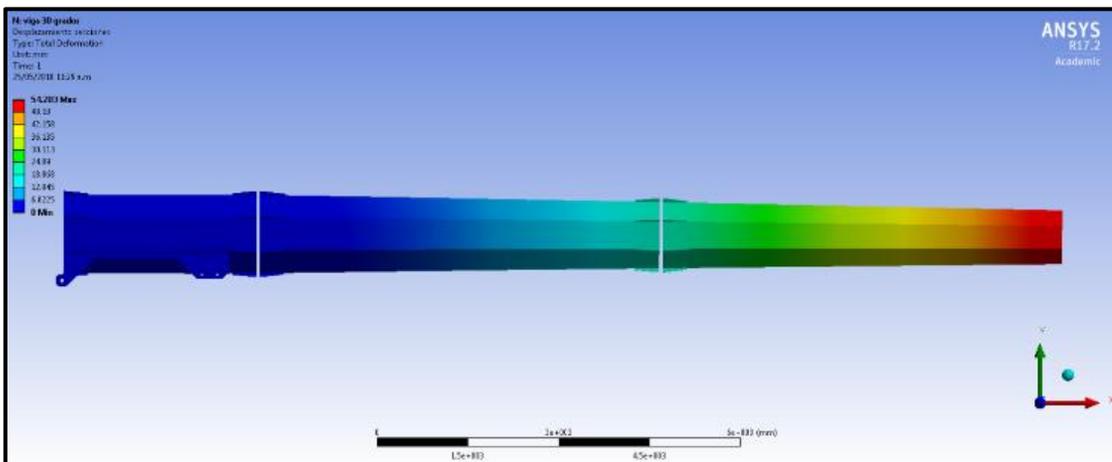


Figura 3.37 Desplazamiento en torre a 30°.

Tabla 3.30 Desplazamiento máximo a 30°.

Desplazamiento [m]	
ANSYS Mechanical	0.054

### Análisis de soporte del trinquete a 30°

En cada etapa será necesario colocar un soporte para tener un mecanismo tipo trinquete para permitir cambiar la posición del pistón hidráulico y poder alcanzar la nueva posición. Los análisis realizados a los soportes fueron los de esfuerzo-deformación y pandeo para verificar su integridad. En esta sección se indicó también la longitud, cedula y diámetro requeridos por este componente para realizar el trabajo mencionado.

Debido a que se trata de un elemento que no es considerado en el estándar IEC, el criterio que se siguió para validar el diseño de la pieza fue siguiendo las recomendaciones por la AISC y el método LRFD.

Esta pieza al emplearse como un sujetador de la torre cuando esta se encuentra en condición estática se agregó un factor de carga de 1.4 y un factor de resistencia de 0.9 al material del tubo. El esfuerzo máximo permisible es de 207 MPa (230 MPa \*0.9).

- Diámetro nominal 6".
- Cedula 40 ó Tubo estructural.
- Acero (ASTM-A500 Grado A).
- Distancia entre centro de pernos 2.422 m.
- Pernos de 2 ½".

En la figura 3.38 se indican los esfuerzos presentes en el soporte bajo carga estática y el valor máximo se muestra en la tabla 3.31 con un valor de 194.18 MPa.

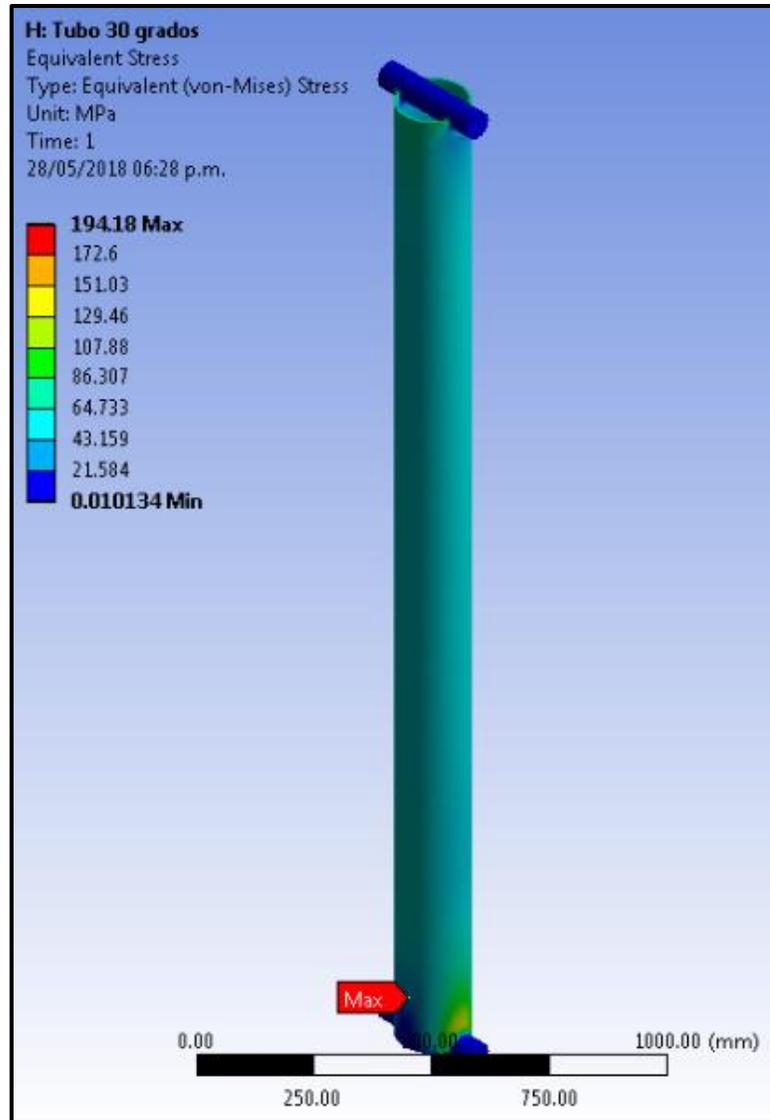


Figura 3.38 Esfuerzos en soporte tubular de trinquete (30°).

Tabla 3.31 Esfuerzo máximo en soporte tubular (30°).

Esfuerzo máximo [MPa]	
ANSYS Mechanical	194.18

Para el análisis de elementos bajo cargas axiales es importante considerar el fenómeno de pandeo y es necesario calcular la carga crítica bajo la cual el soporte sufrirá pandeo, en la figura 3.39 se observa la zona de máxima inestabilidad en el

centro del soporte lo que es congruente por el tipo de sujecion que se tiene. La carga critica de 8,344,154.19 N se puede encontrar en la tabla 3.32.

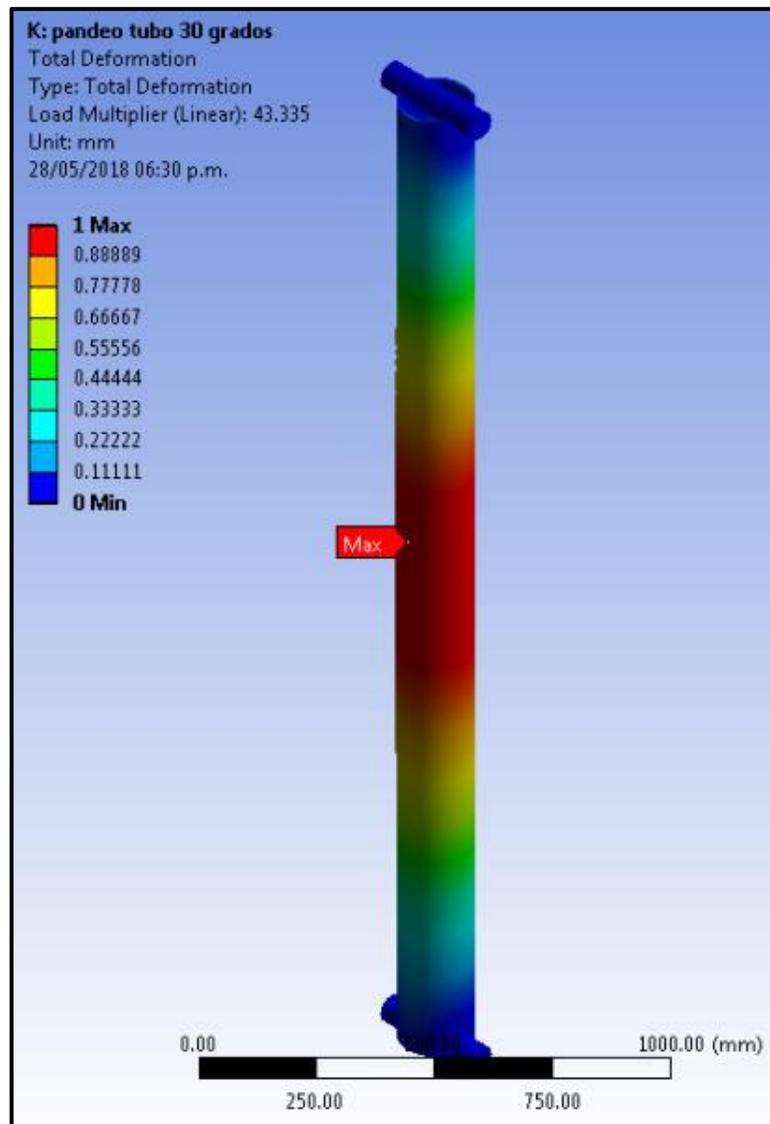


Figura 3.39 Zonas de inestabilidad (30°).

Tabla 3.32 Zonas de inestabilidad (30°).

Modo	Carga crítica [N]
1	8,344,154.19

### 3.4.3 Posicionamiento a 60°

Las cargas inducidas por la torre en la posición 3 a 60° son de:

- $R_{BxANSYS} = 114,070 \text{ N}$
- $R_{ByANSYS} = 130,060 \text{ N}$

Su resultante:

$$R_{BrANSYS} = \sqrt{R_{BxANSYS}^2 + R_{ByANSYS}^2}$$

$$R_{BrANSYS} = \sqrt{114,070^2 + 130,060^2} = 172,995.8 \text{ N}$$

$$\theta_3 = \tan^{-1} \frac{R_{ByANSYS}}{R_{BxANSYS}}$$

$$\theta_3 = \tan^{-1} \frac{130,060}{114,070} = 48.74^\circ$$

Realizando el mismo ejercicio anterior el ángulo de la resultante con el pistón a su máxima extensión es de 48.74° y regresando el ensamble (torre) a su posición de 30° el ángulo generado entre la torre y el actuador es de 58.28°. Es necesario calcular si el pistón será capaz de izar la carga en su posición 2 inicial y para lograrlo se debe obtener la componente de fuerza inducida por el actuador y verificar si es mayor a la carga:

$$F_{Ry} = F_T * \sin \theta$$

$$F_{Ry} = (378,137.68 \text{ N} * 0.8) * \sin(58.28^\circ)$$

$$F_{Ry} = (302510.14 \text{ N}) * 0.8506$$

$$F_{Ry} = 257,323.48 \text{ N} > R_{ByANSYS} = 241,530 \text{ N}$$

La componente vertical de la fuerza aplicada por el pistón a la posición de 58.28° es mayor a la requerida de 241,530 N lo que indica que el pistón será capaz de desplazar el ensamble en dicha posición.

Para llevar la torre de la posición 3 a su ubicación final como una torre, el pistón se ubica en el último perno donde se crea un ángulo de  $34.37^\circ$  y se comprueba si a esta posición la componente perpendicular a la torre podrá mover el ensamble. En la figura 3.40 se observa parte de la torre a un ángulo de  $60^\circ$ .

$$F_{Ry} = F_T * \sin \theta$$

$$F_{Ry} = (378,137.68 \text{ N} * 0.8) * \sin(34.37^\circ)$$

$$F_{Ry} = (302510.14 \text{ N}) * 0.5645$$

$$F_{Ry} = 170,777 \text{ N} > R_{ByANSYS} = 130,060 \text{ N}$$

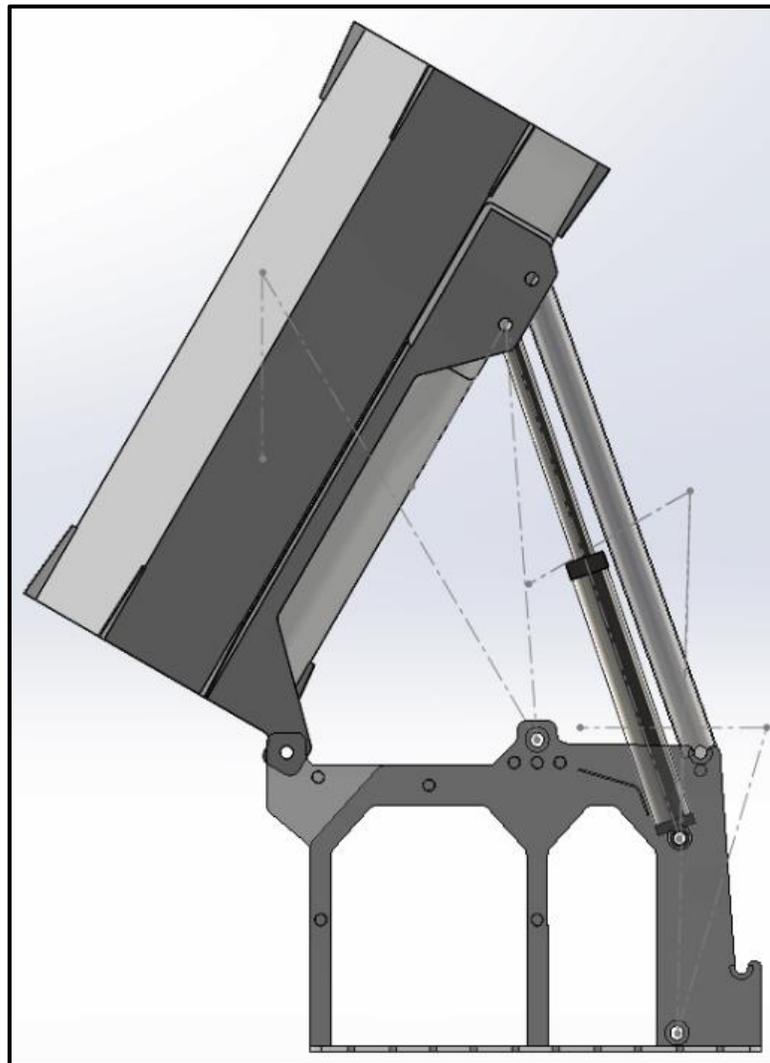


Figura 3.40 Mecanismo de torre a  $60^\circ$ .

Los esfuerzos inducidos por la carga de la góndola se observan en la figura 3.41 con un valor máximo en la tabla 3.33 de 105.49 MPa.

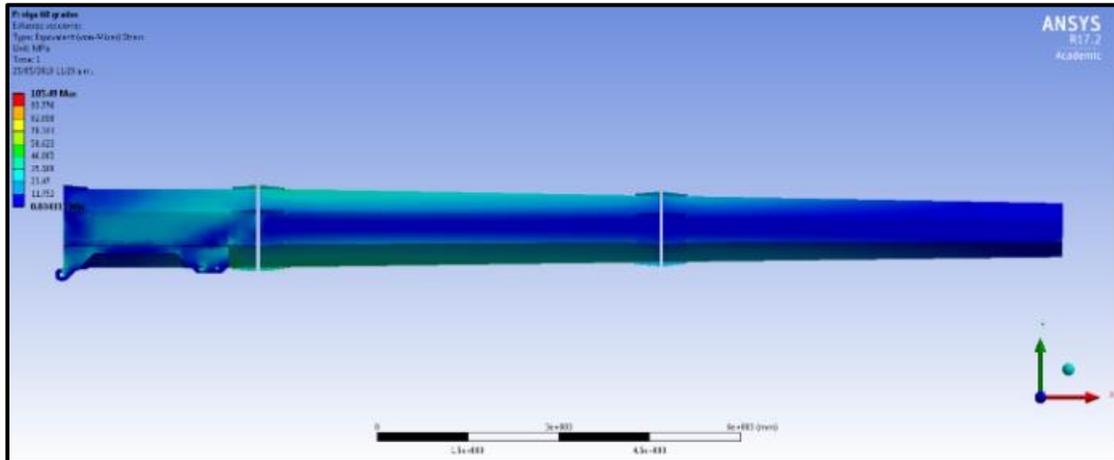


Figura 3.41 Esfuerzos en torre a 60°.

Tabla 3.33 Esfuerzo máximo a 60°.

Esfuerzo máximo [MPa]	
ANSYS Mechanical	105.49

El desplazamiento máximo de la torre con la carga factorizada de la góndola a la posición de 60° se encuentra en la tabla 3.34 y es de 0.03 m, se puede ver en la figura 3.42 que la punta es la ubicación donde más se aleja del eje central.

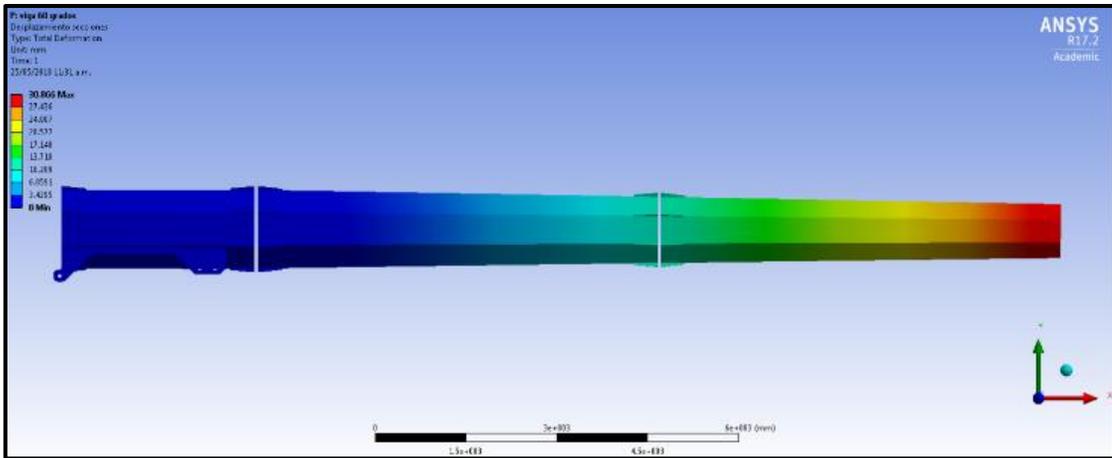


Figura 3.42 Desplazamiento en torre a 60°.

Tabla 3.34 Desplazamiento máximo a 60°.

Desplazamiento [m]	
ANSYS Mechanical	0.03

Análisis de soporte del trinquete a 60°. En la figura 3.43 se indican los esfuerzos presentes en el soporte bajo carga estática y el valor máximo se muestra en la tabla 3.35 con un valor de 119.78 MPa.

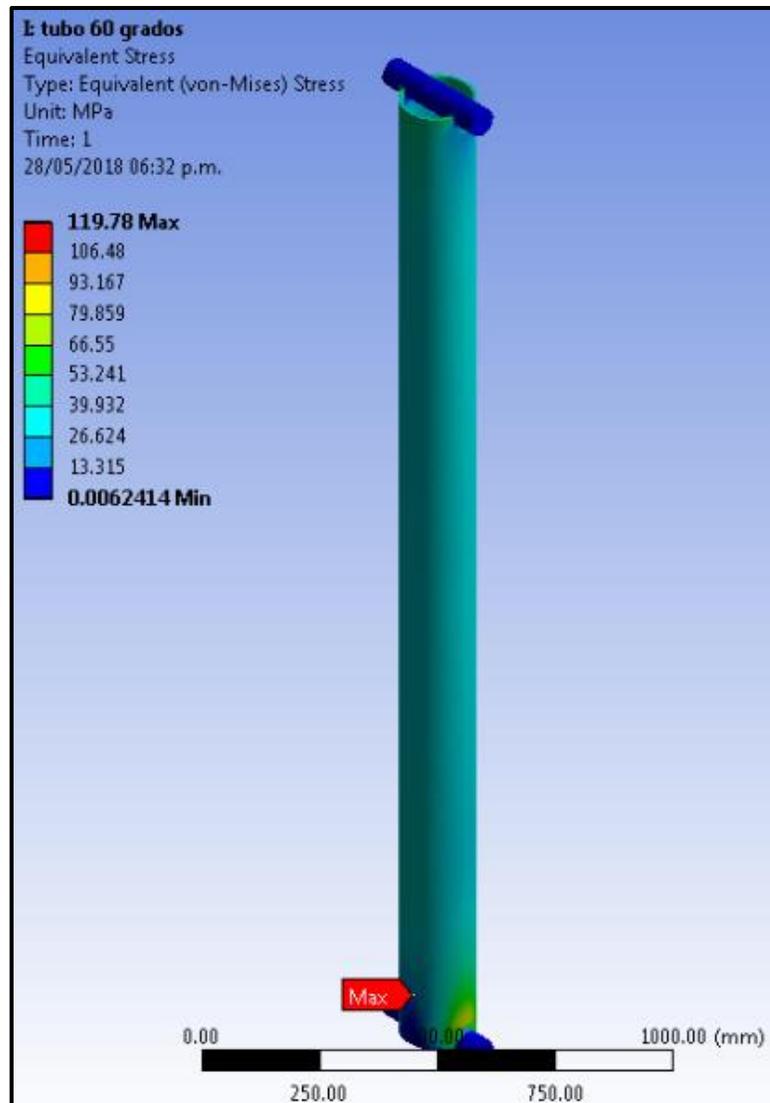


Figura 3.43 Esfuerzos en soporte tubular de trinquete (60°).

Tabla 3.35 Esfuerzo máximo en soporte tubular (60°).

Esfuerzo máximo [MPa]	
ANSYS Mechanical	119.78

Para el análisis de elementos bajo cargas axiales es importante considerar el fenómeno de pandeo y es necesario calcular la carga crítica bajo la cual el soporte sufrirá pandeo, en la figura 3.44 se observa la zona de máxima inestabilidad en el

centro del soporte lo que es congruente por el tipo de sujecion que se tiene. La carga critica de 8,344,104.92 N se puede encontrar en la tabla 3.36.

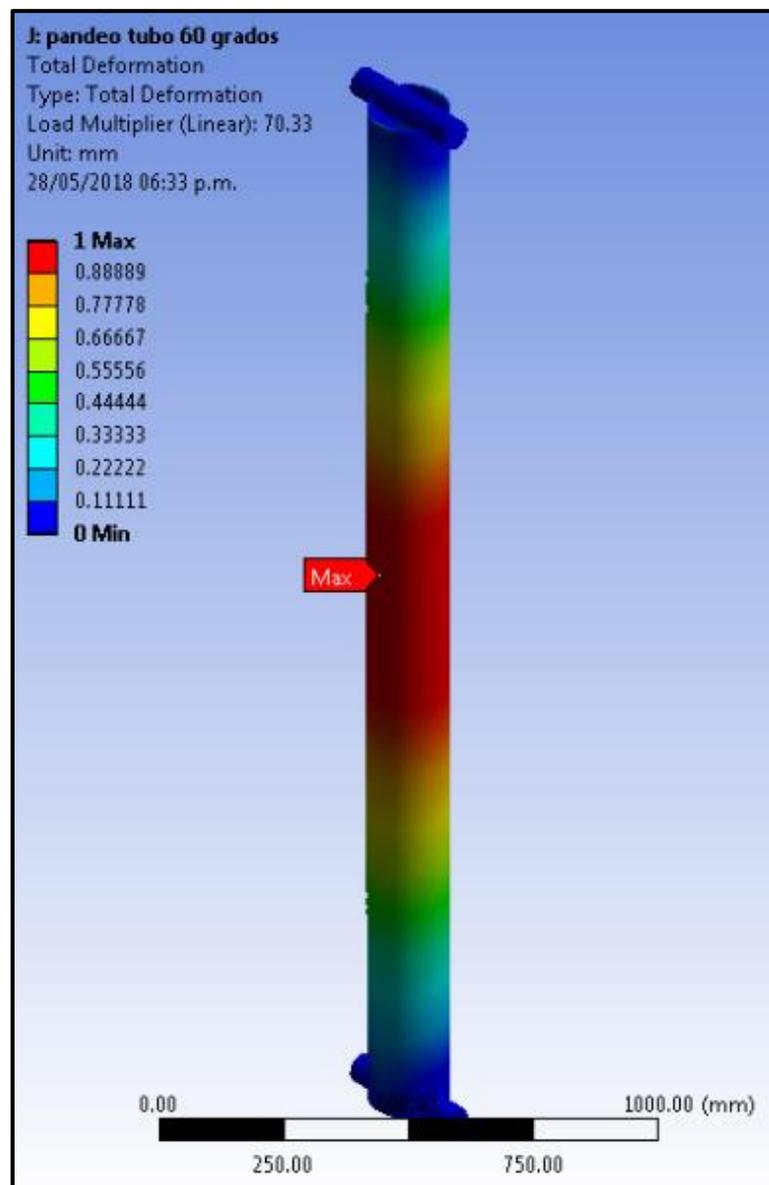


Figura 3.44 Zonas de inestabilidad (60°).

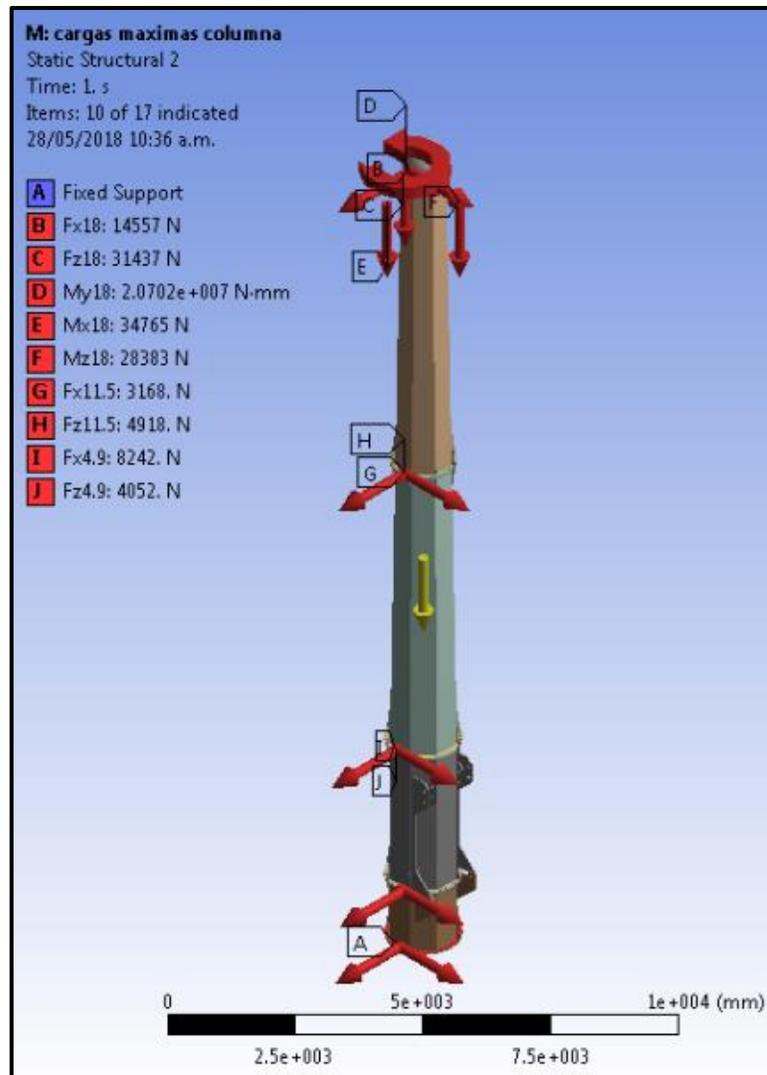
Tabla 3.36 Carga critica a 60°.

Modo	Carga critica [N]
1	8,334,104.92

### **3.4.4 Posición vertical (torre)**

Una vez que el ensamble se posiciona de forma vertical se analizó de igual manera como una viga con una condición de apoyo de tipo empotrado en el extremo inferior donde presentara reacciones en los ejes X, Y, Z y momentos reactivos respecto a los ejes mencionados. El peso del ensamble junto con el de la góndola fluirán axialmente hacia el único apoyo inferior. El viento creara cargas que se localizarán perpendiculares al eje de la torre y a lo largo de la misma. Es necesario incluir el momento generado por el movimiento azimutal de la góndola. Se crearán momentos cuando las cargas de viento desalineen el centro de carga de la góndola respecto al eje axial de la torre. Dada la complejidad y variedad de combinaciones de carga que existen debido a los múltiples escenarios de viento que estará expuesto el aerogenerador se utilizó un modelo generado por computadora donde únicamente se consideraron para el diseño las cargas extremas sin importar la frecuencia de su ocurrencia [21].

Los análisis que se realizaron en la torre fueron los de esfuerzo-deformación, pandeo y análisis modal. El análisis de esfuerzo-deformación permitió conocer si las cargas en el ensamble serian capaz de provocar daño estructural, también ayudo a proporcionar un factor de seguridad y a conocer los desplazamientos la torre que tendría en las condiciones de carga consideradas.



*Figura 3.45 Cargas máximas en torre.*

Se observa en la figura 3.45 las cargas y las zonas en las que se agregaron las condiciones fronteras para poder ejecutar el análisis. A la altura de 18 metros donde se ubica la góndola se cargaron tres fuerzas y tres momentos en los ejes X, Y y Z respectivamente. Se incluyó el efecto de la gravedad en el ensamble para emular lo más cercano posible a las condiciones reales de operación, las cargas se obtuvieron con el paquete FOCUS 6.

La validación de este análisis de forma similar al análisis de la viga considero aceptable ya que la suma de las reacciones obtenidas por el paquete ANSYS Mechanical coincide con la entrada de datos que en ese caso son las cargas a lo

largo de la torre. En la figura 3.46 es posible observar los esfuerzos en cada una de las secciones de la torre.

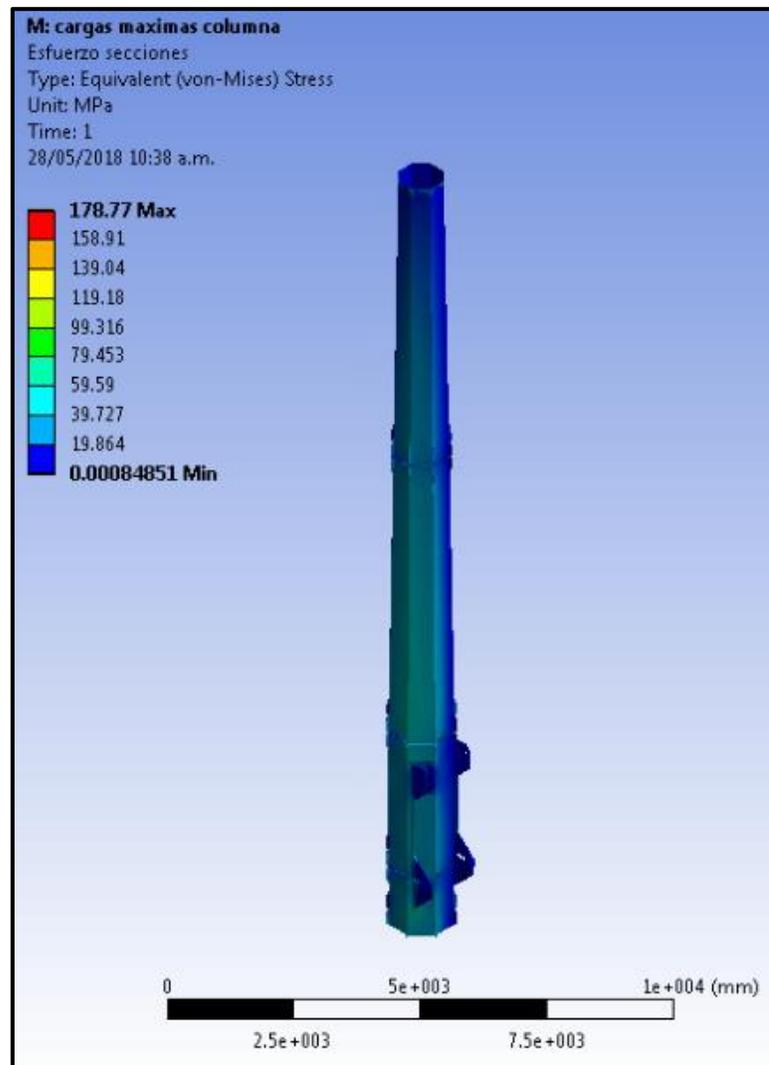


Figura 3.46 Esfuerzos en torre.

Tabla 3.37 Esfuerzo máximo en torre.

Esfuerzo máximo [MPa]	
ANSYS Mechanical	178.77

En la tabla 3.37 se tiene el esfuerzo máximo de 178.77 MPa para las 4 secciones de la torre se encuentra por debajo del esfuerzo admisible por el estándar IEC de 303.33 MPa.

En la siguiente tabla se muestra el valor del esfuerzo máximo por sección aplicando la teoría de vigas donde se consideró la resultante de los momentos de vuelco e inclinación. Los momentos  $M_x$  (vuelco) y  $M_y$  (inclinación) se tomaron del análisis de cargas realizado en FOCUS 6 a diferentes alturas de la torre. Se utilizaron los valores de los escenarios de carga extrema y características estructurales de cada tramo para analizar los esfuerzos en posición vertical.

Para generar la tabla 3.38 igualmente se empleó la ecuación 3.19 que utiliza como entradas el momento máximo y el módulo de sección  $S$ .

*Tabla 3.38 Esfuerzo máximo por sección.*

<b>Sección</b>	<b>Altura</b>	<b>Momento</b>	<b>Momento</b>	<b>Resultante</b>	<b>Módulo de sección</b>	<b>Esfuerzo máximo</b>
	<b>[m]</b>	<b><math>M_x</math> [Nm]</b>	<b><math>M_y</math> [Nm]</b>	<b><math>M_{res}</math> [Nm]</b>	<b><math>S</math> [m<sup>3</sup>]</b>	<b><math>\sigma</math>[MPa]</b>
1	18	34765	28383	44879.84	0.0050	9.05
1 y 2	11.35	228822	102664	250797.54	0.0082	30.47
2 y 3	4.68	488519	233246	541345.09	0.0116	46.65
3 y 4	1.44	617473	319333	695159.31	0.0139	50.02
4	0	685489	366293	777216.66	0.0139	55.93

A diferencia del análisis por medio del elemento finito, el desarrollo análogo de la teoría de vigas solo obtiene el mayor esfuerzo para la sección de interés donde el momento sea máximo y el módulo sección mínimo. Es necesario realizar otro análisis para la concentración de esfuerzos, sin embargo, el análisis por elemento finito es capaz de resolver escenarios de carga complejos con geometrías intrincadas.

El desplazamiento permitido en el extremo de la torre equivale al 1% de la longitud del ensamble o 18 centímetros, gracias al paquete multifísica se encuentra

en la tabla 3.39 un desplazamiento máximo de 4.9 centímetros. La figura 3.47 muestra un desplazamiento máximo en la punta de la torre.

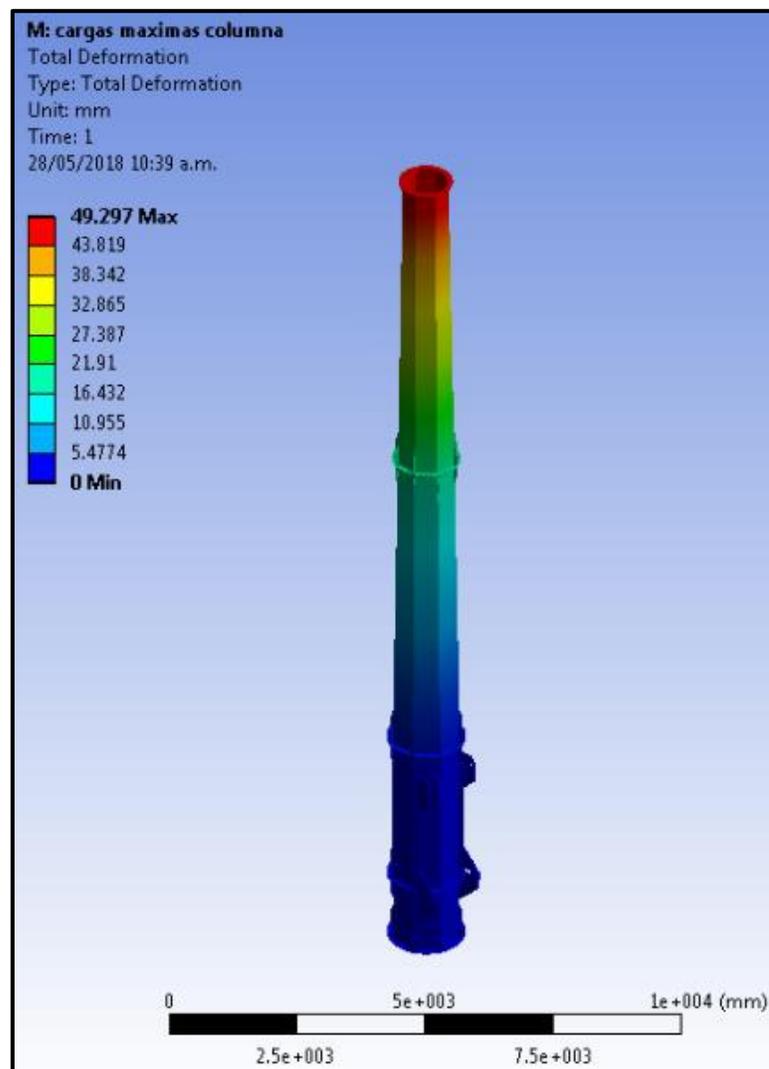


Figura 3.47 Desplazamiento en torre.

Tabla 3.39 Desplazamiento máximo en torre.

Desplazamiento [m]	
ANSYS Mechanical	0.049

### 3.5 Análisis de pandeo

El pandeo es la curvatura o flexión que se produce en una viga debido a la compresión, a estos elementos también se les puede llamar columnas. Este fenómeno afecta diferentes piezas estructurales como barras con articulación en máquinas o pilares en edificaciones. Los componentes se pueden clasificar según su longitud y tipo de carga aplicada como:

1. Columnas largas con carga centrada.
2. Columnas de longitud intermedia con carga centrada.
3. Columnas con carga excéntrica.
4. Columnas cortas con carga excéntrica.

La carga crítica para una columna cuando la línea de acción de la carga pasa por su eje central y según el tipo de apoyo en los extremos está determinada por la ecuación (3.21). [11]

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2} = N \quad (3.21)$$

donde  $P_{cr}$  carga crítica en newtons (N), C constante para las condiciones en extremos, EI rigidez flexural ( $Nm^2$ ) y l longitud de la columna en metros (m).

Las condiciones según la fijación de los extremos se resumen en la tabla 3.40.

Tabla 3.40 Condición de fijación [11].

Condición	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado
Empotrado-libre	0.25	0.25	0.25
Articulado-articulado	1	1	1
Empotrado-articulado	2	1	1.2
Empotrado-empotrado	4	1	1.2

La ecuación 3.21 o de Euler se debe aplicar únicamente cuando la relación de esbeltez ( $l/k$ ), siendo  $k$  igual a  $\sqrt{\frac{I}{A}}$  sea mayor que la ecuación (3.22).

$$(l/k)_1 = \sqrt{\frac{2\pi^2 CE}{S_y}} \quad (3.22)$$

donde  $S_y$  es el límite elástico del material seleccionado.

De lo contrario otros modelos deberán ser considerados según el tipo de carga aplicada.

Conocer la carga crítica o factor de carga de pandeo es un parámetro de suma importancia en el diseño de columnas ya que este estudio nos permite conocer la fuerza a la que la torre pierde estabilidad y su capacidad de carga disminuye pudiendo producir una falla en el sistema estructural. En la figura 3.48 se tiene el escenario planteado en ANSYS para permitir la simulación del pandeo.

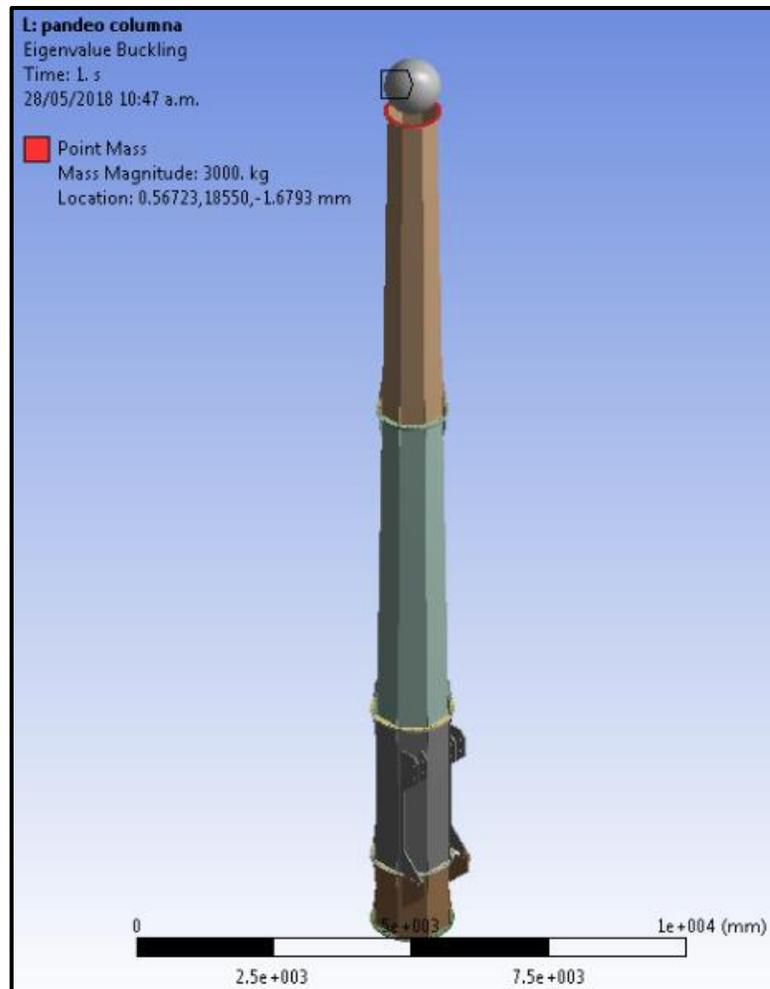


Figura 3.48 Escenario para simular pandeo.

El análisis de pandeo indica que la estructura no sufrirá de este fenómeno con cargas por debajo de 841,470 kg o 8, 254,820.7 N como se muestra en la tabla 3.41.

Tabla 3.41 Carga crítica de torre.

Modo	Carga crítica [N]
1	8,254,820.7

### 3.6 Análisis modal

La vibración se puede definir como la oscilación de un cuerpo alrededor de un punto de equilibrio y una cualidad elemental es que es un movimiento periódico. Los sistemas al ser expuestos a cargas variables en el tiempo responden modificando su estado de equilibrio lo que genera desplazamientos con ciertas características de velocidad y aceleración. El estudio de las vibraciones se vuelve relevante ya que según su magnitud somete esfuerzos en los equipos y estructuras abriendo la posibilidad de falla por fatiga.

Las magnitudes características de las vibraciones se miden en metros (m) para los desplazamientos, metros sobre segundo (m/s) para la velocidad y metros sobre segundo al cuadrado ( $m/s^2$ ) para la aceleración, en la figura 3.49 se observan las 3 componentes de una vibración mecánica.

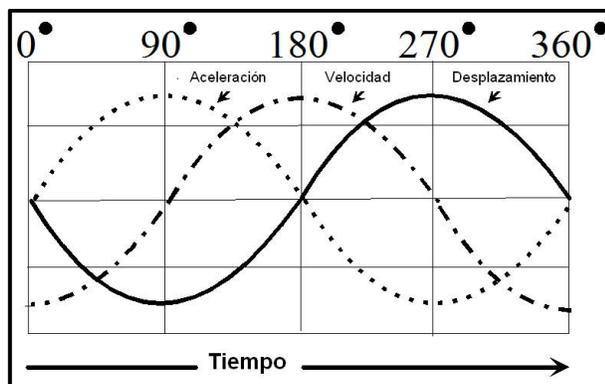


Figura 3.49 Componentes de vibración mecánica [22].

La frecuencia de la oscilación ya sea de un sistema (mecánico, estructural) o una vibración forzada se expresa en Hercios (Hz) y denota el número de ciclos por unidad de tiempo (s). La frecuencia natural ( $f_n$ ) es aquella a la que el cuerpo continuara oscilando una vez que la carga de excitación se retira. La frecuencia natural es un término de considerable importancia debido a que el sistema responde de forma significativa a estas frecuencias. Los sistemas cuentan un número N de frecuencias naturales ( $f_{n1..}$ ) según su N grados de libertad [23].

La frecuencia natural de una torre puede ser determinada dependiendo de las condiciones de carga de este. Para el caso más simple, es decir cuando la torre y

la turbina pueden ser semejantes a una viga en voladizo con una masa unida en el extremo libre, la frecuencia natural proporcionada por Baumeister [24] con la ecuación (3.23) es:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{(0.23m_{\text{torre}} + m_{\text{turbina}})L^3}} = \text{Hz} \quad (3.23)$$

donde  $f_n$  es la frecuencia natural (Hz) del ensamble, E módulo de Young en pascales (Pa), I segundo momento de área ( $\text{m}^4$ ), L longitud de la torre en metros (m),  $m_{\text{torre}}$  masa de la torre en kilogramos (kg) y  $m_{\text{turbina}}$  masa de la turbina o la góndola en kilogramos (kg).

La resonancia es la tendencia de un sistema físico a fluctuar con mayor amplitud y se presenta cuando una o varias fuentes externas de excitación oscilan en alguna de las frecuencias naturales ( $f_{n1..}$ ) del sistema. La amplitud de las oscilaciones cuando un sistema se encuentra resonando depende también de la magnitud de la fuerza excitadora.

Los patrones o formas en la que el sistema vibrara se les llaman modos de vibración, cada frecuencia natural tiene una forma de vibrar según la configuración del sistema. El número de modos corresponde al número de frecuencias naturales en el sistema y por consiguiente a los grados de libertad con los que cuenta. Conocer los modos de vibración es relevante para entender el comportamiento estructural cuando alguna de las frecuencias naturales sea excitada. Para una viga empotrada en uno de sus extremos, algunos de sus modos son de la forma como se muestra en la figura 3.50. [23]

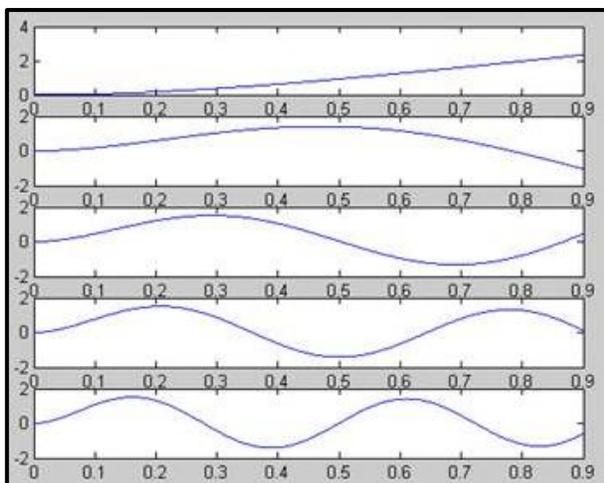


Figura 3.50 Formas de vibración para viga.

Otro análisis que se ejecutó en la estructura fue el análisis modal que permitió modificar el diseño hasta obtener el valor deseado de frecuencia natural ya que dicho parámetro fue primordial para definir la geometría de la torre. Desde un inicio fue conocido que la frecuencia de operación del aerogenerador sería de 100 rpm o 1.66 Hz en condiciones normales, el requerimiento de diseño fue de ubicar la frecuencia natural de la torre junto la góndola en un valor que fuera por lo menos un 35% mayor a la frecuencia de operación dando como resultado una frecuencia de 135 rpm ó 2.25 Hz, en la tabla 3.42 se muestran las 3 primeras frecuencias naturales del sistema.

Tabla 3.42 Frecuencias naturales.

Modo	Frecuencia [Hz]	$\omega$ [rpm]
1	2.24	134.4
2	2.27	136.2
3	15.88	952.8

# Capítulo 4

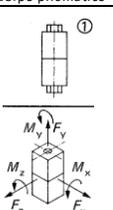
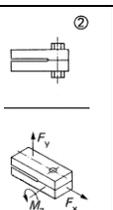
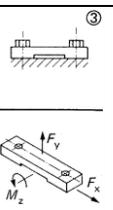
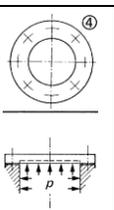
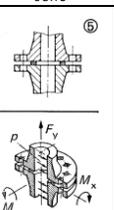
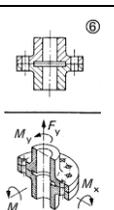
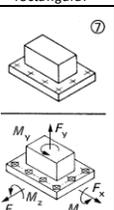
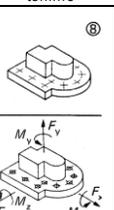
## 4.1 Unión no permanente

Existen diferentes metodologías para el cálculo de uniones atornilladas según su industria y/o aplicación, diferentes asociaciones como ASME, VDI o AISC por mencionar algunas han detallado el proceso para calcular las cargas en tornillos según sus condiciones de trabajo.

## 4.2 Estándar VDI 2230

Se utilizará como referencia el estándar alemán VDI 2230 parte 1 y 2 con nombre Cálculo sistemático de uniones atornilladas con alta demanda y Cálculo sistemático de uniones atornilladas con grandes esfuerzos respectivamente. Como se puede observar en la tabla 4.1 extraída del estándar VDI 2230 parte 1 página 9 el escenario más próximo a una unión bridada sin presión interna es el que se encuentra señalado con el numero 6 bajo el nombre de Brida con plano transportador de carga (Flange with plane bearing face). [25] [26]

Tabla 4.1 Escenarios de carga para tornillo.

Uniones de un tornillo		Uniones multi tornillo						Union atornillada
concentrica o eccentrica		en plano	simetria axial			simétrico	asimétrico	Ejes de tornillo
cilindro o cuerpo prismatico	Viga	Viga	Placa circular	Brida con sello	Brida cara plana	Multi tornillo rectangular	Union multi tornillo	
								Geometría de la union
Fuerza axial $F_A$ Fuerza transversal $F_D$ Momento $M_0$	Fuerza axial $F_A$ Fuerza transversal $F_D$ Momento $M_2$	Fuerza axial $F_A$ Fuerza transversal $F_D$ Momento $M_2$	Presion interna $p$	Fuerza axial $F_A$ Momento $M_0$ Presion interna $p$	Fuerza axial $F_A$ Momento torsional $M_T$ Momento $M_0$	Fuerza axial $F_A$ Fuerza transversal $F_D$ Momento torsional $M_T$ Momento $M_0$	Fuerza axial $F_A$ Fuerza transversal $F_D$ Momento torsional $M_T$ Momento $M_0$	Cargas relevantes Fuerzas y momentos
VDI 2230		Trato limitado por VDI 2230			DIN 2505 AD Note B7 VDI 2230 Trato limitado	Trato limitado por VDI 2230		Procedimiento de calculo
Teoria de flexion en vigas con condiciones adicionales			Teoria de placa	Trato limitado con modelos simplificados				
Metodo de elemento finito (MEF)								

En el mismo recuadro en la parte inferior en el renglón procedimiento de cálculo se observa como diferentes estándares pueden ayudar al diseño de distintos tipos de uniones. La columna 6 indica que el tratamiento de este caso por el VDI

2230 es limitado y a su vez muestra que también su tratamiento es pobre utilizando modelos simplificados. Por lo anterior y dada la naturaleza compleja se optó por realizar una primera iteración utilizando la metodología propuesta por el VDI 2230 pero se continuará y validará el diseño con ayuda del método de elemento finito con el paquete ANSYS [27].

Para el cálculo de la unión atornillada las cargas no se utilizaron con un factor de 1.6 como en la sección anterior debido a que el estándar VDI 2230 considera el estado dinámico de diferente forma. Es posible utilizar el análisis de la torre en posición horizontal (viga) ajustando los resultados obtenidos dividiendo entre el factor de carga para obtener las cargas base. En el VDI 2230 la carga que atraviesa el tornillo se incrementa según su condición de trabajo y el método de aplicación de la precarga.

La metodología propuesta por el estándar de referencia mencionado anteriormente contiene las siguientes entradas:

**R00** diámetro nominal “d”, dimensión límite “G”.

**R01** factor de apriete “ $\alpha_A$ ”.

**R02** fuerza de cierre mínima “ $F_{Kerf}$ ”.

**R03** factor de carga “ $\Phi$ ”.

**R04** cambios de precarga.

**R05** precarga mínima en ensamble “ $F_{M\ min}$ ”.

**R06** precarga máxima en ensamble “ $F_{M\ max}$ ”.

**R07** esfuerzo en ensamble.

**R08** esfuerzo de trabajo.

**R09** esfuerzo variante “ $\sigma_a$ ”, “ $\sigma_{ab}$ ”, “ $S_D$ ”.

**R10** presión superficial “ $P_{max}$ ”, “ $S_p$ ”.

**R11** distancia de agarre mínimo “ $m_{eff\ min}$ ”.

**R12** deslizamiento, corte “ $S_G$ ”, “ $\tau_{Q\ max}$ ”.

**R13** torque de apriete “ $M_A$ ”.

### 4.3 Dimensionamiento del tornillo

Los modelos simplificados para el cálculo de las fuerzas axiales y transversales que ocurre en el tornillo se tomaron de los estándares previamente mencionados, con las cargas obtenidas se procedió a realizar un análisis con elemento finito y al encontrar que ninguna de las fuerzas rebasa la máxima tomada como referencia se optó por tomar el análisis del tornillo más cargado como referencia para los demás ya que todas las uniones cuentan con el mismo número y tipo de tornillo.

#### 4.3.1 Brida crítica (viga)

El proceso de selección comienza determinando las cargas que atraviesan el tornillo de forma axial y transversal. Siguiendo los modelos sugeridos, las ecuaciones (4.1) y (4.2) las cargas son:

$$F_{A(M)_{\max}} = \frac{M_s * x_{\max}}{\sum_{i=1}^{n_{SB}} x_i^2} = N \quad (4.1)$$

$$F_{A(M)_{\max}} = \frac{(593,698.23)(0.726)}{(10.566)} = 40,793.57 \text{ N}$$

$$F_{A(Q)_{\max}} = \frac{F_{Q_{\max}}}{\mu_{T_{\min}}} = \frac{F_Q}{n_{SB} * \mu_{T_{\min}}} = N \quad (4.2)$$

$$F_{A(Q)_{\max}} = \frac{62,545.11}{(40)(0.2)} = 7,818.13 \text{ N}$$

donde  $F_{A(M)_{\max}}$  es la fuerza axial máxima en newtons (N) en el tornillo debido al momento,  $M_s$  corresponde al momento máximo (Nm),  $x_{\max}$  es la distancia del centroide del arreglo de tornillos al elemento o tornillo más alejado (m),  $x_i$  distancia del centroide a cada elemento o tornillo del arreglo (m),  $n_{SB}$  numero de tornillos,  $F_{A(Q)_{\max}}$  fuerza cortante máxima en cada tornillo (N),  $F_{Q_{\max}}$  fuerza cortante (N) en el ensamble de tornillos,  $\mu_{T_{\min}}$  coeficiente de fricción estático y  $F_Q$  es el cortante total en newtons (N).

Donde se utilizó el momento máximo sin factorizar  $M_{\max} = 593,698.23 \text{ Nm}$  y cortante  $Q_{\max} = 62,545.11 \text{ N}$  a la distancia de 3.24 m.

La tabla 4.2 se utiliza para identificar el diámetro y grado de tornillo sugerido según las cargas obtenidas. Es importante mencionar que el catálogo únicamente da la pauta para una primera aproximación, sin embargo, es necesario ejecutar el procedimiento establecido por el documento para validar la utilización del tornillo.

Tabla 4.2 Selección inicial de tornillo propuesta por VDI 2230 [28].

1	2	3	4
Carga en N	Diámetro nominal en mm		
	Grado		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1000	3	3	3
1600	3	3	3
2500	3	3	4
4000	4	4	5
6300	4	5	6
10000	5	6	8
16000	6	8	10
25000	8	10	12
40000	10	12	14
63000	12	14	16
100000	16	18	20
160000	20	22	24
250000	24	27	30
400000	30	33	36
630000	36	39	

Se identificó que la carga axial en el tornillo provocado por el momento es aproximadamente 5 veces mayor que la carga cortante, por este motivo se utiliza como referencia inicial [25].

La carga axial tiene un valor de 40,793.57 N y es necesario ubicarse en el siguiente renglón de la tabla con la carga de 63,000 N.

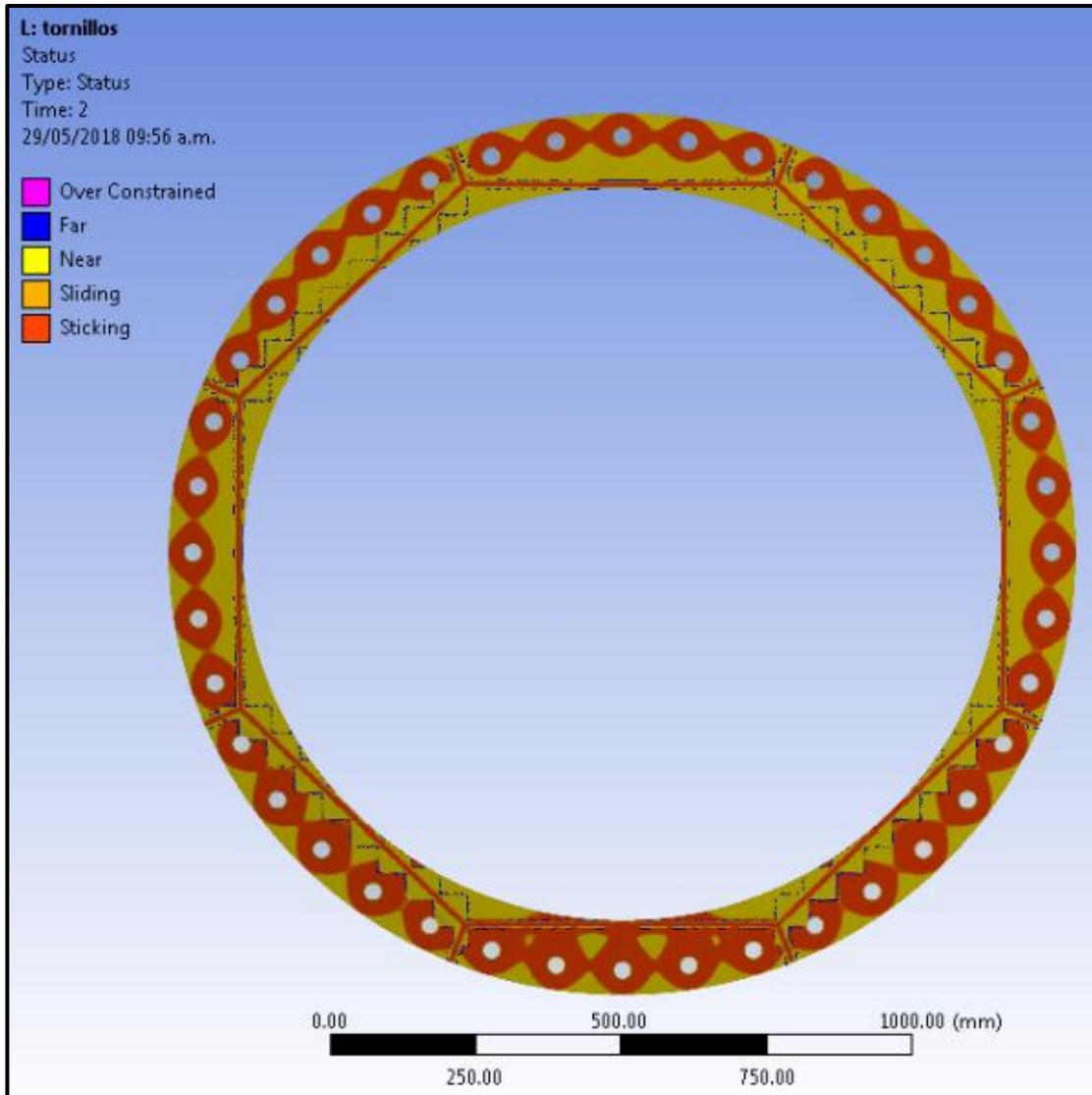
Debido a que la carga no actúa de forma concéntrica al tornillo por la geometría de la brida y a la naturaleza dinámica del ensamble es necesario

incrementar la carga 2 renglones más quedando en 160,000 N, aunado a esto la técnica de precarga sugerida deberá ser utilizando un torquímetro para quedar en 250,000 N lo que arroja un tornillo de las siguientes características:

- diámetro = 30 mm (internacional) ~ 1 1/4" (estándar)
- grado = 8.8 (internacional) ~ 8 (estándar)
- Fuerza de cierre = 388905 N ó 87225 Lb.
- Precarga = 1852.3 N m ó 1363 ft. Lb.
- Numero de tornillos = 40 tornillos
- Paso = 7 hilos/in

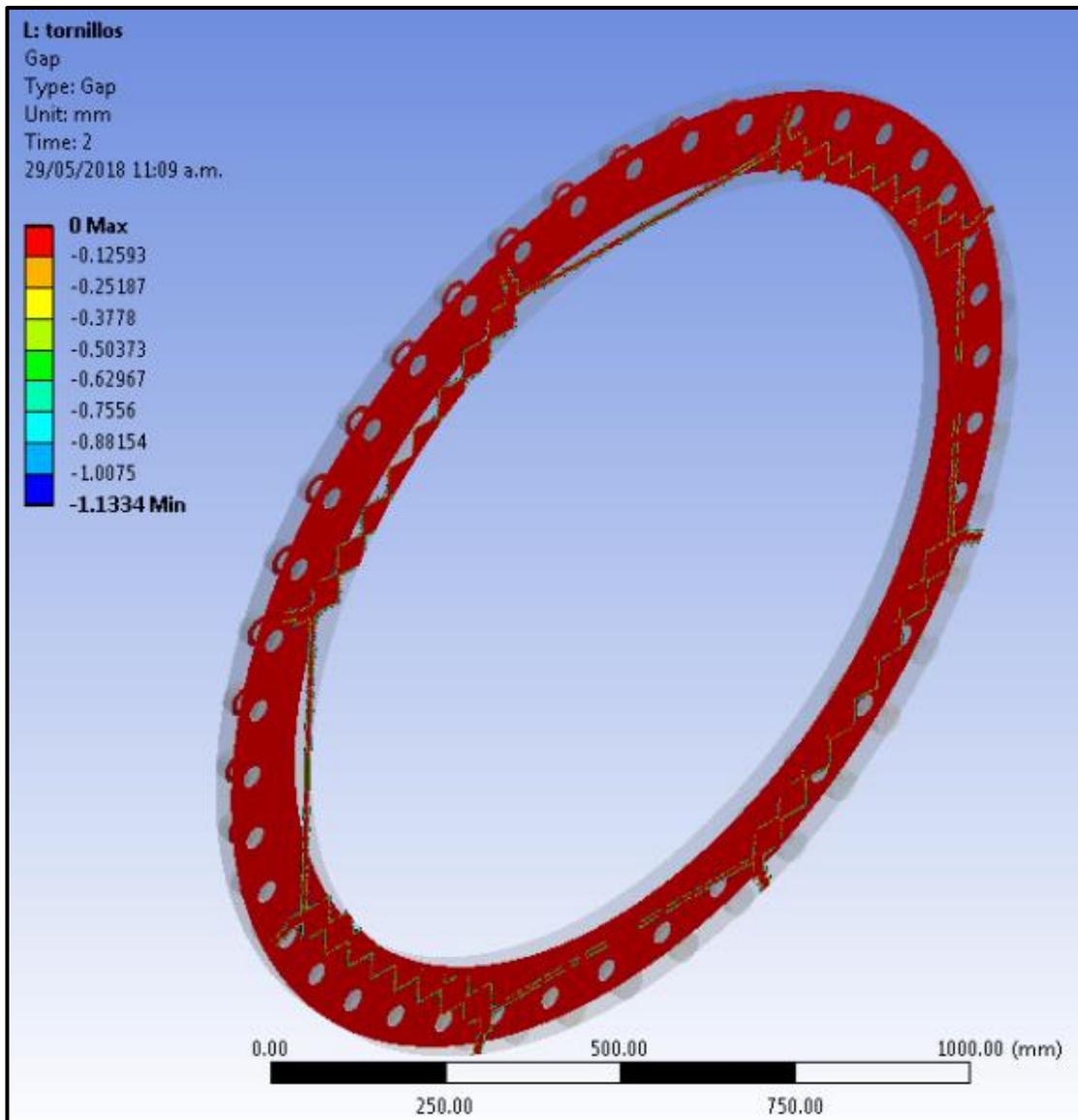
Para el ensamble de la torre se deberá utilizar un tornillo estándar 1 1/4"-7 x 4" grado 8 dada su disponibilidad comercial. La longitud del cuello o vástago sin roscar debe ser mayor de 1 1/4" y menor de 2 1/2" para evitar el roscado en el plano de corte ubicado entre bridas.

La selección de este tornillo se verifico a través de ANSYS Mechanical donde se simulo la conexión. El análisis de elemento finito no indicó separación en la unión bridada.



*Figura 4.1 Estado de superficies en contacto.*

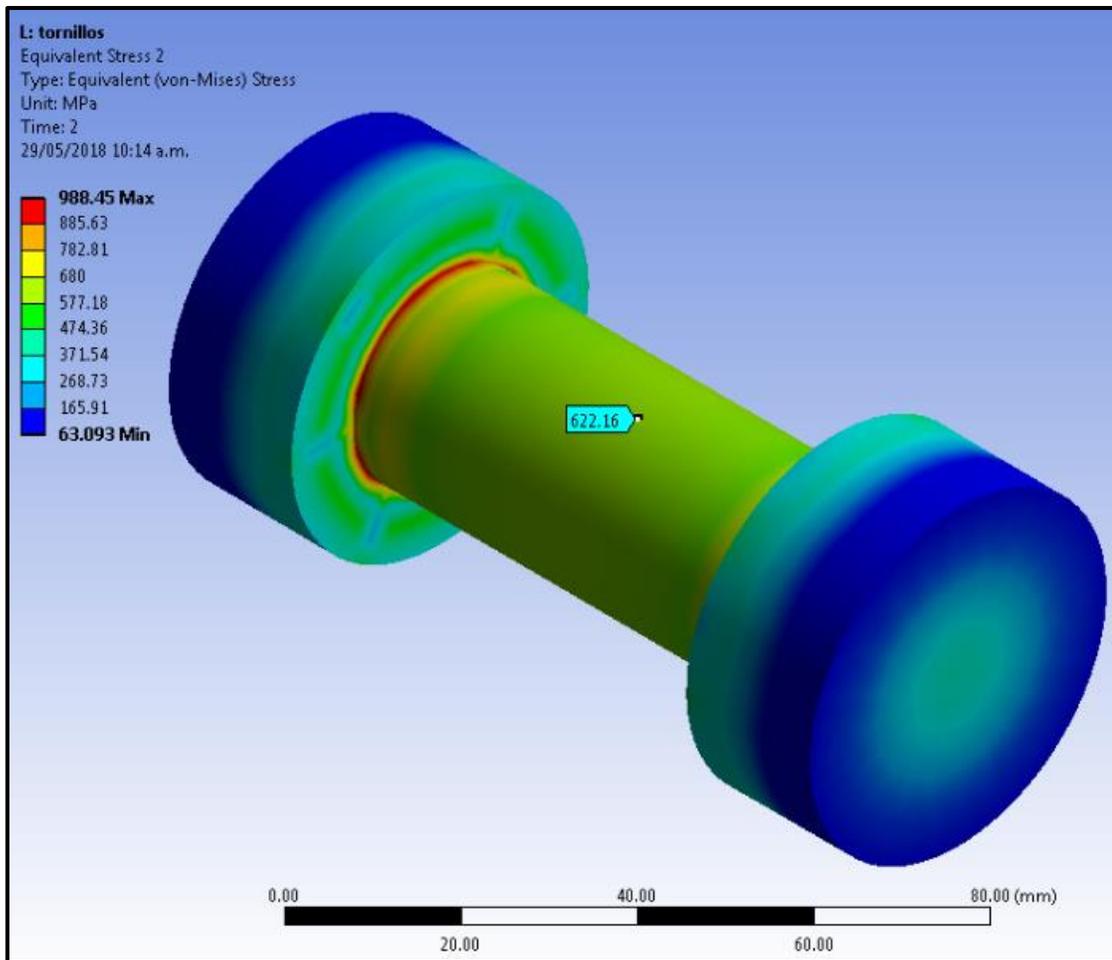
En la figura 4.1, obtenida de la simulación realizada se observa el área de presión generada por el tornillo. La simulación indica “pegado” lo que sugiere que la carga cortante inducida por la torre y góndola no genera deslizamiento entre las superficies, por otra parte, debido al momento generado por las fuerzas externas es necesario verificar que el ensamble no tenga separación alguna por lo que se incluyó el análisis de la separación de la brida que se muestra a continuación:



*Figura 4.2 Abertura entre superficies atornilladas.*

Al analizar la figura 4.2 se advierte que no existe separación entre las superficies en contacto por lo que el ensamble será seguro para transferir las cargas.

Para el tornillo se realizó el análisis de esfuerzo para verificar que no se rebasara el límite elástico del material del tornillo.



*Figura 4.3 Esfuerzos en tornillo de 1 1/4".*

El esfuerzo encontrado en el tronco del tornillo se observa en la figura 4.3 y es de 622 MPa que corresponde a la precarga o apriete sugerido para este grado y diámetro de tornillo.

Como lo menciona el estándar el análisis con elemento finito cubre el escenario que se está trabajando mejor que cualquier modelo simplificado que pueda manejar el documento, también se consideró al VDI 2230 al definir la geometría del tornillo en los paquetes Solid Works y ANSYS. [28]

### 4.3.2 Brida en base (torre)

En colaboración con tesis de la tecnológica de la laguna y a través del paquete FOCUS 6 se obtiene el momento máximo a 0 metros presente en la base de la torre del aerogenerador de 685,489 Nm con un factor de carga de 1.35.

Como se mencionó en la sección anterior el estándar VDI 2230 tiene un acercamiento distinto a las condiciones dinámicas de carga por lo que la carga base es de 507,769.62 Nm. El momento en la cimentación de 507,769.62 Nm es menor al momento máximo de 593,769.62 Nm ubicado en la brida a 3.24 m cuando la torre se encuentra en posición horizontal por lo que se supondría que la selección de tornillo anterior es suficiente para considerarse en la brida ubicada en la cimentación. [28]

Existe otro escenario donde la brida se expondrá a un momento externo junto con una carga axial a tracción, este se presenta cuando la torre se encuentra en posición horizontal. Con ayuda del paquete ANSYS Mechanical fue posible extraer las cargas y momentos reactivos presentes en la brida y base de los pistones. Los resultados obtenidos en el paquete se encuentran en la tabla 4.3.

Tabla 4.3 Fuerzas presentes en brida-cimentación y base para pistones.

Cargas base a 0 metros						
	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
Brida	88,068.7	134,306.2	0	-3.627	2.378	-19,644.4
Base p/pistones	-55,675.7	-145,578.1	-0.076	0.458	-0.141	-530,137.5

Según la combinación de cargas presente en la brida se utilizaron las ecuaciones (4.3) y (4.4) sugeridas por el estándar VDI 2230 parte 2.

$$F_{Amax}^Z = \frac{M_z}{n_s * d_t} * \left( \frac{F_y * d_t}{M_z} + 4 \right) = N \quad (4.3)$$

$$F_{Amax}^Z = \frac{19,644.4}{40 * 1.453} * \left( \frac{134,306.2 * 1.453}{19,644.4} + 4 \right)$$

$$F_{Amax}^Z = 4,709.64 \text{ N}$$

$$F_{Amax}^D = \frac{M_z}{n_s * d_t} * \left( \frac{F_y * d_t}{M_z} - 4 \right) = N \quad (4.4)$$

$$F_{Amax}^D = \frac{19,644.4}{40 * 1.453} * \left( \frac{134,306.2 * 1.453}{19,644.4} - 4 \right)$$

$$F_{Amax}^D = 2,005.66 \text{ N}$$

donde  $F_{Amax}^Z$  es la fuerza máxima a tracción en el tornillo,  $F_{Amax}^D$  fuerza máxima a tensión en el área de compresión de la brida,  $M_z$  momento máximo sufrido por la unión,  $n_s$  numero de tornillos,  $d_t$  es el diámetro del arreglo de tornillos,  $F_y$  fuerza de tracción en la brida.

Y para la carga cortante:

$$F_{A(Q)max} = \frac{F_{Qmax}}{\mu_{Tmin}} = \frac{F_Q}{n_{SB} * \mu_{Tmin}} = N$$

$$F_{A(Q)max} = \frac{88,068.7}{(40)(0.1)} = 22,017.17 \text{ N}$$

Se encontró que al menos en la primera brida unida a la cimentación y en la posición horizontal las cargas se encuentran por debajo de las tomadas como referencia para el diseño de la unión atornillada, sin embargo en este escenario la fuerza cortante por tornillo es mayor que la axial y se consideró el valor de 22,017.17 N para realizar el procedimiento para dimensionar el tornillo planteado por el estándar, se encontró un tornillo de M16 grado 8.8 el cual continua siendo menor al propuesto inicialmente.

### 4.3.3 Soporte para pistones

Para esta base se presentan 3 cargas, el momento externo, la carga axial y la transversal. La carga axial al ser compresiva no se considera en el cálculo ya que no afecta a los tornillos.

$$F_{A(M)_{\max}} = \frac{M_z * x_{\max}}{\sum_{i=1}^{n_{SB}} x_i^2} = N$$
$$F_{A(M)_{\max}} = \frac{530,137.5 * 0.888}{6.432}$$
$$F_{A(M)_{\max}} = 73,190.62 \text{ N}$$

donde  $F_{A(M)_{\max}}$  fuerza máxima compresión en tornillo,  $M_z$  momento máximo,  $n_{SB}$  numero de tornillos en el ensamble,  $x_{\max}$  es la distancia máxima del centroide del arreglo al tornillo más alejado,  $x_i$  es la distancia de cada tornillo al centroide del arreglo.

Y para la carga cortante:

$$F_{A(Q)_{\max}} = \frac{F_{Q_{\max}}}{\mu_{T_{\min}}} = \frac{F_Q}{n_{SB} * \mu_{T_{\min}}} = N$$
$$F_{A(Q)_{\max}} = \frac{55,675.7}{(20)(0.1)} = 27,837.85 \text{ N}$$

Para este escenario no se considera la carga en el eje vertical “Y” ya que el estándar la considera únicamente cuando esta somete a tracción el ensamble de tornillos, únicamente se considera la acción ejercida por el momento externo como menciona el VDI 2230.

La carga máxima de tracción en el tornillo más alejado obtenida para la base de los pistones es de 73,190.62 N y es mayor a la presente en la brida de referencia con 40,793.57 N. Siguiendo la metodología planteada por el VDI 2230 parte 1 se

encuentra que el tornillo seleccionado previamente para la brida es suficiente para soportar las cargas ya que sus condiciones de trabajo son distintas y no es necesario incrementar en la misma medida las dimensiones del tornillo.

### 5.1 Conclusiones

El aprovechamiento de fuentes renovables de energía se ha vuelto una necesidad en la actualidad, si bien existen diferentes tipos de energías las cuales son capaces de aportar la demanda energética en el mundo, solo algunas se han desarrollado a la escala necesaria para suministrar la energía demandada por el constante crecimiento de los requerimientos humanos. La energía eólica por su disponibilidad y escalabilidad se ha posicionado como una respuesta viable para reducir el consumo de combustibles fósiles.

En la actualidad existen en México parques eólicos interconectados al suministro eléctrico, sin embargo, el desarrollo técnico de las máquinas utilizadas es aportado por otras naciones con mayor experiencia en el rubro. Dado lo anterior es necesario que México se actualice y desarrolle en esta industria que cada día toma mayor importancia para el crecimiento energético del país.

Este tipo de documentos aportan en diferentes medidas al crecimiento técnico nacional para permitir crear tecnología de origen mexicano, también contribuyen con el incremento de personal capacitado en industrias decisivas para la autosuficiencia tecnológica.

Particular al tratamiento de esta tesis y al diseño estructural del aerogenerador la utilización de paquetes como FOCUS 6 y ANSYS fueron críticos para el planteamiento geométrico de la torre. El FOCUS 6 y sus escenarios de carga fueron herramientas indispensables para la validación de cargas y su aplicación en el diseño. El paquete multifísica ANSYS simplifico el ejercicio iterativo de dimensionamiento y ayudo a la validación a través del método de elemento finito de cálculos desarrollados en modelos matemáticos simplificados.

Los resultados obtenidos en este documento se encuentran dentro de los requerimientos planteados por diferentes estándares para asegurar que el diseño no sufrirá daños importantes que puedan poner en peligro al personal o la inversión.

## 5.2 Trabajo futuro

La optimización del trabajo realizado es fundamental para continuar mejorando este proyecto estructural. El desarrollo de esta torre es la primera iteración de diseño debido a que gran parte de sus componentes aún se encuentran en la etapa de selección lo que genera gran incertidumbre respecto a las cargas que deberá soportar la estructura.

Al no contar con los componentes definidos en la góndola fue necesario trabajar con factores de carga y seguridad elevados para proteger la inversión y evitar daños a futuro. Una vez que la góndola se defina y se conozca su condición real de operación será necesario realizar un ajuste de cargas que permita fabricar otra torre con las dimensiones necesarias sin la necesidad de incrementar la capacidad o sobredimensionar la misma. El sistema de posicionamiento yaw al ser el parámetro geométrico inicial limita la relación de esbeltez que se pueda tener en la torre, es de suma importancia realizar una selección adecuada de este dispositivo para permitir generar una torre apropiada.

Una vez ajustadas las cargas también será posible recalcular la selección del equipo hidráulico considerando que este presenta un costo monetario elevado en un diseño abatible. La mejora del mecanismo de izaje es relevante ya que cuando se conozca velocidad de operación de este y las fuerzas que actúan en el será posible replantear su funcionamiento y elementos mecánicos con los que trabaja.

Otro aspecto relevante por el cual el diseño sufrió una serie de cambios importantes fue la de vibraciones mecánicas. Será inevitable analizar y estudiar a profundidad el efecto de la operación de la turbina y sus consecuencias sobre la torre para poder ajustar las frecuencias naturales y evitar problemas de resonancia con una estructura que cuenta con la rigidez necesaria.

## Referencias

- [1] gwec.net, "Global statistics", 2017. [Online]. Disponible: <http://gwec.net/global-figures/graphs/>. [Accesado: 02-May-2018].
- [2] M. & D. M. Jacobson, "Evaluating the Feasibility of a Large-Scale Wind, Water, and Sun Energy Infrastructure.", 2018.
- [3] R. C. P. A. C. S. M.-A. C. G. E. C. F. José Antonio Carta González, "Centrales de energías renovables: generación eléctrica con energías renovables", Madrid, Pearson Educación, 2013.
- [4] www.climantica.org, "Modelo de celda continua ecuador-polo", 2012. [Online]. Disponible: <http://es.contenidos.climantica.org/unidades/3/a-auga-en-movimiento/a-circulacion-da-auga-e-o-clima-das-selvas-aos-desertos/modelo-de-cela-continua-ecuador-polo>. [Accesado: 22-Jun-18].
- [5] N. J. D. S. E. B. Tony Burton, "Wind Energy Handbook", Chichester, WILEY, 2001.
- [6] P. Jain, "Wind Energy Engineering", New York, Mc Graw Hill, 2011.
- [7] www.quora.com, A. Chaudhary, "What is a vertical wind turbine?", 2017. [Online]. Disponible: <https://www.quora.com/What-is-a-vertical-wind-turbine>. [Accesado: 12-Jun-18].
- [8] www.pasionporvolar.com, M. A. Muñoz, "Manual de vuelo", 2010. [Online]. Disponible: <http://www.manualvuelo.com/PBV/PBV13.html>. [Accesado: 06-Jun-18].
- [9] www.cubasolar.cu, Moreno Conrado, "Componentes de una turbina eólica de eje horizontal", 2011. [Online]. Disponible: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia36/HTML/articulo03.htm>. [Accesado: 01-Jun-2018].

- [10] IEC, "International Standard IEC 61400-2", Geneva, IEC, 2013.
- [11] J. K. N. Richard G. Budynas, "Diseño en ingeniería mecánica", México, Mc Graw Hill, 2008.
- [12] E. R. J. J. J. T. D. Ferdinand P. Beer, "Mecánica de materiales", México, Mc Graw Hill, 2004.
- [13] H. B. G. S. Jack A. Collins, "Mechanical Design of Machines: A Failure Prevention Perspective", Hoboken, NJ, Wiley, 2003.
- [14] American Society for Testing and Materials, "High-Strength Low-Alloy Columbium-Vanadium Structural Steel", West Conshohocken, ASTM international, 2006.
- [15] J. C. McCormac, "Diseño de estructuras de acero, método LRFD", México, Alfaomega, 2002.
- [16] J. Edinger, "Introduction to the Proposed AISC Load and Resistance Factor Design Specification", *American Institute of Steel Construction*, vol. 21, pp. 62-65, 1984.
- [17] www.goimo.eu, IMO, "SP-H Series", 2018. [Online]. Disponible: [http://www.goimo.eu/Product\\_details.945.0.html?&nid=947&tcid=50](http://www.goimo.eu/Product_details.945.0.html?&nid=947&tcid=50). [Accesado: 27-Mar-2018].
- [18] AISC, "Specification for Structural Steel Buildings", *American Institute of Steel Construction*, 2016.
- [19] M. P. Arciniega, "Diseño y análisis estructural de la torre de un aerogenerador de 30 kW", Torreón, Tecnológico de la laguna, 2014.
- [20] J. P. J. W. N. Y. Y. Kurobane, "Design guide 9 for structural hollow section column connections", Geneve, CIDECT, 2004.

- [21] L. A. K. James M. Fisher, "Steel design guide 1: Base plate and anchor design", Chicago, AISC, 2006.
- [22] B. a. s. r. c. o. e. MDOT bridge field services, "Michigan government", 2014.
- [23] Y. K. J. P. G. v. d. V. a. X.-L. Z. J. Wardenier, "Design guide 1 for circular hollow section (CHS) joints under predominantly static loading", Geneve, CIDECT, 2008.
- [24] K. Y. M. Hani M. Negm, "Structural design optimization of wind turbine towers", 1999, pp. 2-17.
- [25] maintenancela.blogspot.com, A. Jimenez, "Vibraciones mecanicas - Analisis experimental", 2013. [Online]. Disponible: <https://maintenancela.blogspot.com/2013/10/vibraciones-mecanicas-analisis-expectral.html>. [Accesado: 18-Abr-2018].
- [26] E. B. M. Balakumar Balachandran, "Vibraciones", México, CENGAGE Learning, 2006.
- [27] T. Baumeister, "Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers", 8th ed., New York, McGraw Hil, 1978.
- [28] VDI, "VDI 2230 part 1: Joints with one cylindrical bolt", Berlin, VDI, 2003.
- [29] S. C. C. Raymond P. Canale, "Métodos numéricos para ingenieros", México, Mc Graw Hill, 2007.
- [30] VDI, "VDI 2230 part 2: Multi bolted joints", Berlin, VDI, 2014.
- [31] C. Mataix, "Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas", México, Oxford, 1982.
- [32] R. L. Mott, "*Mecánica de fluidos*", México, Pearson Educación, 2006, pp. 534-536.

- [33] Parker Hannifin, "Heavy Duty Hydraulic Cylinders Series 2H/2HD & 3H/3HD", Des Plaines, Parker, 2012.
- [34] G. N. P. Z. E. E. I. D. C. B. I. Lavassas, "Analysis and design of the prototype of a steel 1-MW wind turbine tower", *Elsevier*, pp. 1-9, 2003.
- [35] Det Norske Veritas AS, "Design of Offshore Wind Turbines Structures", 2014.

### Equipo hidráulico

Las maquinas hidráulicas son un instrumento capaz de transformar la energía hidráulica de fluidos incompresibles a energía mecánica o viceversa. Este tipo de máquinas pueden ser generadoras o motrices y es posible llamarlas turbinas o bombas hidráulicas [29] [30].

Los actuadores hidráulicos transforman la energía hidráulica en un movimiento lineal o rotacional dependiendo de su diseño, las características del movimiento dependen de la presión y gasto con la que se alimente el dispositivo. Para este proyecto se utilizó un par de cilindros hidráulicos que brindan un movimiento lineal para permitir colocar el ensamble en su posición final. Como se detalla en la siguiente sección fue necesario conocer las cargas o reacciones que suceden en el punto de apoyo del pistón para seleccionar las dimensiones adecuadas y cumplir con el rango de presión máxima del cilindro hidráulico.

### Selección de pistón

Para el cálculo de los pistones hidráulicos se utilizó la reacción en el apoyo  $R_{By}$  con un valor de 570,539.2 N ó 58,158.93 kg. Se propuso un diseño con 2 pistones hidráulicos con características idénticas que trabajaran en paralelo, soportando cada uno una carga de 285,269.6 ó 29,079.46 kg, recordando que estas cargas ya se encuentran factorizadas con un 60% más del peso real. [15]

La presión máxima del sistema hidráulico es de 3000 psi, considerando una operación al 80% la presión máxima que deberá alcanzar el sistema es de 2400 psi. Para encontrar el diámetro de pistón necesario para aportar la fuerza requerida a la presión de 2400 psi se utilizó la ecuación (5.1) y para el diámetro la ecuación (5.2):

$$P_0 = \frac{F}{A} = \text{psi} \therefore A_0 = \frac{F}{P} \quad (5.1)$$
$$A_0 = \frac{(29,079.46 \text{ kg}) * (2.2 \text{ Lb})}{2400 \text{ psi}} = 26.65 \text{ in}^2$$

$$D = \text{diámetro [in]} D = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} \quad (5.2)$$

$$D = \sqrt{\frac{26.65 \text{ in}^2 * 4}{\pi}} = 5.82 \text{ in} \sim 6 \text{ in}$$

Se calcula de nuevo la presión de trabajo con el diámetro del pistón ajustado al tamaño real de 6” y la ecuación (5.3):

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \text{in}^2 \quad (5.3)$$

$$A_1 = \frac{\pi * 6 \text{ in}^2}{4} = 28.27 \text{ in}^2$$

- $P_1 = \text{presión [psi]}$

$$P_1 = \frac{F}{A_1} = \text{psi}$$

$$P_1 = \frac{(29,079.46 \text{ kg}) * (2.2 \text{ Lb})}{28.27 \text{ in}^2} = 2262.99 \text{ psi}$$

El dimensionamiento del vástago se hizo siguiendo el catálogo de la marca Parker Hannifin Cilindros hidráulicos de uso rudo series 2H/2HD & 3H/3HD. Se debe conocer el diámetro del pistón, tipo de montaje y presión de trabajo del cilindro. Para este caso el tipo de montaje es “BB” y se refiere a su condición de apoyo de perno en ambos extremos. La longitud básica para este montaje se considera como la longitud entre pernos cuando el pistón se encuentra completamente extendido. [31] Los parámetros mencionados son los siguientes:

- Diámetro de pistón = 6”
- Tipo de montaje = BB
- Presión de trabajo = 2262.99 psi

## Selección de vástago

A continuación, se muestra la tabla 5.1 donde es posible seleccionar el diámetro de vástago correcto:

Tabla 5.1 Selección de vástago [33].

Longitud básica máxima ( $L_A$ ) (dimensiones en pulgadas)							
Pistón $\varnothing$	Vástago $\varnothing$	Soporte de pivote trasero (BB, SB <sup>1</sup> , DB)					
		Extremo de vástago pivoteado y rígidamente guiado Máxima longitud básica permisible ( $L_A$ ) en psi:					
		500	1000	1500	2000	2500	3000
1.5	0.625	35	25	20	18	16	14
	1	85	60	49	42	38	35
2	1	66	47	38	33	29	27
	1.375	116	82	67	58	52	47
2.5	1	54	38	31	27	24	22
	1.375	99	70	57	49	44	40
	1.75	151	106	87	75	67	61
3.25	1.375	78	55	45	39	35	32
	1.75	123	87	71	62	55	50
	2	157	111	90	78	70	64
4	1.75	102	72	59	51	45	41
	2	131	92	75	65	58	53
	2.5	194	137	112	97	87	79
5	2	107	76	62	53	48	44
	2.5	163	115	94	82	73	67
	3	226	160	130	113	101	92
	3.5	289	204	167	145	129	118
6	2.5	139	98	80	70	62	57
	3	197	139	114	98	88	80
	3.5	260	184	150	130	116	106
	4	300	231	188	163	146	133

De acuerdo con la tabla y datos proporcionados previamente se observa que el rango de extensión máxima del pistón se encuentra entre 146 y 163 pulgadas, la longitud máxima a la que se extenderá el pistón una vez ensamblado será de 102.91 pulgadas quedando por debajo de la extensión máxima permisible.

Las características del pistón que se deberá utilizar son:

- Vástago de 4"
- Pistón de 6"
- Ambos extremos con pernos de 2 ½"
- Longitud cerrada de 1.500 m
- Carrera de 1.178 m

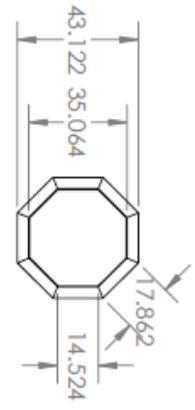
### Componentes de carga para cada escenario extremo incluyendo factor de seguridad parcial

La tabla se extrajo del archivo loadex.txt generado por el paquete FOCUS 6 a la altura de 18 metros.

Load components for each extreme value including Partial Safety Factor.								
	Case	Factor	Fx(ax)	Fy(side)	Fz(tens)	Mx(side)	My(tilt)	Mz(yaw)
<b>F_x min</b>	8121	1.5	-11043	159	-40821	-5213	-14445	506
<b>F_x max</b>	5	1.35	14557	-1061	-42762	3116	-8449	8735
<b>F_y min</b>	4289	1.35	-1192	-31437	-37067	13062	-6941	8330
<b>F_y max</b>	4289	1.35	8770	30331	-36621	12293	-7768	-8406
<b>F_z min</b>	8104	1.5	5177	3297	-47009	21408	-11498	2339
<b>F_z max</b>	6293	1.1	2353	6615	-25214	-1141	-548	-3091
<b>F_r max</b>	4289	1.35	9322	30214	-36521	12250	-7672	-8452
<b>M_x min</b>	8126	1.5	-4270	339	-41591	-19596	-11364	826
<b>M_x max</b>	8103	1.5	5878	2068	-40272	34765	2944	891
<b>M_y min</b>	2183	1.35	2569	3745	-37299	4234	-28383	-313
<b>M_y max</b>	2382	1.35	1220	-5767	-36138	7551	11851	6518
<b>M_z min</b>	2186	1.35	-712	4290	-33550	3655	-8683	-20702
<b>M_z max</b>	2183	1.35	8763	-967	-38831	6244	-3332	19530
<b>M_r max</b>	8115	1.5	4415	-3279	-42499	33537	-21018	2882

2

1



Placa de acero  
e=5/16"

259.786



A

B

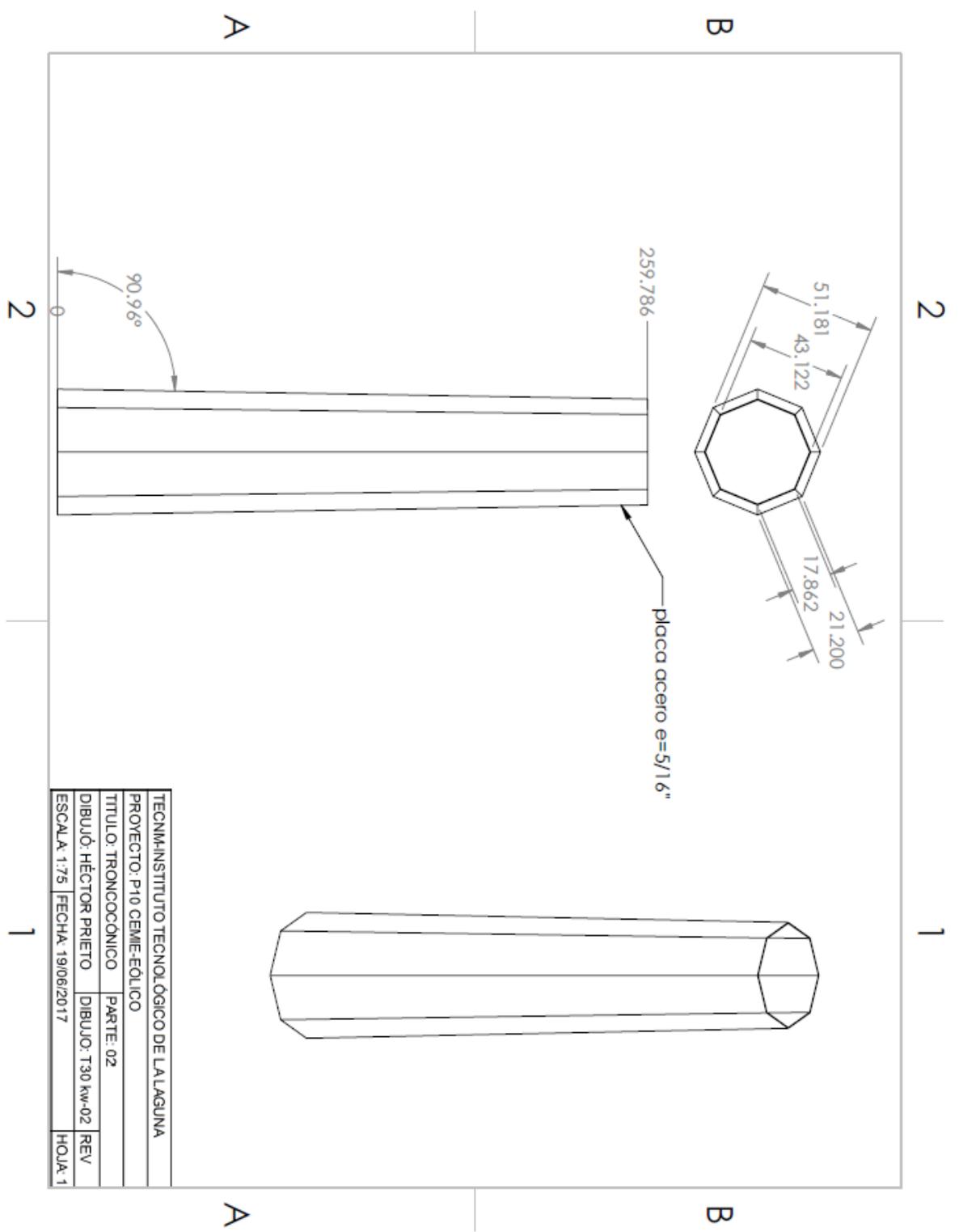
A

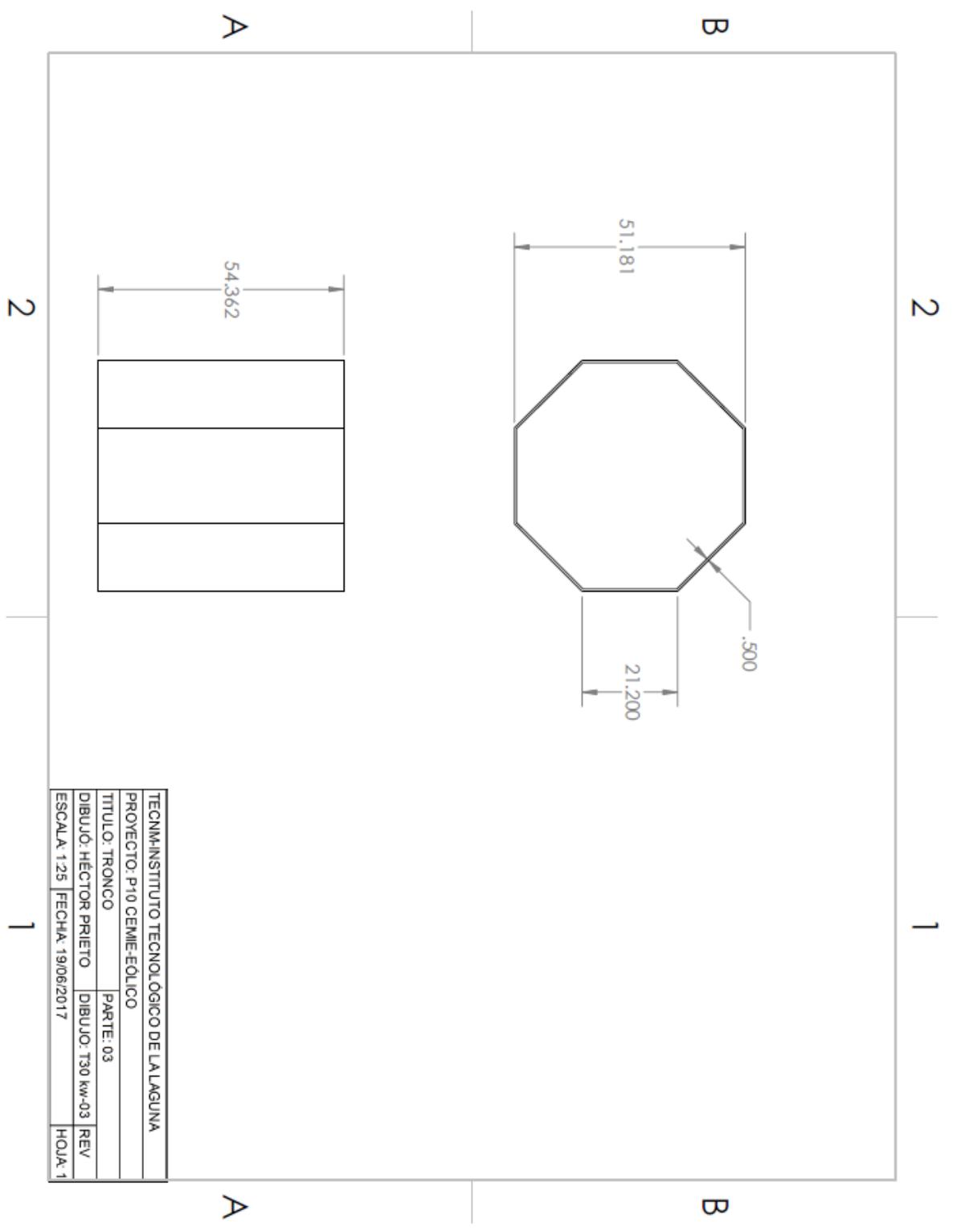
B

2

1

TECNM-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEME-EÓLICO			
TÍTULO: TRONCOCÓNICO	PARTE: 01		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-01	REV	
ESCALA: 1:50	FECHA: 1906/2017	HOJA: 1	





2

1

B

B

A

A

2

1



0  
1.000  
2.542

15.748

1.000  
0

5.97°

0  
.313



placa: 5/16"  
cantidad: 32

TECNM-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEMIE-EÓLICO			
TÍTULO: CARTABÓN		PARTE: 04	
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO		DIBUJO: T30 kw-04	
ESCALA: 1:5		FECHA: 19/06/2017	
			HOLA: 1

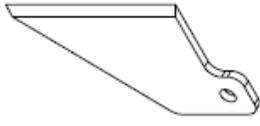


2

1



DETAIL A  
SCALE 1:10



Esta pieza es espejo de T30kW-05a

B

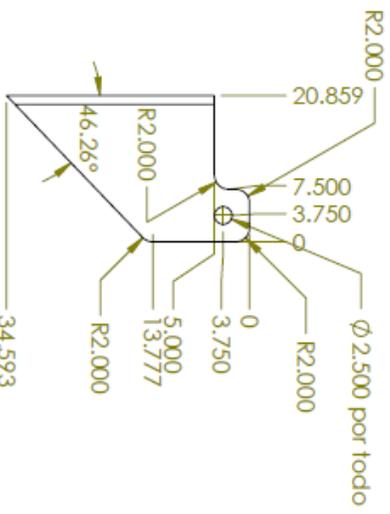
B

A

A

2

1

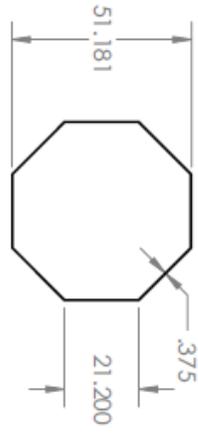


TECNM-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEME-EÓLICO			
TÍTULO: BISAGRA	PARTE: 05b		
DIBUJO: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-05b	REV	
ESCALA: 1:20	FECHA: 19/06/2017	HOJA: 1	

2

1

B



B

A

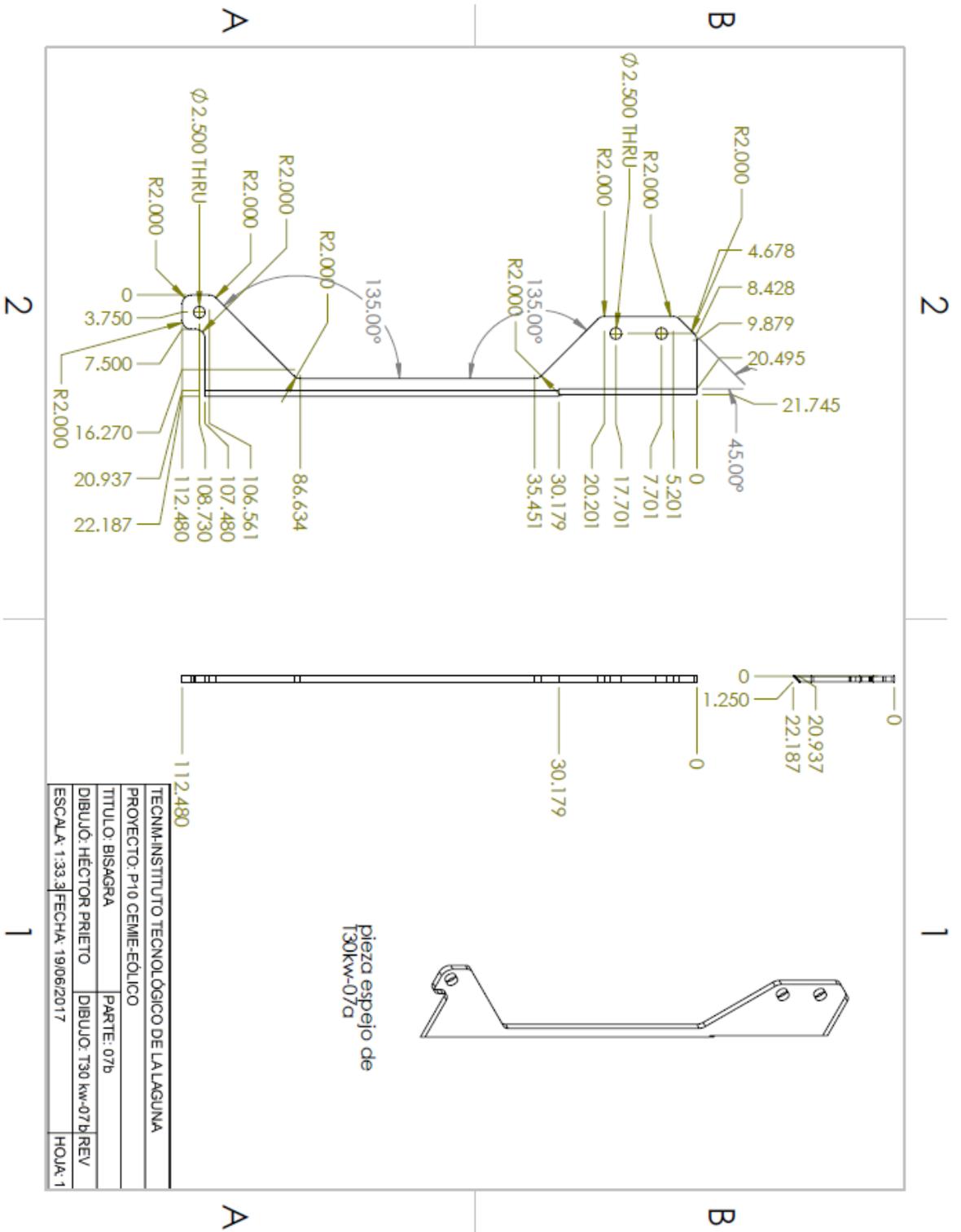
125,228

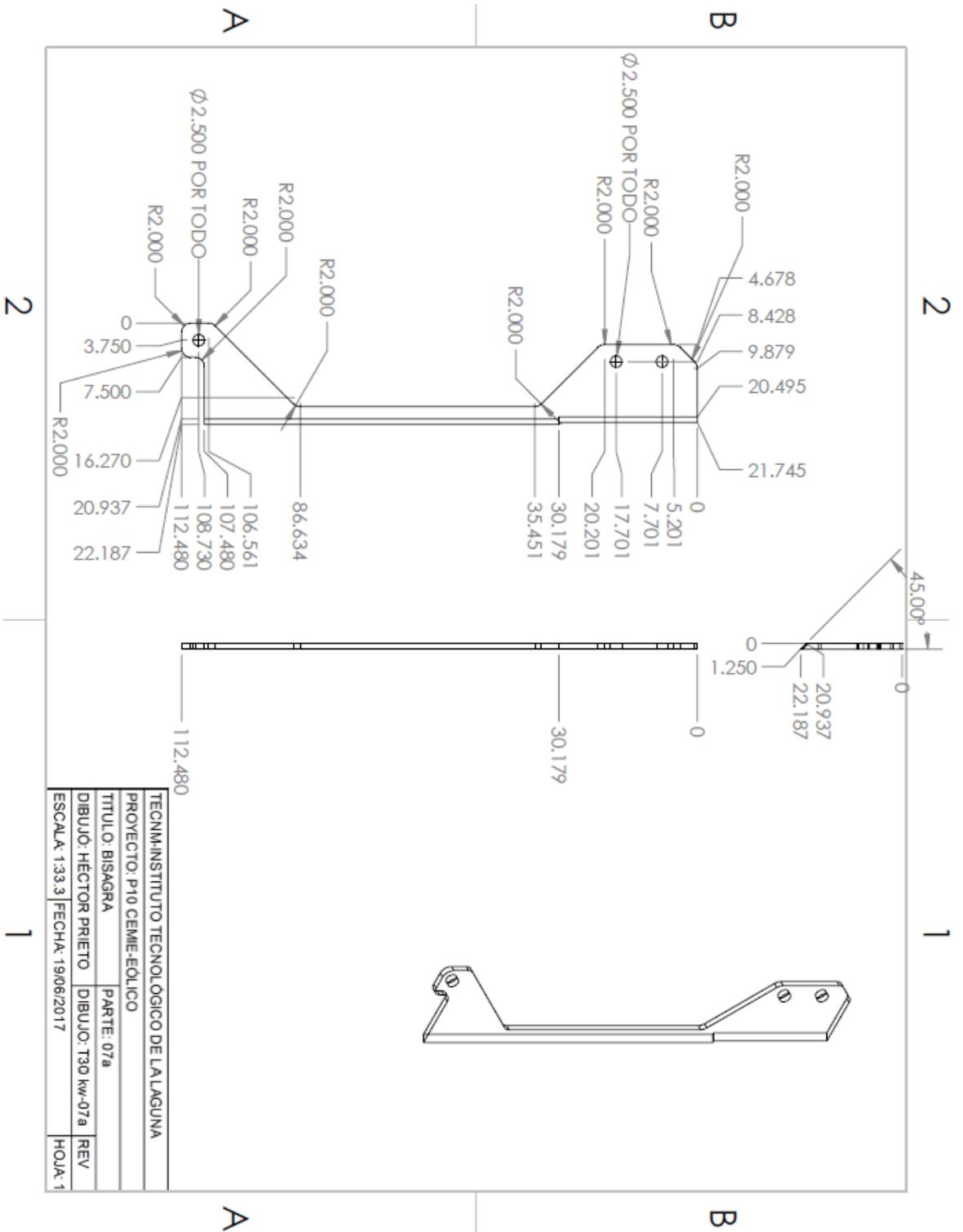
2

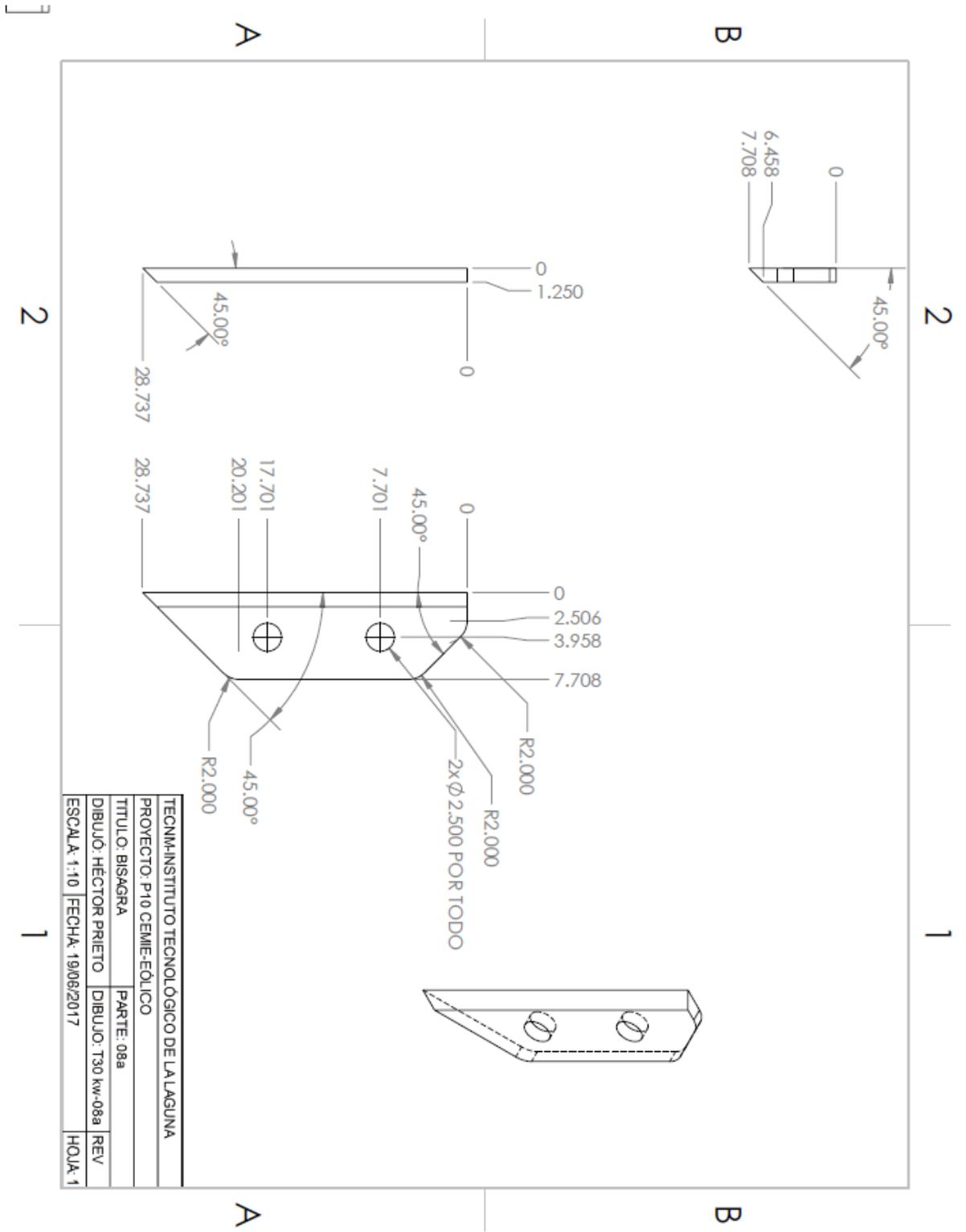
1

A

TECNIA INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEME-EÓLICO			
TÍTULO: TRONCO	PARTE: 06		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJÓ: T30 kw-06	REV	
ESCALA: 1:50	FECHA: 19/06/2017	HOJA: 1	

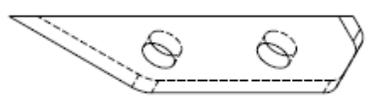
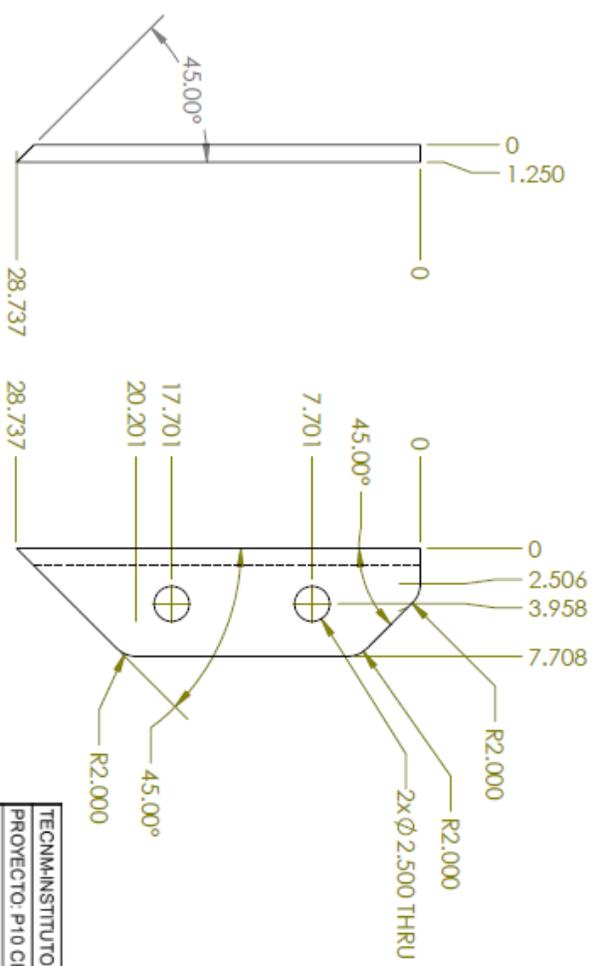






2

1



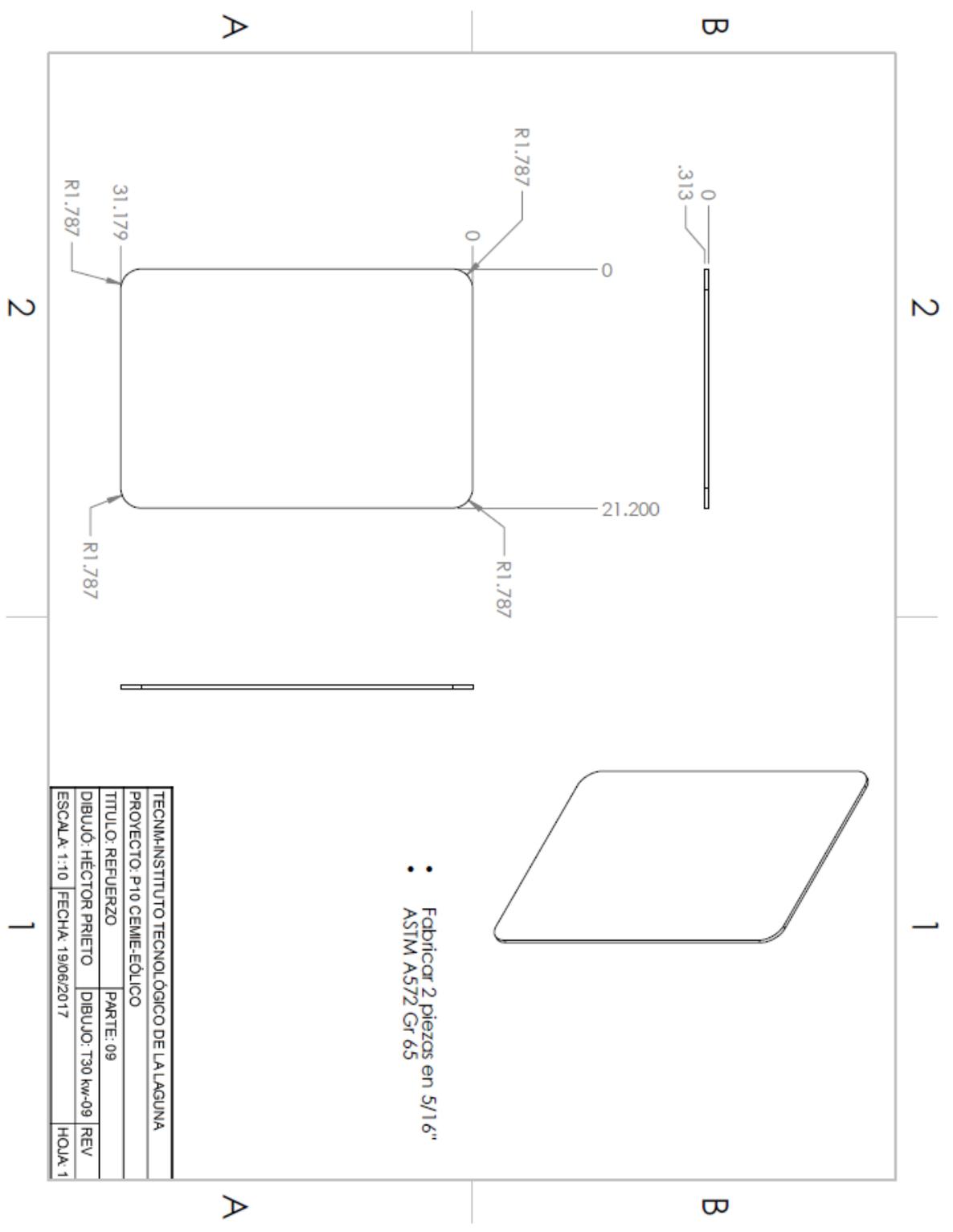
espejo de T30kw-08a

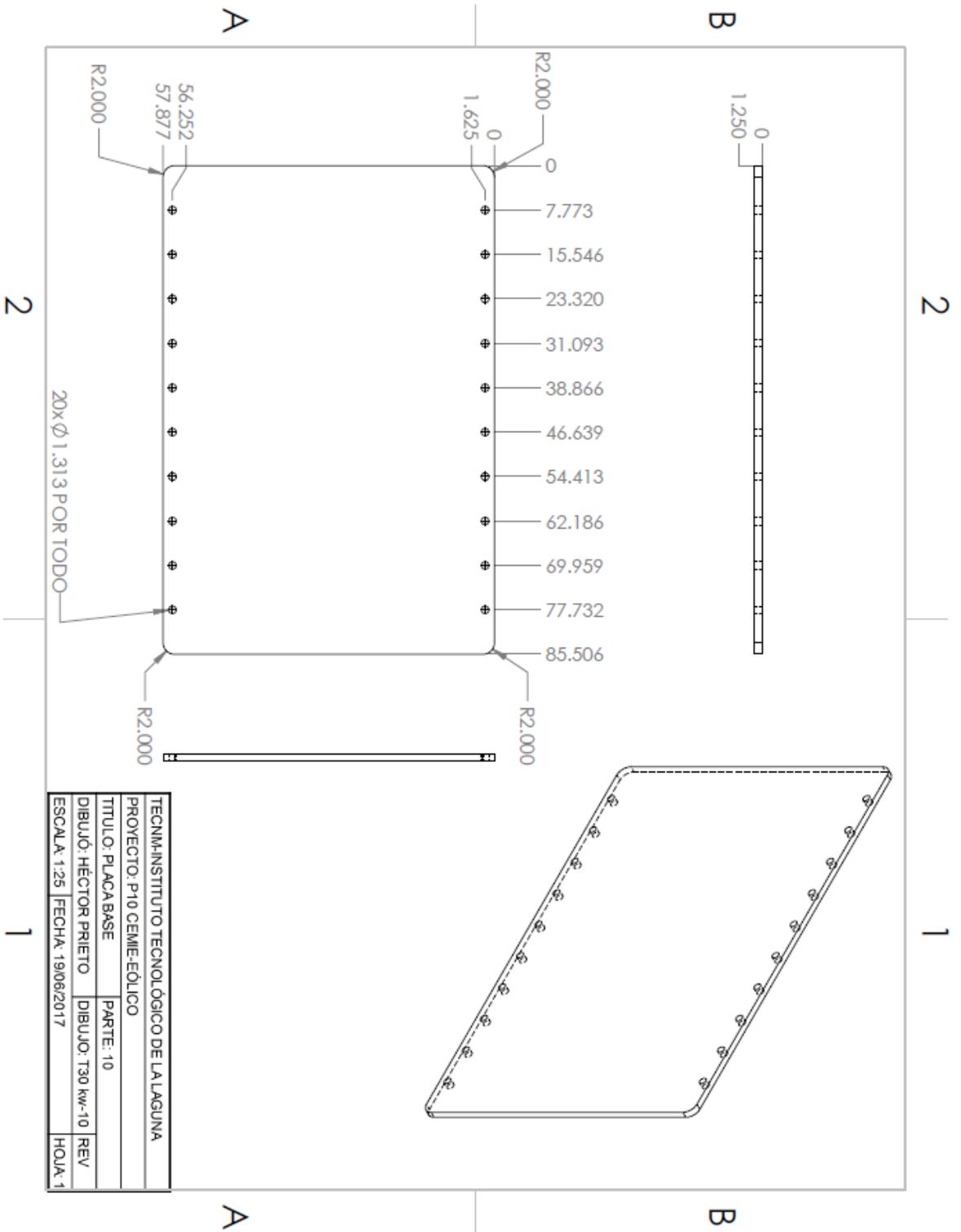
TECNIM-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LALAGUNA			
PROYECTO: P10 CEME-EOLICO			
TITULO: BISAGRA		PARTE: 08b	
DIBUJO: HÉCTOR PRIETO		DIBUJO: T30 kw-08b	
ESCALA: 1:10		FECHA: 19/06/2017	
		HOJA: 1	

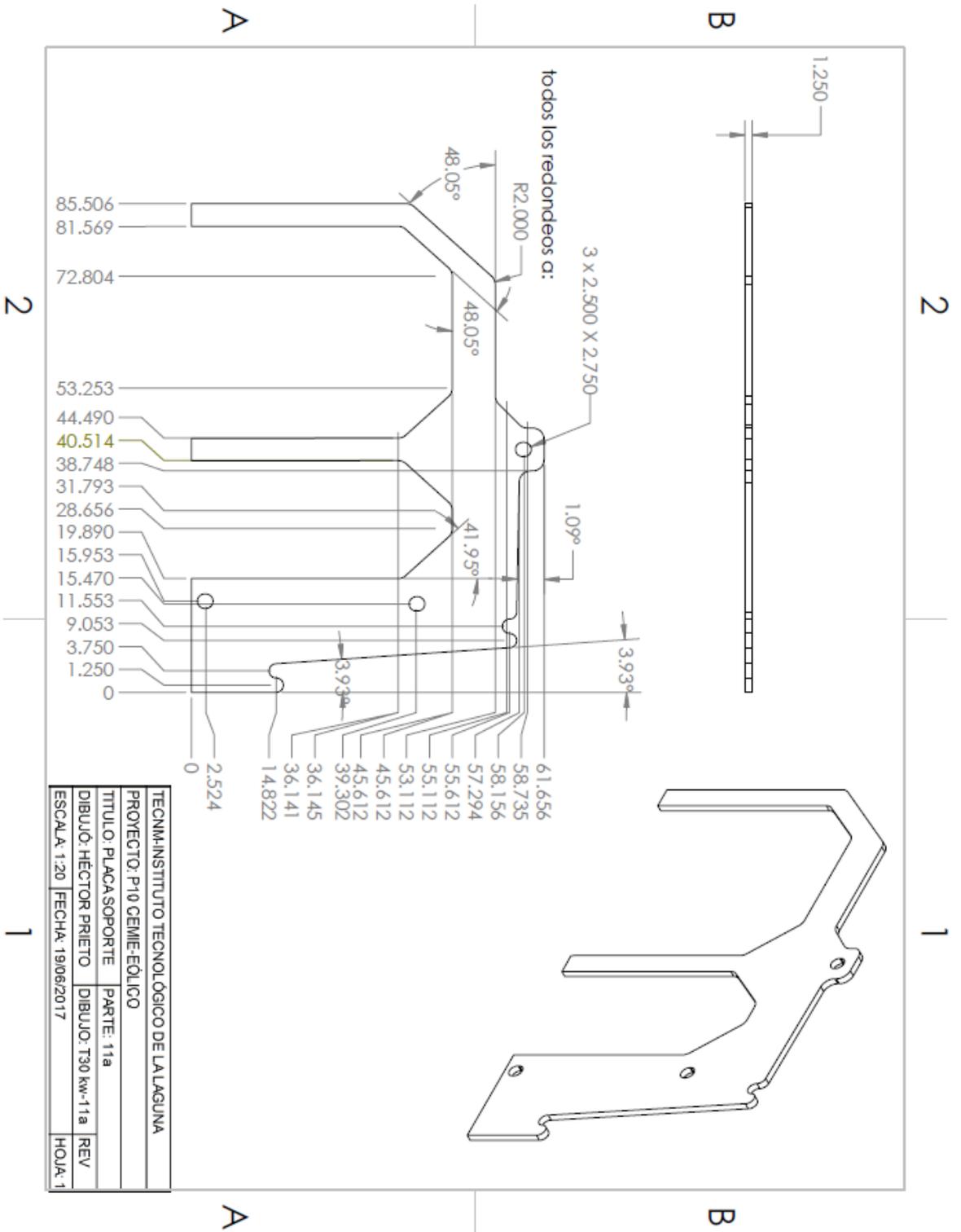
1

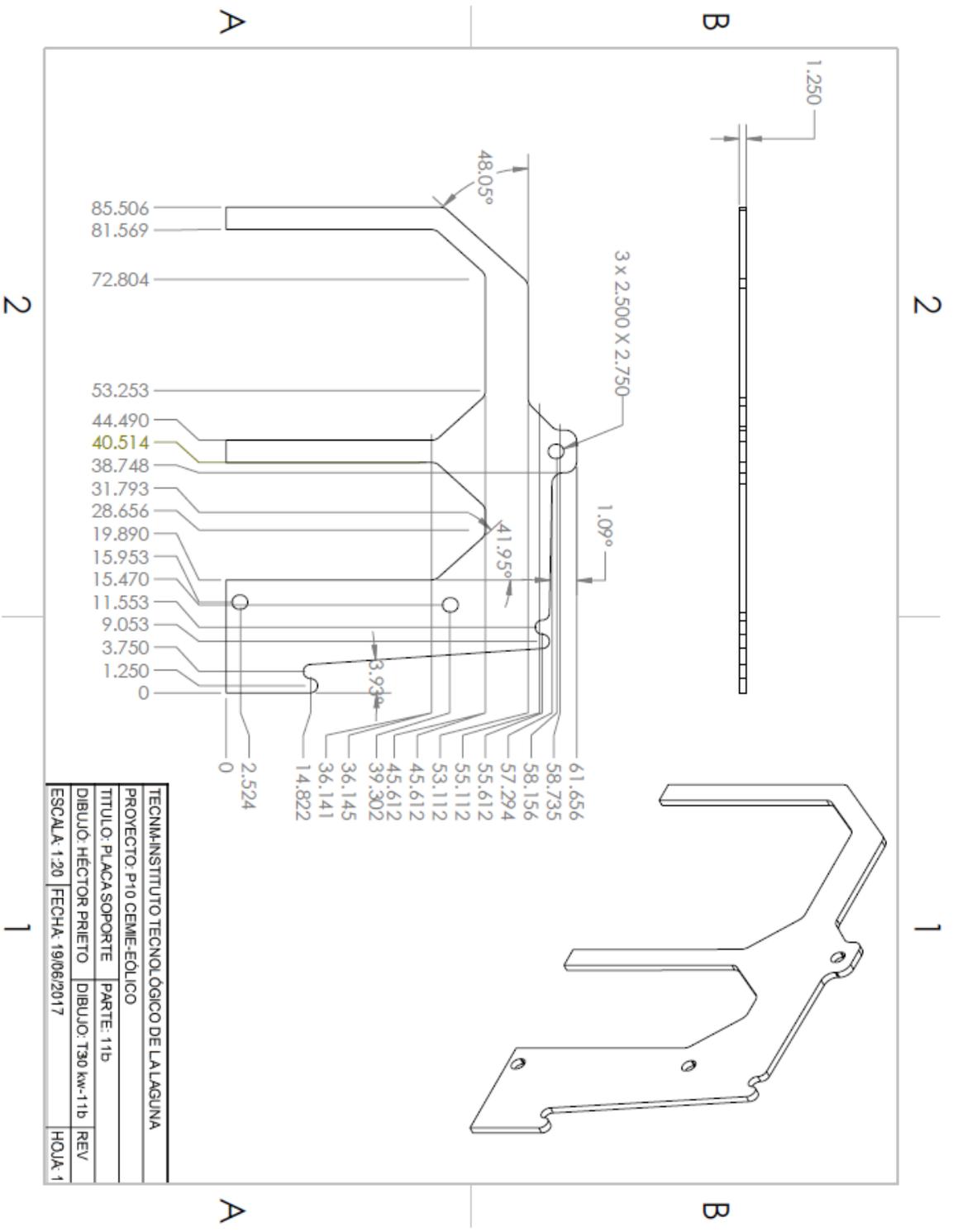
2

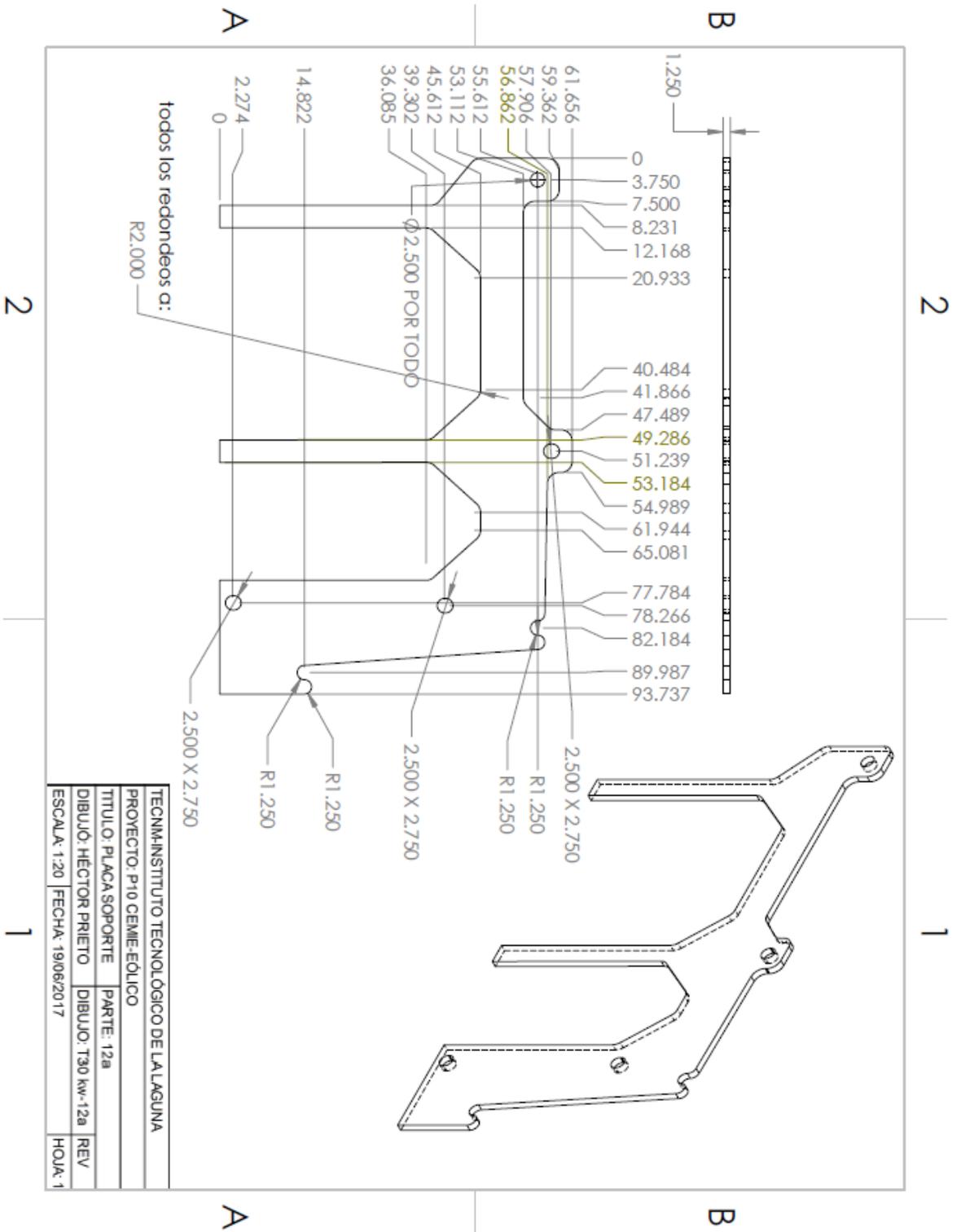
1

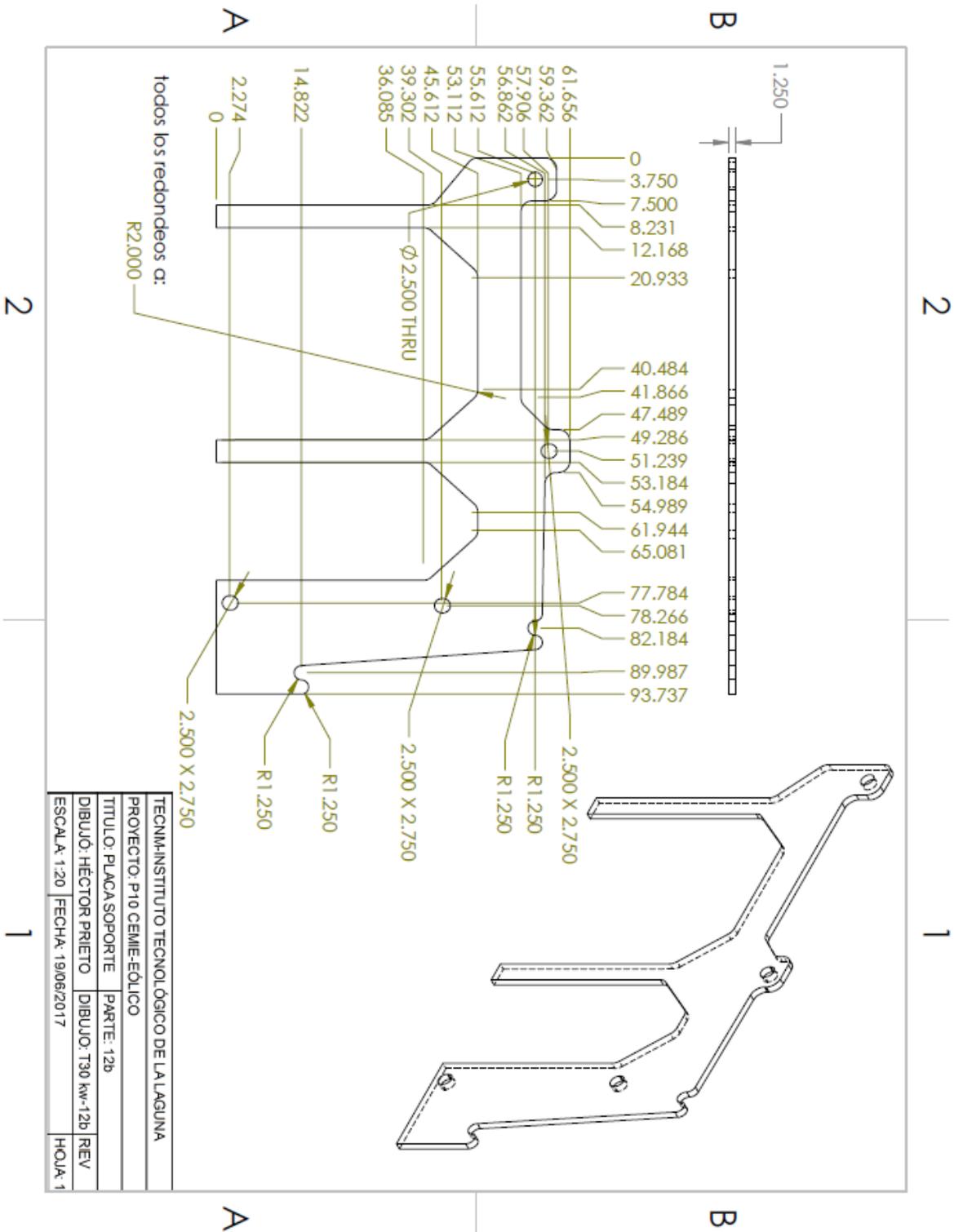


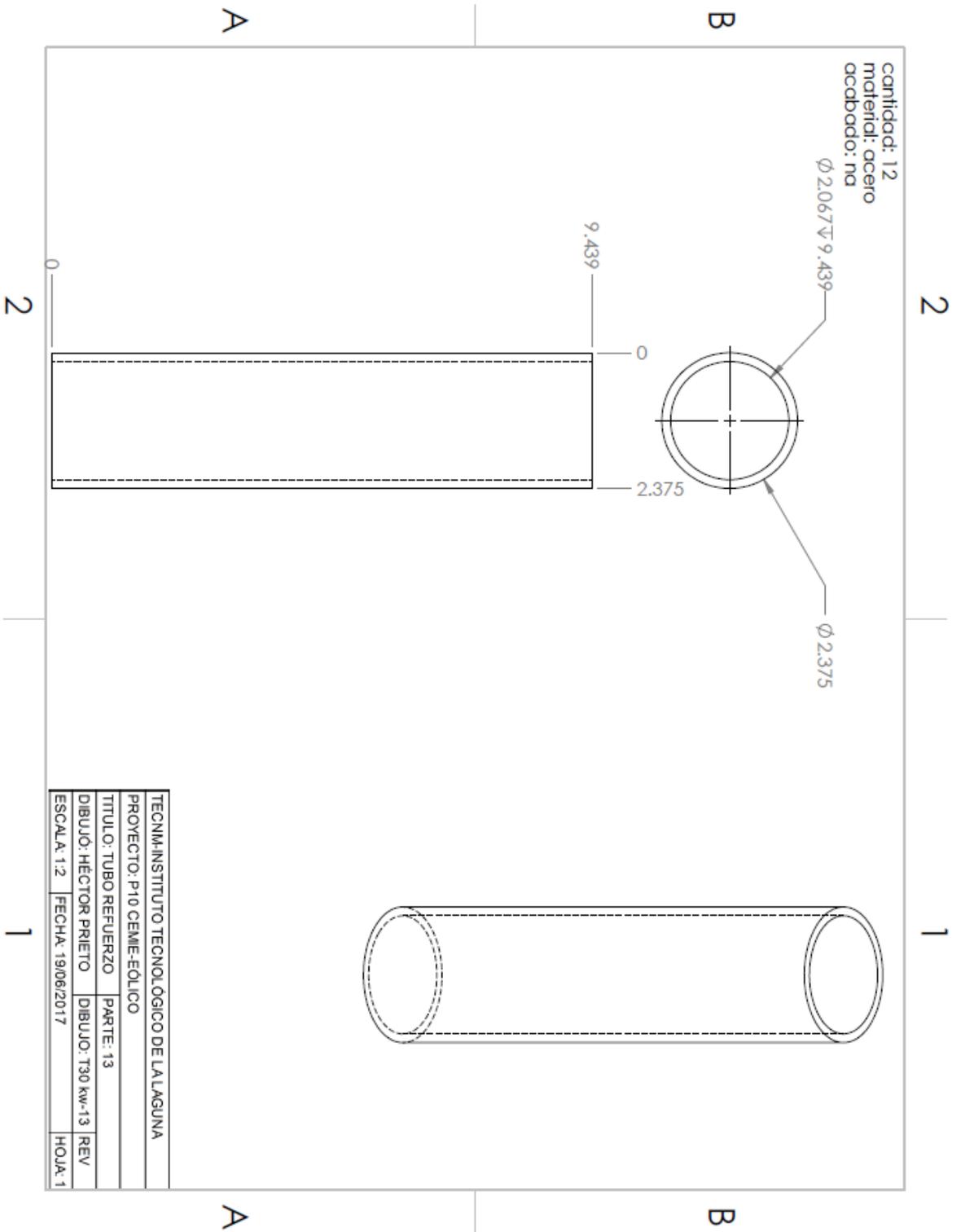


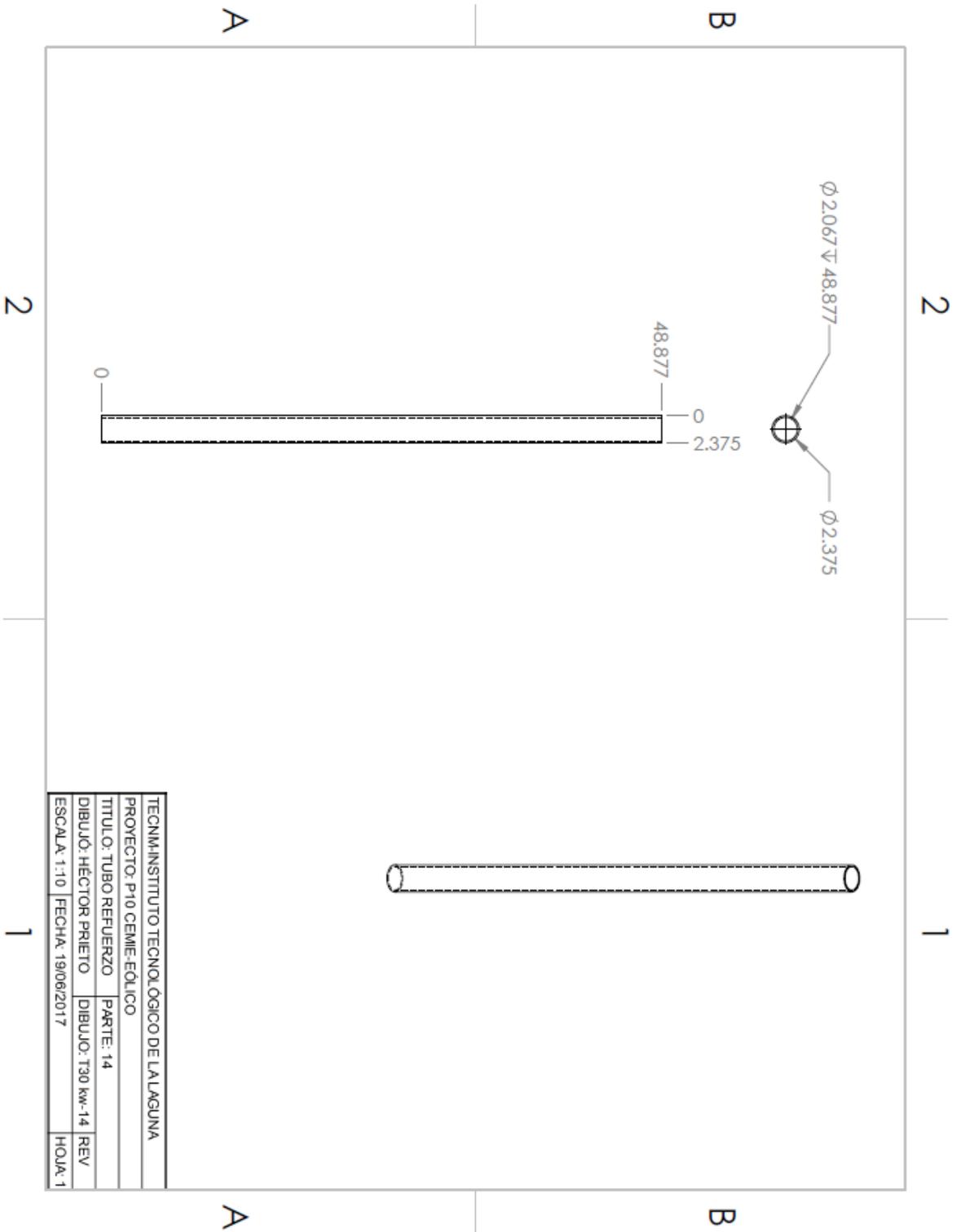




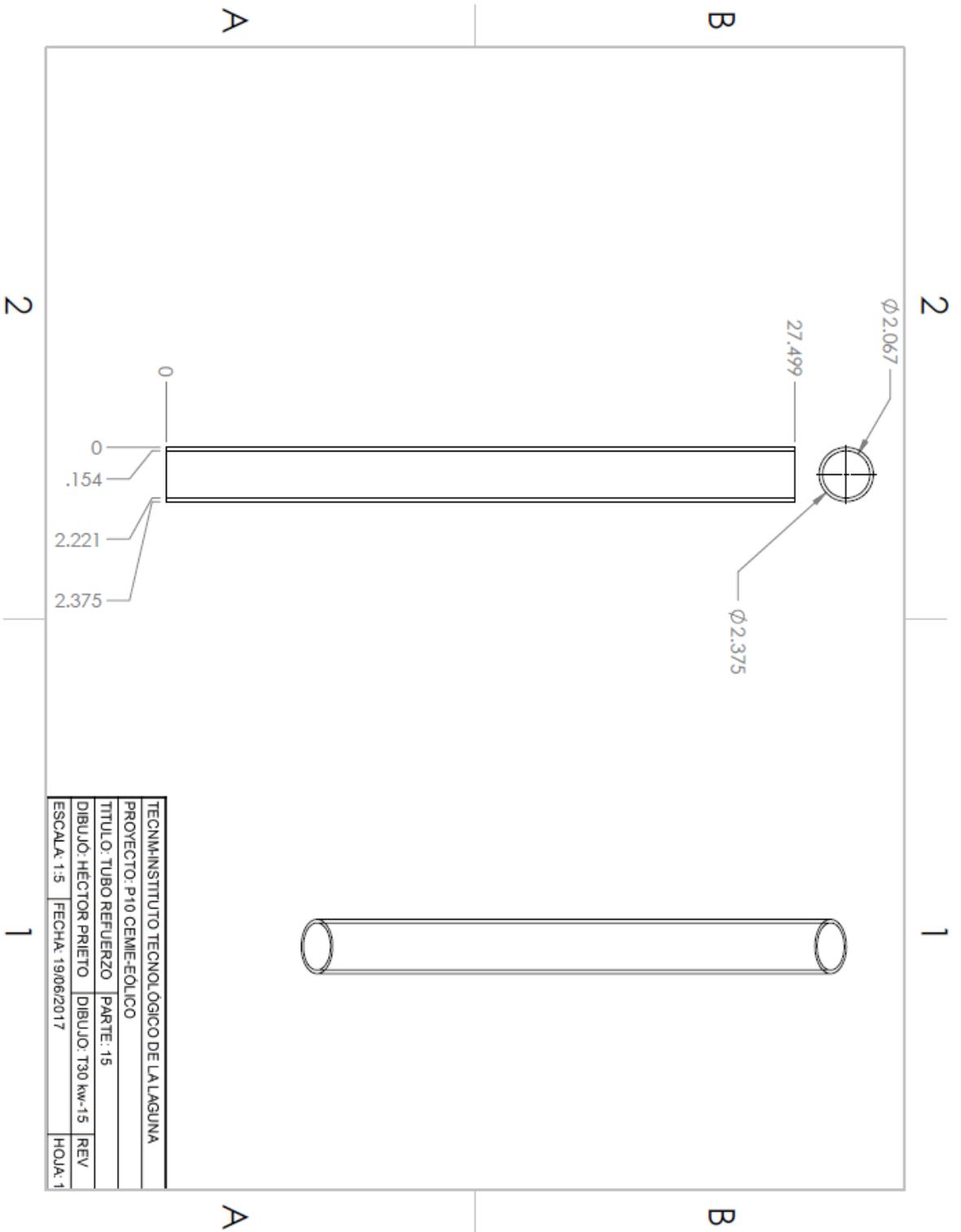




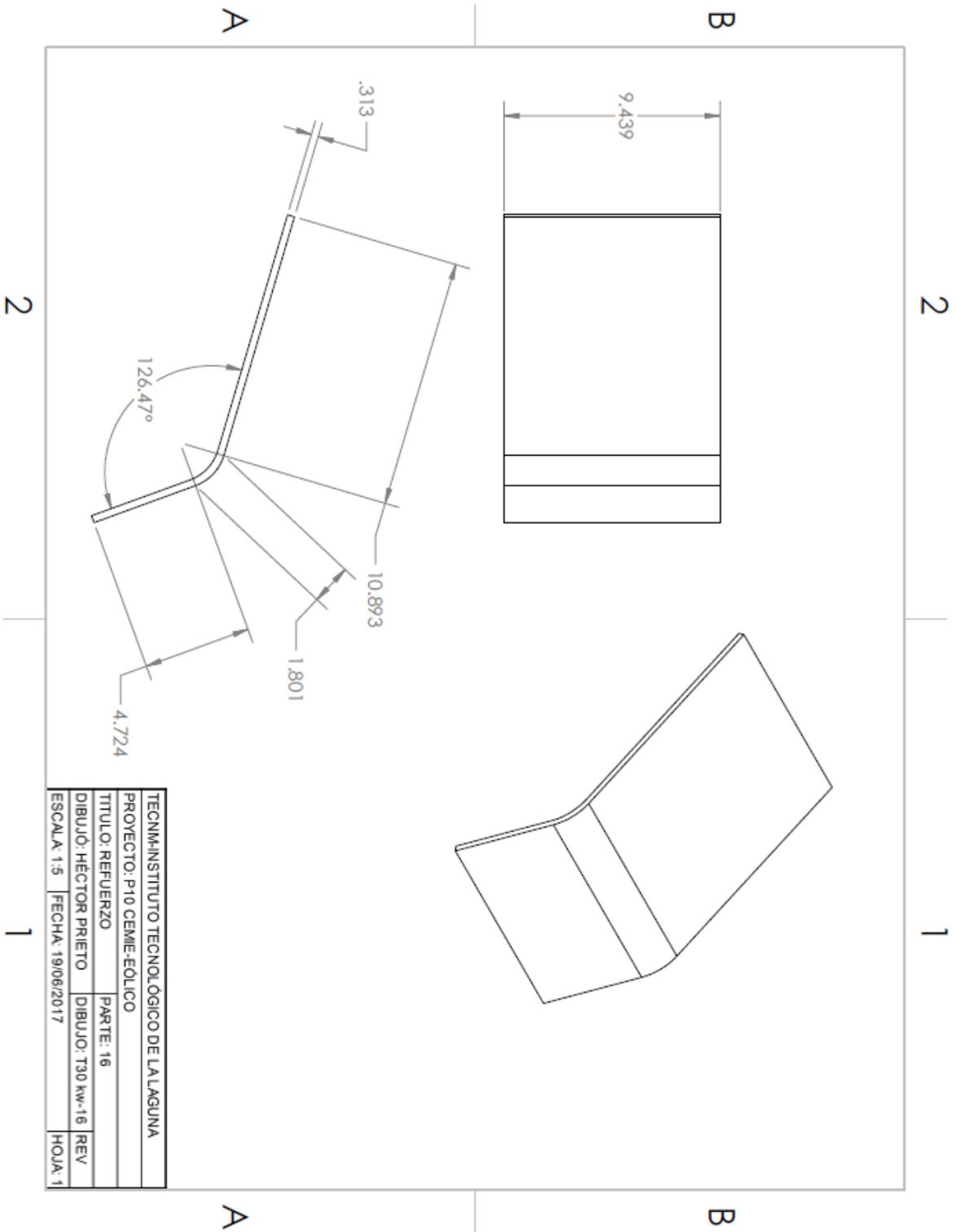


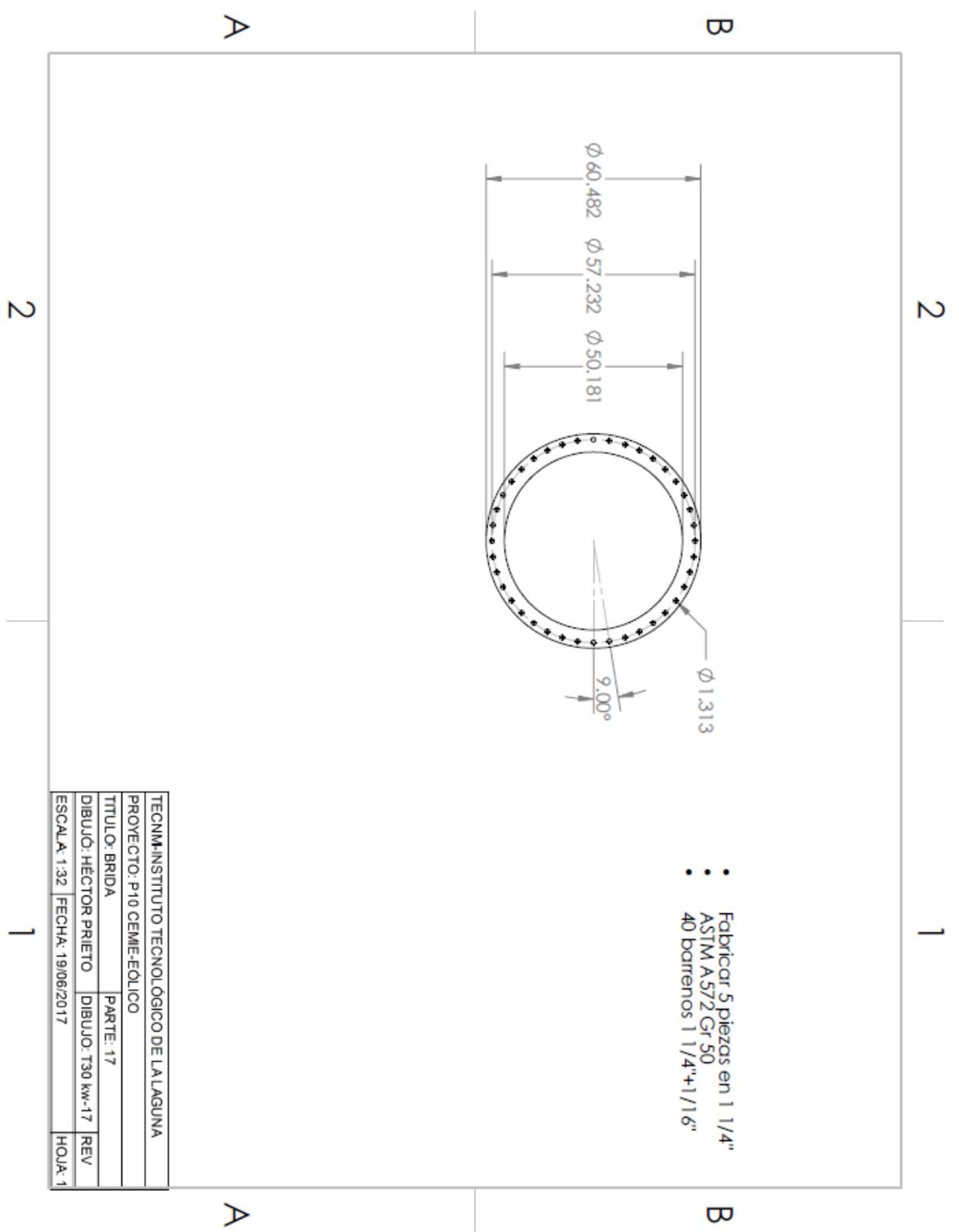


TECNM-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEMIE-EOLICO			
TITULO: TUBO REFUERZO	PARTE: 14		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-14		REV
ESCALA: 1:10	FECHA: 19/06/2017	HOJA: 1	



TECNM INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEME-EOLICO			
TÍTULO: TUBO REFUERZO	PARTE: 15		
DIBUJO: HECTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-15	REV	
ESCALA: 1:5	FECHA: 19/06/2017	HOJA: 1	





2

1

B

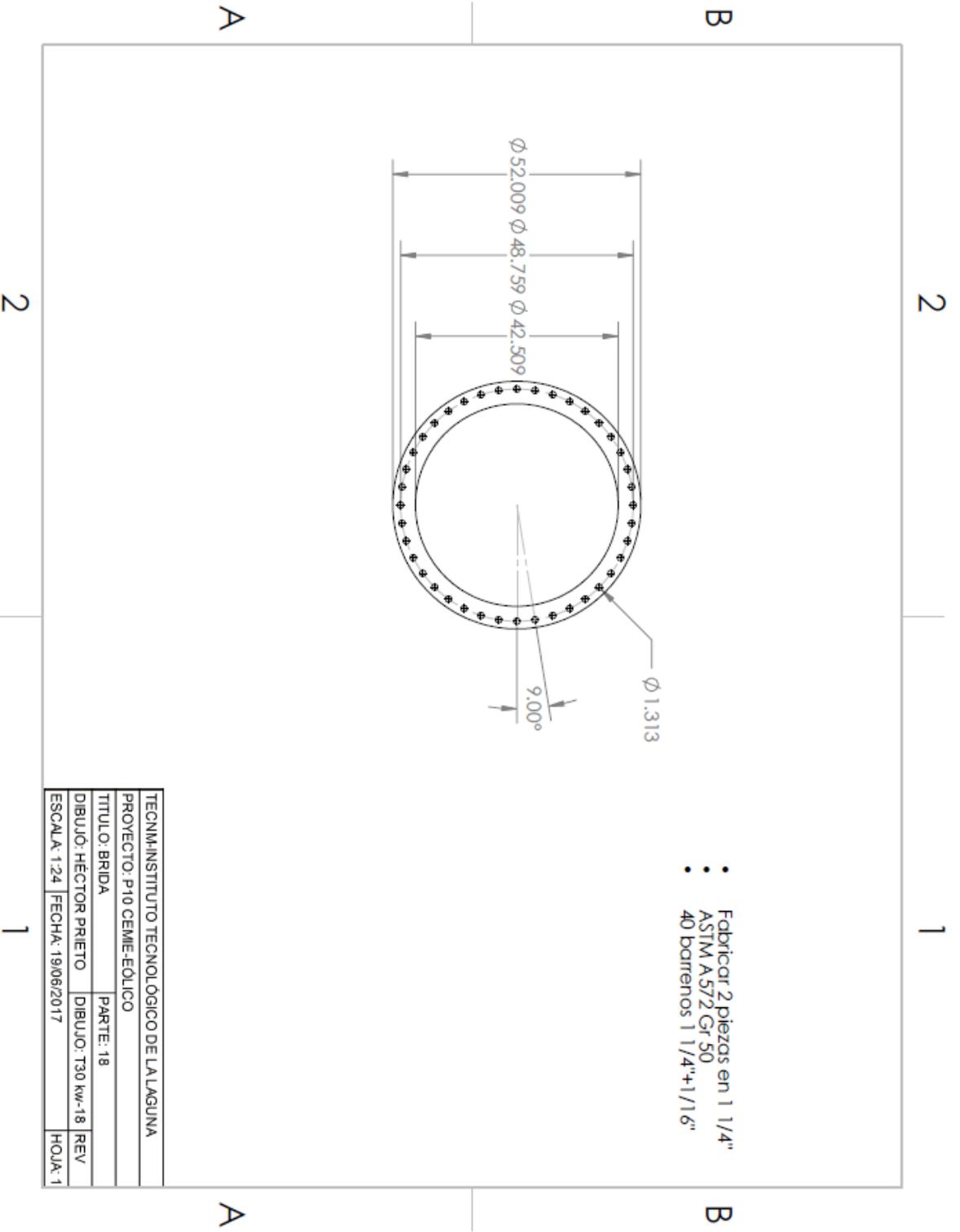
B

A

A

2

1



TECNM-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEMIE-EÓLICO			
TÍTULO: BRIDA	PORTE: 18		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-18	REV	
ESCALA: 1:24	FECHA: 19/06/2017	HOLA: 1	

2

1

B

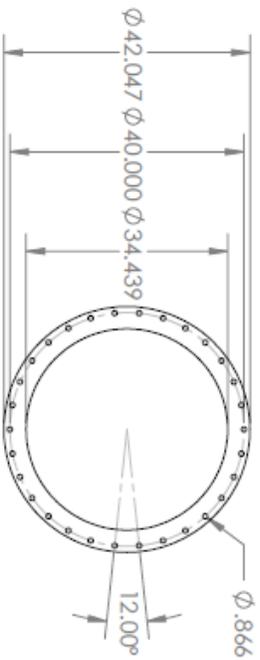
B

A

A

2

1



- Fabricar 1 pieza en 3/4"
- ASTM A572 Gr 50
- 30 barrenos M20+2mm

TECNIA INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEME-EÓLICO			
TÍTULO: BRIDA	PARTE: 19		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-19	REV	
ESCALA: 1:24	FECHA: 19/06/2017	HOLA: 1	

2

1

B

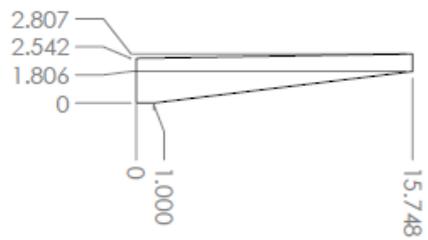
B

A

A

2

1



- Fabricar 8 cartabones 5/16"
- ASTM A572 Gr 65

TECNIM- INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEMIE- EÓLICO			
TÍTULO: CARTABÓN	PARTE: 20		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-20	REV	
ESCALA: 1:8	FECHA: 19/06/2017	HOLA: 1	

2

1

B

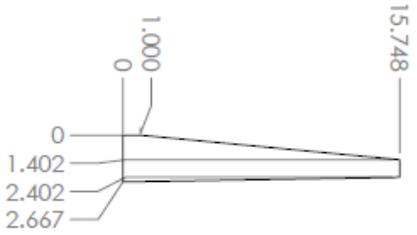
B

A

A

2

1



- Fabricar 8 cartabones 5/16"
- ASTM A572 Gr 65

TECNIMINSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEME-EÓLICO			
TÍTULO: CARTABÓN	PARTE: 21		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-21		REV
ESCALA: 1:8	FECHA: 19/06/2017	HOJA: 1	

2

1

B

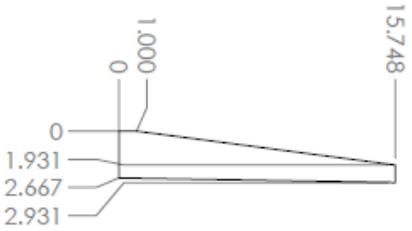
B

A

A

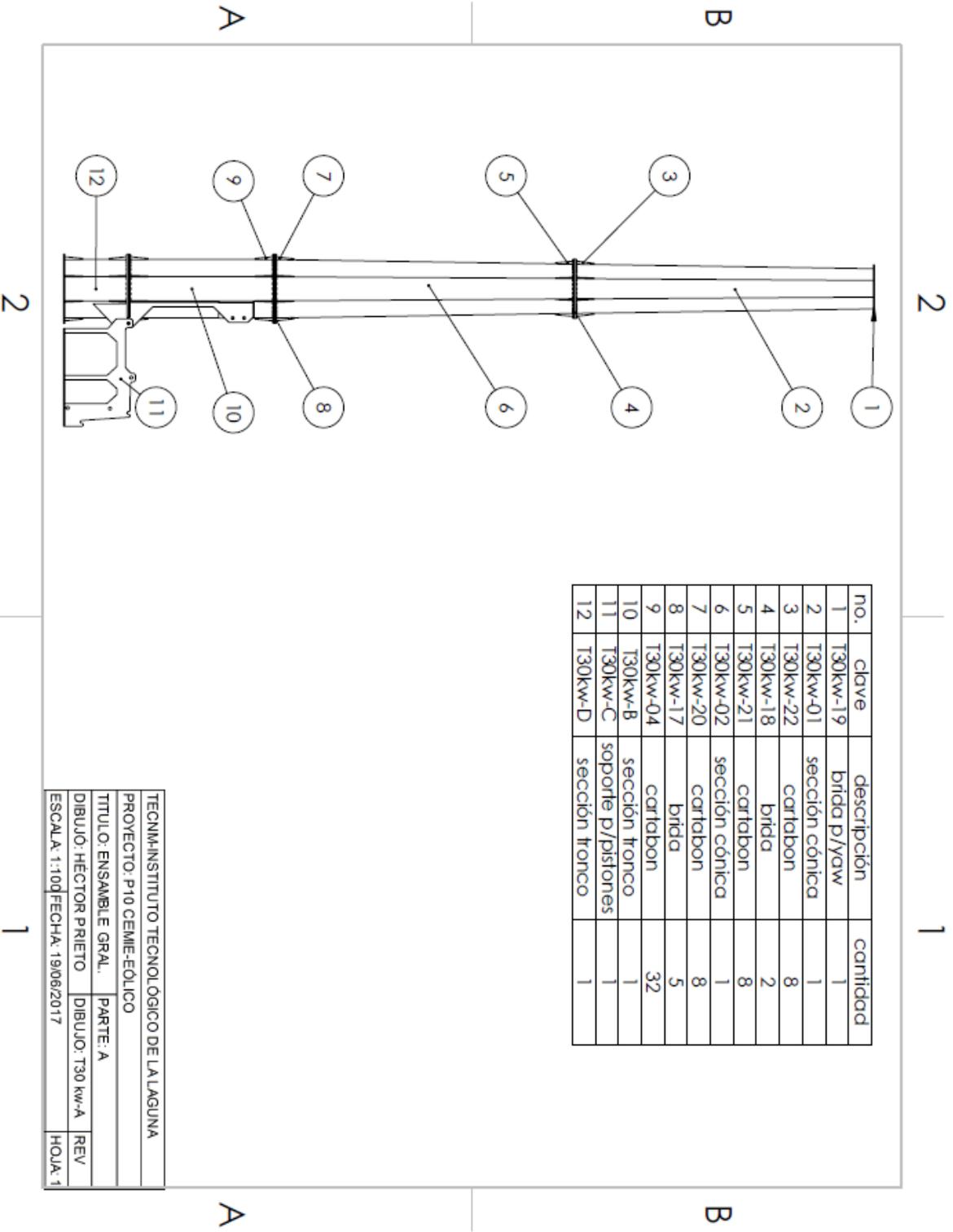
2

1



- Fabricar 8 cartabones 5/16"
- ASTM A572 Gr 65

TECNIA-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEME-EÓLICO			
TÍTULO: CARTABÓN		PARTE: 22	
DIBUJ: HÉCTOR PRIETO		DIBUJO: T30 kw-22 REV	
ESCALA: 1:8		FECHA: 19/06/2017	
		HOJA: 1	



no.	clave	descripcion	cantidad
1	T30kw-19	brida p/ygw	1
2	T30kw-01	sección cónica	1
3	T30kw-22	cartabon	8
4	T30kw-18	brida	2
5	T30kw-21	cartabon	8
6	T30kw-02	sección cónica	1
7	T30kw-20	cartabon	8
8	T30kw-17	brida	5
9	T30kw-04	cartabon	32
10	T30kw-B	sección tronco	1
11	T30kw-C	soporte p/pistones	1
12	T30kw-D	sección tronco	1

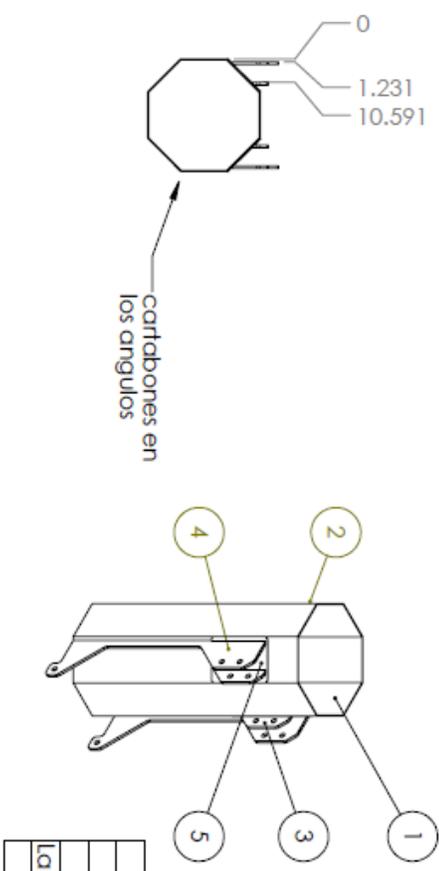
TECNM-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEMIE-EÓLICO			
TÍTULO: ENSAMBLE GRAL.	PARTE: A		
DIBUJO: HECTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-A	REV	
ESCALA: 1:100	FECHA: 19/06/2017	HOJA: 1	

2

1

B

B

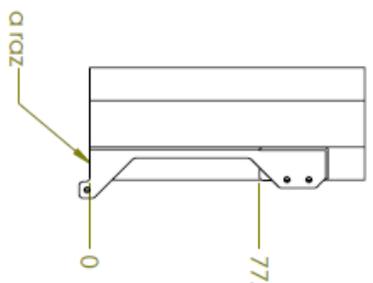
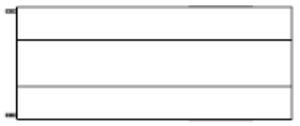


descripción	material
Tronco	ASTM A572 Gr 65
Cartabon	
Lamina de refuerzo	
Bisagra	ASTM A572 Gr 50

cartabones en los angulos

A

A



no.	clave	descripción	cantidad
1	T30kw-06	Tronco	1
2	T30kw-04	Cartabon	16
3	T30kw-07 a/b	Bisagra	2
4	T30kw-08a/b	Bisagra	2
5	T30kw-09	Lamina refuerzo	2

0 TOZ

77.301

0

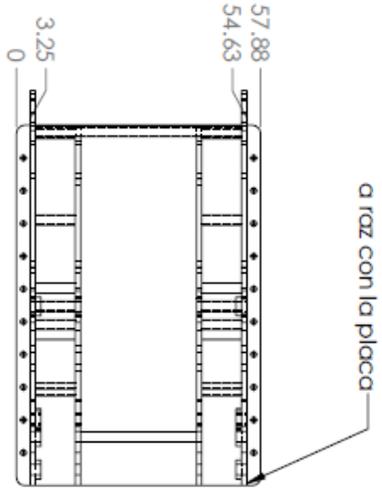
2

1

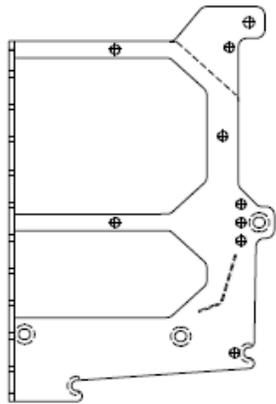
TECNIMINSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P-10 CEMIE-EÓLICO			
TÍTULO: ENSAMBLE	PARTE: B		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-B		
ESCALA: 1:64	FECHA: 19/06/2017	REV	
			HOJA: 1

2

B



A

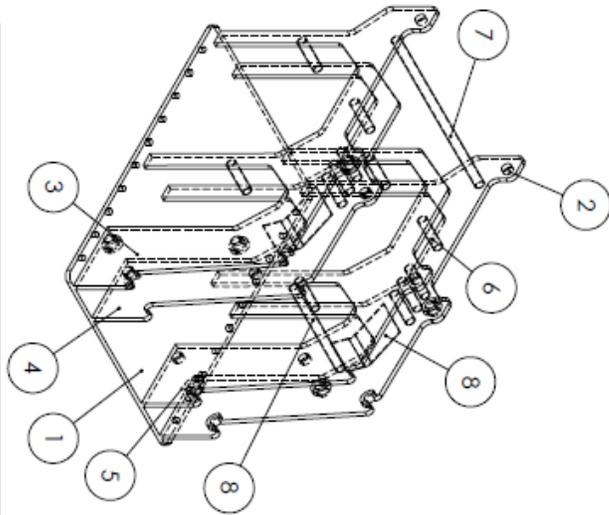


2

1

no.	no. parte	cantidad
1	T30kw-10	1
2	T30kw-E	1
3	T30kw-E-mirror	1
4	T30kw-11a	1
5	T30kw-11b	1
6	T30kw-13	12
7	T30kw-14	1
8	T30kw-15	1
9	T30kw-16	2

B



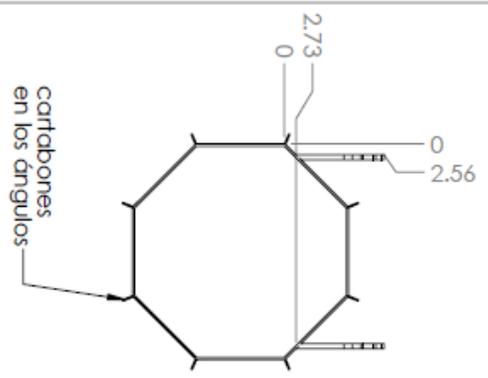
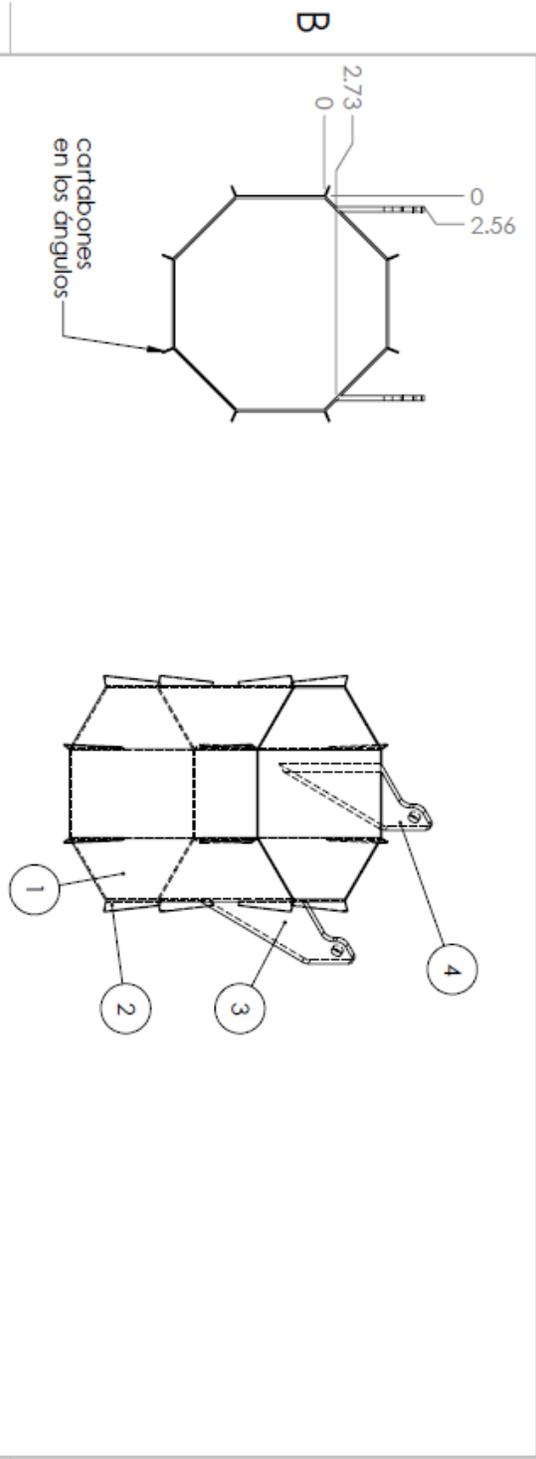
A

1

TECNM-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LALAGUNA			
PROYECTO: P10 CEMIE-EÓLICO			
TÍTULO: ENSAMBLE	PARTE: C		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-C		REV
ESCALA: 1:33.3	FECHA: 19/06/2017	HOJA: 1	

2

1



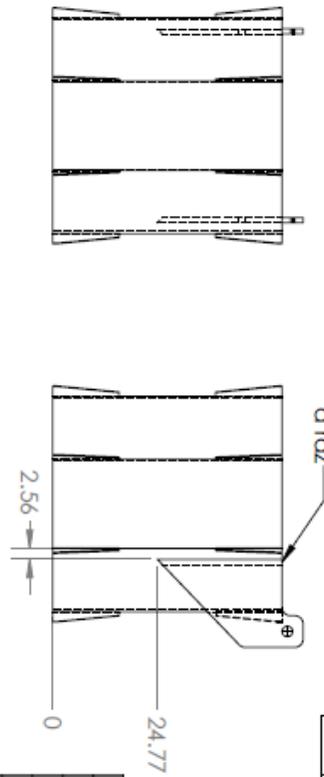
no.	clave	descripcion	cantidad
1	T30kw-03	base torre	1
2	T30kw-04	carbón	16
3	T30kw-05a	bisagra	1
4	T30kw-05b	bisagra	1

B

B

A

A



2

1

TECNM-INSTITUTO TECNOLÓGICO DE LA LAGUNA			
PROYECTO: P10 CEME-EDÍLICO			
TÍTULO: ENSAMBLE	PARTE: D		
DIBUJÓ: HÉCTOR PRIETO	DIBUJO: T30 kw-D		
ESCALA: 1:33.3	FECHA: 19/06/2017	REV	
			HOJA: 1