

**DISEÑO DE UNA MESA ELEVADORA PARA UN SISTEMA DE TRANSPORTE
TERRESTRE EN LAS LÍNEAS DE ENSAMBLE AERONÁUTICO**

MONICA LORENA MEDINA MONTAÑO

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar el título de INGENIERA
MECÁNICA**

Director: Carlos Andrés Mesa Montoya.

Ingeniero Mecánico

caanmesa@utp.edu.co

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE PEREIRA**

Pereira, junio del 2018

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	6
1.1. PLANTEAMIENTO Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	6
1.2. JUSTIFICACIÓN	7
1.3. OBJETIVOS	8
1.3.1. Objetivo general	8
1.3.2. Objetivos específicos.....	8
1.4. CONTENIDO DEL DOCUMENTO.....	8
2. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.....	10
2.2 REQUISITOS PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN..	10
2.3 DESCRIPCIÓN DE ALTERNATIVAS	10
2.4 TABLA DE COMPARACIÓN.....	13
3. DIMENSIONAMIENTO LONGITUDINAL.....	15
3.2. DIMENSIONES DE LOS ESLABONES	15
4. DISEÑO DE LA MESA ELEVADORA	20
4.1. CARGA EJERCIDA SOBRE EL MECANISMO.....	20
4.2. ANÁLISIS ESTÁTICO.....	21
4.3. SELECCIÓN DE PERFILES PARA LA ESTRUCTURA.....	29
5. SIMULACIÓN DEL MECANISMO	47
6 CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y APORTES.....	58
7. REFERENCIAS.....	60

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Matriz de elevación.....	14
Tabla 2. Distancias en cm de las posiciones del actuador sobre la manivela dos en cm	32
Tabla 3. Valores para la fuerza compensadora	32
Tabla 4. Reacciones en el eslabón 2.....	35
Tabla 5. Diámetros permisibles para los pasadores fijo a, c, d y e	40
Tabla 6. Diámetros permisibles para la junta g.....	41
Tabla 7. Diámetro permisible para el pasador b	41
Tabla 8. Diámetro de pasadores seleccionados.....	41
Tabla 9. Características del cilindro.....	44

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Gatos con cables ENERPAC	11
Figura 2. Plataforma hidráulica Metal System MSEI-12.....	12
Figura 3. Elevador GL-8 GENIE LIFT	12
Figura 4. Tornillo JACK	13
Figura 5. Plataforma tipo tijera	15
Figura 6. Esquema del mecanismo tipo tijera (posición inicial)	16
Figura 7. Clasificación Grupos de Assur	17
Figura 8. Posición final del mecanismo	18
Figura 9. Longitud de la manivela 2	18
Figura 10. Longitud del eslabón 5.....	19
Figura 11. Altura en la posición final.....	19
Figura 12. Carga ejercida sobre el mecanismo	20
Figura 13. Equilibrio de fuerzas en los eslabones 3 y 4.....	21
Figura 14. Polígono de fuerzas eslabones 4 y 3 (posición inicial).....	22
Figura 15. Análisis de fuerzas en el eslabón 5 (posición inicial).....	23
Figura 16. Polígono de Fuerzas para el eslabón 5 y 6 en la posición inicial	23
Figura 17. Análisis de fuerzas eslabón 1 y 2 en la posición inicial	24
Figura 18. Polígono de fuerzas eslabón 1 y 2	25
Figura 19. Mecanismo en la posición final.....	26
Figura 20. Eslabones 3 y 4 (posición final).....	26
Figura 21. Polígono de fuerzas eslabones 3 y 4 (posición final)	27
Figura 22. Eslabón 5 (posición final).....	27
Figura 23. Polígono de fuerzas eslabón 5 (posición final).....	28
Figura 24. Eslabón 2 (posición final).....	28
Figura 25. Polígono de fuerzas eslabón 2 (posición final).....	29
Figura 26. Fuerza compensadora para las diferentes posiciones	31
Figura 27. Diagrama de fuerzas con la F_{com} (6) en la manivela 2.....	33
Figura 28. Polígono de fuerzas manivela dos	33
Figura 29. Marco de referencia sobre la manivela 2.....	34
Figura 30. Fuerzas ubicadas en el plano de referencia tomado.....	34
Figura 31. Viga a estudiar	35
Figura 32. Diagrama de fuerza cortante y momento flector	36
Figura 33. Mecanismo tipo tijera y sus juntas	38
Figura 34. Esquema de unión de eslabones	39
Figura 35. Cilindro de doble efecto.....	42
Figura 36. Circuito hidráulico para el mecanismo tipo tijera.....	48
Figura 37. Esquema del circuito hidráulico	48
Figura 38. Eslabones	49
Figura 39. Pasador juntas	50
Figura 40. Cilindro de doble efecto.....	50
Figura 41. Rueda	51
Figura 42. Eje de la rueda	51
Figura 43. Anillos de sujeción en los ejes del pasador y de la rueda.....	52

Figura 44. Ensamble bases de la estructura	52
Figura 45. Apoyo Fijo	53
Figura 46. Ensamblaje de la mesa elevadora	53
Figura 47. Fuerzas que actúan en el eslabón 2.....	54
Figura 48. Discretización para el eslabón 2	54

INTRODUCCIÓN

La Facultad de Ingeniería Mecánica con el apoyo del grupo de investigación en Procesos de Manufactura y Diseño de Máquina, en conjunto con la Universidad de Lorraine y la Escuela Nacional de Ingenieros ENIM (ambas con sede en Francia) se encuentra trabajando en el proyecto colaborativo interinstitucional llamado Factory Futures: “la industria del futuro en el campo aeronáutico”, el cual busca proponer diferentes alternativas a las líneas de fabricación aeronáuticas existentes, que garanticen procesos de fabricación fluidos y flexibles.

Concerniente a la línea de ensamble aeronáutico, los motores tipo turbofan son uno de los dispositivos que mayor cuidado demanda durante su transporte y acoplamiento final en la estructura del avión. Hoy en día, se utilizan sistemas de transporte aéreo con estructuras fijas y trayectorias de movimiento permanente, que cumplen con requerimientos físicos y de integridad estructural, pero generan dificultades cuando se requiera cambios significativos en la línea de producción, obligando a cambiar todo el sistema de transporte y adaptarse a la nueva distribución de las estaciones de trabajo. Por esta razón, es necesario diseñar un sistema transporte terrestre, capaz de trasladar partes del turbofan o componentes aeronáuticos entre cada estación de trabajo, que cumpla con los requisitos de flexibilidad y capacidad de adaptación a diversos recorridos y trayectorias definidos por la distribución de las estaciones de trabajo.

1.1. PLANTEAMIENTO Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Dentro de los diferentes módulos y dispositivos contemplados en el sistema de transporte terrestre, se encuentra la selección del sistema de elevación. Esta estructura requiere elevar tanto la nariz como el turbofan hasta su posición de ensamble. Sin embargo, incorporarlo dentro del vehículo reduciría la capacidad de albergar otros módulos, también el ascenso de dicho sistema estaría limitado por la altura del vehículo terrestre. Adicional a esto, sería

necesario considerar el aumento de la longitud del vehículo para poder albergar dentro de sí el módulo de elevación.

Por lo anterior, es necesario plantear como sistema de elevación, una mesa elevadora externa que cuente con una interfaz entre móvil y elevador, que permita una fácil adaptación y que cuente con una altura independiente al sistema de transporte terrestre.

1.2. JUSTIFICACIÓN

El presente trabajo diseñará una mesa elevadora como dispositivo complementario al sistema de transporte terrestre utilizado en las líneas de ensamble aeronáutico, el cual permitirá generar una alternativa de elevación que se adapte a los nuevos requerimientos de flexibilidad necesarios y garantice una adecuada disposición de los componentes aeronáuticos, facilitando el proceso de ensamble y una disminución en el tiempo de montaje. Adicionalmente, la mesa se incorporará a una interfaz independiente que permitirá un fácil anclaje al sistema de transporte terrestre.

El proyecto Factory Futures persigue un objetivo común, que involucra diferentes áreas del conocimiento de una manera sincronizada y concurrente, que permite la participación y aporte constructivo de todos y cada una de las diferentes universidades participantes. El diseño del sistema terrestre comprende un conjunto de actividades en múltiples campos del conocimiento, entre ellos la mecánica y la electrónica; particularmente el diseño mecánico y la robótica, ambas con un enfoque de trabajo colaborativo. Esta diversidad de áreas del conocimiento, integradas en torno a un proyecto interinstitucional, puede interesar a muchos actores para que cooperen en un ambiente interdisciplinario. En la ejecución del proyecto se considera la vinculación de siete estudiantes para la realización de trabajos de grado en la generación de prototipos virtuales originales de los mecanismos y sistemas del transporte terrestre, en las varias fases de concepción, modelado, simulación y prototipado virtual.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

- Diseñar una mesa elevadora para un sistema de transporte terrestre usado en las líneas de ensamble aeronáutico.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Seleccionar el sistema de elevación que garantice una adecuada adaptación a los diferentes componentes aeronáuticos a transportar.
2. Determinar los parámetros dimensionales de la mesa elevadora seleccionada, que cumpla con las necesidades requeridas en el proceso de elevación a lo largo de la línea de ensamble.
3. Diseñar la mesa elevadora para transportar los diferentes dispositivos teniendo en cuenta las solicitaciones de carga según la aplicación.
4. Generar la información técnica del proceso de diseño de la mesa elevadora, con el fin de obtener la información necesaria para un futuro proceso de fabricación, contemplando las memorias de cálculo y los planos.
5. Validar por medio de simulación computacional la configuración seleccionada con el fin de asegurar la integridad estructural del sistema de elevación.

1.4. CONTENIDO DEL DOCUMENTO

En el capítulo 2, se selecciona el mecanismo para la elevación de la carga. Para ello se realiza un estudio previo de diversas opciones con la misma función y optando por la que mejor se acomode a las necesidades del proyecto, lo anterior se realiza para dar cumplimiento al objetivo específico número 1.

Con el fin de dimensionar la mesa elevadora, en el capítulo 3 se tiene en primera instancia el detalle del esquema donde se permite identificar todas las juntas del mecanismo. Seguidamente se clasifica el mecanismo en grupos de Assur y por último se determinan las longitudes del mecanismo de la mesa elevadora, donde se da cumplimiento al objetivo específico número 2.

Una vez dimensionado todo el mecanismo, en el capítulo 4 se realiza un estudio más intenso que permite el diseño de la mesa elevadora, donde se determinan las reacciones en cada par, se selecciona el material y los perfiles, la geometría del pasador y la selección del cilindro hidráulico que permite el accionamiento. Lo anterior, con el fin de dar cumplimiento a los objetivos específicos número 3 y 4.

Finalmente, para satisfacer el objetivo específico número 5, se cuenta con el capítulo 5, donde con ayuda de la herramienta computacional se realiza un análisis estático en los eslabones 2 y 5, se realiza un análisis de independencia de malla para la tensión, desplazamiento y factor de seguridad y así obtener una convergencia que permita reconocer el número de nodos donde se utilice un menor recurso computacional.

2. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Este capítulo, tiene como objetivo estudiar distintas alternativas existentes en el mercado para la elevación y posicionamiento de carga; logrando de esta manera, seleccionar el sistema de elevación que mejor se adapte a los requerimientos y condiciones planteados inicialmente para su posterior aplicación en las líneas de ensamble aeronáutico.

2.2 REQUISITOS PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

Es importante tener en cuenta algunos criterios o características para la correcta selección del mecanismo que tendrá el sistema de elevación a diseñar. Dentro de las cuales se tiene:

- No ocupar mucho espacio.
- Flexibilidad a la hora de transportar de una estación de trabajo a otra.
- Fácil instalación en la posición de trabajo.
- Ser de fácil adaptación a una plataforma que posicione los diferentes dispositivos a elevar.
- Ser un módulo independiente al sistema de transporte terrestre.

2.3 DESCRIPCIÓN DE ALTERNATIVAS

Hoy en día, existen diferentes alternativas de mecanismos destinados a las operaciones de elevación y posicionamiento de carga; sea maquinaria o personas, utilizados en la industria aeronáutica. Siendo un campo amplio para el desarrollo de nuevas tecnologías.

A continuación, se realizará una breve descripción de las características de algunos sistemas de elevación, escogidos de catálogos de empresas destinadas a la fabricación y distribución de los mismos, comúnmente usados en la industria en general.

- **Sistemas de gatos con cables:** Es un sistema de elevación de mucha precisión, totalmente automatizado, utilizado ampliamente en la construcción de puentes ya que su capacidad de elevar cargas es muy grande, con él se puede alcanzar grandes alturas. Además, su disposición le permite trabajar de manera horizontal y vertical.

Figura 1. Gatos con cables ENERPAC



Fuente: [1]

Los sistemas de gatos con cables tienen una capacidad de 30 hasta 100 toneladas. Contiene un programa de software para sincronizar el movimiento de manera precisa.

- **Plataforma hidráulica de tijeras Metal System:** este mecanismo puede modificarse para trabajar en cualquier entorno y adecuarse a las necesidades de elevación o dispositivos de una manera estable, consigue elevar en el orden de 1 a 2 metros. El accionamiento es electro-hidráulico, dispuesto de actuadores, cuadro eléctrico y conductos hidráulicos. Lo anterior en función de la carga y elevación para brindar una buena estabilidad y una velocidad constante.

Figura 2. Plataforma hidráulica Metal System MSEI-12



Fuente: [2]

- **Elevador de material GL-8 GENIE LIFT:** es un diseño de dimensiones reducidas, algunas partes de la máquina son plegables, es de rápida instalación utilizado ampliamente en la industria agrícola. El accionamiento se logra a través de un cabrestante manual, cuenta con dos brazos articulados para la carga y descarga. Logra una elevación cercana a 2 metros.

Figura 3. Elevador GL-8 GENIE LIFT



Extraído de [3]

- **Tornillo JACK:** se aplica para levantar plataformas de mantenimiento de aeronaves, elevación de maquinaria y en diversos campos como en la metalurgia, industria química, conservación del agua, etc. Es una plataforma de elevación eléctrica de engranaje de gusano mecánico (mecanismo de tornillo Jack). Adicionalmente, es un conjunto compacto, pequeño y de peso ligero, su operación es muy flexible. Puede ser personalizado de acuerdo a la demanda del usuario, presentando así, fiabilidad y estabilidad.

Figura 4. Tornillo JACK



Fuente: [4]

2.4 TABLA DE COMPARACIÓN

Con la finalidad de elegir el mecanismo de elevación que mejor se adapte a las condiciones iniciales, se realizará una tabla comparativa o matriz de decisión (tabla1) para las diferentes alternativas estudiadas anteriormente, donde el factor de ponderación es un nivel de importancia que tiene cada característica para este proyecto de manera relativa y para cada alternativa se dispondrá una escala de 1 a 5, siendo 1; no aplicable y 5; completamente aplicable, para cuantificar que tan viable es o no, dicha opción. (5)

Tabla 1. Matriz de elevación

Nombre	Espacio de trabajo reducido		Transportable		Fácil instalación		Adaptabilidad a una plataforma		Módulo independiente		Rango
Factor de ponderación (%)	25		20		20		15		20		
Gatos con cables	1	0.25	1	0.20	2	0.4	5	0.75	1	0.2	1.8
Plataforma Metal System	5	1.25	5	1	5	1	5	0.75	5	1	5
Elevador GL-8	4	1	5	1	5	1	3	0.45	3	0.6	4.05
Tornillo JACK	5	1.25	4	0.8	3	0.6	5	0.75	1	0.2	3.6

De acuerdo a la tabla 1, se concluye que el mecanismo más adecuado para el sistema de elevación es la plataforma de tijeras, porque cumple con las condiciones establecidas en un comienzo.

3. DIMENSIONAMIENTO LONGITUDINAL

En el presente capítulo se realizará un reconocimiento de los diferentes componentes, de igual manera, los respectivos pares o juntas del mecanismo tipo tijera seleccionado y también se pretende dimensionar cada uno de los elementos o eslabones que hacen parte del mismo.

3.2. DIMENSIONES DE LOS ESLABONES

A continuación, la figura 5 expone el mecanismo tipo tijera que contiene características similares al que se diseñará en el presente trabajo. Aclarando que se usarán dos mecanismos simétricos que servirán de soporte para la mesa elevadora.

Figura 5. Plataforma tipo tijera



Fuente: [5]

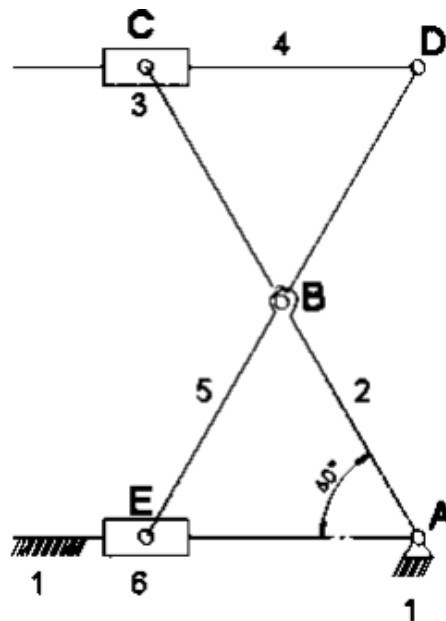
La figura 6 representa el mecanismo tipo tijera de manera esquemática para identificar los diferentes pares.

3.2.1. DESCRIPCIÓN DE LOS PARES

De acuerdo a la figura 6, el par primario 2 forma un par rotacional de clase V con el bastidor. El eslabón 5 forma tres pares rotacionales con: el eslabón 2, el deslizador 6 y el eslabón 4, todos pares de V clase. También, el eslabón 4 forma un par prismático con el deslizador 3 de V clase. El deslizador 6 forma un par prismático de V clase con el bastidor y por último el deslizador 3 establece una junta rotacional de clase V con la manivela 2.

Con lo anterior, queda claro que este mecanismo cuenta con 5 pares rotacionales, 2 pares prismáticos; todos de V clase, y en total 5 eslabones móviles.

Figura 6. Esquema del mecanismo tipo tijera (posición inicial)



Para determinar los grados de libertad que tiene el mecanismo, se tiene la ecuación:

$$W = 3n - 2p_V - p_{IV} \quad (\text{Ec. 1}) \quad (7)$$

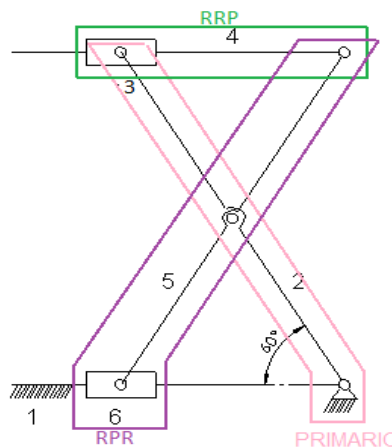
Donde n es el número de eslabones móviles, p_V es el número de pares de V clase y p_{IV} número de pares de IV clase; de acuerdo con la ecuación 1, el mecanismo tiene un grado de libertad. Con lo anterior, se concluye que el eslabón dos es el elemento primario.

Para determinar los grupos de Assur que conforman este mecanismo y lograr hacer una clasificación se toma el eslabón primario 2 y se especifican los grupos que hacen parte de él de la siguiente manera (Ver figura 7): el primer grupo está conformado por el eslabón 3 y el deslizador 4, ambos forman dos pares rotacionales y uno de tipo prismático, por lo tanto, es un grupo de II clase RRP.

De igual manera el siguiente grupo está formado por eslabón 5 y el deslizador 6, que forman dos pares rotacionales y uno prismático, siendo este de II clase RPR.

Con lo anterior, se establece que el mecanismo tipo tijera seleccionado es de II Clase.

Figura 7. Clasificación Grupos de Assur

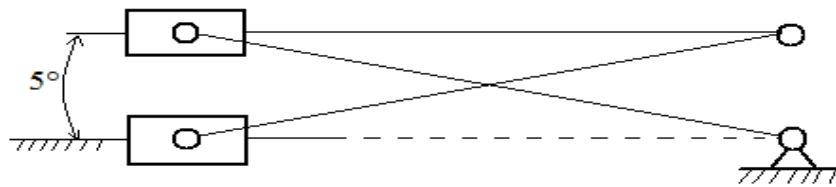


3.2.2. DIMENSIONAMIENTO

Para determinar las longitudes se tiene como condición elevar una altura de 1 m, es decir, que ésta será la distancia entre el bastidor 1 hasta el eslabón 4 y la posición inicial de este mecanismo.

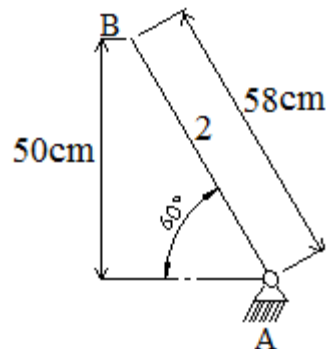
Para poder alcanzar esta altura, el ángulo entre el eslabón 2 y el bastidor debe ser como máximo 60° y de esta manera el mecanismo puede lograr la simetría esperada. En la posición final donde el mecanismo está completamente abajo el ángulo será de 5° como máximo (8). (Ver figura 8).

Figura 8. Posición final del mecanismo



En la figura 9 se puede observar que se puede determinar la longitud de la manivela 2 a un ángulo de 60° y a una altura desde el bastidor hasta el punto B de 50 cm.

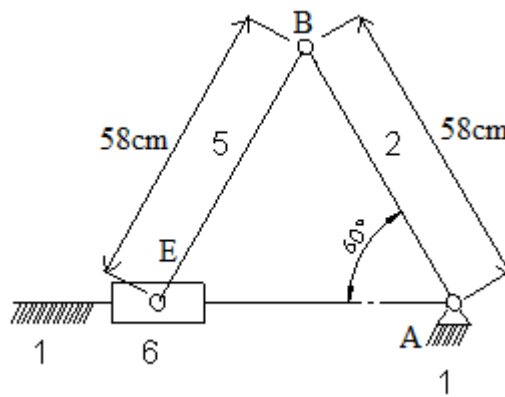
Figura 9. Longitud de la manivela 2



De lo anterior, se puede concluir que la longitud de la manivela 2 es de 57.7 cm, aproximadamente 58 cm para facilidades de cálculos más adelante.

A continuación, se muestra la Figura 10, donde se puede obtener la longitud del eslabón 5.

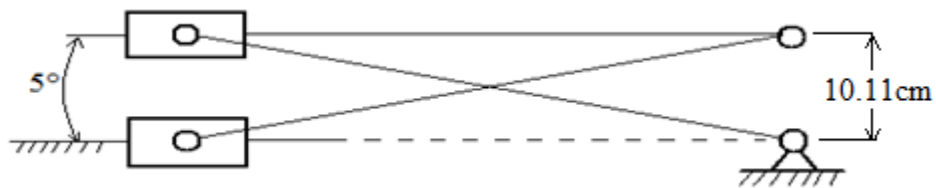
Figura 10. Longitud del eslabón 5



Como se dijo anteriormente, el mecanismo es simétrico, por tanto, sus longitudes se pueden extender hasta obtener 116 cm para cada uno.

Para finalizar este capítulo, en la figura 11 se puede observar la altura cuando el elevador se encuentra en su posición final.

Figura 11. Altura en la posición final



4. DISEÑO DE LA MESA ELEVADORA

Una vez establecidas las dimensiones de cada eslabón y la carga sobre el mecanismo, se procederá a realizar un análisis estático y cinemático con la finalidad de seleccionar los perfiles y realizar el diseño de la mesa elevadora.

4.1. CARGA EJERCIDA SOBRE EL MECANISMO

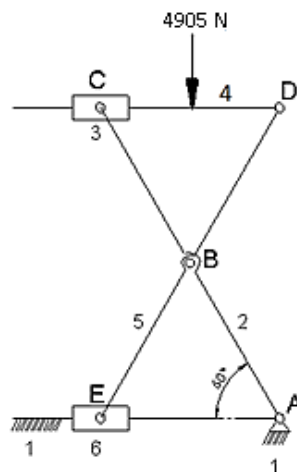
La mesa elevadora para esta aplicación requiere elevar el motor del turbofan PW308C, herramientas, entre otros; por tanto, se tomará como peso inicial 1 Tonelada (1000 kg).

Para determinar la fuerza que actúa sobre el mecanismo se tiene:

$$F = M \cdot g \quad (\text{Ec. 2}) \quad (9)$$

De la ecuación 2 se obtiene una fuerza de 9810 N. Como son dos mecanismos los que soportarán la superficie o mesa, la carga se reparte entre ambos uniformemente, por esta razón para cada mecanismo será una carga de 4905 N (Ver figura 12)

Figura 12. Carga ejercida sobre el mecanismo

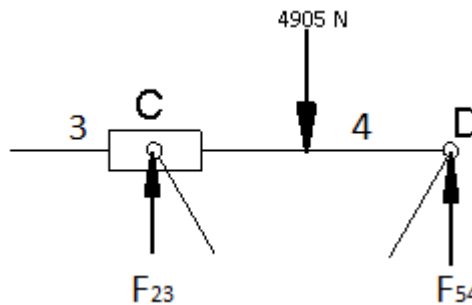


4.2. ANÁLISIS ESTÁTICO

4.2.1. POSICIÓN INICIAL

Para el siguiente análisis se procede a plantear la ecuación de equilibrio de fuerzas para los eslabones 4 y 3 (Ver figura 13)

Figura 13. Equilibrio de fuerzas en los eslabones 3 y 4



$$+\uparrow \sum F_y = 0 \quad (\text{Ec. 3}) \quad (9)$$

$$F_{23} + F_{54} - F = 0$$

De acuerdo a la ecuación 3 se conoce la fuerza F que es de 4905 N y existen como incógnitas la magnitud de las reacciones sobre los eslabones 3 y 4 (F_{23} y F_{54}). Para poder resolver el sistema se plantea equilibrio de momentos con respecto al punto C de la siguiente manera:

$$\zeta^+ \sum M_C = 0 \quad (\text{Ec. 4}) \quad (9)$$

Por tanto:

$$\rightarrow F_{54} = 2452.5 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{23} = 2452.5 \text{ N}$$

El plano de fuerzas (Figura 14) para estas reacciones se construye teniendo en cuenta la ecuación 4.1 y se puede elaborar en SolidWorks donde se estipula que 2452.5 N son equivalentes a 100 mm del programa ($\mu_F = 24.525 \frac{\text{N}}{\text{mmsolid}}$)

Analizando el eslabón 5 (Figura 15), de la misma manera y haciendo uso de la ecuación 4 se puede calcular F_{52i} con respecto al punto E:

Figura 14. Polígono de fuerzas eslabones 4 y 3 (posición inicial)

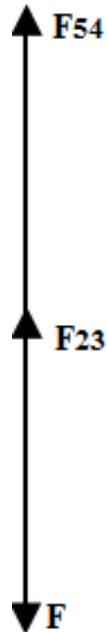
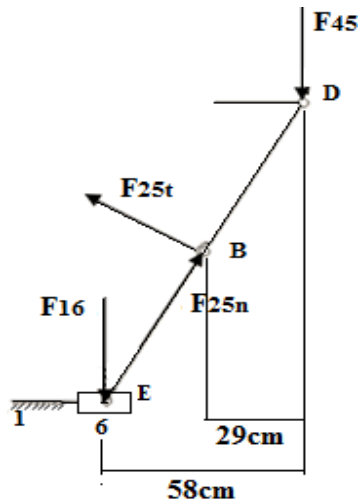


Figura 15. Análisis de fuerzas en el eslabón 5 (posición inicial)



$$\rightarrow F_{52t} = 2452,5 \text{ N}$$

Planteando ecuación de equilibrio de fuerzas para el eslabón 5 se puede obtener el Polígono de fuerzas (Figura 16):

$$F_{16} + F_{25t} + F_{25n} + F_{45} = 0$$

Figura 16. Polígono de Fuerzas para el eslabón 5 y 6 en la posición inicial

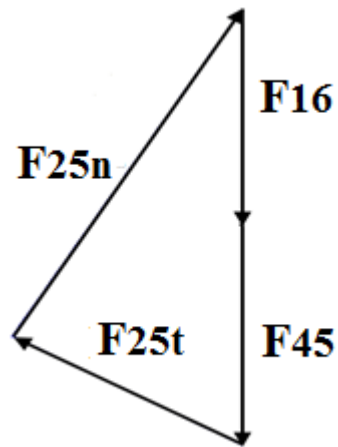
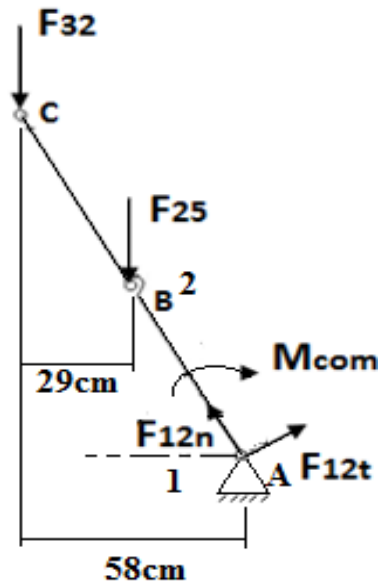


Figura 17. Análisis de fuerzas eslabón 1 y 2 en la posición inicial



A partir de la figura 16 se obtiene lo siguiente:

$$\rightarrow F_{25n} = 4905 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{16} = 2452,5 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{45} = 2452,5 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{25} = 5663,83 \text{ N}$$

A continuación, se procede a analizar el eslabón 2 (Figura 17), con la ecuación 4 se puede obtener el momento compensador en dicho eslabón, con las fuerzas $F_{32}=2452,5\text{N}$ y $F_{52}=5663,83 \text{ N}$:

$$M_{com} = 141,59577 \text{ N} \cdot \text{m}$$

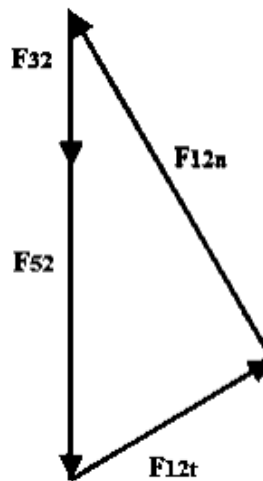
Del polígono de fuerzas (figura 18) para el eslabón 2 se puede obtener las reacciones en los pares:

$$\rightarrow F_{12t} = 2452,5 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{12n} = 1415,95 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{12} = 2831,90 \text{ N}$$

Figura 18. Polígono de fuerzas eslabón 1 y 2



4.2.2. Posición final

Se realiza el procedimiento anteriormente planteado, pero para este caso se estudiará cuando el mecanismo está completamente retraído como se muestra en la figura 19.

Figura 19. Mecanismo en la posición final

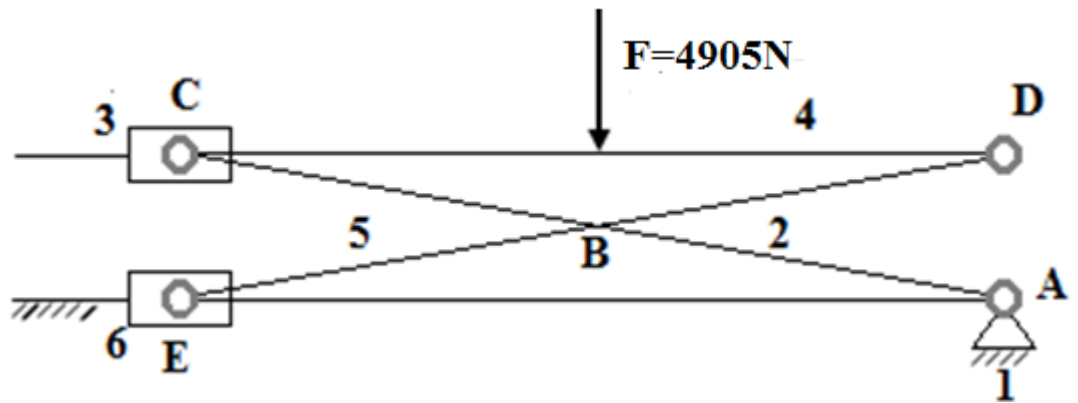
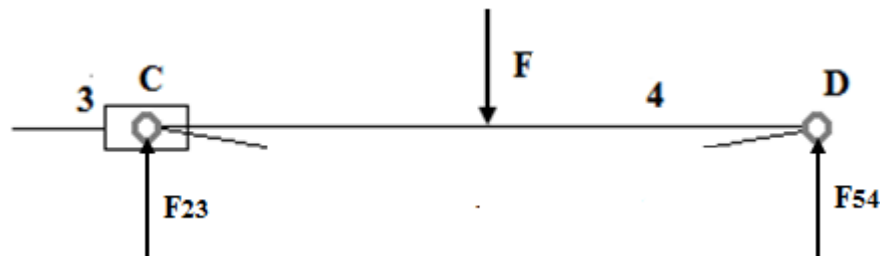


Figura 20. Eslabones 3 y 4 (posición final)



Aplicando las ecuaciones 2 y 3 sobre el eslabón 3 y 4 (figura 20), se tiene que:

$$\rightarrow F_{54} = 2452,5 \text{ N}$$

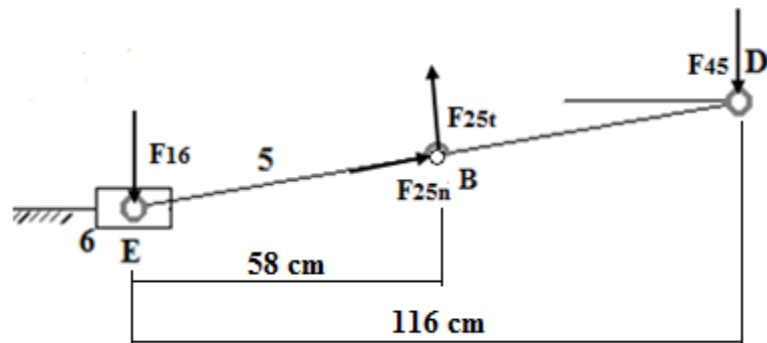
$$\rightarrow F_{23} = 2452,5 \text{ N}$$

Se grafica el polígono de fuerzas para los eslabones 3 y 4 a partir de las reacciones anteriormente calculadas. (Figura 21)

Figura 21. Polígono de fuerzas eslabones 3 y 4 (posición final)



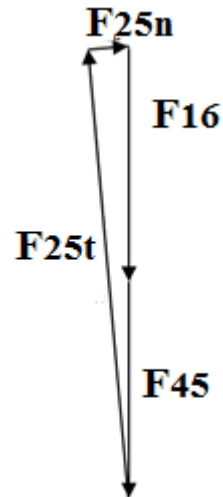
Figura 22. Eslabón 5 (posición final)



Aplicando sumatoria de momentos con respecto al punto E en el eslabón 5 (figura 22), se obtiene:

$$\rightarrow F_{52t} = 4905 \text{ N}$$

Figura 23. Polígono de fuerzas eslabón 5 (posición final)



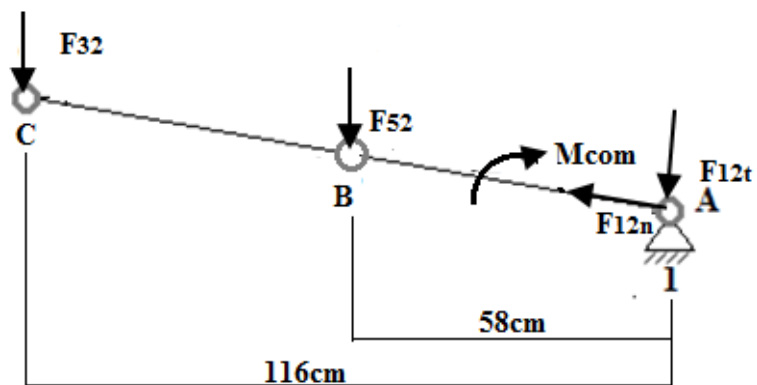
De acuerdo al polígono (figura 23) se obtiene lo siguiente:

$$\rightarrow F_{25n} = 5664,40 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{16} = 2452,5 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{25} = 56278,56 \text{ N}$$

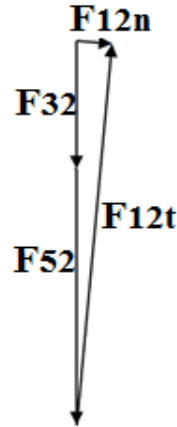
Figura 24. Eslabón 2 (posición final)



Aplicando sumatoria de momentos con respecto al punto A al eslabón 2 (figura 24):

$$M_{com} = 283,40558 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Figura 25. Polígono de fuerzas eslabón 2 (posición final)



De acuerdo a la figura 25 se obtiene:

$$\rightarrow F_{12t} = 28032,20 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{12n} = 28032,20 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{12} = 28139,28 \text{ N}$$

4.3. SELECCIÓN DE PERFILES PARA LA ESTRUCTURA

Para la selección de perfiles se tendrá en cuenta que los perfiles sean de fácil acceso en el mercado y de mayor uso para este tipo de aplicación, realizando un análisis previo del módulo de sección para revisar catálogos. Para ello es necesario la determinación de la fuerza compensadora sobre el eslabón más crítico y la elección de un material.

4.3.1. FUERZA COMPENSADORA

Se realizará un estudio en la posición inicial y final de la manivela 2, donde se hará una división de partes iguales a lo largo de ella, como se muestra en la figura 26, y poder determinar el punto de aplicación de dicha fuerza.

Se estudiará las posibles opciones tomadas del documento del ingeniero Camilo García Espinosa (8), donde se pueda posicionar el actuador, y por efectos de economía se seleccionará la opción que solicite una menor carga.

En la tabla 2 se relacionarán las distancias de las posibles posiciones del actuador sobre la manivela dos. El estudio se hace sobre la manivela dos en vista de que es el más crítico porque tiene que soportar la fuerza del cilindro.

Es preciso aclarar, que las distancias \overline{OL} , \overline{OM} , \overline{ON} y \overline{OP} corresponden a la del cuerpo del actuador, mientras que las distancias $\overline{A-L}$, $\overline{B-M}$, $\overline{C-N}$ y $\overline{D-P}$ corresponden a la carrera del mismo.

Se descartarán algunas posiciones debido a que la distancia del cuerpo del bloque no debe ser menor a la de la carrera (8). Por lo anterior, se seleccionarán de la tabla 2 solo aquellas que se encuentren resaltadas para realizar el cálculo de la fuerza compensadora.

Ya seleccionadas las distancias se procede a calcular la fuerza compensadora a partir de la ecuación 5.

$$M = FL \quad (\text{Ec. 5}) \quad (9)$$

Donde: M es el momento compensador más crítico que resultó en la posición final 575324,04 Ncm , L es la distancia perpendicular a la línea de acción de la fuerza con

respecto a la manivela 2, con esto ya se puede despejar a la fuerza compensadora. Estos valores se consignaron en la tabla 3.

Figura 26. Fuerza compensadora para las diferentes posiciones

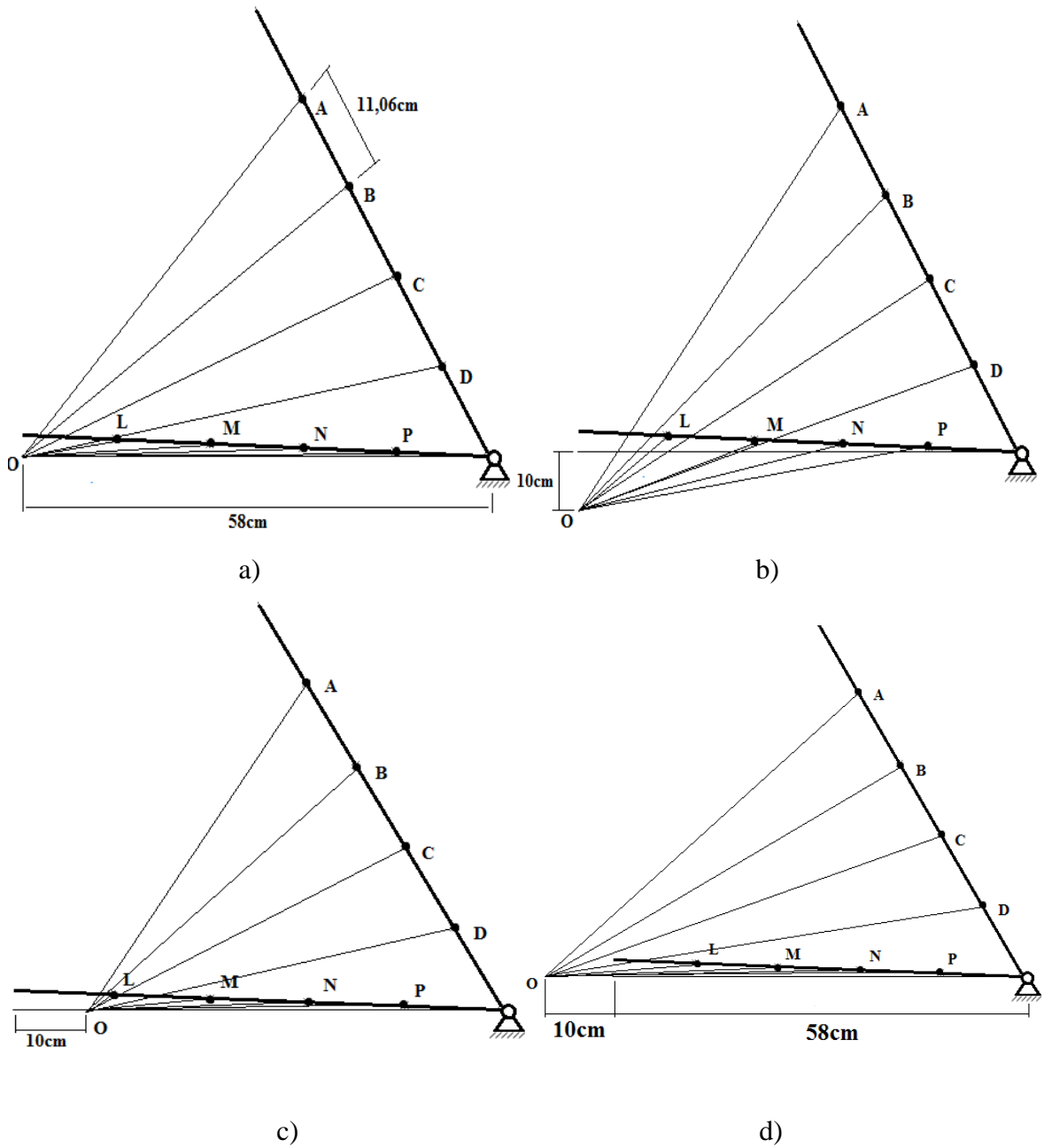


Tabla 2. Distancias en cm de las posiciones del actuador sobre la manivela dos en cm

	OA	OB	OC	OD	OL	OM	ON	OP	OA-OL	OB-OM	OC-ON	OD-OP
a)	53,07	50,49	50,52	53,14	11,77	23,27	34,82	46,41	41,3	27,22	15,7	6,73
b)	60,99	57,02	55,26	55,89	18,33	26,73	36,9	47,73	42,66	30,29	18,36	8,16
c)	47,14	42,88	41,53	43,36	4,42	13,67	24,97	36,36	42,72	29,21	16,56	7
d)	60,09	58,83	59,83	62,98	22,15	33,47	44,93	56,45	37,94	25,36	14,9	6,53

Tabla 3. Valores para la fuerza compensadora

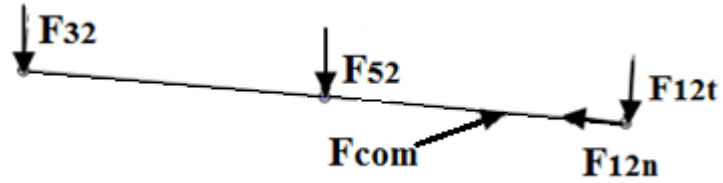
Posición	L [cm]	F com [kN]
a)	1,5	188,93
	0,56	506,081
b)	9,44	30,021
	3,65	77,64
c)	3,89	72,85
	1,33	213,086
d)	1,22	232,29
	3,06	92,61
	6,16	46,01

De lo anterior se obtiene:

$$F_{com} = 30,02 \text{ kN}$$

Con la fuerza compensadora ya calculada se procede a realizar nuevamente un análisis estático para determinar las reacciones sobre la manivela 2:

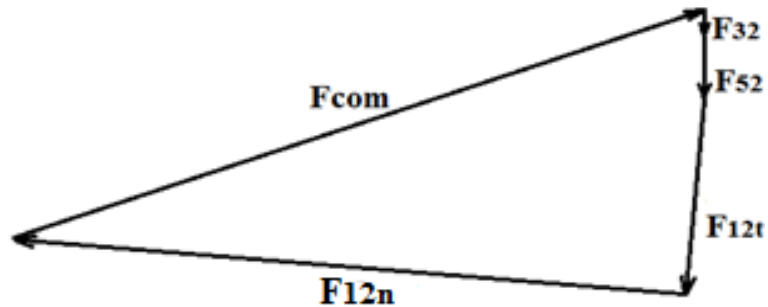
Figura 27. Diagrama de fuerzas con la F_{com} (6) en la manivela 2



A partir de la figura 27 se plantea la ecuación de equilibrio de fuerzas y se desarrolla el polígono de fuerzas (figura 28) para determinar las magnitudes y direcciones de las fuerzas F_{12n} y F_{12t} .

$$F_{32} + F_{52} + F_{com} + F_{12n} + F_{12t} = 0$$

Figura 28. Polígono de fuerzas manivela dos



De acuerdo a la figura 28 se obtiene la magnitud de la fuerza F_{12} tangencial y normal:

$$\rightarrow F_{12n} = 54922,26 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{12t} = 17525,56 \text{ N}$$

4.3.2. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL ESLABÓN

Se define el marco de referencia sobre el eslabón dos para realizar el análisis de esfuerzos (ver figura 29).

De acuerdo la figura 29 se puede apreciar que las fuerzas F_{32} y F_{52} tienen componentes sobre los ejes X y Y, al igual que F_{com} , mientras que las fuerzas F_{12n} y F_{12t} se encuentran sobre los ejes. (Ver figura 30)

Figura 29. Marco de referencia sobre la manivela 2

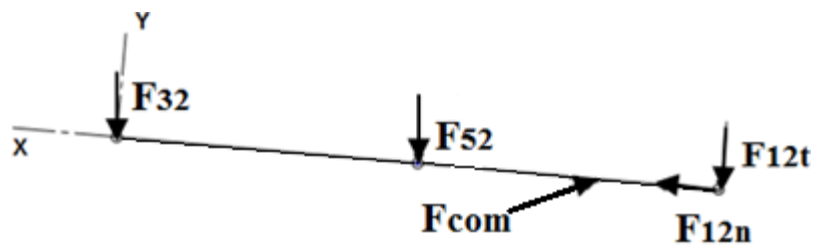
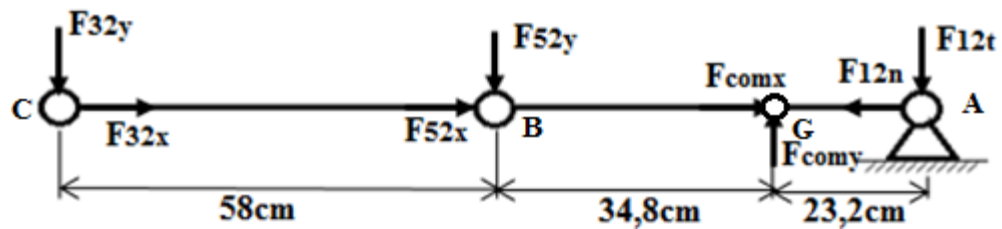


Figura 30. Fuerzas ubicadas en el plano de referencia tomado

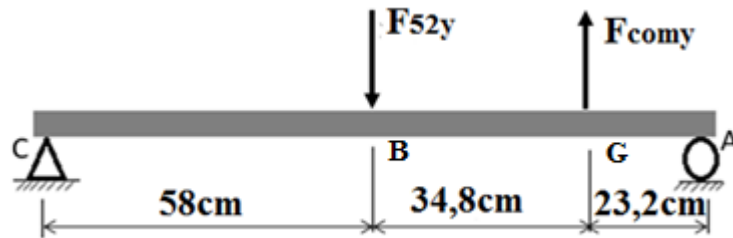


A continuación, se dan los valores de las magnitudes de cada una de las fuerzas representadas en la figura 30.

Tabla 4. Reacciones en el eslabón 2

$\rightarrow F_{32y} = 2443,17N$	$\rightarrow F_{32x} = 213,75 N$
$\rightarrow F_{52y} = 4950,47 N$	$\rightarrow F_{52x} = 433,11 N$
$\rightarrow F_{comy} = 12273,93 N$	$\rightarrow F_{comx} = 27398,47N$
$\rightarrow F_{12n} = 54922,26 N$	$\rightarrow F_{12t} = 17525,56 N$

Se prosigue, a realizar un diagrama de fuerza cortante y momento flector para determinar el momento más crítico que se presente dentro del mecanismo. Para ello, se analiza el mecanismo como una viga con cargas puntuales y apoyada en los extremos. (Ver figura 31).

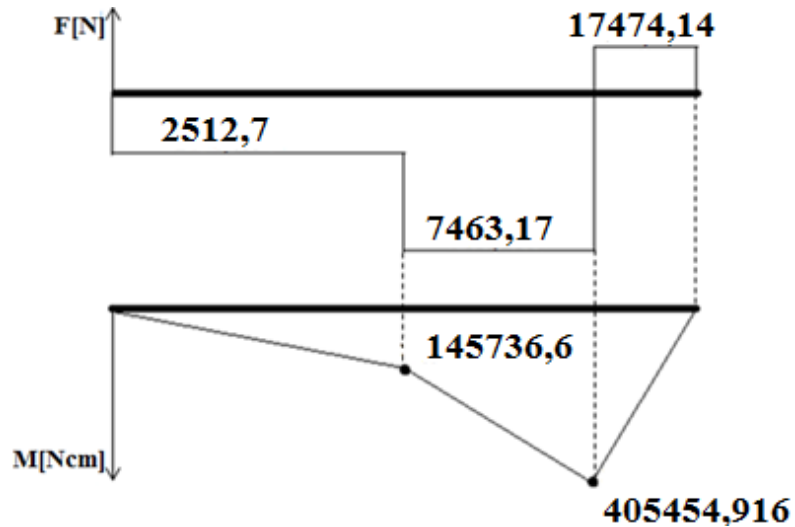
Figura 31. Viga a estudiar

Donde las reacciones en los apoyos A y C fueron:

$$R_{Ay} = 17474,51N \downarrow$$

$$R_{Cy} = 2512,7 N \downarrow$$

Figura 32. Diagrama de fuerza cortante y momento flector



En base al momento flector más crítico que se presenta en la viga (figura 32)(405,454 Nm), se puede calcular el módulo de la sección. Se seleccionará el material y el perfil que se dispondrá para el mecanismo tipo tijera, donde se decidió optar por un acero estructural A36 en ángulo, ya que es el más utilizado para este tipo de trabajo.

Es necesario elegir un factor de diseño, para este caso se estimó de 2, para materiales promedio que operan en ambientes comunes y sujetos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse. (10)

La resistencia última se obtiene a partir de la ecuación 5

$$S_y = N\sigma_d \quad (\text{Ec. 5}) [11]$$

S_y (A-36) es un valor que se obtiene de tablas [Anexo A]. Por tanto, se tiene:

$$\sigma_d = \frac{250 \text{ MPa}}{2} = 125 \text{ MPa}$$

El módulo de sección requerido es entonces:

$$\sigma_d = \frac{M}{S} \quad (\text{Ec. 6}) \quad (11)$$

Por tanto,

$$S = \frac{405,454 \text{ N} \cdot \text{m}}{125000000 \text{ N/m}^2} = 3,24 \times 10^{-6} \text{m}^3$$

Como ya se dijo anteriormente, el perfil para el mecanismo tipo tijera es en ángulo debido a que es muy común para este tipo de aplicaciones, con esto, se procede a la selección por catálogos con referencia al eje x-x, dicho perfil (Anexo A2).

Designación (mm): L 76 × 76 × 12,7

$$S: 3,24 \times 10^{-6} \text{m}^3$$

Peso por metro: 13,9 kg

$$\text{Área: } 1770 \text{ mm}^2$$

Ahora, se procede a determinar el perfil para la estructura que soportará el mecanismo tipo tijera. Comúnmente se usa perfiles cuadrados, donde se tiene el anexo A3 para la designación de dicho perfil a partir del eje x-x:

Perfil(mm): HSS 76 × 76 × 6,4

$$S: 3,24 \times 10^{-6} \text{m}^3$$

Peso por metro: 128 kg

Área: 1570 mm²

4.3.3. DETERMINACIÓN DE LOS DIÁMETROS PERMISIBLES EN LOS PASADORES

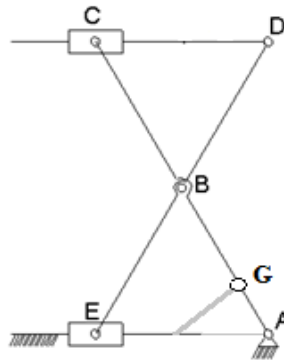
Los pasadores son aquellos elementos de unión entre las barras y las bases superior e inferior, se dispondrá de unos cojinetes o platinas de apoyo para evitar el desgaste y desalineación entre los agujeros de los eslabones y de los mismos pasadores.

A continuación, se realizará un análisis de esfuerzos en las juntas o pasadores para determinar el diámetro mínimo permisible que estos puedan soportar, teniendo en cuenta el análisis de falla por cortante y por aplastamiento.

Es importante aclarar que los espesores de los perfiles del mecanismo ya fueron designados en el anterior apartado junto con el material. Para el eje de estos pernos se escogió un acero ASTM 395.

En la figura 33 se puede apreciar el mecanismo tipo tijera con todas sus juntas identificadas.

Figura 33. Mecanismo tipo tijera y sus juntas

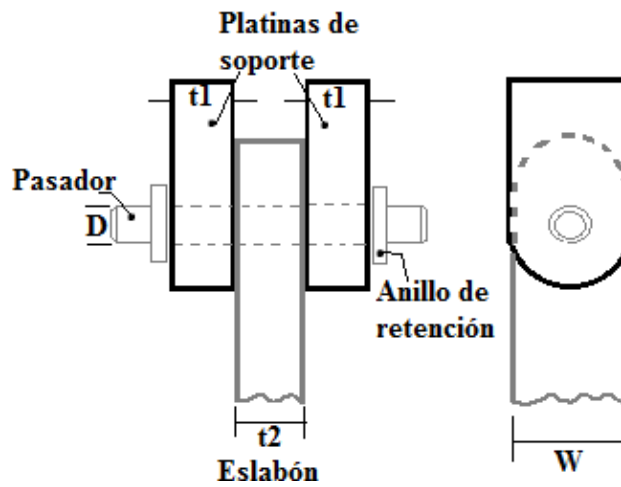


Las fuerzas que actúan sobre las juntas de la barra AGBC ya fueron determinadas en el numeral anterior. Para la barra EBD se realiza el mismo procedimiento.

$$\begin{aligned} \rightarrow F_{52y} &= 4905 \text{ N} & \rightarrow F_{52x} &= 429,13 \text{ N} \\ \rightarrow F_{45y} &= 2461,87 \text{ N} & \rightarrow F_{16y} &= 2493,38 \text{ N} \end{aligned}$$

La figura 34 ilustra la unión del pasador con el eslabón y las platinas de apoyo.

Figura 34. Esquema de unión de eslabones



Para los siguientes análisis de falla solo se tendrá en cuenta la fuerza resultante más crítica y se dispone de las siguientes ecuaciones:

- **Análisis de falla por cortante directo**

$$\tau_s = \frac{F}{2A_s} \quad (\text{Ec. 7}) \quad (12)$$

$$\tau_s = 0,577S_y \quad (\text{Ec. 8}) \quad (12)$$

$$A_s = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{Ec. 9}) \quad (12)$$

- **Análisis de falla por apoyo**

$$\tau_a = \frac{F}{A_b} \quad (\text{Ec. 10}) \quad (12)$$

$$\tau_a = 0,75S_u \quad (\text{Ec. 11}) \quad (12)$$

$$A_b = t_1 D \quad (\text{Ec. 12}) \quad (12)$$

Donde S_u es propiedad del acero estructural A36 (anexo A), S_y es propiedad del material del pasador ASTM 395 (anexo A).

- Para los pasadores fijos a, c, d y e (figura 4.23):

Tabla 5. Diámetros permisibles para los pasadores fijo a, c, d y e

Tipo de falla	D[mm]
Por cortante	15,056
Por aplastamiento	7,12

Del catálogo de pasadores (anexo B, tabla B2), se selecciona un pasador cuyo diámetro es de 25 mm, mucho mayor que el permisible, por lo tanto, cumple con los requerimientos necesarios.

- Para los pasadores del cilindro g:

Tabla 6. Diámetros permisibles para la junta g

Tipo de falla	D[mm]
Por cortante	15,48
Por aplastamiento	7,53

Se seleccionó un diámetro de 25 mm (anexo B, tabla B2), el cual cumple con los requerimientos.

- Para el pasador b:

Tabla 7. Diámetro permisible para el pasador b

Tipo de falla	D[mm]
Por cortante	4,42
Por aplastamiento	0,61

El diámetro seleccionado (anexo B, tabla B2) fue de 25 mm.

Tabla 8. Diámetro de pasadores seleccionados

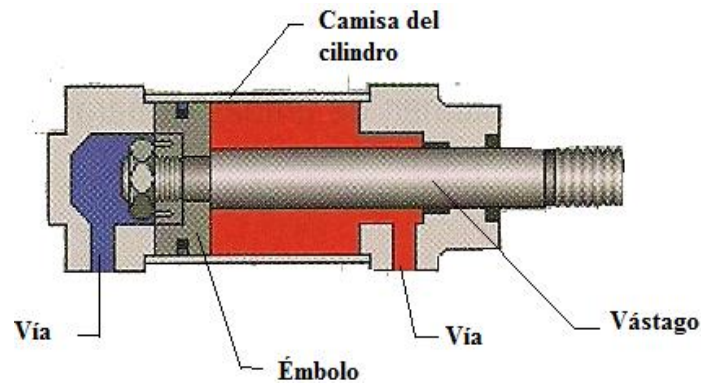
Pasador	Diámetro[mm]
A, C, D, E	25
G	25
B	25

4.3.4. CARACTERÍSTICAS DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El actuador hidráulico es un cilindro con un pistón en su interior que se desliza por efecto de un fluido de trabajo para realizar un desplazamiento mediante un vástago. Existen dos tipos de cilindros: de simple y de doble efecto.

Los cilindros de doble efecto (figura 35) son los más utilizados para este tipo de aplicación, ya que son más eficientes y realizan un trabajo tanto en el avance como en el retroceso.

Figura 35. Cilindro de doble efecto



Para el diámetro del vástago se cuenta con la ecuación 13:

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 EI}{NL_k^2} \quad (\text{Ec. 13}) \quad (11)$$

Donde, E es el módulo de elasticidad del acero (207 GPa), I es el momento de inercia (ecuación 14), N es el factor de seguridad (3,0), L_k es la longitud de pandeo (ecuación 15).

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (\text{Ec. 14}) \quad (11)$$

$$L_k = \beta \text{Longitud de carrera} \quad (\text{Ec.15}) (13)$$

La longitud de carrera fue determinada con anterioridad siendo de 18,36 cm y $\beta = 2,0$ (factor de pandeo) tomado del anexo B, tabla B1. Por tanto, se tiene:

$$L_k = 367 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación 13 en términos del diámetro se tiene:

$$D = 22,27 \text{ mm}$$

El diámetro del vástago seleccionado por catálogo (anexo H) es de 25 mm, para verificar que el cilindro no sufra pandeo es necesario determinar la fuerza de pandeo con este diámetro de vástago y la fuerza compensadora debe ser menor a esta:

$$F_{\text{pandeo}} = 96844,16 \text{ N} > 61000 \text{ N}$$

Por tanto, El cilindro debe contener las siguientes características:

- Diámetro de vástago: 25 mm
- Diámetro de pistón: 40 mm
- Longitud de carrera: 183,60 mm

De acuerdo a las características técnicas del cilindro hidráulico de doble efecto (14):

$$\text{Presión de utilización máxima: } 200 \text{ bar} \left(2000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$\text{Velocidad de utilización máxima: } 0,5 \text{ m/s}$$

Ahora, se determinará el diámetro del pistón mínimo al aplicar la máxima carga del cilindro con la ecuación 14:

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 14}) (9)$$

$$A = \frac{61000 \text{ N}}{2000 \text{ N/cm}^2} = 30,5 \text{ cm}^2$$

$$D_{\text{pistón}} = 62,3 \text{ mm} > 40 \text{ mm}$$

Por tanto, es necesario escoger un cilindro con diámetro de pistón más grande para que pueda soportar la carga:

Tabla 9. Características del cilindro

Diámetro del vástago [mm]	36
Diámetro de pistón [mm]	63
Longitud de carrera [mm]	183,6
Fuerza del cilindro [N]	61000

La fuerza de pandeo recalculada es de 416412 N, mucho mayor que la necesaria, por lo tanto, cumple. Se procede a calcular la presión para el cilindro seleccionado usando la ecuación 14:

$$P = 19,56 \text{ N/mm}^2 = 195,69 \text{ bar}$$

Para el caudal en el cilindro se tiene:

$$Q = VA \quad (\text{Ec. 15}) (13)$$

El fluido ejerce su fuerza sobre dos distintas áreas, por eso resulta un caudal para el ascenso y descenso. La velocidad es la máxima de utilización del cilindro seleccionado.

$$A_{vástago} = \frac{\pi}{4} (36 \text{ mm})^2 = 1017,87 \text{ mm}^2$$

$$A_{pistón} = \frac{\pi}{4} (63 \text{ mm})^2 = 3117,24 \text{ mm}^2$$

$$V = 0,5 \text{ m/s} = 500 \text{ mm/s}$$

Caudal en el ascenso:

$$Q = 500 \text{ mm/s} \cdot 3117,24 \text{ mm}^2 = 1558622,66 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Caudal en el descenso:

$$Q = 500 \frac{\text{mm}}{\text{s}} (3117,24 - 1017,87) \text{ mm}^2 = 1049684,65 \text{ mm}^3/\text{s}$$

4.3.4. SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA

Para la selección se tiene una presión de servicio de 195,69 bar y un caudal de $1558622,66 \text{ mm}^3/\text{s}$ ($93,52 \text{ L/min}$). y se selecciona del catálogo (anexo C) una bomba hidráulica manual P16DE, con una presión máxima de 200 bar.

Se cuenta como opción adicional, una bomba electrohidráulica de alta presión (anexo D) modelo EHW 1650 RC. Cuya presión de operación es de 700 bar y se encuentra equipada

con control remoto resistente al agua, lo cual permite que el sistema de elevación quede automatizado.

5. SIMULACIÓN DEL MECANISMO

En este capítulo se pretende validar por simulación computacional el diseño de la mesa elevadora. Se realizará una breve descripción de los diferentes componentes que hacen parte del conjunto, y se explicará el procedimiento pertinente, realizado con ayuda del programa SolidWorks.

Se comenzará, con una breve descripción del circuito hidráulico que accionará y permitirá el desplazamiento del sistema de elevación.

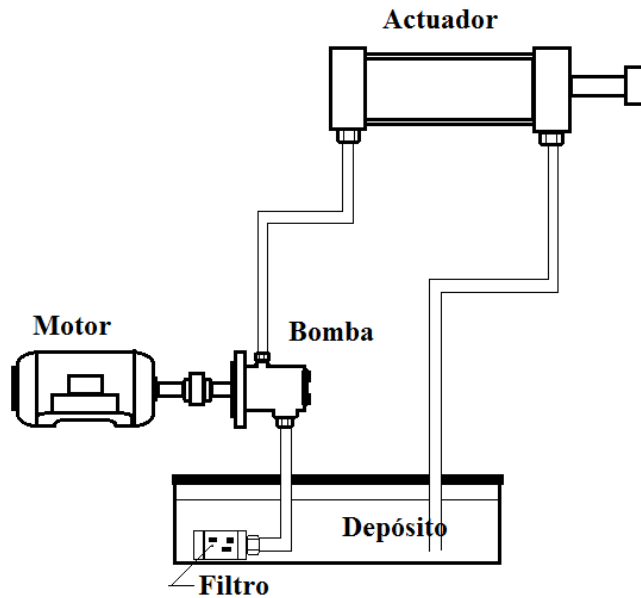
5.1. CIRCUITO HIDRÁULICO

Se ha optado por un tipo de accionamiento hidráulico para la mesa elevadora, ya que en cuestión de eficiencia para este tipo de aplicaciones de elevación de carga pesada tiene un buen comportamiento y es ampliamente usado en cualquier aplicación industrial.

A continuación, se muestra el montaje del circuito hidráulico tomado del documento del ingeniero camilo (8), donde el actuador fue seleccionado en el capítulo 4. Es preciso aclarar que no se hará detalle de la selección de válvulas y tuberías, en vista de que este proceso no se encuentra dentro de los objetivos propuestos para este trabajo.

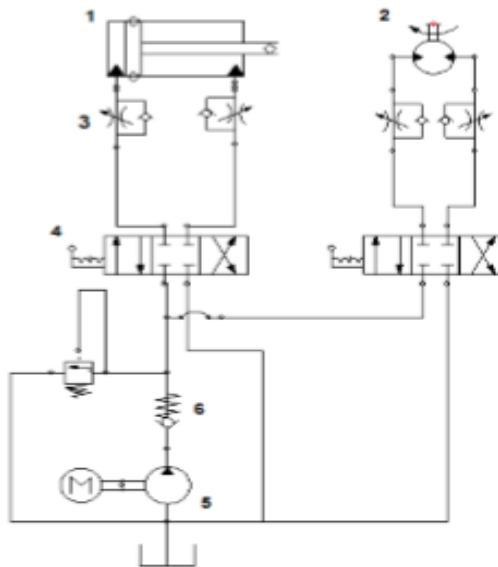
La figura 36 ilustra la forma física del circuito hidráulico y funciona de la siguiente manera: la bomba, toma fluido del depósito para llevarlo hasta la entrada del actuador y hacer desplazar el vástago hacia afuera. Luego, por medio de mandos de control el fluido es devuelto al depósito y de esta manera el vástago se devuelve a su posición inicial.

Figura 36. Circuito hidráulico para el mecanismo tipo tijera



Para garantizar que el paso del fluido sea regular, es necesario de elementos de regulación y control tales como válvulas: de dirección, de retorno, de presión y caudal.

Figura 37. Esquema del circuito hidráulico



Fuente: [8]

En la figura 37 se ilustra esquemáticamente las partes que componen el circuito hidráulico donde:

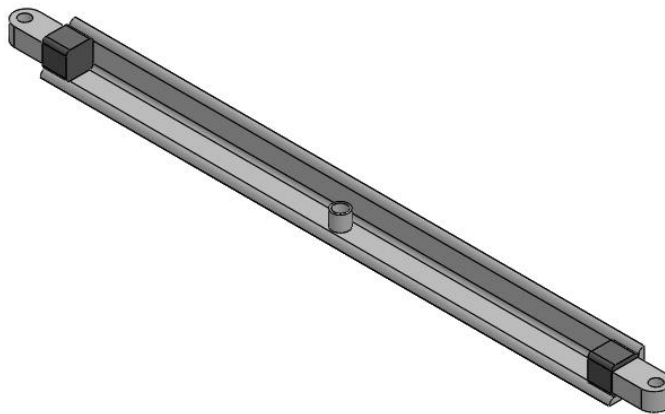
1. Cilindro de doble efecto.
2. Motor hidráulico.
3. Reguladores de caudal.
4. Válvula direccional 4/3. Accionamiento manual.
5. Unidad hidráulica.
6. Válvula antirretorno.

5.3. DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES

Ahora se realizará una breve descripción de cada componente que hará parte de la mesa elevadora.

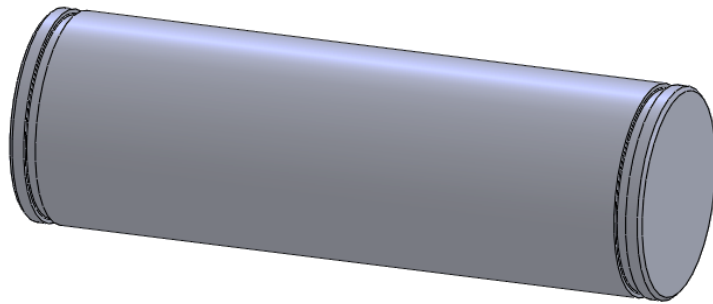
- **Eslabones:** Son aquellos que forman el mecanismo tipo tijera, para ello se dispone de perfiles en L de acero estructural. (Figura 38).

Figura 38. Eslabones



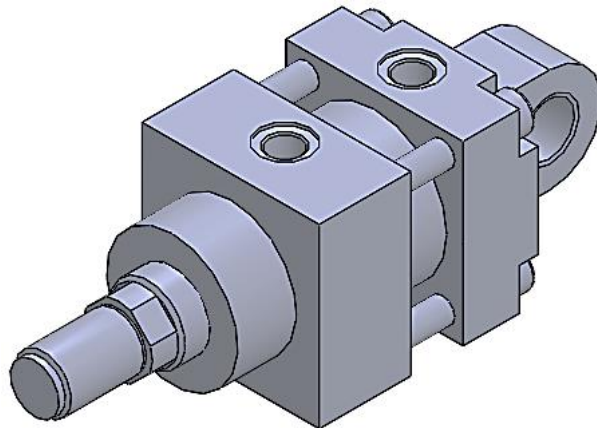
- **Pasadores:** Son los elementos de unión entre las barras o eslabones, con la estructura de la mesa. (Figura 39).

Figura 39. Pasador juntas



- **Cilindro:** Es aquel elemento que permitirá el ascenso y descenso de la mesa elevadora. (Figura 40).

Figura 40. Cilindro de doble efecto



- **Ruedas:** Son las que permitirán el desplazamiento horizontal sobre la estructura de la mesa. (Figura 41).

Figura 41. Rueda



Figura 42. Eje de la rueda

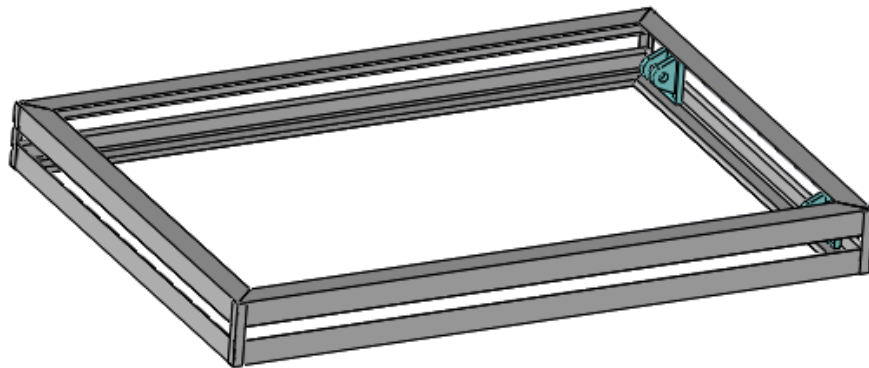


Figura 43. Anillos de sujeción en los ejes del pasador y de la rueda



- **Soporte base del mecanismo.** Para la sujeción del mecanismo con la estructura se dispuso de una base, tanto superior como inferior, elaborada con los mismos perfiles en L de acero estructural. (Figura 44).

Figura 44. Ensamble bases de la estructura



- **Apoyos fijos.** Como es sabido el mecanismo cuenta con una junta rotacional que estará unida al bastidor. (Figura 46)

Figura 45. Apoyo Fijo

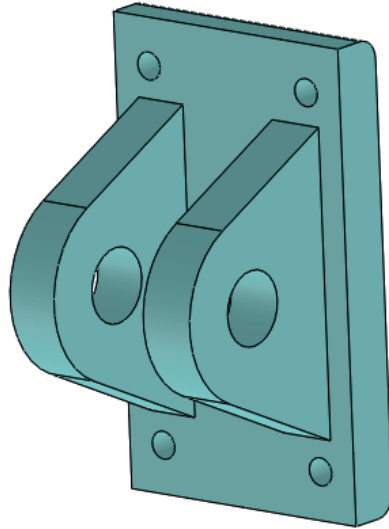
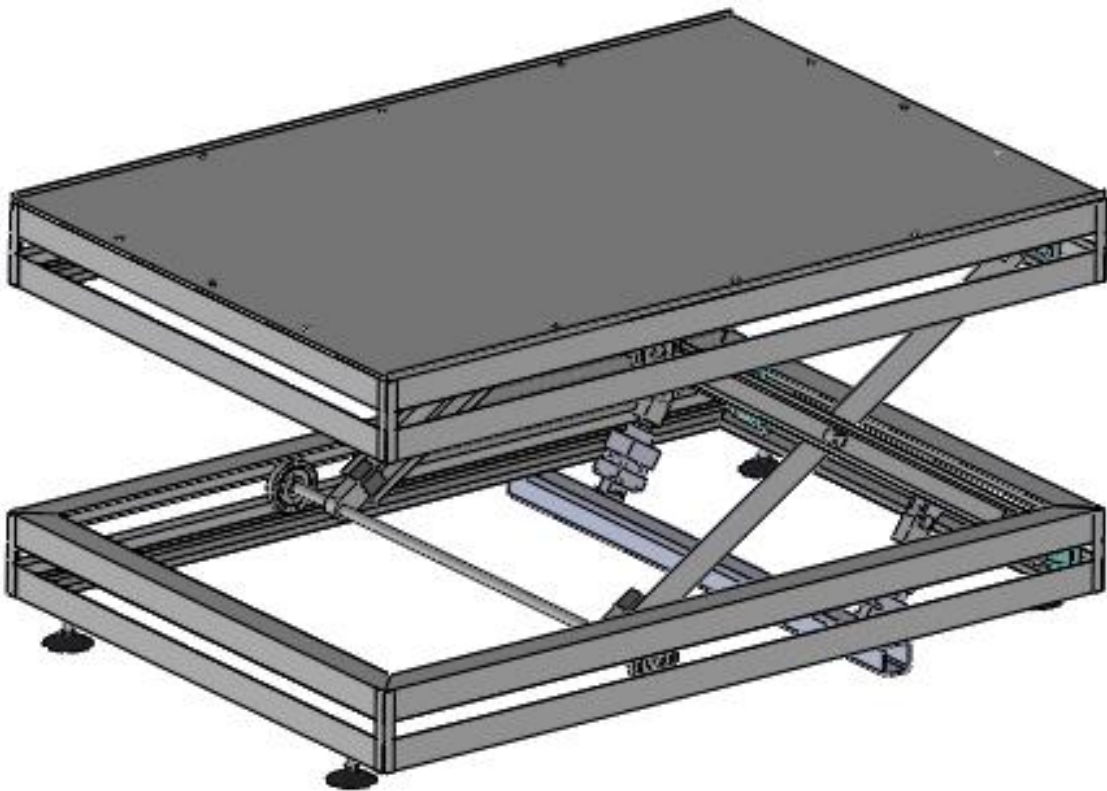


Figura 46. Ensamblaje de la mesa elevadora



5.3. VALIDACIÓN COMPUTACIONAL DE LOS ELEMENTOS MAS CRÍTICOS QUE PERTENECEN A LA MESA ELEVADORA

El método de elementos finitos es el concepto utilizado para la simulación por computadora con el programa SolidWorks, en el que consiste resolver problemas que se pueden describir en ecuaciones de manera aproximada.

El elemento se divide en un número finito de partes (discretización), cuyo comportamiento se realiza a cierto número de puntos característicos denominados nodos, el comportamiento interior de cada nodo queda definido por medio de funciones de interpolación.

De acuerdo a lo anterior, SolidWorks simulation es la herramienta computacional encargada de resolver dichas funciones de manera rápida y efectiva, donde las piezas a analizar serán los eslabones dos y cinco.

Se realizará un mallado basado en curvatura (Figura 47) para cada eslabón y se realizará una variación en el tamaño de la malla para encontrar una convergencia en la deformación, tensión y factor de seguridad para cada uno.

Figura 47. Fuerzas que actúan en el eslabón 2

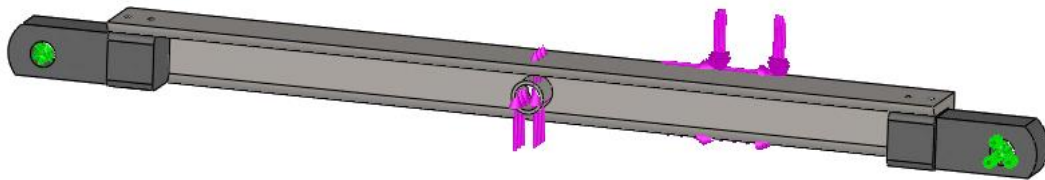
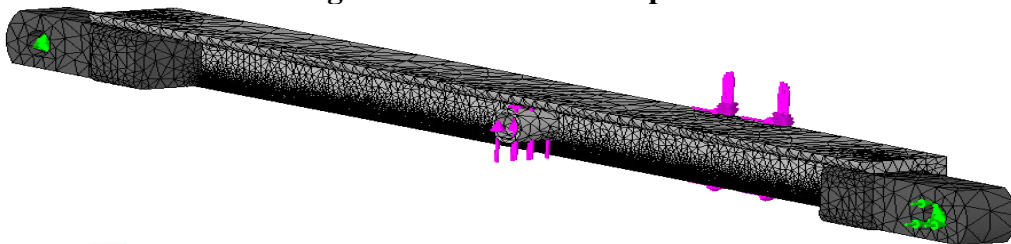
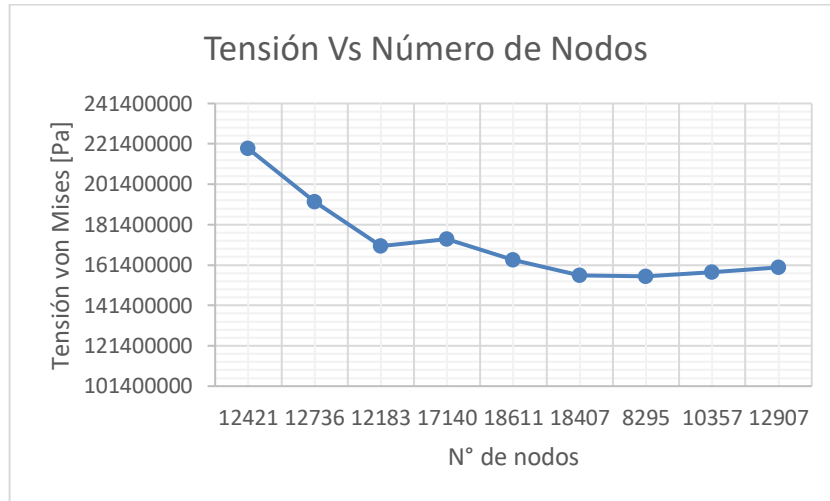


Figura 48. Discretización para el eslabón 2



A partir de las iteraciones realizadas, se puede determinar la convergencia para observar el punto óptimo que se genere para disminuir el gasto de recursos computacionales.

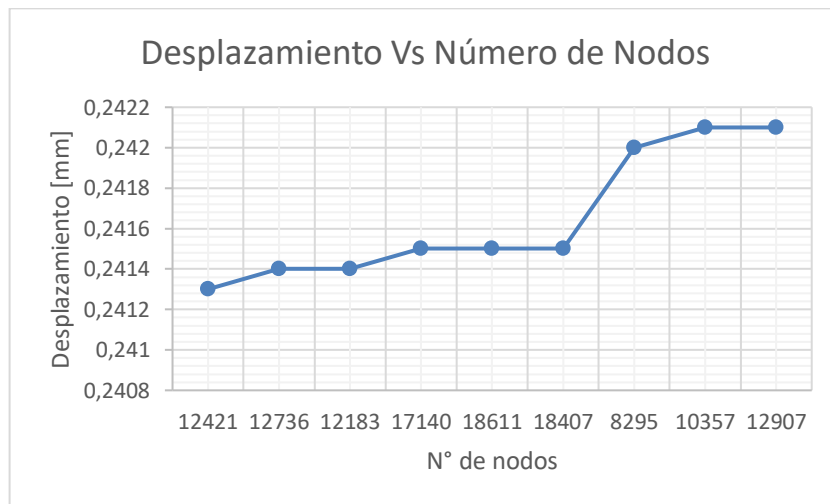
Gráfica 1. Análisis de independencia de malla para tensión para el eslabón 2



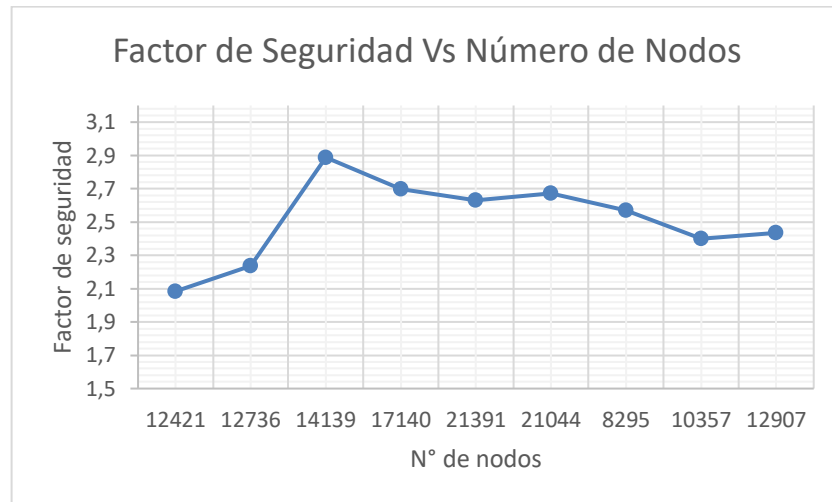
Las gráficas 1,2 y 3 se elaboraron a partir de los valores consignados en el anexo E1 donde se varió el tamaño de la malla.

Se puede observar en las gráficas 1,2 y 3 que en el nodo 8295 (tamaño de malla 10 mm) comienza a formarse una convergencia donde los valores de la tensión, desplazamiento y factor de seguridad para ese nodo son de 155,8 MPa, 0,242 mm y 2,57 respectivamente.

Gráfica 2. Análisis de independencia de malla para tensión (eslabón 2)

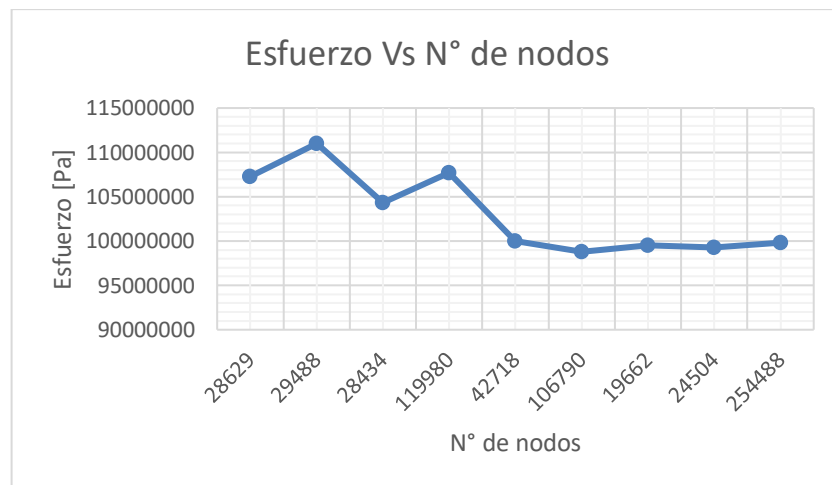


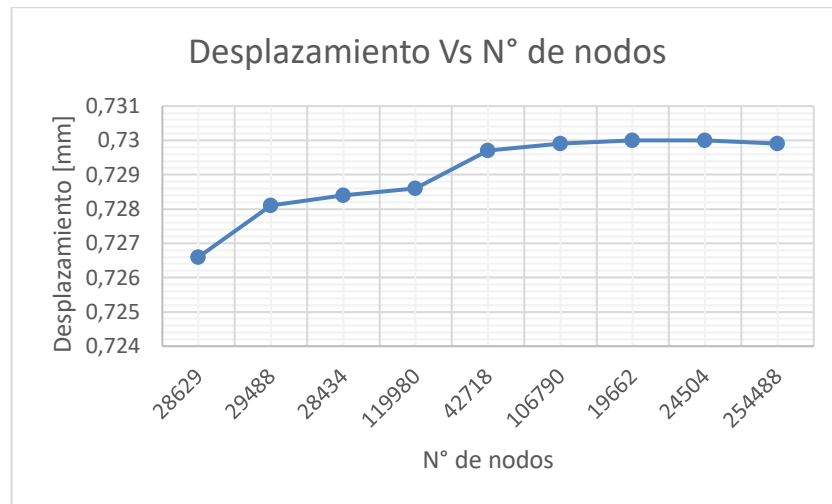
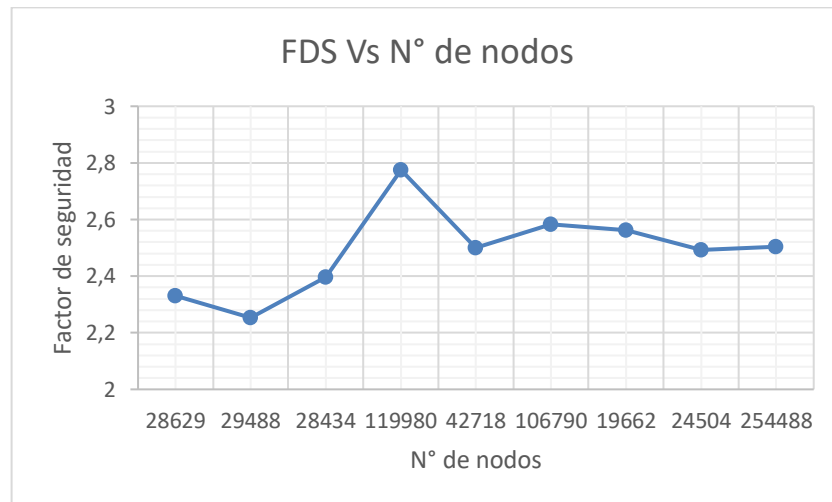
Gráfica 3. Análisis de independencia de malla para factor de seguridad (eslabón 2)



Las gráficas 4, 5 y 6 muestran la independencia de malla para el eslabón 5 con el objetivo de observar el punto de convergencia de la tensión, desplazamiento y factor de seguridad. Por tanto, el nodo más óptimo que permite el ahorro del gasto de recurso computacional es 106790 para un tamaño de malla de 12 mm, donde los respectivos valores para la tensión, desplazamiento y factor de seguridad son: 98,79 MPa, 0,73 mm y 2, 58 respectivamente; cuyos valores fueron consignados en el anexo F1.

Gráfica 4. Independencia de malla para la tensión (eslabón 5)



Gráfica 5. Independencia de malla para el desplazamiento (eslabón 5)**Gráfica 6. Independencia de malla para el factor de seguridad (eslabón 5)**

6. CONCLUSIONES, APORTES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

La matriz de decisión permitió que se indagara más acerca de las diversas maneras de elevar carga en la industria en general, donde se pudo elegir la que mejor se adaptara a las condiciones establecidas en un comienzo en el capítulo 2, siendo seleccionada la mesa elevadora tipo tijera simple.

La clasificación de grupos de Assur que se realizó para el mecanismo, facilitó el reconocimiento de los eslabones y sus juntas, así como los grados de libertad. En consecuencia, con lo anterior se pudo determinar las longitudes de los eslabones 2 y 5 sin ningún problema.

El análisis cinetostático que se realizó, permitió determinar las reacciones, la fuerza compensadora y el lugar donde ésta debe actuar, gracias a esto se pudo elegir un cilindro hidráulico que realizará el accionamiento de la mesa elevadora. En conjunto, también se pudo elegir los perfiles en L y el material para los eslabones. Lo anterior, permitió con facilidad realizar el diseño estructural de la mesa elevadora y los planos constructivos con la información técnica requerida para una potencial construcción.

El programa SolidWorks fue de gran utilidad a la hora de analizar los eslabones 2 y 5 de la mesa elevadora donde por medio de ello, se pudo realizar las iteraciones para el estudio de la independencia de malla, donde se mostró de manera gráfica que existe una convergencia de los resultados y se garantiza la integridad estructural del sistema de elevación.

6.2. APORTES

Se realizó un estudio sobre diversos sistemas de elevación, indagando sobre nuevas tecnologías con un campo de aplicación bastante amplio, generando así un sentido de investigación e interacción con la industria en general.

En el diseño mecánico de la estructura, donde se aplicaron conocimientos teóricos, se pudo obtener de manera muy aproximada la fuerza compensadora, la cual es importante para que el mecanismo pueda elevarse. Con base en ello, se seleccionó el actuador y los diámetros mínimos permisibles de los pasadores usando teorías de falla por tensión y aplastamiento.

El sistema de elevación tipo tijera facilita la flexibilidad en el proceso de ensamble aeronáutico, debido a que ocupa menos espacio en el entorno de trabajo y se comporta como un módulo completamente independiente, facilitando las tareas para este tipo de aplicación y muchas otras presentes en la industria aeronáutica.

6.3. RECOMENDACIONES

Se recomienda implementar la tercera opción (elevador GL-8) definida en el capítulo dos, ya que, en cierta medida cumple con los requerimientos establecidos desde el inicio.

En vista de mejorar el diseño, se recomienda agregar un grado de libertad adicional en la plataforma móvil para que ésta pueda girar.

7. REFERENCIAS

- [1] "Enerpac | Sistema de gatos con cables." [Online]. Available: www.enerpac.com/es/heavy-lifting-technology/sistemas-de-gatos-con-cables. [Accessed: 18 de octubre de 2016].
- [2] "Ms Metlssystem | Mesa elevadora de simple tijera." [Online]. Available: <http://ca.metalsystem.es/taules-elevadores/taula-elevadora-de-simple-tisora/>. [26 de abril del 2017].
- [3] "Terex Company | Elevadores, plataformas: Plataformas de trabajo aéreo." [Online]. Available: <http://www.viarural.com.mx/agroindustria/maquinaria-construccion/terex/plataformas-de-trabajo-aereo/elevadores-de-material/gl-8.htm>. [Accessed: 26 de aril de 2017].
- [4] "Tsubakimoto Chain CO | Gato de husillo de cubo para ajuste en altura de mesa." [Online]. Available: www.directindustry.es/prod/tsubakimoto-cahin/product-5083-1764440.html#product-item_842517. [Accessed: 1 de febrero de 2017].
- [5] L. Norton, Robert. Diseño de maquinaria. 4 ed. México, D. F.: McGraw-Hill, 2004, p.: 747.
- [6] "Amper | Catálogo." [Online]. Available: <https://issuu.com/ampermaquinaria/> [Accessed: 16 de noviembre de 2017].
- [7] Quintero Riaza, Hector Fabio and Henao, Edison. Estructura de los mecanismos. Fórmula estructural de las cadenas cinemáticas. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira. Notas de clase mecánica de maquinaria. 2017.
- [8] García Espinosa, Camilo Alejandro. Diseño y construcción de mesa elevadora con base superior giratoria accionados hidráulicamente. Trabajo de grado. Ingeniero mecánico. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, Facultad de ingeniería mecánica. 2008. 158p.
- [9] Beer, Ferdinand; Johnston, Rusell and Eisenberg, Elliot. Mecánica vectorial para ingenieros. 8 ed. México, D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores S.A de C.V, 2007. 631 p.
- [10] Juvinall, Robert. Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica. 2 ed. México : editorial Limusa S.A, 1996.
- [11] Mott, Robert. Resistencia de materiales. 5 ed. México: Pearson educación, 2009, 792 p.
- [12] Budynas, Richard and Keith Nisbett, J. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9 ed. México: McGraw-Hill, 2012, 1039 p.

[13] Creus Solé, Antonio. Neumática e hidráulica. 2 ed. España: Marcombo, S.A., 2007, 407 p.

[14] "Cilindros y cromados | S.L. Catálogo general." España : s.n., 2007, 55 p.

[15] Vanegas Useche, Libardo. Diseño 1. [Online]. Available: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis1/>. [Accessed: 22 de noviembre del 2017].

[16] "Cicrosa. Bombas hidráulicas manuales." [Online]. Available: <http://www.cicrosa.com/wp-content/uploads/bomba-hidraulica-manual.pdf>. [Accessed: 19 de noviembre de 2017].

[17] "Holmatro. Bombas hidráulicas." [Online]. Available: <https://www.holmatro.com/es/herramientas-industriales/producten/8388-electrobomba-compacta-ehw-1650-rc.html?c=133>. [Accessed: 22 de noviembre de 2017].

[18] "Parker | Cylinder mounting accessories." [Online]. Available: <https://www.parker.com/literature/Miller%20Fluidpower/miller/cat/HY08-M1300-1NA.pdf>. [Accessed: 16 de noviembre del 2017].

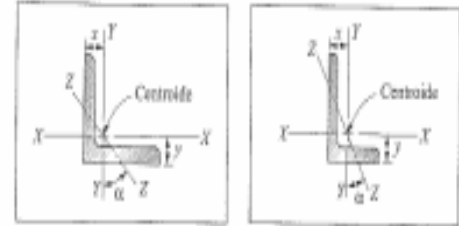
Anexo A. Materiales de la estructura.

Tabla A1. Propiedades mecánicas del Acero estructural A-36.

Acero laminado en caliente	Composición química de colada		Resistencia de fluencia mínima, S_f		Resistencia a la tracción mínima, S_u		Elongación mínima ^{ΔΔ} (en 200 mm) %	Características y aplicaciones
			MPa	ksi	MPa	ksi		
ASTM A-36 (NTC 1920)	Carbono (C): 0.26% máx. Manganeso (Mn): no hay requisito Fósforo (P): 0.04% máx. Azufre (S): 0.05% máx. Silicio (Si): 0.40% máx. *Cobre (Cu): 0.20% mín.		250	36	400	58	12.5 a 20.0: 12.5 (1/8") 15.0 (3/16") 17.5 (1/4") 19.5 (5/16") 20(3/8"-3/8")	Acero estructural al carbono. Estructuras metálicas, puentes, torres de energía y para comunicación, edificaciones soldadas, remachadas o atornilladas, herrajes eléctricos y señalización
ASTM A-572 ^A (NTC 1985)	Grado 42 %C = 0.21	%Mn(máx) = 1.35	290	42	415	60	12.5 a 20.0	Acero estructural HSLA ^{**} , al Columbio (Nobio) – Vanadio. Para ahorro de peso. Estructuras metálicas, puentes, torres de energía y para comunicación, edificaciones soldadas, remachadas o atornilladas, herrajes eléctricos y señalización
	Grado 50 %C = 0.23	%P (máx.) = 0.04 %S (máx.) = 0.05	345	50	450	65	10.5 a 18.0	
	Grado 60 %C = 0.26	%Si (max) = 0.40	415	60	520	75	8.5 a 16.0	
	Grado 65 %C = 0.26	+ Niobio o Vanadio +Cobre*	450	65	550	80	7.5 a 15.0	
ASTM A-242 (NTC 1950)	Carbono (C): 0.15% máx. Manganeso (Mn): 1% máx. Fósforo (P): 0.15% máx. Azufre (S): 0.05% máx. Cobre (Cu): 0.20% mín. Microaleante: Niobio o Vanadio		345	50	485	70	10.5 a 18.0	Acero HSLA ^{**} . Para ahorro de peso y aumento de durabilidad; buena resistencia a la corrosión. Construcciones soldadas, remachadas o atornilladas
ASTM A-588 Grado B (NTC 2012)	Carbono (C): 0.20% máx. Mang. (Mn): 0.75-1.35% Silicio (Si): 0.15-0.50% Fósforo (P): 0.04% máx. Azufre (S): 0.05% máx. Cobre (Cu): 0.20-0.40% Níquel (Ni): 0.50% máx. Cromo (Cr) : 0.40-0.70% Vanadio: 0.01-0.10%		345	50	485	70	10.5 a 18.0	Acero estructural HSLA ^{**} . Buena resistencia a la corrosión. Estructuras, puentes, torres de energía, edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas
AISI 1016	% C = 0.13-0.18	%Mn = 0.60-0.90	ψ					Aceros al carbono de uso industrial. Herramientas agrícolas y para la construcción forjadas, árboles de trans., partes agrícolas, elementos de fijación, cadenas eslabonadas
AISI 1030	% C = 0.28-0.34	%P (máx.) = 0.040						
AISI 1045	% C = 0.43-0.50	%S (máx.) = 0.050						
AISI 1060	% C = 0.55-0.65							

Fuente: [15]

Tabla A2. Perfil de acero estructural en L

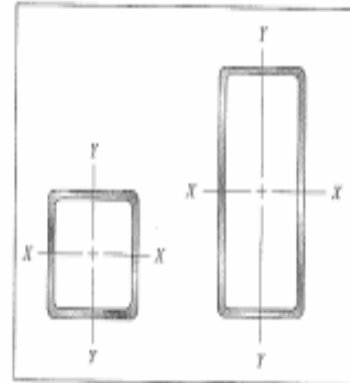


A-5 (SI) Propiedades de ángulos de acero (perfiles L) en unidades SI.

Ref.	Perfil (mm) (mm) (mm)	Masa por m (kg/m)	Peso por m (N/m)	Área, A (mm ²)	Propiedades de sección							
					Eje X-Y			Eje Y-Y			Eje Z-Z	
					I_x (mm ⁴)	I_y (mm ⁴)	I_{xy} (mm ⁴)	I_z (mm ⁴)	S_y (mm ³)	S_z (mm ³)	r (mm)	α (grados)
a	L 203 × 203 × 25.4	76.3	749	9740	3.71E+07	2.59E+05	59.9	3.71E+07	2.59E+05	59.9	39.6	45.0
b	L 203 × 203 × 12.7	39.7	390	5060	2.03E+07	1.37E+05	55.1	2.03E+07	1.37E+05	55.1	40.4	45.0
c	L 203 × 102 × 25.4	55.9	549	7160	2.90E+07	2.29E+05	77.0	4.83E+06	6.46E+04	25.4	21.4	13.9
d	L 203 × 102 × 12.7	29.3	288	3740	1.61E+07	1.23E+05	72.1	2.81E+06	3.52E+04	21.7	21.9	14.9
e	L 152 × 152 × 19	42.9	420	5460	1.17E+07	1.09E+05	45.0	1.17E+07	1.09E+05	45.0	29.7	45.0
f	L 152 × 152 × 9.5	22.2	217	2830	6.41E+06	5.75E+04	41.1	6.41E+06	5.75E+04	41.1	30.2	45.0
g	L 152 × 102 × 19	35.0	343	4450	1.02E+07	1.02E+05	52.8	3.59E+06	4.84E+04	27.4	21.8	23.2
h	L 152 × 102 × 9.5	18.2	178	2310	5.58E+06	5.41E+04	49.3	2.01E+06	2.59E+04	25.9	22.1	24.1
i	L 102 × 102 × 12.7	18.9	185	2420	2.30E+06	3.21E+04	30.0	2.30E+06	3.21E+04	30.0	19.7	45.0
j	L 102 × 102 × 6.4	9.79	96.0	1250	1.25E+06	1.69E+04	27.4	1.25E+06	1.69E+04	27.4	19.9	45.0
k	L 102 × 76 × 12.7	16.5	162	2100	2.09E+06	3.00E+04	33.5	9.99E+05	1.80E+04	20.9	16.1	28.5
l	L 102 × 76 × 6.4	8.56	83.9	1090	1.14E+06	1.62E+04	31.0	5.54E+05	9.59E+03	18.4	16.2	29.2
m	L 76 × 76 × 12.7	13.9	136	1770	9.16E+05	1.74E+04	23.6	9.16E+05	1.74E+04	23.6	14.7	45.0
n	L 76 × 76 × 6.4	7.28	71.4	929	5.12E+05	9.33E+03	21.2	5.12E+05	9.33E+03	21.2	14.9	45.0
o	L 76 × 51 × 12.7	11.5	112	1460	7.99E+05	1.64E+04	27.4	2.78E+05	7.70E+03	14.7	10.8	22.4
p	L 76 × 51 × 6.4	6.09	59.7	774	4.54E+05	8.87E+03	24.9	1.62E+05	4.23E+03	12.4	10.9	23.6
q	L 51 × 51 × 9.5	6.92	67.9	886	1.98E+05	5.70E+03	16.1	1.98E+05	5.70E+03	16.1	9.80	45.0
r	L 51 × 51 × 6.4	4.78	46.9	609	1.44E+05	4.09E+03	14.9	1.44E+05	4.09E+03	14.9	9.83	45.0
s	L 51 × 51 × 3.2	2.48	24.4	317	7.87E+04	2.11E+03	13.6	7.87E+04	2.11E+03	13.6	9.93	45.0

Fuente: [11]

Tabla A3. Perfil de acero estructural en C



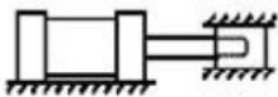
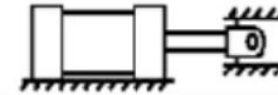
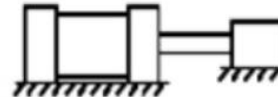
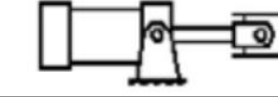

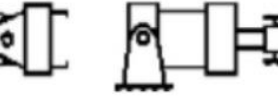
A-9 (SI) Propiedades de tubería estructural de acero cuadrada y rectangular (perfiles HSS) en unidades SI.

Ref.	Perfil (mm) (mm) (mm)			Espesor de pared de tubo, t_w (mm)	Masa por m (kg/m)	Peso por m (N/m)	Área A (mm ²)	Propiedades de sección							
								Eje X-X			Eje Y-Y			Constantes torsionales	
								I_x (mm ⁴)	S_x (mm ³)	r_x (mm)	I_y (mm ⁴)	S_y (mm ³)	r_y (mm)	J (mm ⁴)	C (mm ²)
a	HSS 203 × 203 × 12,7	11,8	72,5	711	8710	5,20E+07	5,11E+05	77,2	5,20E+07	5,11E+05	77,2	8,49E+07	8,59E+05		
b	HSS 203 × 203 × 6,4	5,92	38,4	377	4580	2,94E+07	2,90E+05	80,0	2,94E+07	2,90E+05	80,0	4,62E+07	4,61E+05		
c	HSS 203 × 102 × 12,7	11,8	52,2	512	6280	2,99E+07	2,93E+05	68,8	9,82E+06	1,93E+05	30,6	2,54E+07	4,09E+05		
d	HSS 203 × 102 × 6,4	5,92	28,3	277	3380	1,77E+07	1,74E+05	72,4	5,99E+06	1,18E+05	42,2	1,47E+07	2,23E+05		
e	HSS 203 × 51 × 6,4	5,92	23,2	228	2770	1,19E+07	1,17E+05	65,3	1,22E+06	4,82E+04	21,0	3,99E+06	1,04E+05		
f	HSS 152 × 152 × 12,7	11,8	52,2	512	6280	2,01E+07	2,64E+05	56,6	2,01E+07	2,64E+05	56,6	3,38E+07	4,61E+05		
g	HSS 152 × 152 × 6,4	5,92	28,3	277	3380	1,19E+07	1,56E+05	59,4	1,19E+07	1,56E+05	59,4	1,90E+07	2,52E+05		
h	HSS 152 × 102 × 6,4	5,92	23,2	228	2770	8,70E+06	1,14E+05	55,9	4,62E+06	9,11E+04	40,9	9,82E+06	1,60E+05		
i	HSS 152 × 51 × 6,4	5,92	18,2	178	2170	5,45E+06	7,10E+04	50,0	9,20E+05	3,62E+04	20,6	2,73E+06	7,70E+04		
j	HSS 102 × 102 × 12,7	11,8	32,0	314	3880	4,99E+06	9,78E+04	35,8	4,95E+06	9,78E+04	35,8	8,74E+06	1,84E+05		
k	HSS 102 × 102 × 6,4	5,92	18,2	178	2170	3,25E+06	6,39E+04	38,6	3,25E+06	6,39E+04	38,6	5,33E+06	1,08E+05		
l	HSS 102 × 51 × 6,4	5,92	13,1	128	1570	1,87E+06	3,69E+04	34,5	6,16E+05	2,43E+04	19,8	1,59E+06	5,00E+04		
m	HSS 76 × 76 × 6,4	5,92	13,1	128	1570	1,20E+06	3,29E+04	28,2	1,20E+06	3,29E+04	28,2	2,11E+06	5,77E+04		
n	HSS 76 × 51 × 6,4	5,92	10,5	103	1271	8,87E+05	2,33E+04	26,4	4,62E+05	1,82E+04	19,1	1,05E+06	3,65E+04		
o	HSS 51 × 51 × 6,4	5,92	8,01	78,5	974	3,11E+05	1,22E+04	17,9	3,11E+05	1,22E+04	17,9	5,45E+05	2,31E+04		

Fuente: [11]

Anexo B. Características cilindros hidráulicos

Tabla B1. Factor de pandeo para el vástago

Tipos de montaje	Conexión del extremo del vástago	Tipo de conexión	Factor de pandeo
Grupos 1 o 3 - Los cilindros de gran longitud de carrera deben montarse usando en un extremo una base rígida y alineada para soportar la fuerza principal y en el extremo opuesto un soporte parecido. Se aconseja un soporte intermedio para el caso de carreras muy largas	Fijo y guiado rígido	I 	0,5
	Pivote y guiado rígido	II 	0,7
	Soporte sin guiado rígido	III 	2
Grupo 2	Pivote y guiado rígido	IV 	1
	Pivote y guiado rígido	V 	1,5
	Pivote y guiado rígido	VI 	2

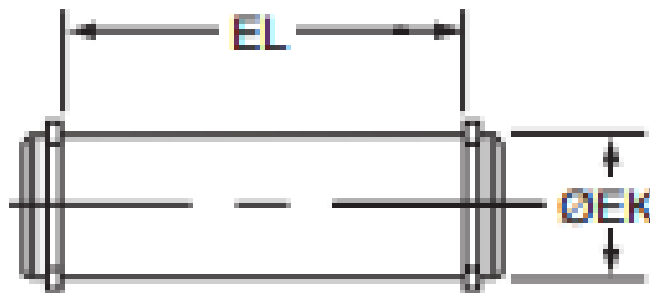
Fuente: [13]

Tabla B2. Catálogo de pasadores

Código	EK [mm]	EL [mm]	Peso [Kg]
143477	10	29	0,02
143478	12	37	0,05
143479	14	45	0,08
143480	20	6	0,20
143481	25	87	0,40
143482	36	107	1,00
143483	45	129	1,80
143484	56	149	4,20
143485	70	169	6,00

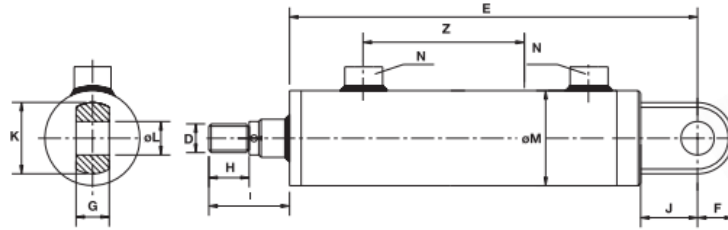
Fuente: [18]

Figura B1. Dimensiones del pasador



Fuente: [18]

Figura B2. Dimensiones del cilindro hidráulico



Fuente: [14]

Tabla B3. Catálogo del cilindro hidráulico

Ref.	Ø Vástago [mm]	Ø Pistón [mm]	Z- Carrera [mm]	E	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N
8300	20	32	50-2000	127+Z	M14x1,5	13	16	18	35	20	26	12	42	1/4
8301	22	40	50-2001	127+Z	M16x1,5	16	20	18	40	25	32	16	50	3/8
8302	25													
8303	28													
8304	25	50	50-2000	132+Z	M20x1,5	20	25	22	48	28	40	20	60	3/8
8305	28													
8306	30													
8307	36													
8308	30	60	50-2000	138+Z	M27x2	25	32	28	58	32	50	25	70	3/8
8309	35													
8310	40													
8311	36	63	50-2000	138+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25	75	3/8
8312	40													
8313	45													
8314	35	70	50-2000	146+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25	80	3/8
8315	40													
8316	45													
8317	36	80	50-2000	171+Z	M33x2	32	40	45	68	45	64	32	95	3/8
8318	40													
8319	45													
8320	50													
8321	56													
8322	45													
8323	50													
8324	56													
8325	60													
8326	70	125	50-2000	260+Z	M48x2	50	60	63	92	65	100	50	145	3/4
8327	70													
8328	90													
8329	80	140	50-2000	293+Z	M64x3	56	65	85	120	70	112	56	160	3/4
8330	90													
8331	110	160	50-2000	313+Z	M80x3	63	80	95	130	75	126	63	180	1
8332	110													

Fuente: [14]

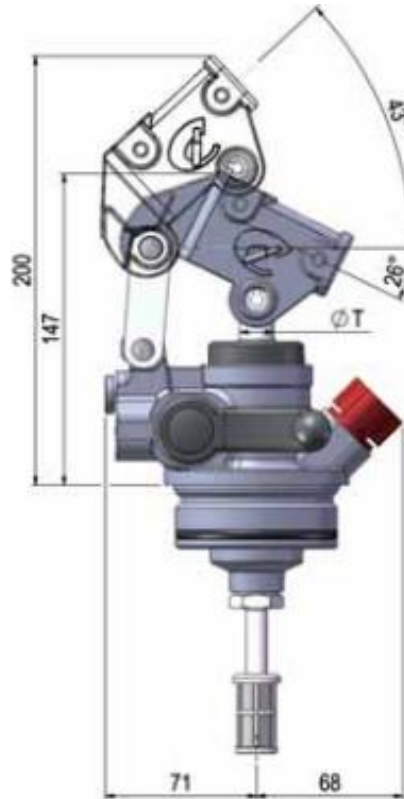
Anexo C. Características de la bomba manual

Tabla C1. Catálogo de la bomba manual

Ref.	T [mm]	Vol. [cm^3]	Peso [kg]	Presión Máx. [Bar]
P1230SE	12-30	5-25	3,4	300-50
P12SV1	12	8	3,1	300
P16SE	16	15	3,1	200
P20SE	20	20	3,2	150
P20SDA	14	20	3,2	160
P25SDA	16	30	3,2	120
P16DE	16	15	3,2	200
P20DE	20	20	3,2	150
P25DDA	16	30	3,3	150

Fuente: [16]

Figura C1. Dimensiones de la bomba manual para cilindro de doble efecto



Fuente: [16]

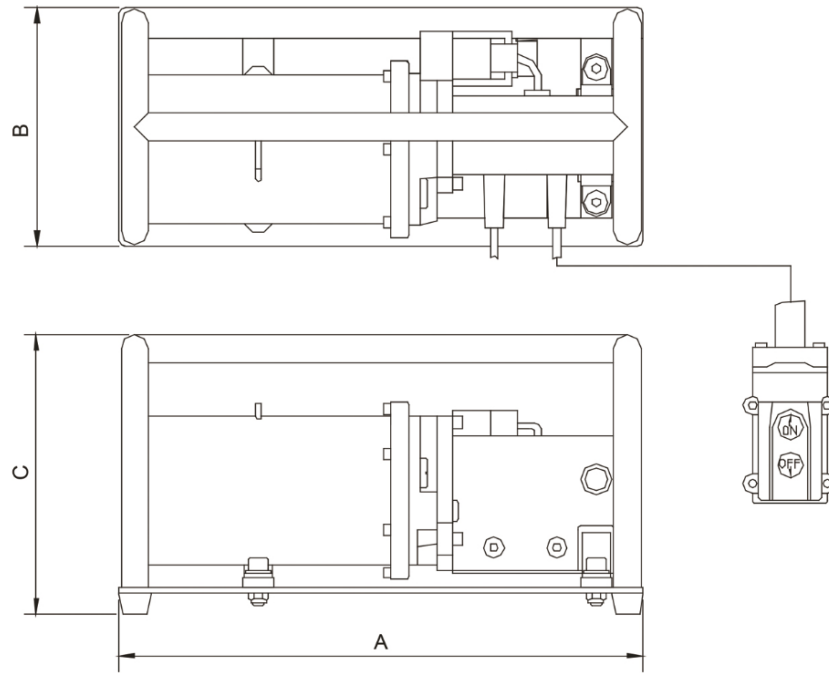
Anexo D. Características de la bomba eléctrica

Tabla D1. Especificaciones de la bomba eléctrica compacta EHW 1650 RC

Detalles	
N°de artículo	100.551.001
Especificaciones básicas	
Modelo	EHW 1650 RC
Presión máxima de trabajo	720/72 (bar/MPa)
Rendimiento	
Capacidad efectiva del depósito de aceite	1650 cc
Especificaciones generales	
Conexión	3/8" NPT rosca hembra
Motor	230 VAC-0.35 kW-50 Hz-1HP
Carga al mando de distancia	15V
Dimensiones, peso y temperatura	
Peso, listo para su uso	11.6 kg
Dimensiones	416 x 190 x 222 mm

Fuente: [17]

Figura D1. Dimensiones de la bomba eléctrica EHW 1650 RC



Fuente: [17]

Anexo E. Resultados obtenidos para el análisis estático (eslabón 2)

Tabla E1. Valores de tensión, desplazamiento y factor de seguridad para los diferentes tamaños de malla

Tamaño de malla [mm]	N° de Nodos	Esfuerzo [Pa]	Desplazamiento [mm]	Factor de seguridad
30	12421	219000000	0,2413	2,084
26	12736	192800000	0,2414	2,235
22	12183	170900000	0,2414	2,888
18	17140	174100000	0,2415	2,698
14	18611	163800000	0,2415	2,63
12	18407	156200000	0,2415	2,672
10	8295	155800000	0,242	2,571
8	10357	157900000	0,2421	2,399
7	12907	160200000	0,2421	2,434

Figura E1. Comportamiento del esfuerzo en el eslabón 2 con tamaño de malla de 10 mm

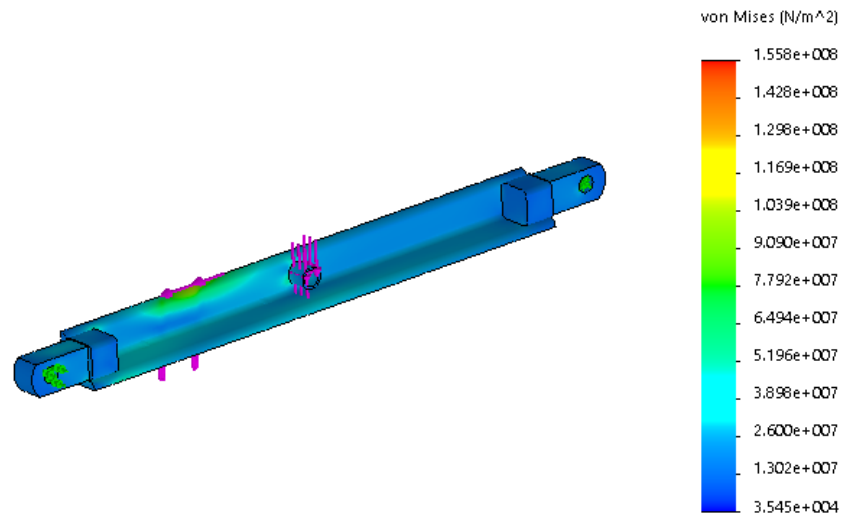


Figura E2. Comportamiento de deformación en el eslabón 2 con tamaño de malla de 10 mm

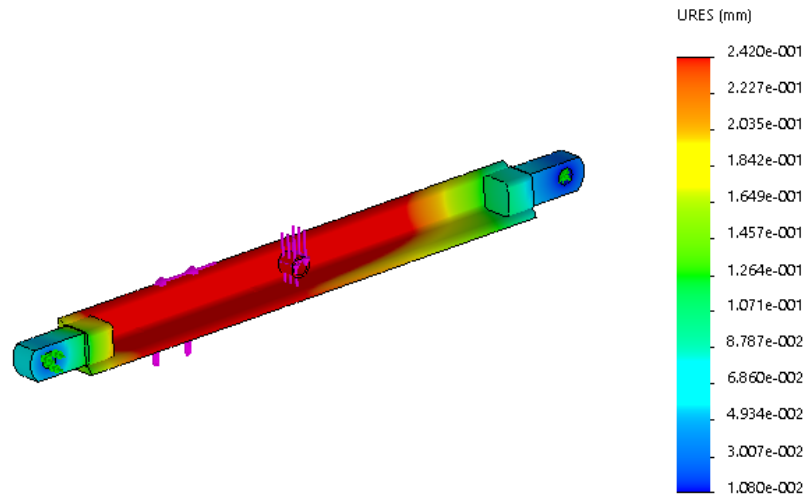
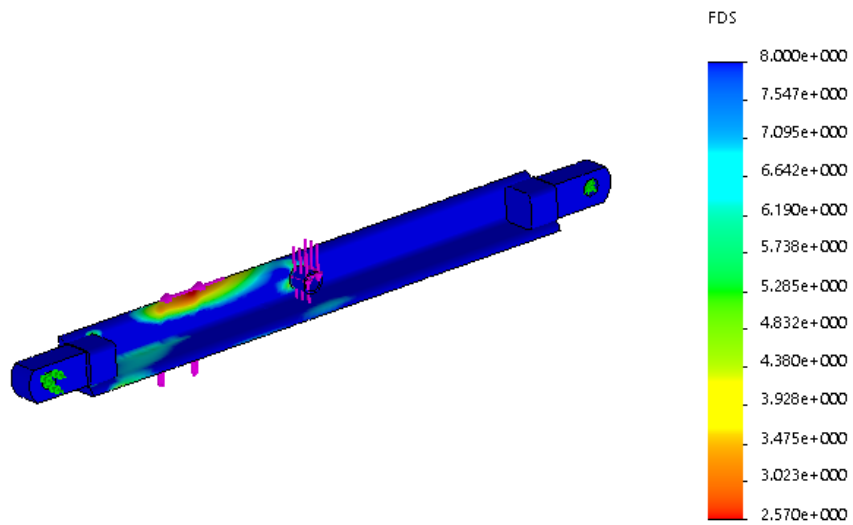


Figura E3. Comportamiento del FDS en el eslabón 2 con tamaño de malla de 10 mm



Anexo F. Resultados obtenidos para el análisis estático del eslabón 5

Anexo F1. Valores de tensión, desplazamiento y factor de seguridad para los diferentes tamaños de malla

Tamaño de malla [mm]	N° de nodos	Esfuerzo [Pa]	Desplazamiento [mm]	Factor de seguridad
30	28629	107300000	0,7266	2,33
26	29488	111000000	0,7281	2,253
22	28434	104300000	0,7284	2,396
18	119980	107700000	0,7286	2,775
14	42718	99990000	0,7297	2,5
12	106790	98790000	0,7299	2,583
10	19662	99540000	0,73	2,563
8	24504	99300000	0,73	2,493
7	254488	99830000	0,7299	2,504

Figura F1. Comportamiento del esfuerzo en el eslabón 5 con tamaño de malla de 12 mm

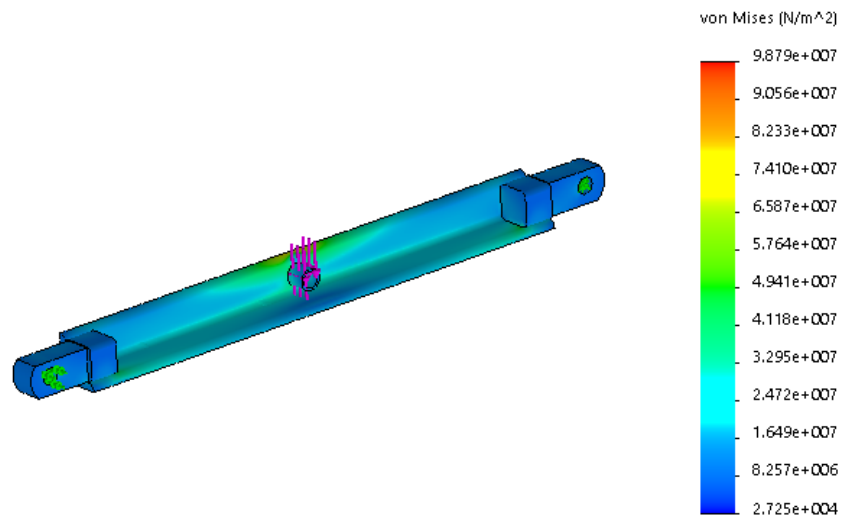


Figura F2. Comportamiento de deformación en el eslabón 5 con tamaño de malla de 12 mm

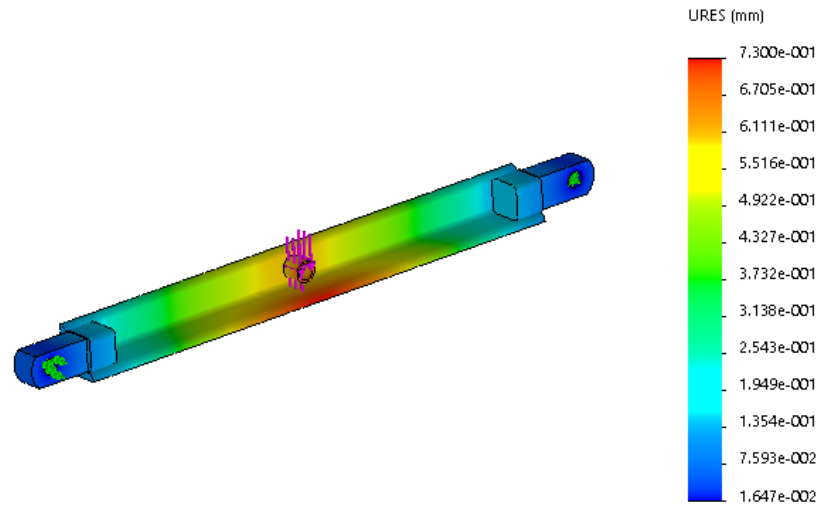
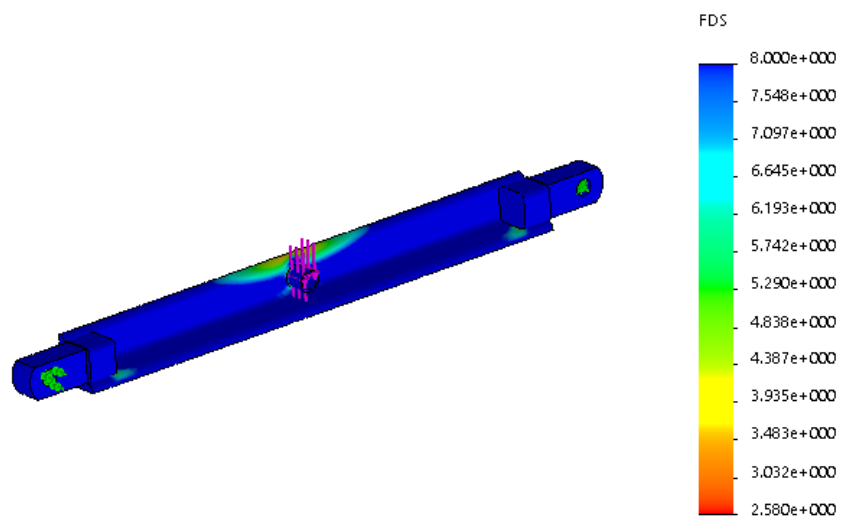
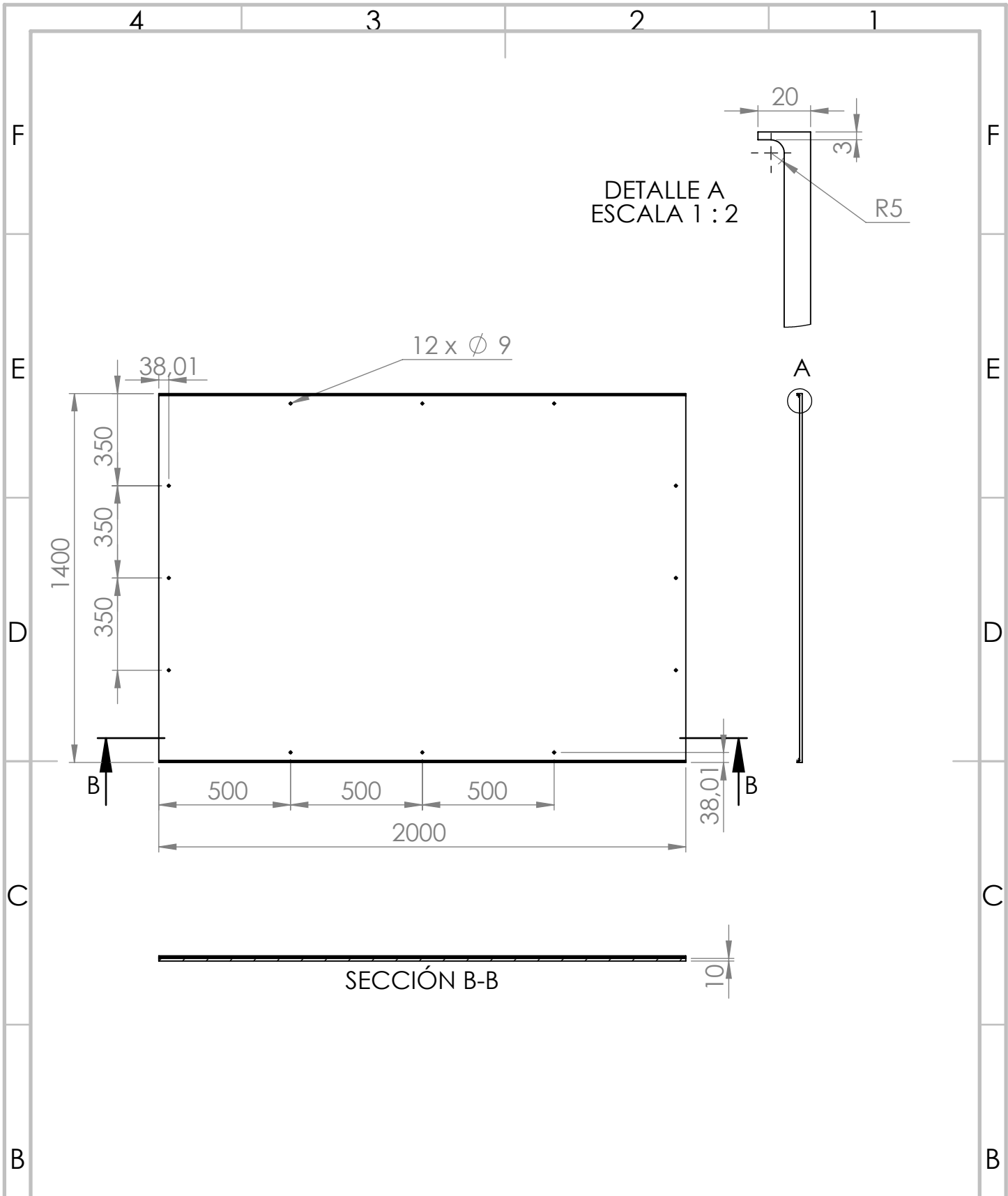


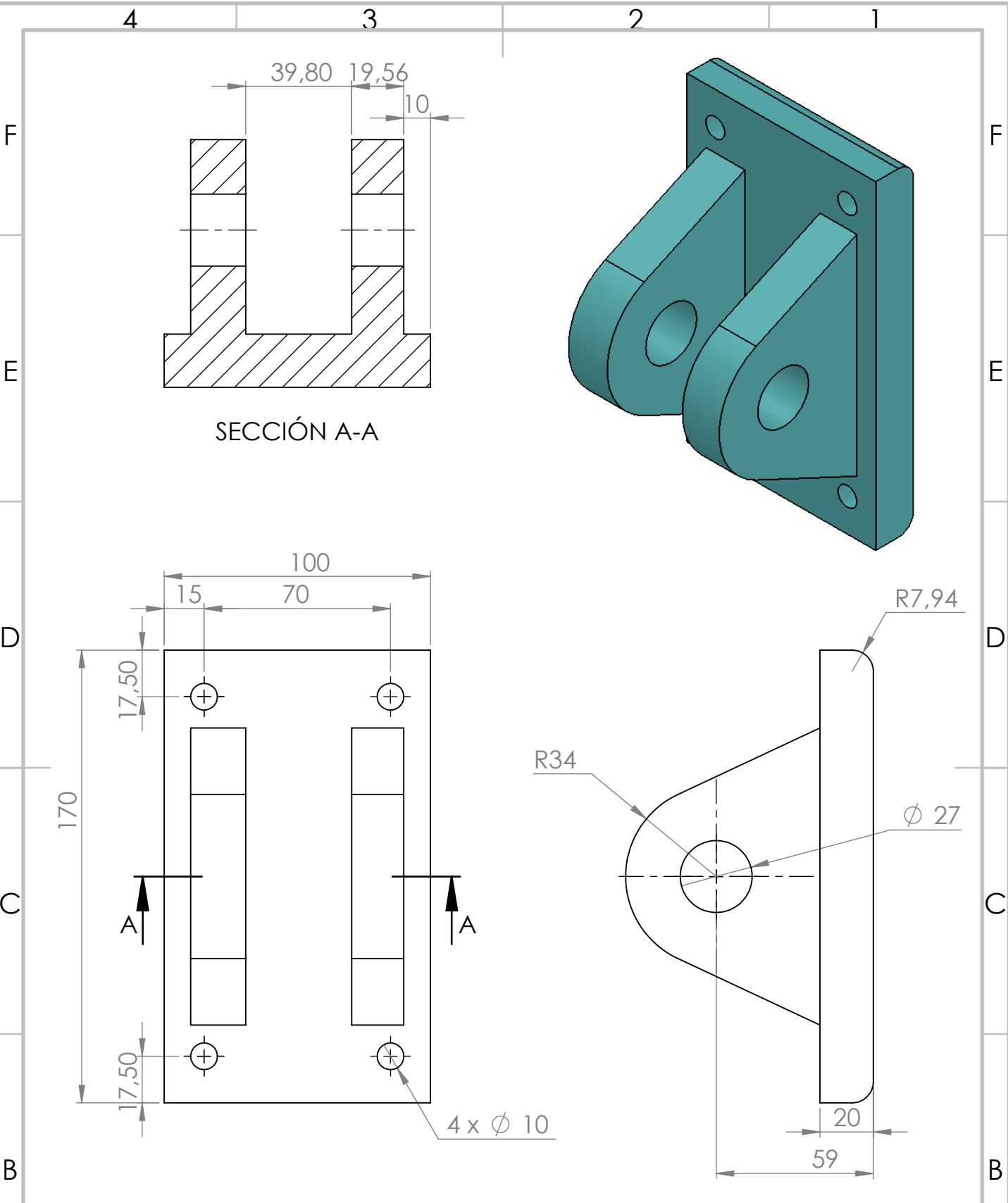
Figura F3. Comportamiento del FDS en el eslabón 5 con tamaño de malla de 12 mm



Anexo G. Planos constructivos



ESCALA		MEDIDA		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1:20		mm			
MATERIAL	NOMBRE DE LA PIEZA		CANT.	MÉTODO DE PROYECCIÓN 	
A-36	Superficie mesa		1		
DISEÑO	REVISÓ	APROBÓ			
Monica Medina	Carlos A. Mesa	Carlos A. Mesa			
FECHA	FECHA	FECHA			
18/05/2018	18/05/2018	18/05/2018			



ESCALA		MEDIDA		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1:2		mm			
MATERIAL	NOMBRE DE LA PIEZA		CANT.	MÉTODO DE PROYECCIÓN	
A-36	Apoyo fijo		4		
DISEÑO	REVISÓ	APROBÓ			
Monica Medina	Carlos A. Mesa	Carlos A. Mesa			
FECHA	FECHA	FECHA			
18/05/2018	18/05/2018	18/05/2018			

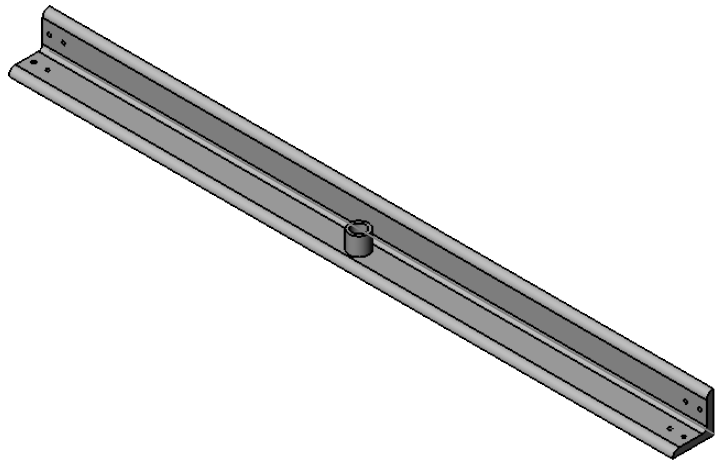
4 3 2 1

F

F

E

E

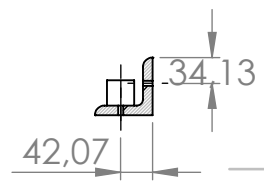
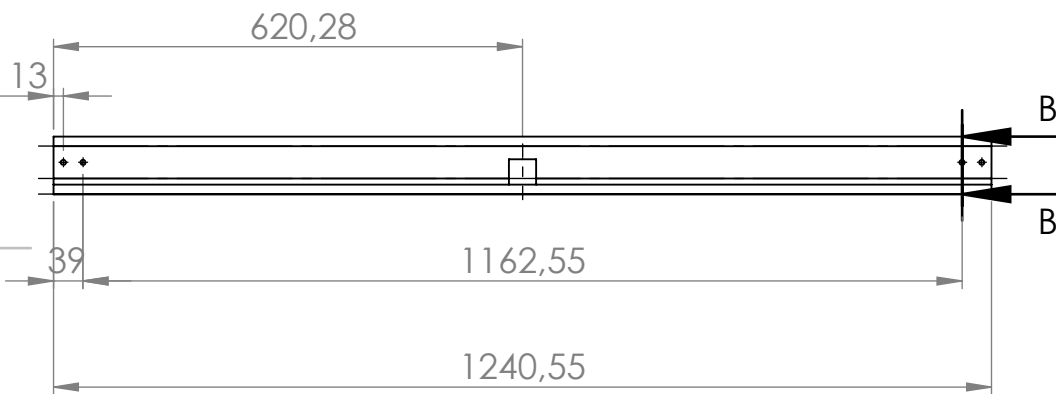


8 x ϕ 6,80
 ϕ 25
 ϕ 36



D

D



SECCIÓN B-B
 ESCALA 1 : 10

C

C

B

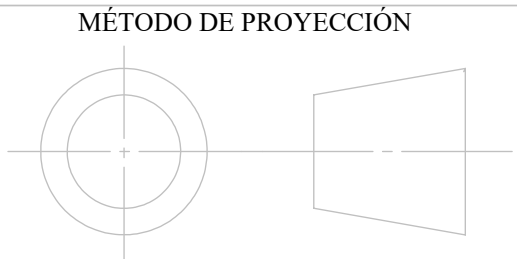
B

ESCALA	MEDIDA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1:10	mm		

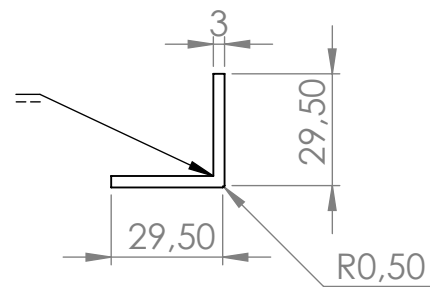
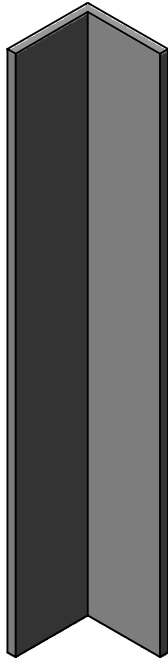
A

A

MATERIAL L 76X76X12,7 A-36	NOMBRE DE LA PIEZA Eslabones 2 y 5	CANT. 4
DIBUJÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018



4 3 2 1



ESCALA		MEDIDA		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1:2		mm			
MATERIAL		NOMBRE DE LA PIEZA		MÉTODO DE PROYECCIÓN	
A-36		Esquinero base			
DISEÑO		REVISÓ		APROBÓ	
Monica Medina		Carlos A. Mesa		Carlos A. Mesa	
CANT.		FECHA		FECHA	
8		18/05/2018		18/05/2018	

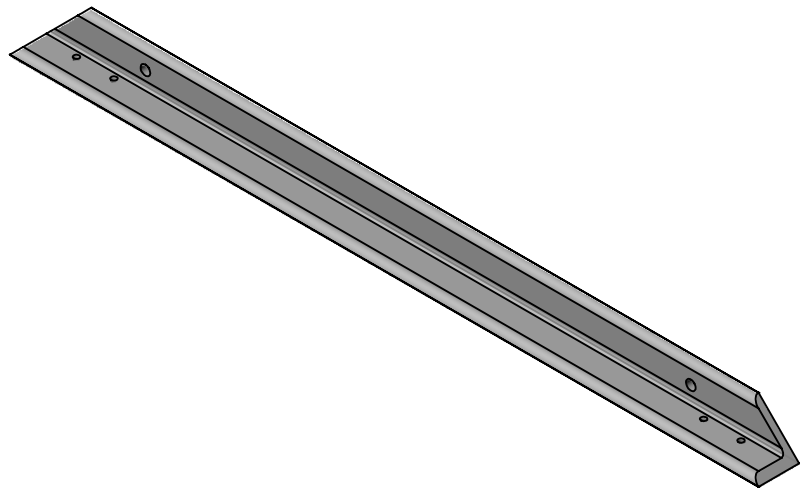
4 3 2 1

F

F

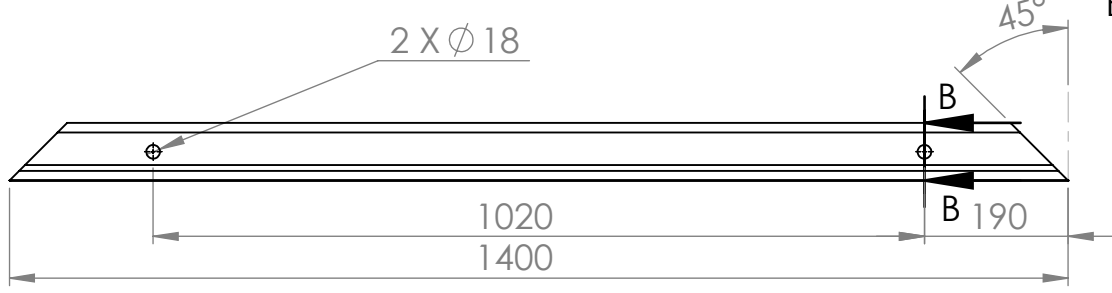
E

E

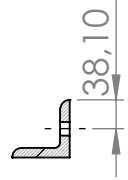


D

D

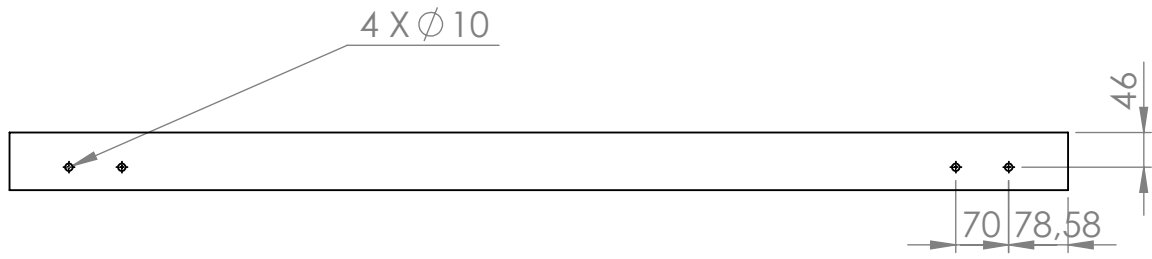


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 10



C

C



B

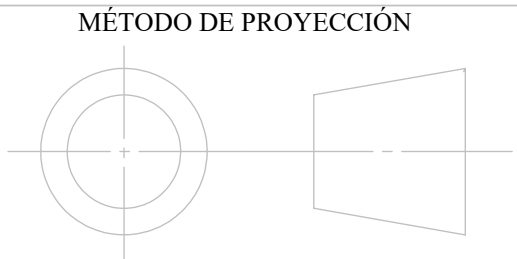
B

ESCALA 1:10	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
----------------	--------------	------------------------------------	--

A

A

MATERIAL L 76X76X12,7 A-36	NOMBRE DE LA PIEZA Lateral corto1	CANT. 1
DISEÑÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018



4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

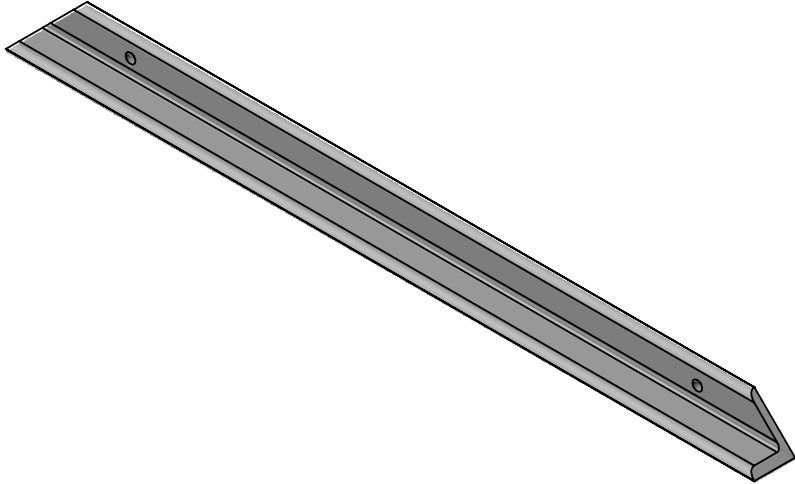
D

C

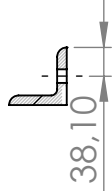
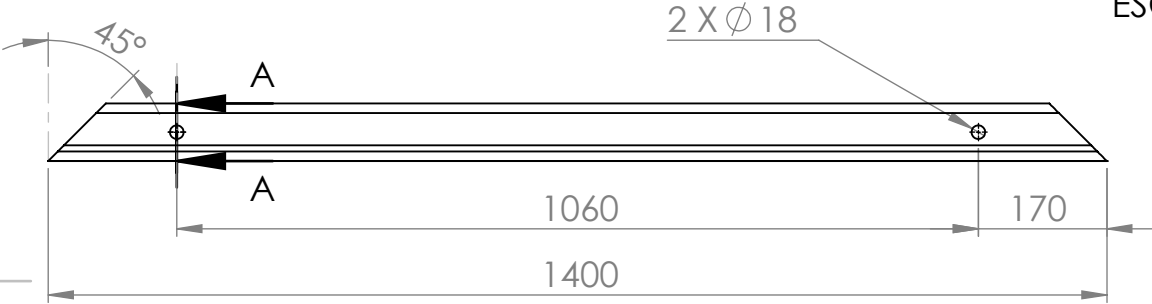
C

B

B



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10



ESCALA		MEDIDA		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1:10		mm			
MATERIAL		NOMBRE DE LA PIEZA		MÉTODO DE PROYECCIÓN	
L 76X76X12,7		Lateral corto 2			
A-36		CANT. 1			
DISEÑÓ		REVISÓ		APROBÓ	
Monica Medina		Carlos A. Mesa		Carlos A. Mesa	
FECHA		FECHA		FECHA	
18/05/2018		18/05/2018		18/05/2018	

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

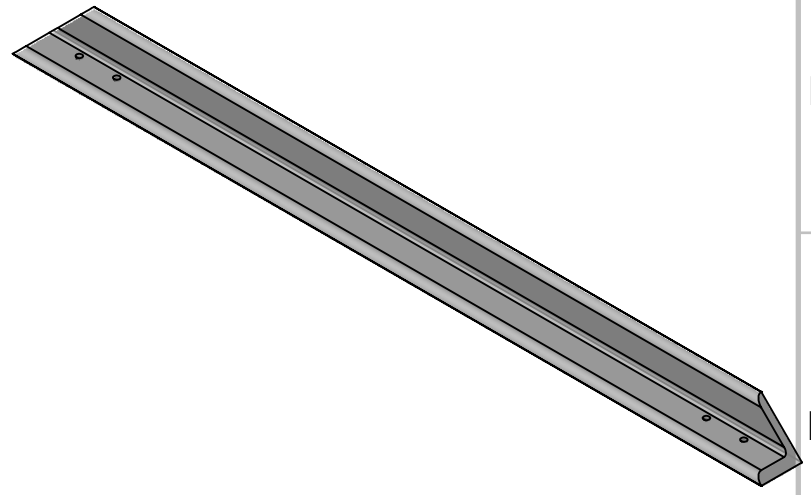
D

C

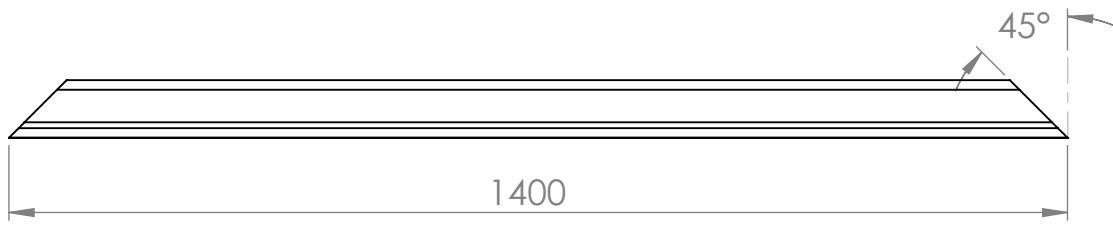
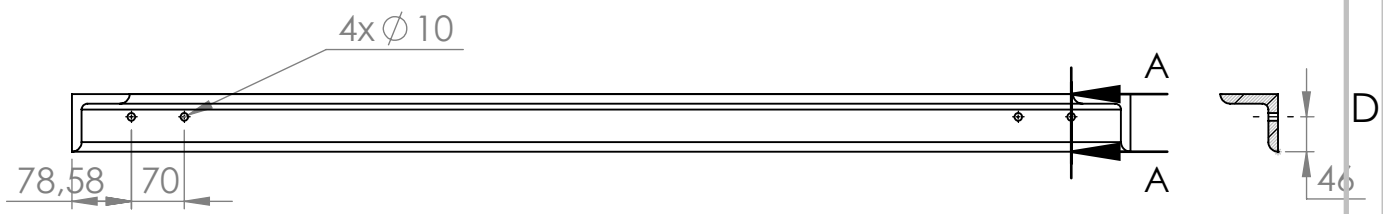
C

B

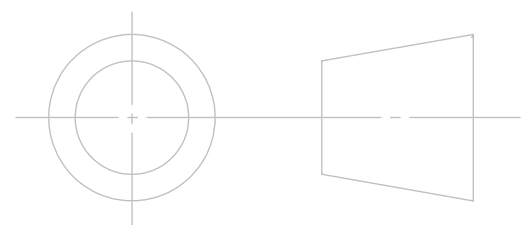
B



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10



ESCALA 1:10		MEDIDA mm		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA		
MATERIAL L 76X76X12,7 A-36		NOMBRE DE LA PIEZA Lateral corto 3				CANT. 1
A	DISEÑO Monica Medina		REVISÓ Carlos A. Mesa		APROBÓ Carlos A. Mesa	
	FECHA 18/05/2018		FECHA 18/05/2018		FECHA 18/05/2018	
					MÉTODO DE PROYECCIÓN	



4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

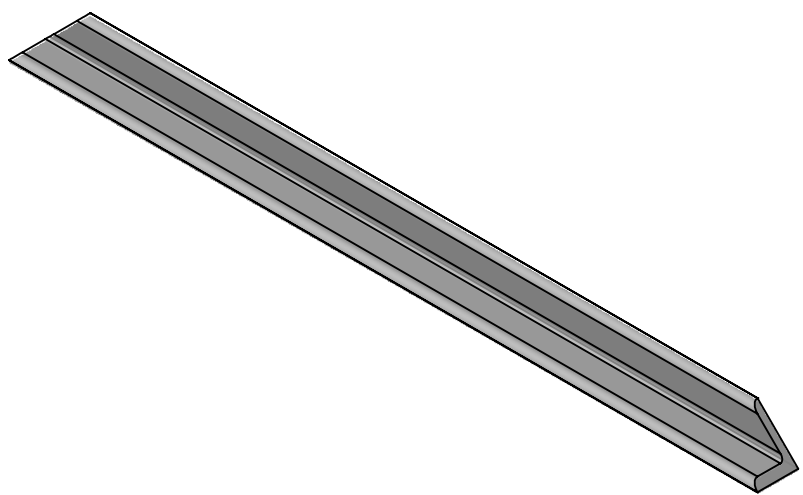
D

C

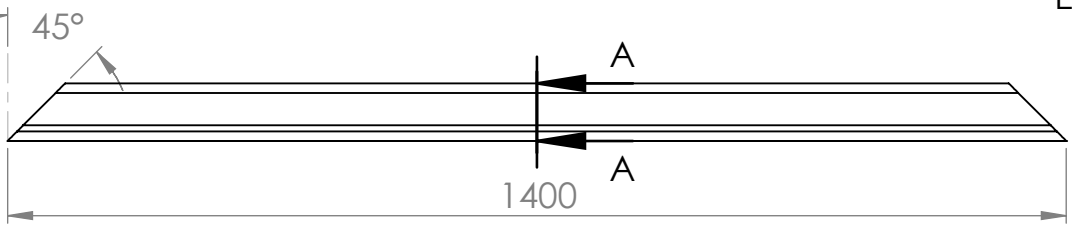
C

B

B

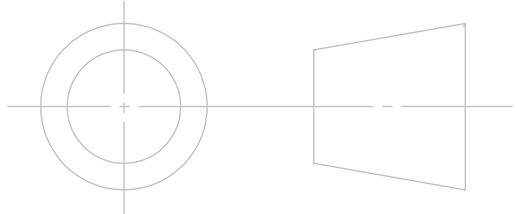


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10



ESCALA		MEDIDA		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1:10		mm			
MATERIAL L76X76X12,7 A-36		NOMBRE DE LA PIEZA Lateral corto 4		CANT. 1	
DISEÑÓ Monica Medina		REVISÓ Carlos A. Mesa		APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018		FECHA 18/05/2018		FECHA 18/05/2018	

MÉTODO DE PROYECCIÓN



A

A

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

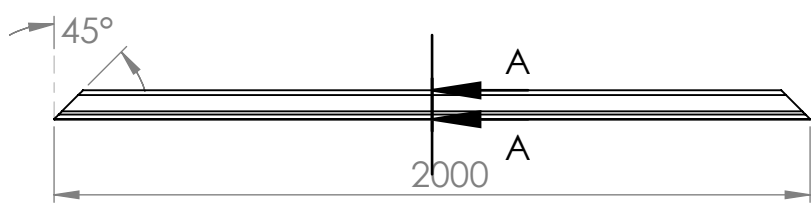
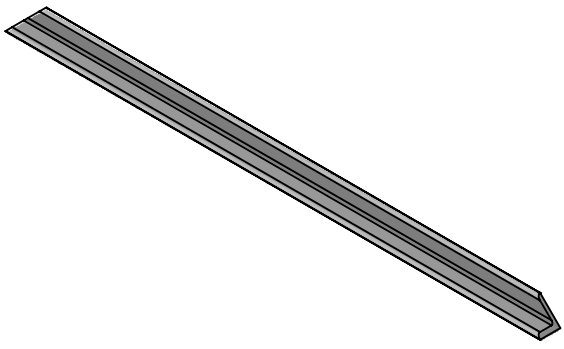
D

C

C

B

B



SECCIÓN A-A

A

A

ESCALA	MEDIDA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA		
1:20	mm			
MATERIAL L 3X3X12 A-36	NOMBRE DE LA PIEZA Lateral largo	CANT. 1	MÉTODO DE PROYECCIÓN	
DISEÑO Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa		
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018		

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

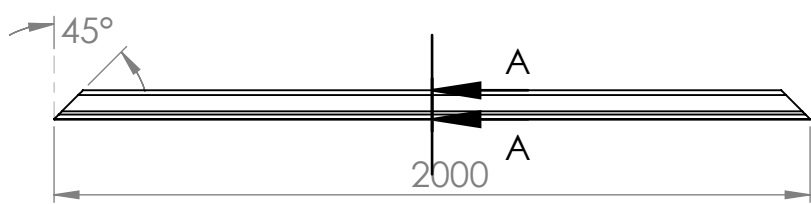
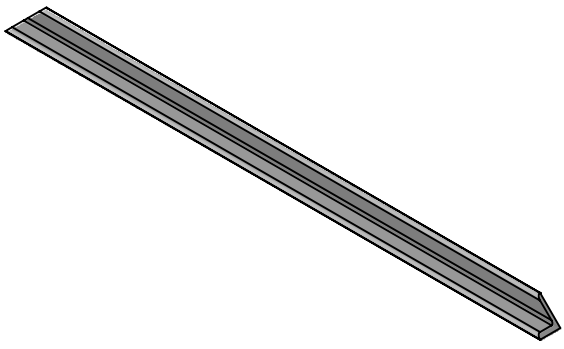
D

C

C

B

B



SECCIÓN A-A

ESCALA		MEDIDA		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1:20		mm			
MATERIAL L 76X76X12,7 A-36		NOMBRE DE LA PIEZA Lateral largo		CANT. 1	
A	DISEÑÓ	REVISÓ	APROBÓ		
	Monica Medina	Carlos A. Mesa	Carlos A. Mesa		
	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018		
				MÉTODO DE PROYECCIÓN	

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

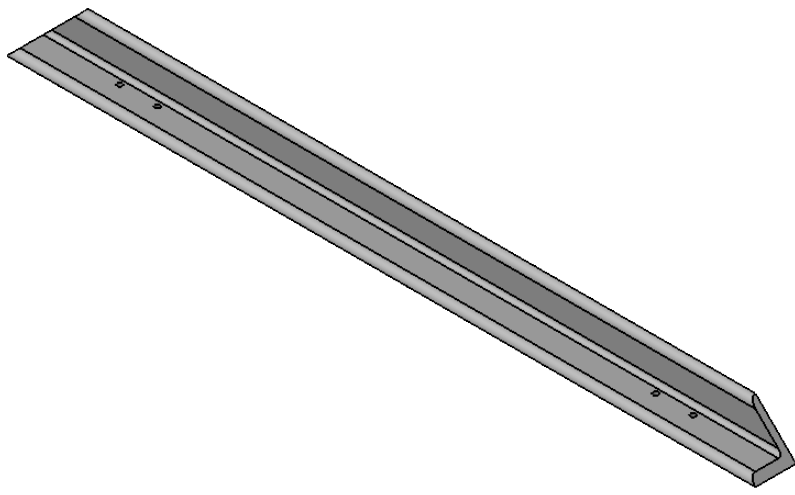
D

C

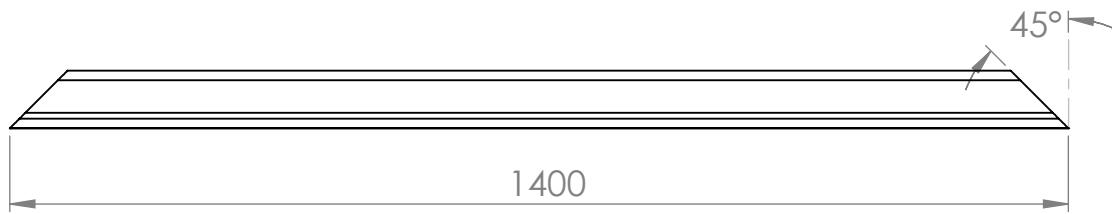
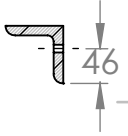
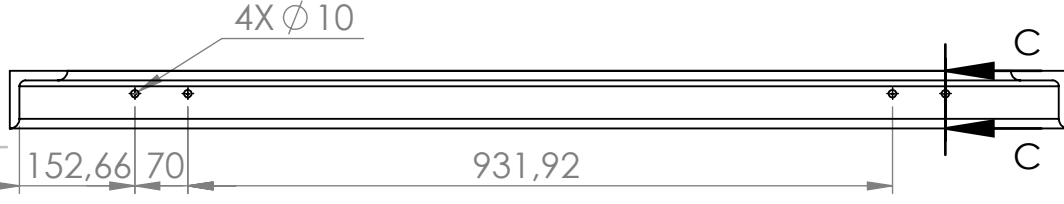
C

B

B

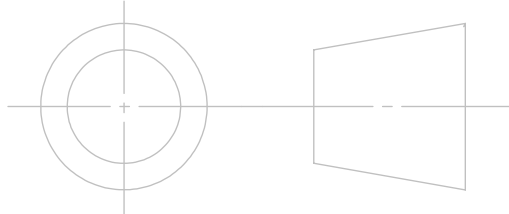


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 10



ESCALA 1:10		MEDIDA mm		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL L 76X76X12,7 A-36		NOMBRE DE LA PIEZA lateral superior corto 1			
DISEÑO Monica Medina		REVISÓ Carlos A. Mesa		APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018		FECHA 18/05/2018		FECHA 18/05/2018	

MÉTODO DE PROYECCIÓN



4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

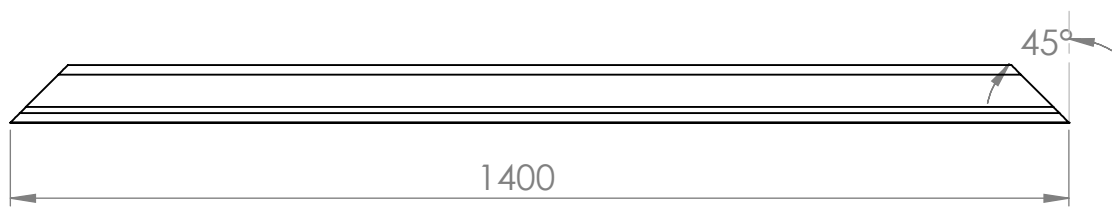
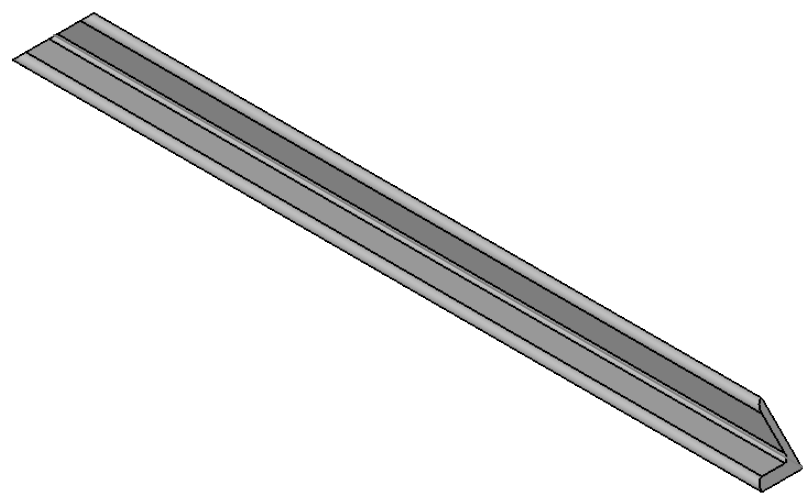
D

C

C

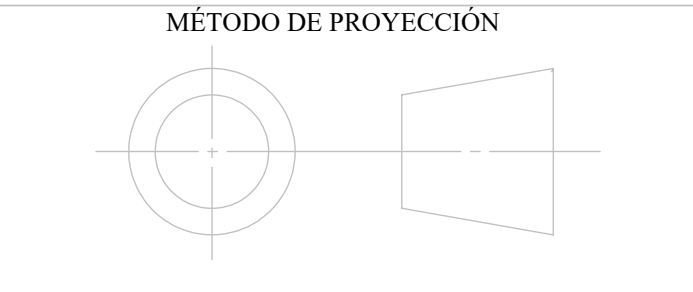
B

B



ESCALA 1:10	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
----------------	--------------	------------------------------------	--

MATERIAL L 76X76X12,7 A-36	NOMBRE DE LA PIEZA Lateral superior corto 2	CANT. 1
DISEÑÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018



A

A

4 3 2 1

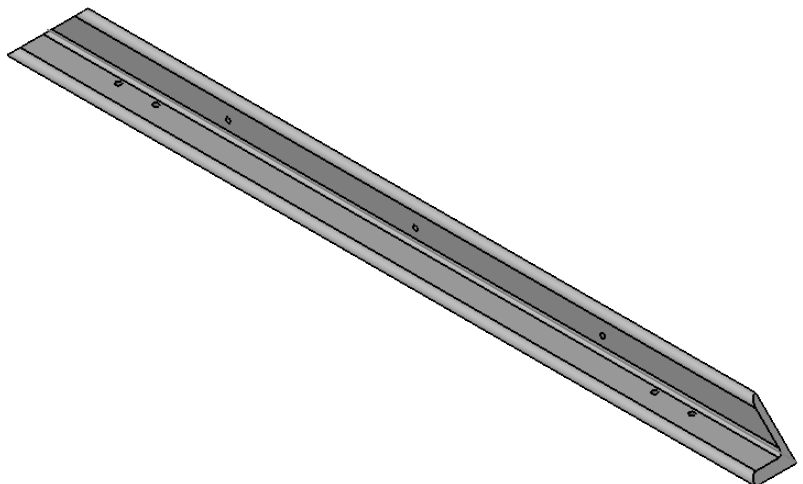
4 3 2 1

F

F

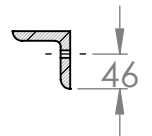
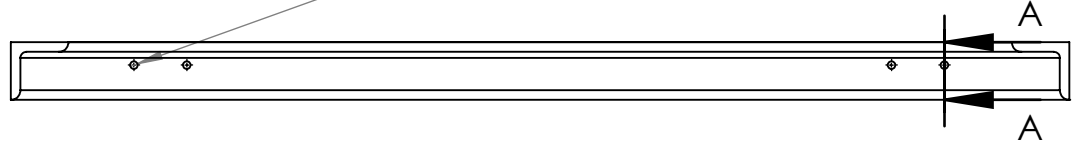
E

E



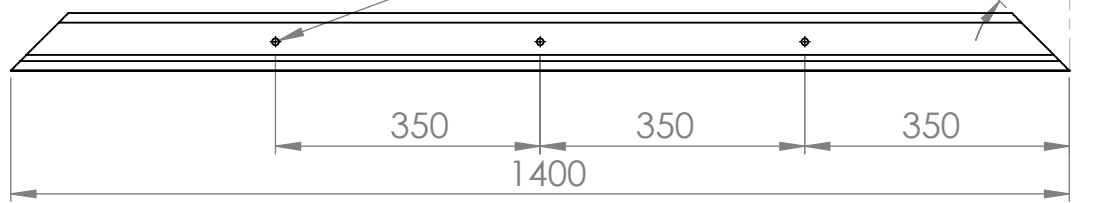
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

4x ϕ 10



3 x ϕ 9

45°



B

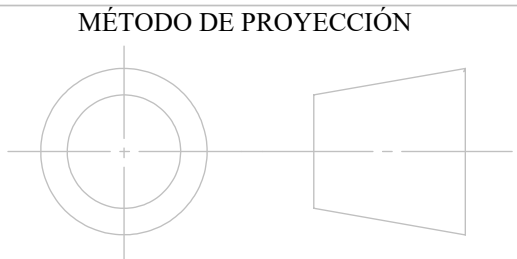
B

ESCALA 1:10	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
----------------	--------------	------------------------------------	--

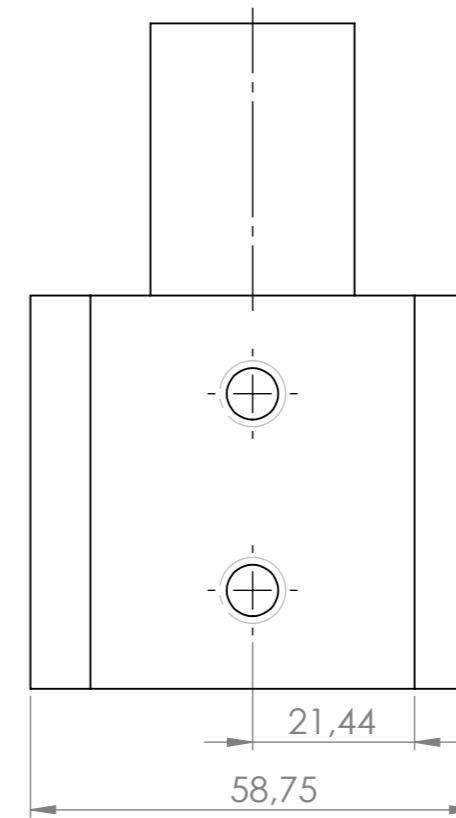
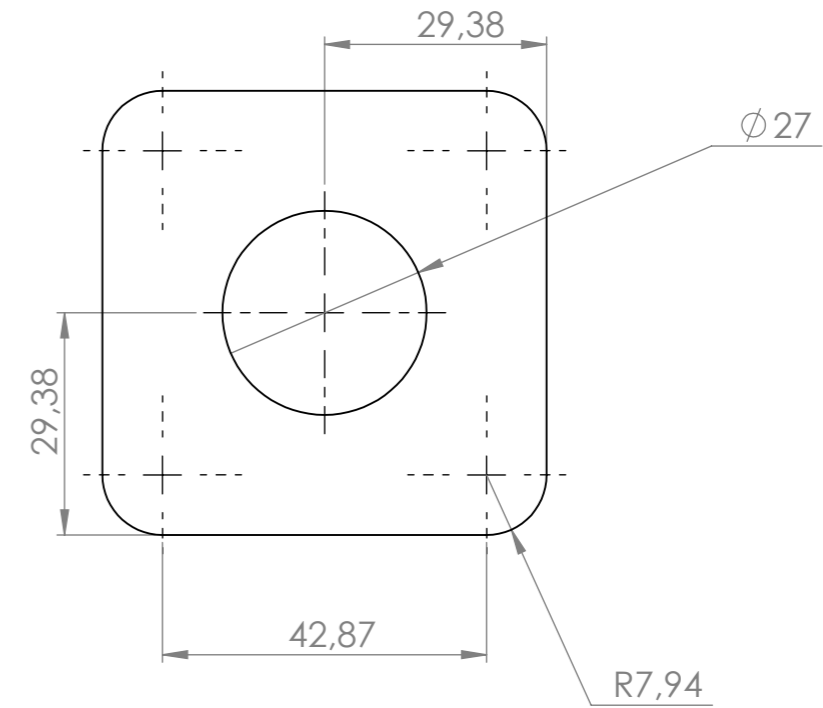
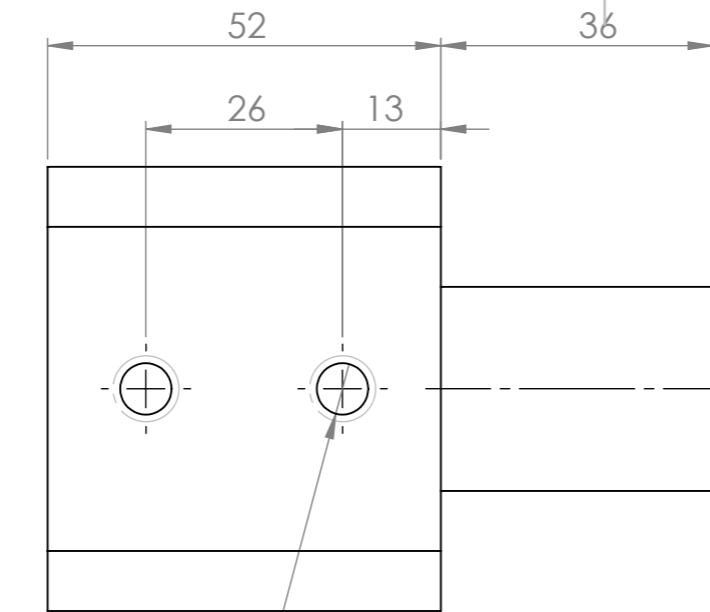
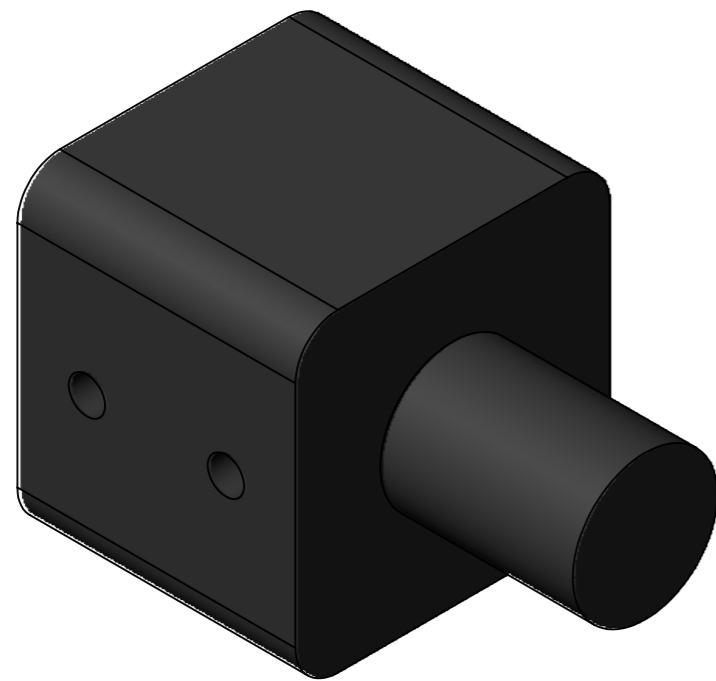
A

A

MATERIAL L76X76X12,7 A-36	NOMBRE DE LA PIEZA Lateral superior corto 3	CANT. 1
DISEÑO Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018

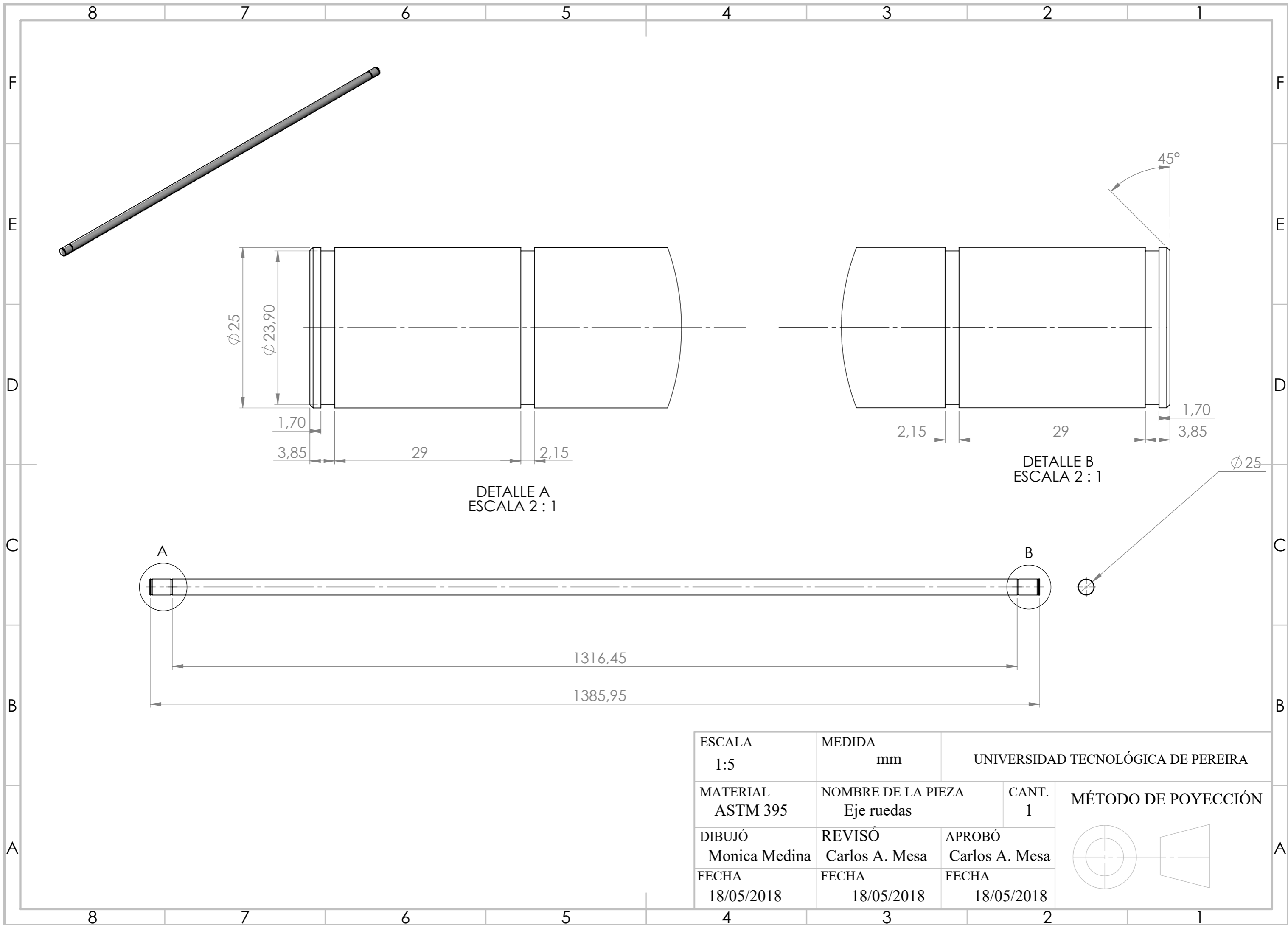


4 3 2 1

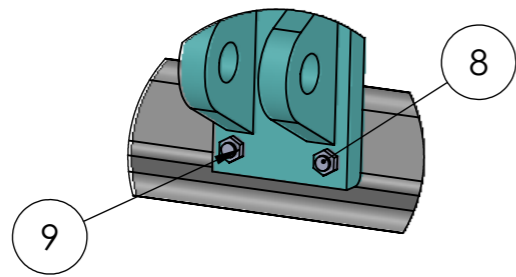


4X6,80 ∇ 20

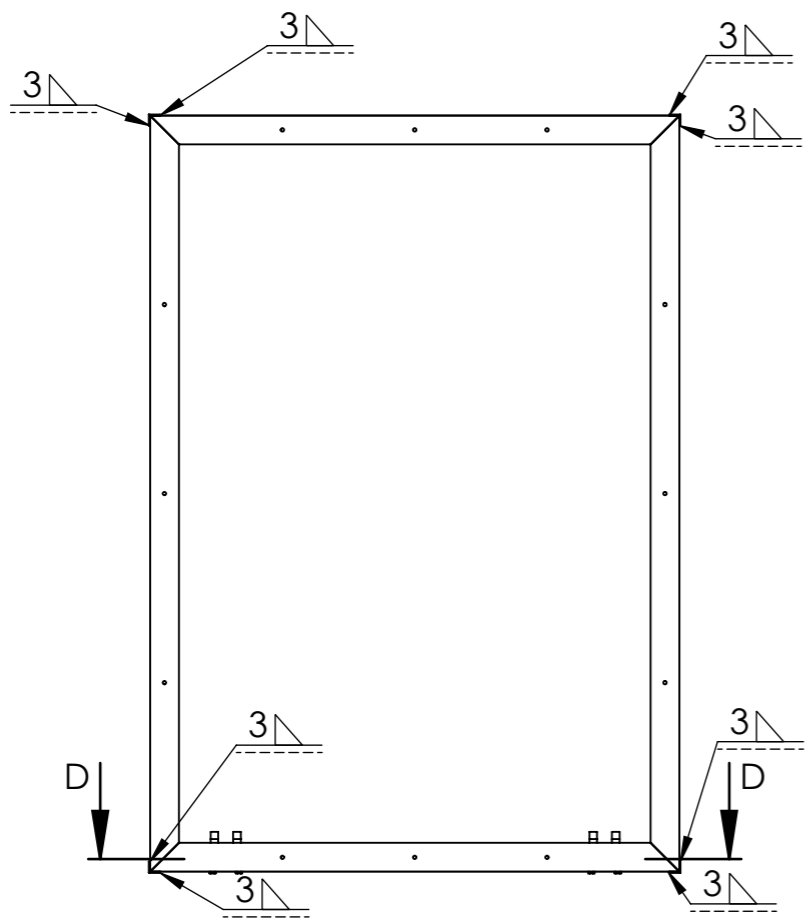
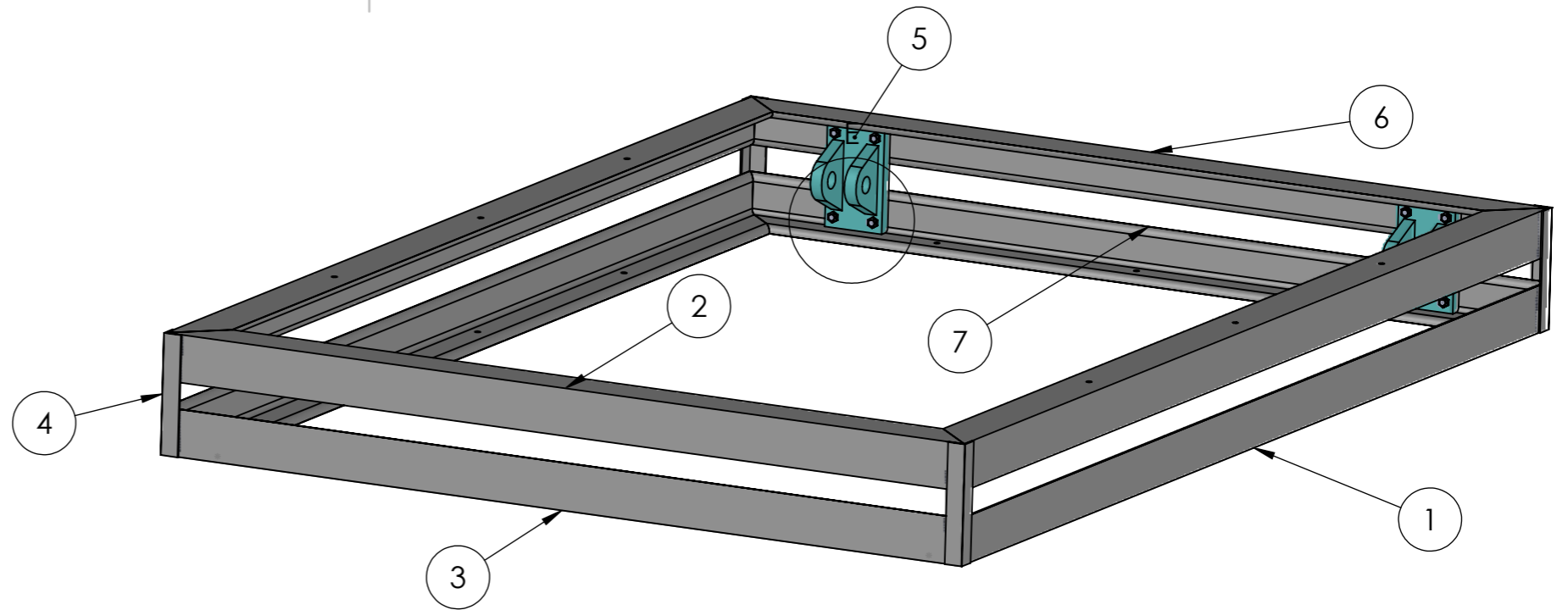
ESCALA 1:1	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL ASTM 395	NOMBRE DE LA PIEZA Cubo terminal	CANT. 4	MÉTODO DE POYECCIÓN
DISEÑO Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	



ESCALA 1:5	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL ASTM 395	NOMBRE DE LA PIEZA Eje ruedas	CANT. 1	MÉTODO DE POYECCIÓN
DIBUJÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	



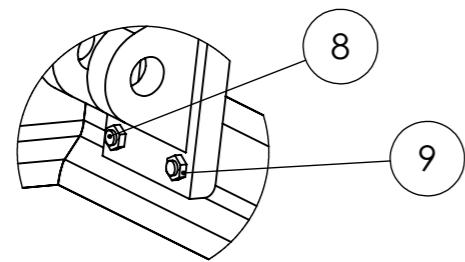
DETALLE E
ESCALA 1 : 5



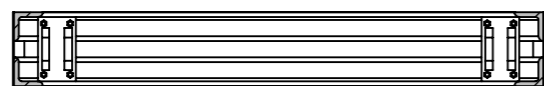
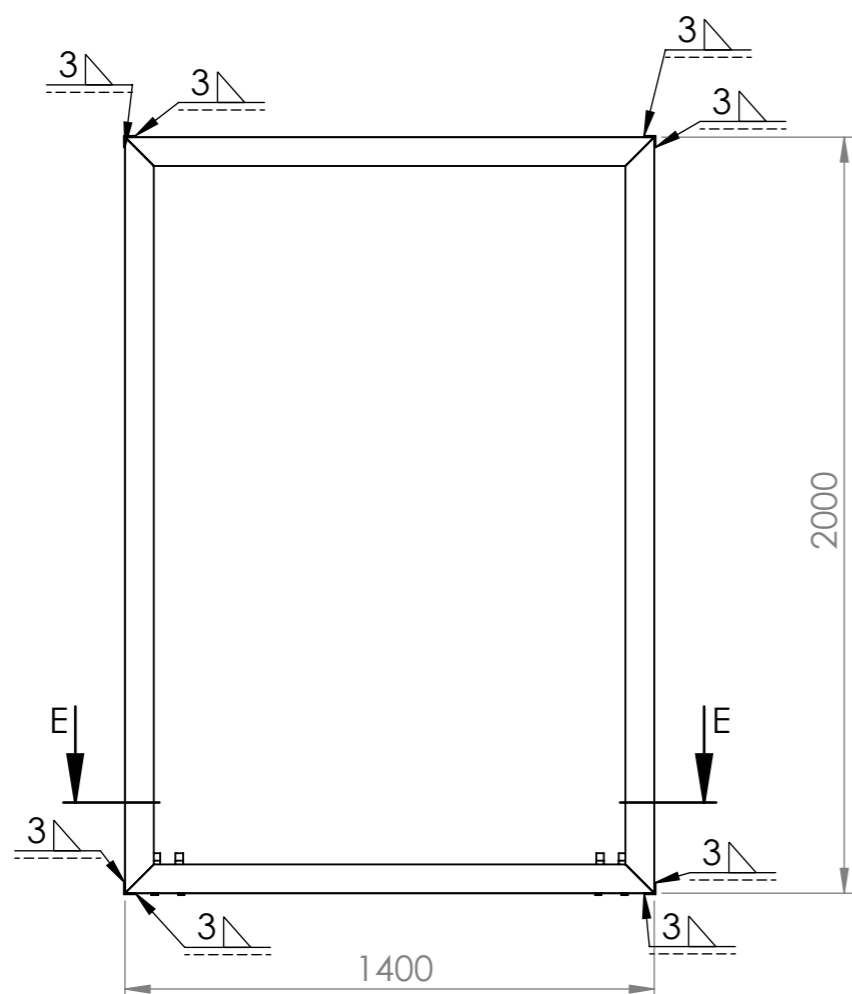
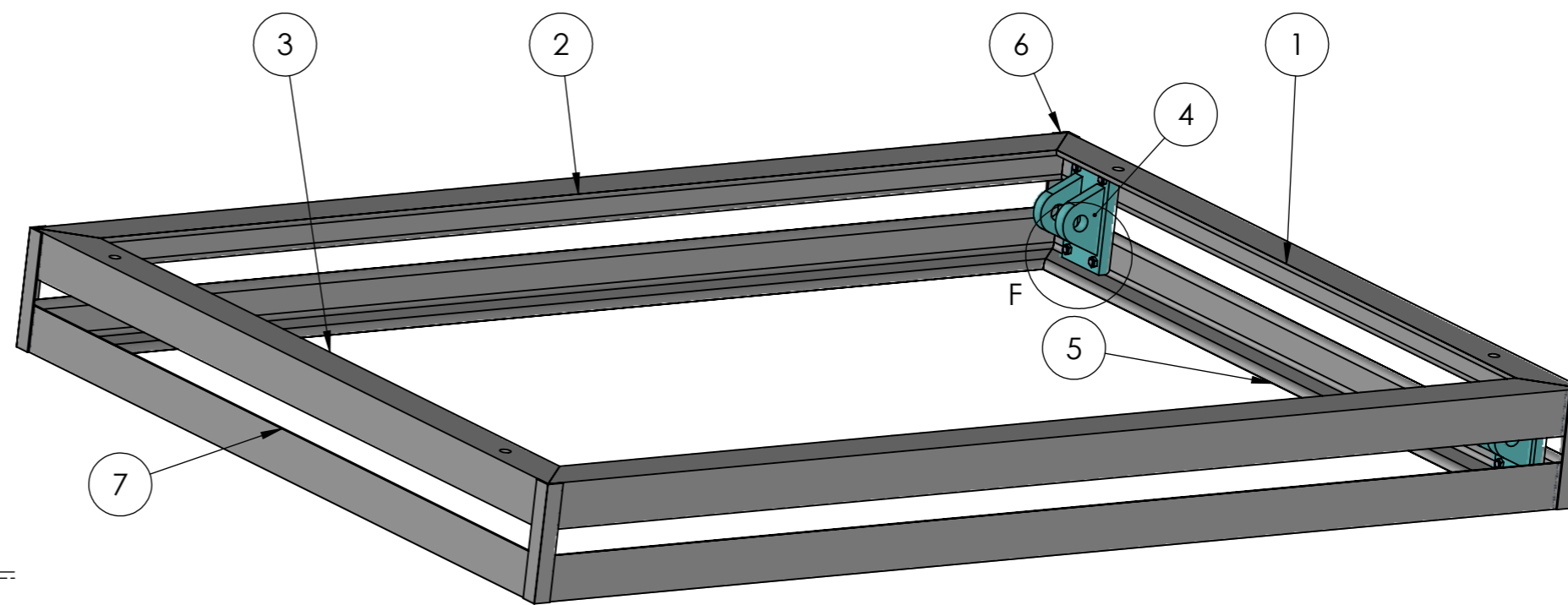
SECCIÓN D-D

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	superior largo	4
2	superior corto2	1
3	superior corto4	1
4	Esquinero	4
5	Apoyo fijo	2
6	superior corto1	1
7	superior corto3	1
8	Tornillo hexagonal M10X40	8
9	Tuerca hexagonal M10	8

ESCALA 1:20	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL A-36	NOMBRE DE LA PIEZA Ensamble base superior	CANT. 1	MÉTODO DE POYECCIÓN
DISEÑO Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	



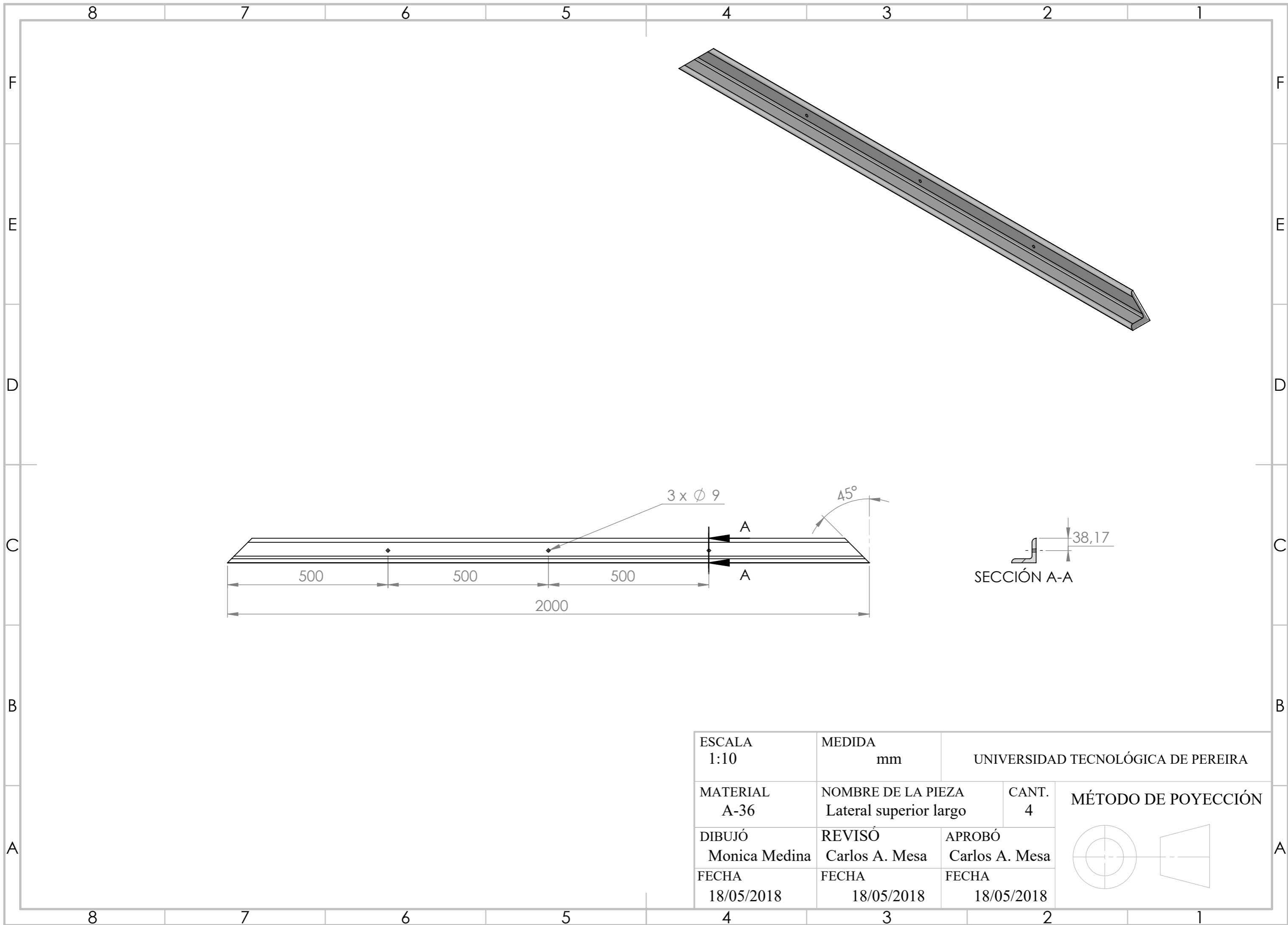
DETALLE F
ESCALA 1 : 5



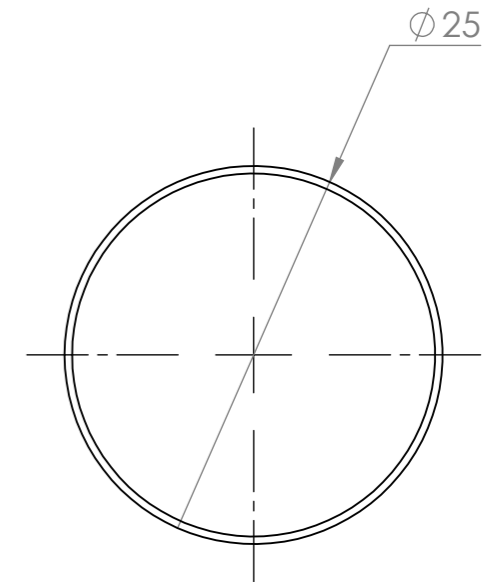
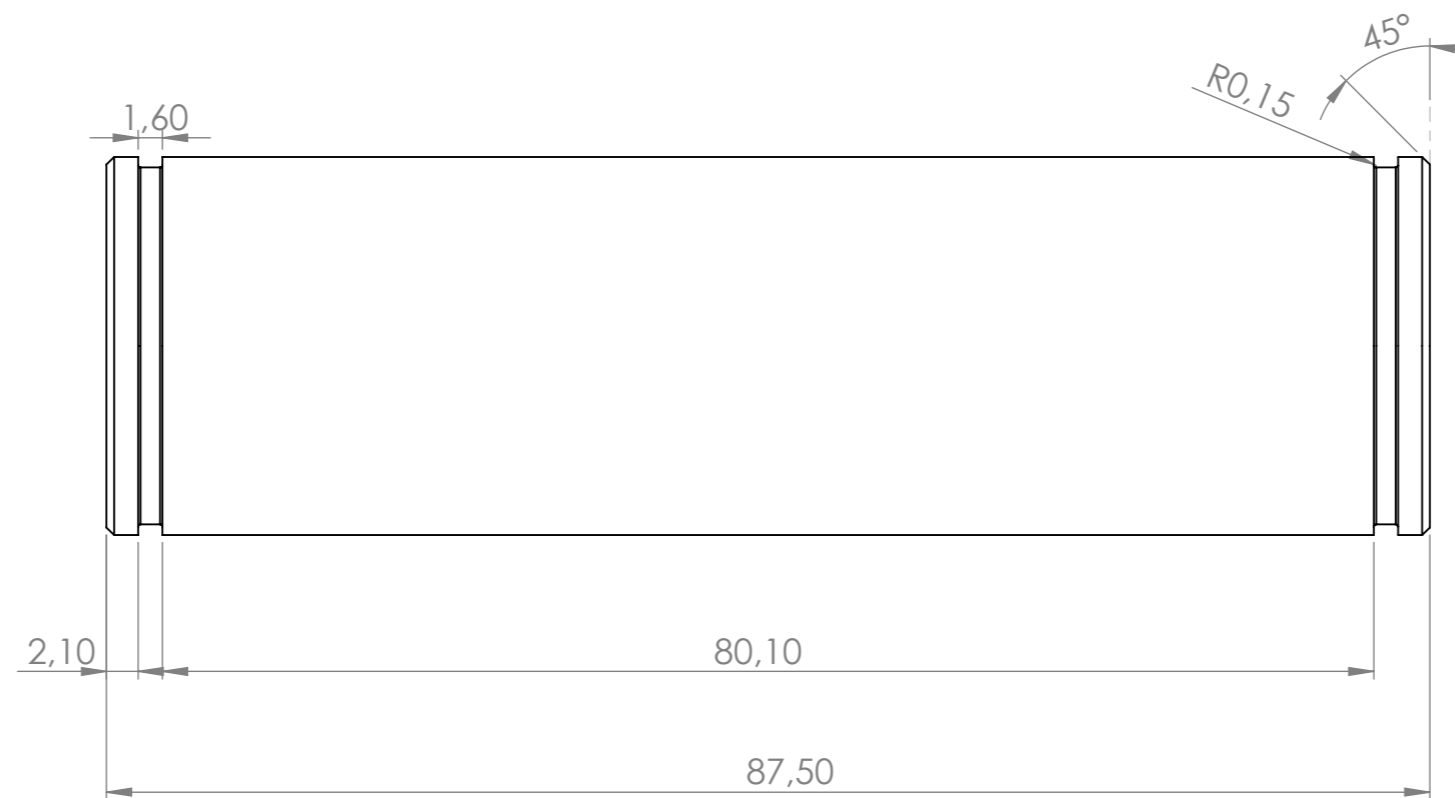
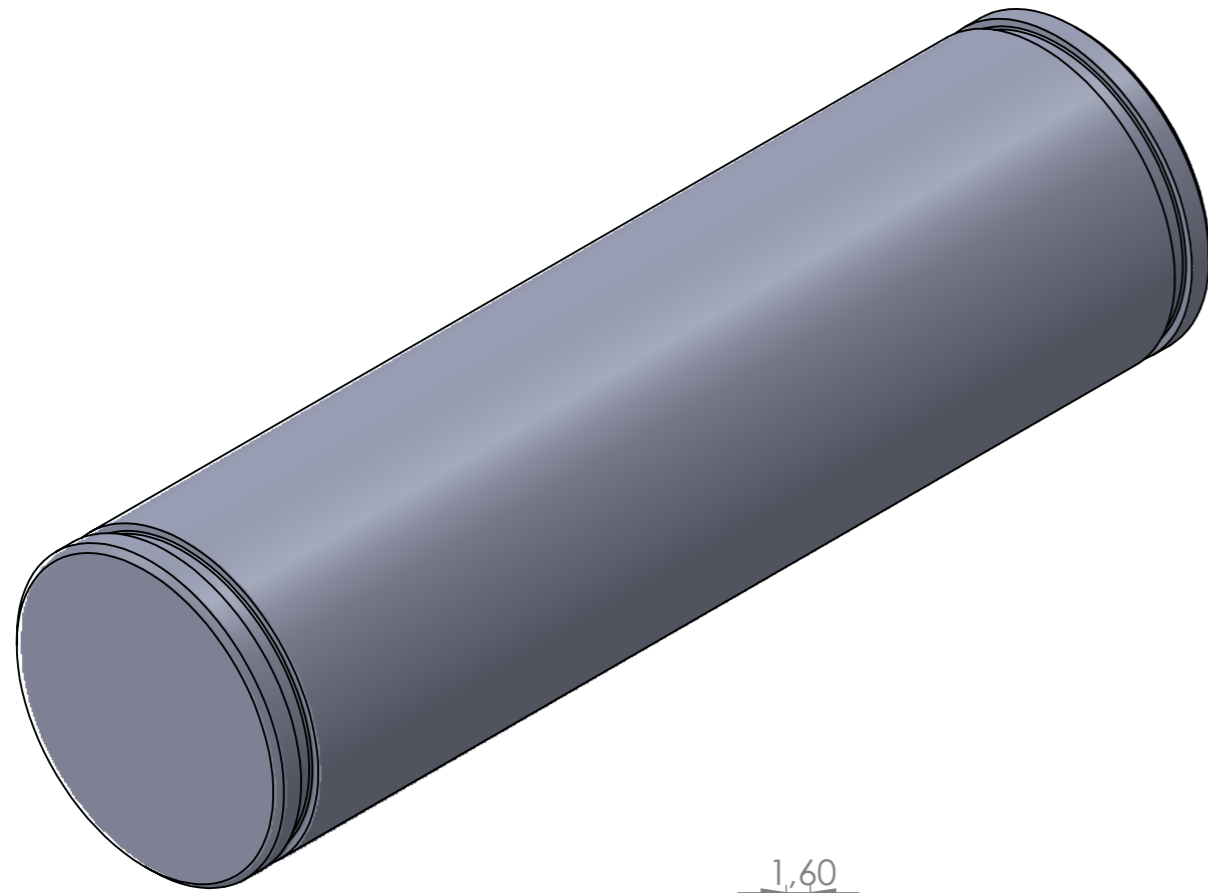
SECCIÓN E-E

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Lateral corto1	1
2	Lateral largo	4
3	Lateral corto2	1
4	Apoyo fijo	2
5	Lateral corto3	1
6	Esquinero	4
7	Lateral corto4	1
8	Tornillo hexagonal M10X40	8
9	Tuerca hexagonal M10	8

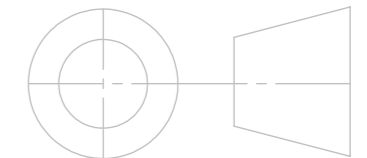
ESCALA 1:20	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL A-36	NOMBRE DE LA PIEZA Ensamble base inferior	CANT. 1	MÉTODO DE PROYECCIÓN
DISEÑO Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	

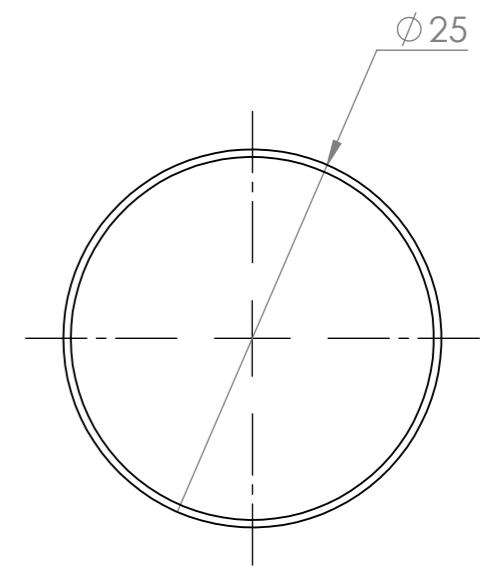
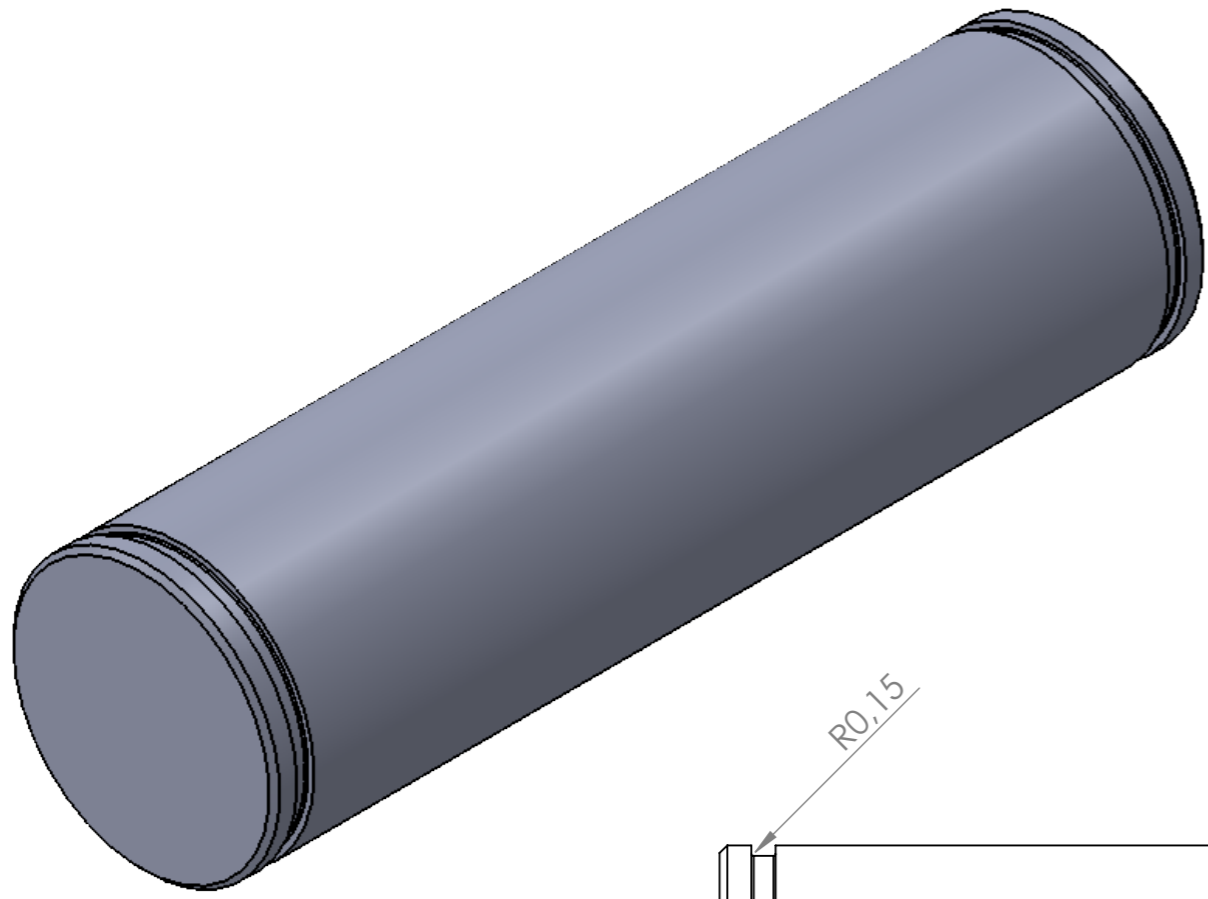


ESCALA 1:10	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL A-36	NOMBRE DE LA PIEZA Lateral superior largo	CANT. 4	MÉTODO DE POYECCIÓN
DIBUJÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	



ESCALA 2:1	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL ASTM 395	NOMBRE DE LA PIEZA Pasador apoyo	CANT. 1	MÉTODO DE POYECCIÓN
DIBUJÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	





ESCALA 2:1	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL ASTM 395	NOMBRE DE LA PIEZA Pasador eslabones	CANT. 1	MÉTODO DE POYECCIÓN
DIBUJÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	

8

7

6

5

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

A

8

7

6

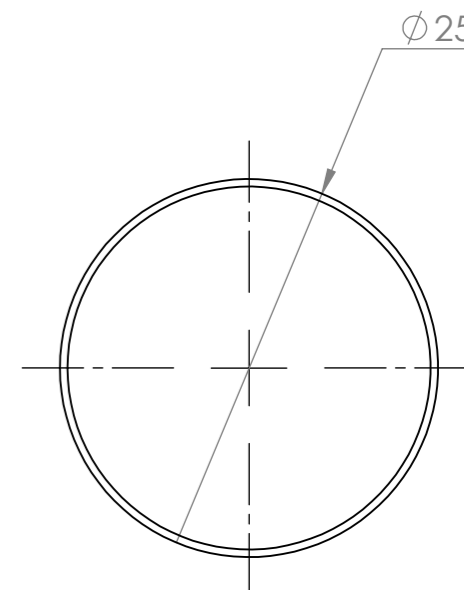
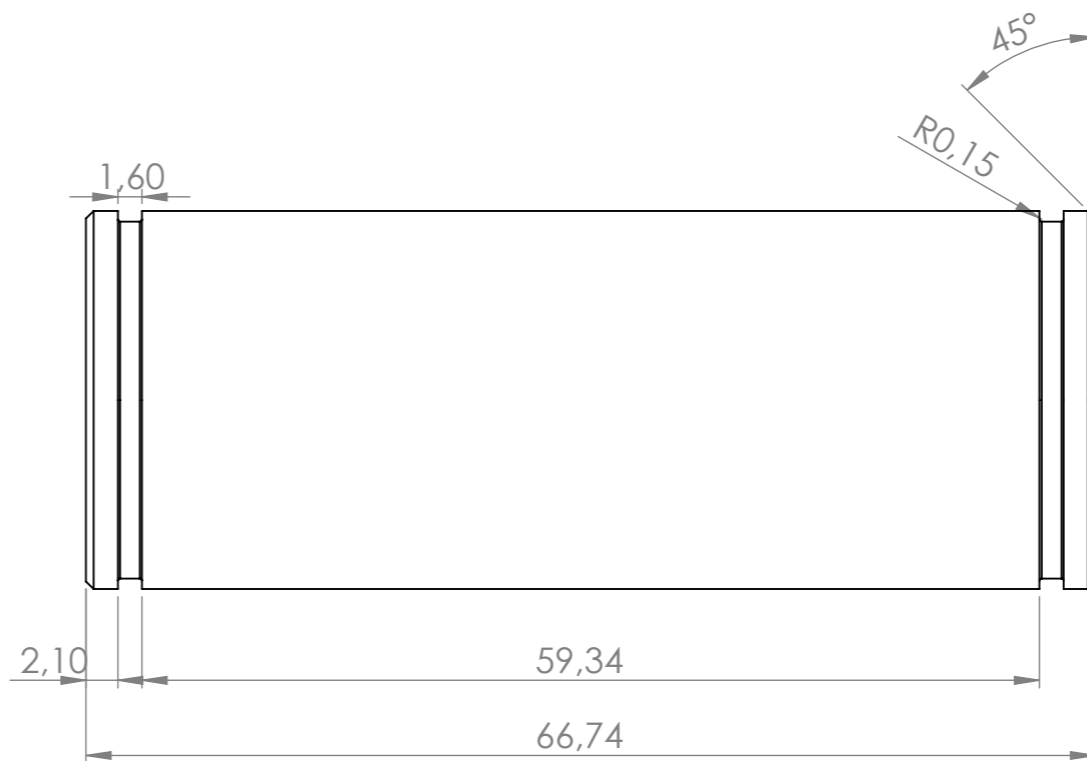
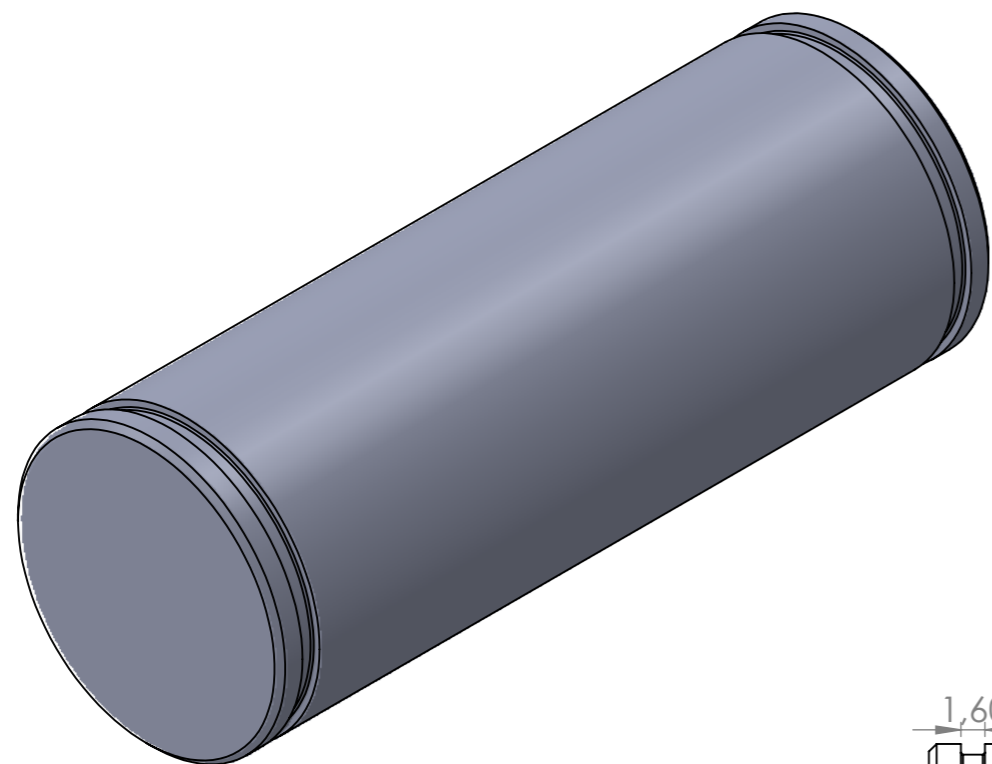
5

4

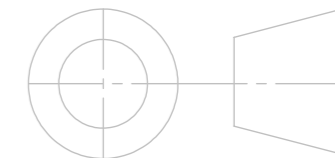
3

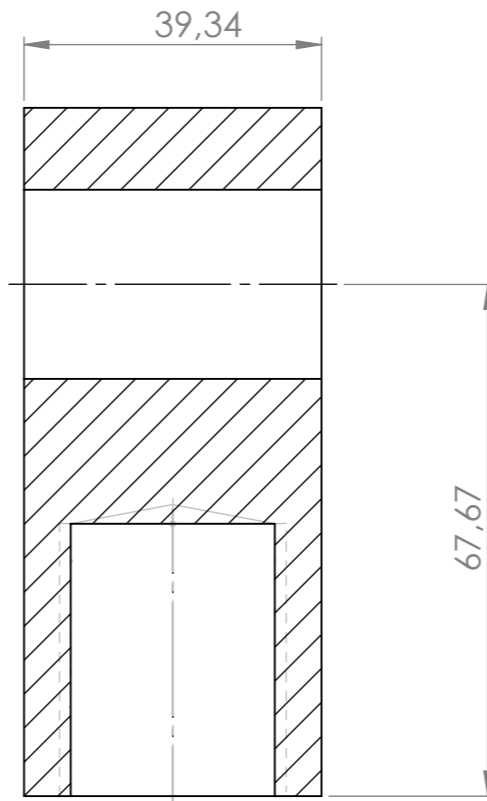
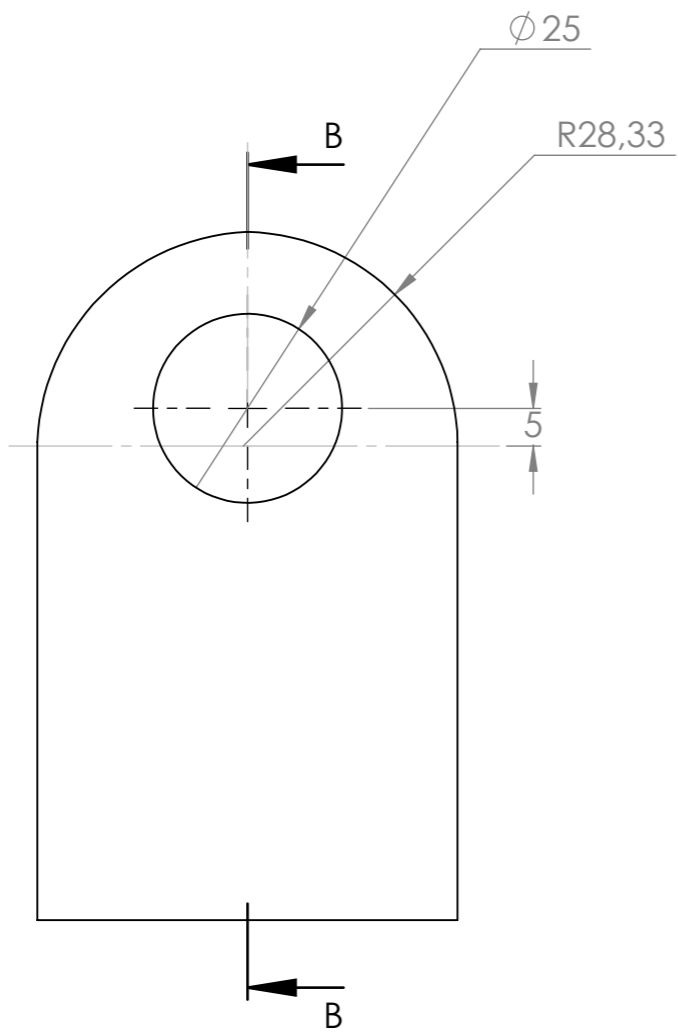
2

1

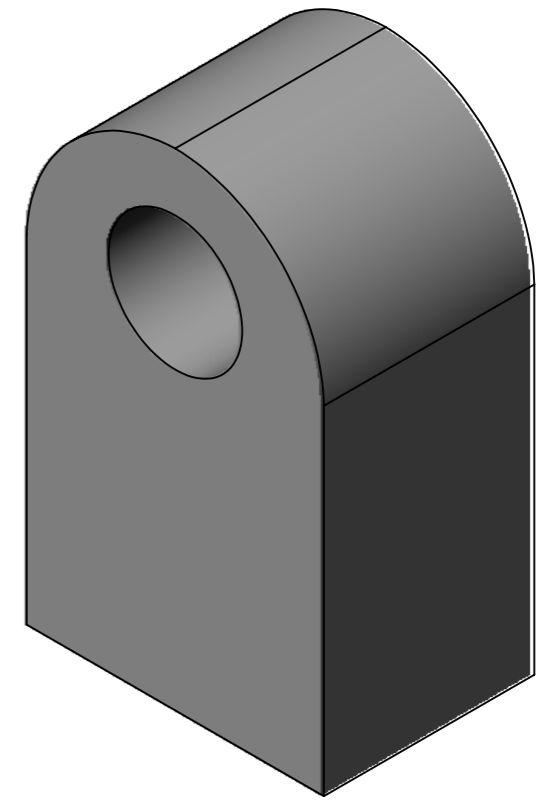
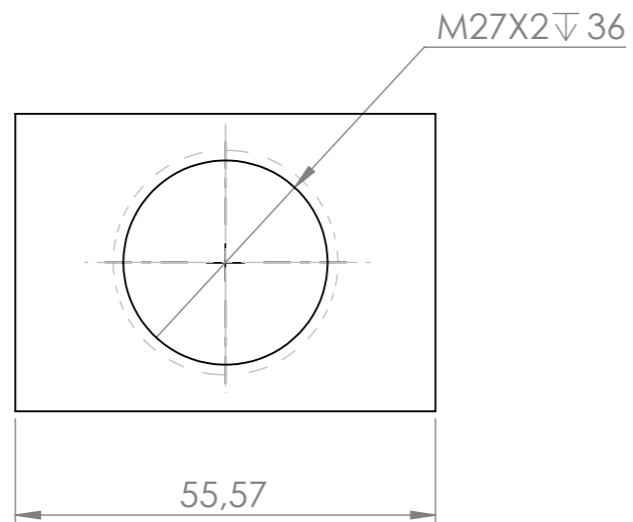


ESCALA 2:1	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL ASTM 395	NOMBRE DE LA PIEZA Pasador vástago	CANT. 1	MÉTODO DE POYECCIÓN
DIBUJÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	

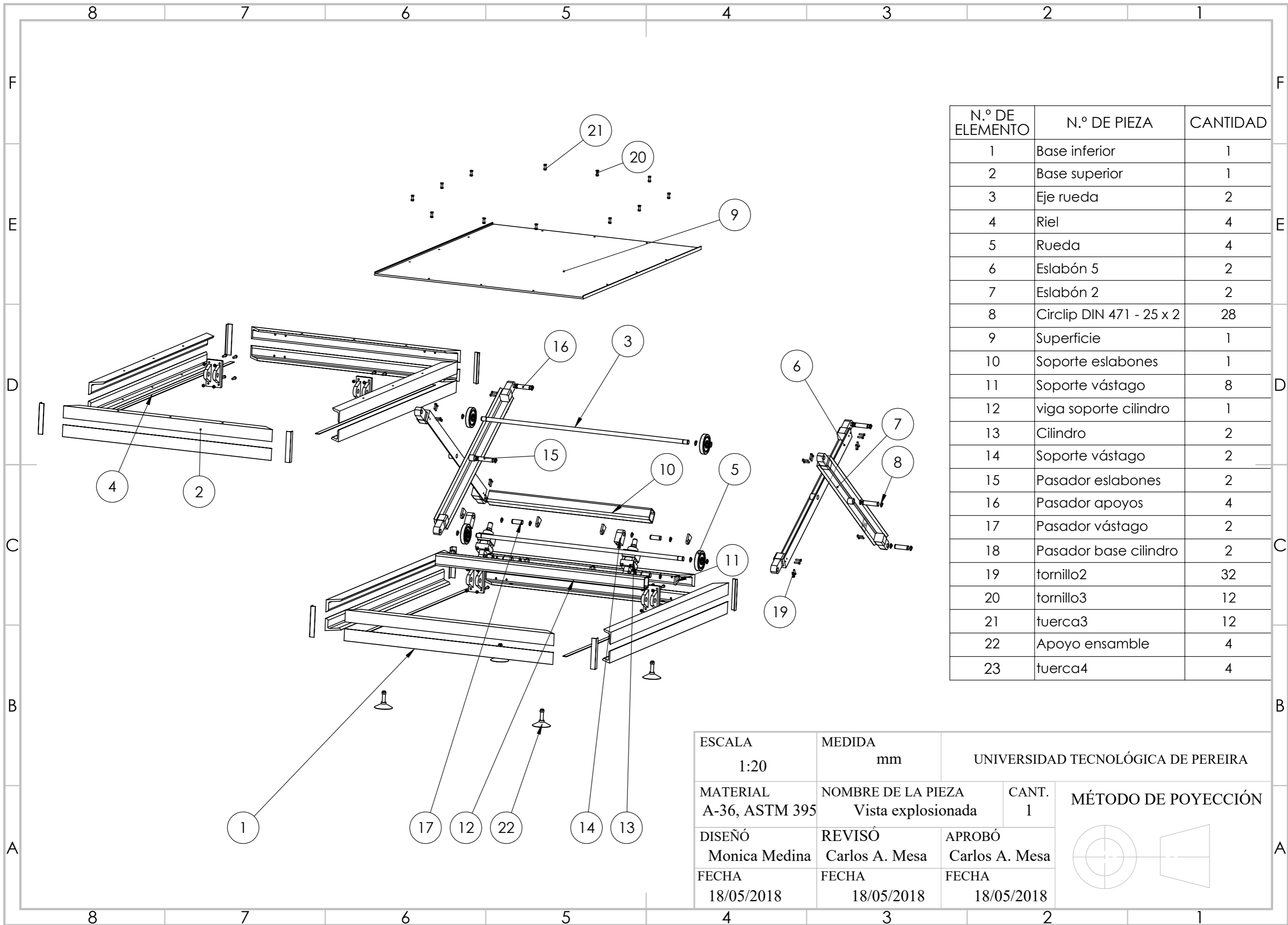




SECCIÓN B-B

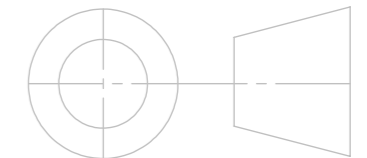


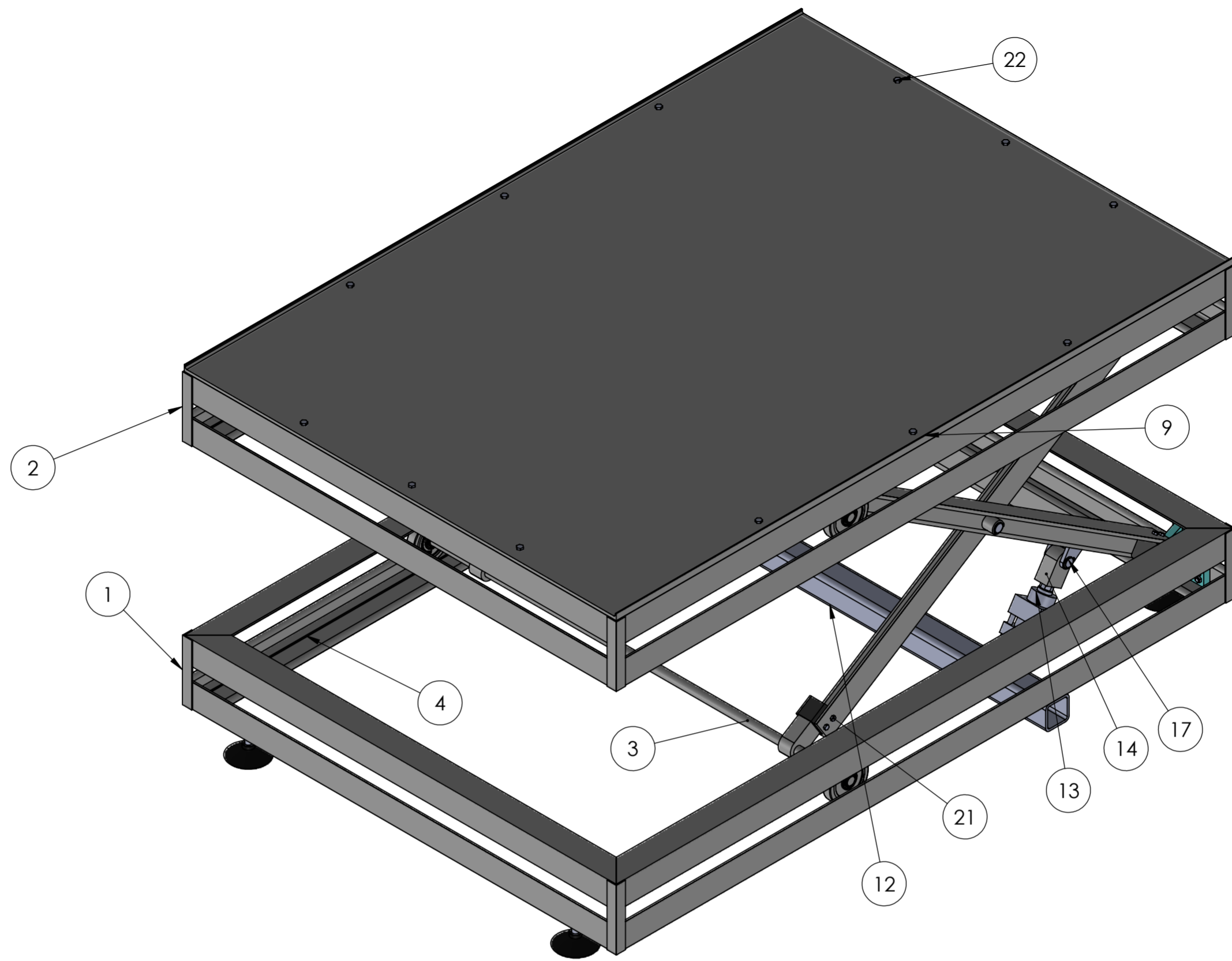
ESCALA 1:1	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL ASTM 395	NOMBRE DE LA PIEZA Terminal eslabones	CANT. 6	MÉTODO DE POYECCIÓN
DIBUJÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	



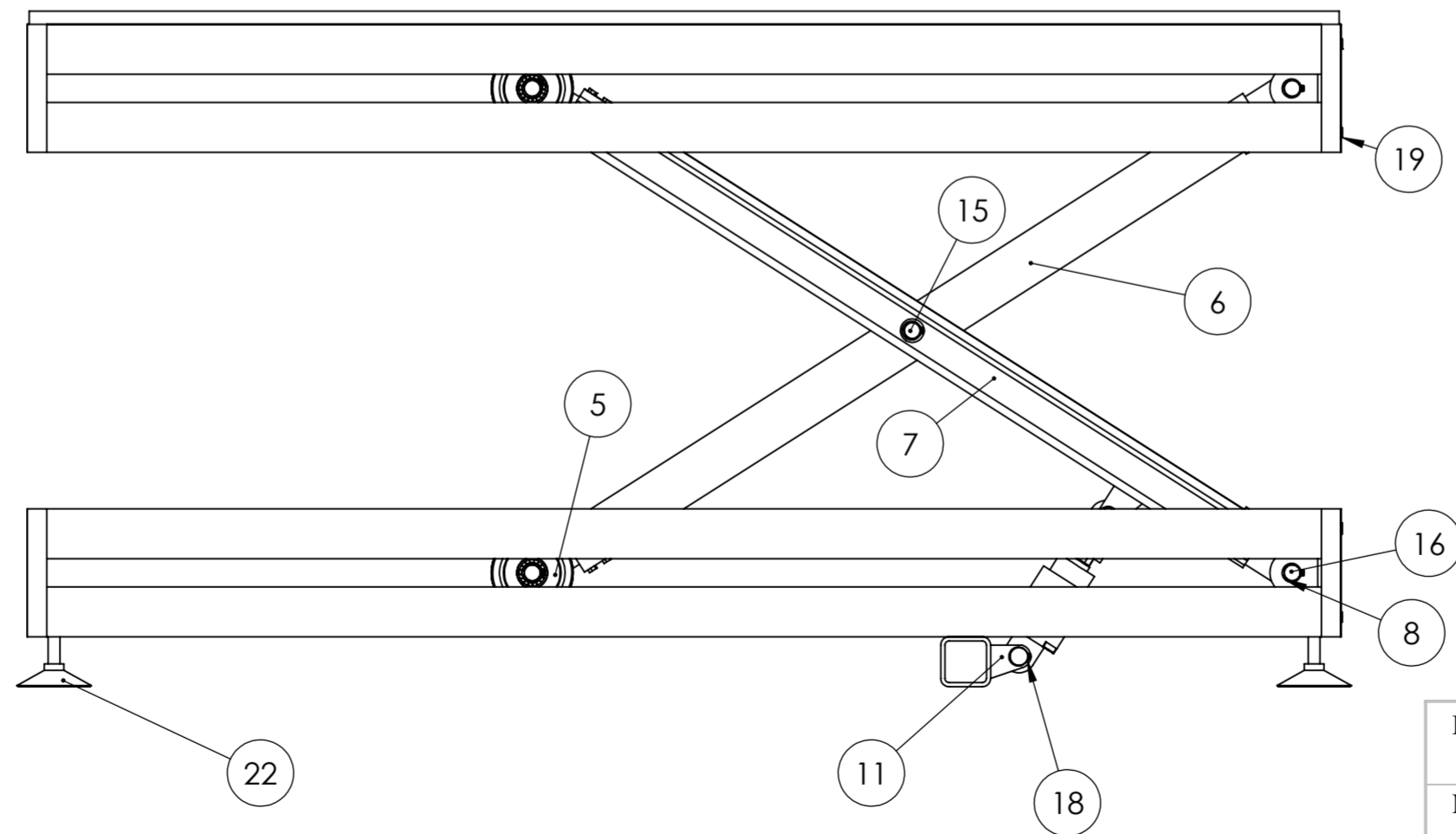
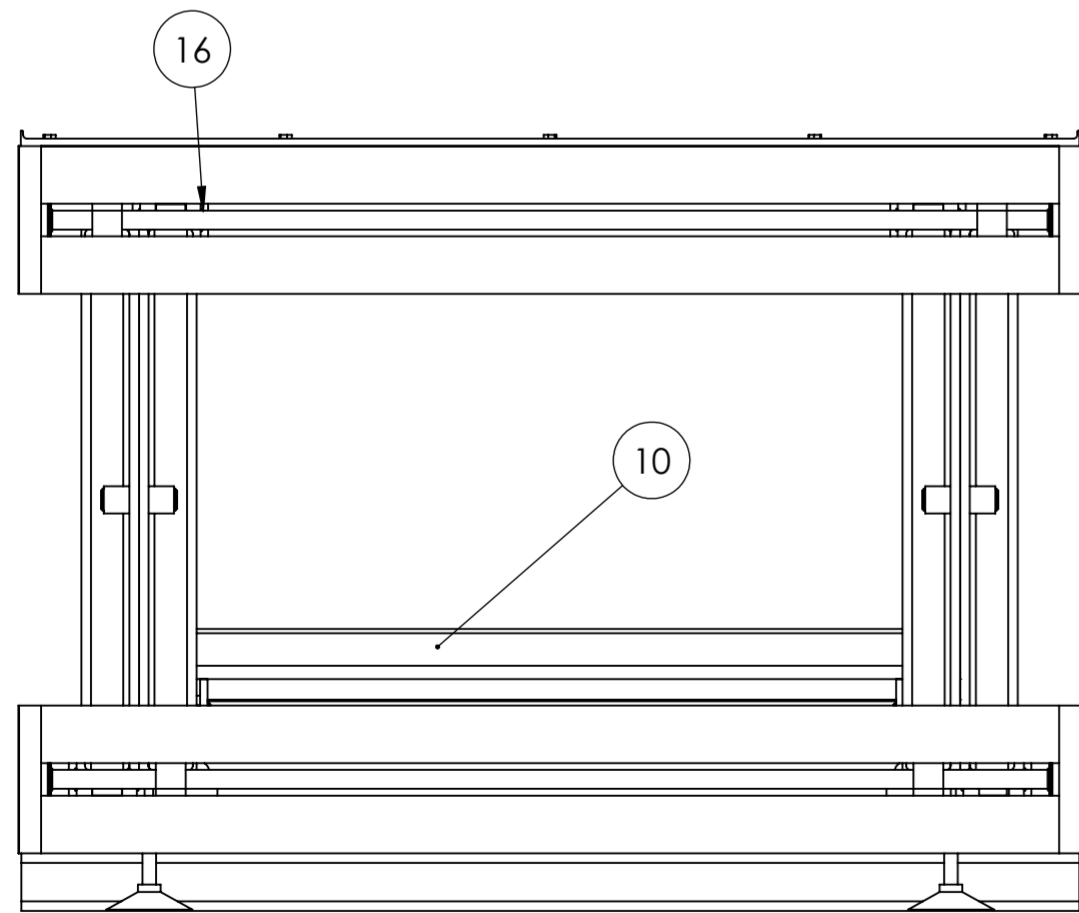
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Base inferior	1
2	Base superior	1
3	Eje rueda	2
4	Riel	4
5	Rueda	4
6	Eslabón 5	2
7	Eslabón 2	2
8	Circlip DIN 471 - 25 x 2	28
9	Superficie	1
10	Soporte eslabones	1
11	Soporte vástago	8
12	viga soporte cilindro	1
13	Cilindro	2
14	Soporte vástago	2
15	Pasador eslabones	2
16	Pasador apoyos	4
17	Pasador vástago	2
18	Pasador base cilindro	2
19	tornillo2	32
20	tornillo3	12
21	tuerca3	12
22	Apoyo ensamble	4
23	tuerca4	4

ESCALA 1:20	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL A-36, ASTM 395	NOMBRE DE LA PIEZA Vista explosionada	CANT. 1	MÉTODO DE POYECCIÓN
DISEÑO Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	APROBÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Base inferior	1
2	Base superior	1
3	Eje rueda	2
4	Riel	4
5	Rueda	4
6	Eslabón 5	2
7	Eslabón 2	2
8	Anillo de retención DIN 471 - 25 x 2	28
9	Superficie	1
10	Soporte eslabones	1
11	Soporte vástago	8
12	viga soporte cilindro	1
13	Cilindro	2
14	Soporte vástago	2
15	Pasador eslabones	2
16	Pasador apoyos	4
17	Pasador vástago	2
18	Pasador base cilindro	2
19	Tornillo hexagonal M10X40	8
20	Tuerca hexagonal M10	8
22	Apoyo ensamble	4



ESCALA 1:10	MEDIDA mm	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
MATERIAL A-36	NOMBRE DE LA PIEZA Modelo	CANT. 1	MÉTODO DE PROYECCIÓN
DIBUJÓ Monica Medina	REVISÓ Carlos A. Mesa	CALIFICÓ Carlos A. Mesa	
FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	FECHA 18/05/2018	

