

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL  
AVELLANEDA



ASIGNATURA: Proyecto Final

TRABAJO PRÁCTICO N°: 1, 2 y 3

TITULO: Inventiva + Puente Grúa + Válvula Globo

PROFESOR: Ing. Federico Trejo Ponce

JEFE DE TRABAJO PRÁCTICO: Ing. Diego A. Peretti

AYUDANTE: Ing. Hernan Muzyka – Ing. Babez Fernando – Ing. Agustín Troncoso

ALUMNO/S:

Juarez, Juan

Paiz, Claudio

Correa, Facundo

Moran Pereyra, Hernan

CURSO: 5° 1ª

ESPECIALIDAD: Mecánica

GRUPO: 3

FECHA DE REALIZACIÓN: 15/04/2022

FECHA DE FIRMA DE LA APROBACIÓN DEL T.P.:

FIRMA DE ALUMNOS:

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA**



**ASIGNATURA:** Proyecto Final

**TRABAJO PRÁCTICO N°:** 1

**TÍTULO:** Inventiva

**PROFESOR:** Ing. Federico Trejo

**JEFE DE T.P.:**

**AYUDANTE:**

**ALUMNOS:** Correa, Facundo  
Juarez, Juan  
Paiz, Claudio  
Moran, Hernán

**CURSO:** 5º 1ª

**ESPECIALIDAD:** Mecánica

**GRUPO:**

**FECHA DE REALIZACIÓN:** 23/06/2020

**FECHA Y FMA DE LA APROBACIÓN DEL T.P.:**

**FIRMA DEL  
ALUMNO:**





## TRABAJO PRÁCTICO INVENTIVA

### Dispositivo de seguridad para laminadora de masa

#### Tabla de contenido

1.	<i>Introducción</i>	3
2.	<i>Problemática</i>	3
3.	<i>Objetivos la práctica</i>	4
4.	<i>Normas a Utilizar</i>	4
5.	<i>Análisis de IRAM 3578</i>	4
6.	<b>ANÁLISIS DE LAS DIFERENTES SOLUCIONES</b>	11
7.	<b>SOLUCIÓN ADOPTADA</b>	13
8.	<i>Ubicación e instalación del dispositivo</i>	15

## 1. Introducción

En este trabajo práctico vamos presentar una solución para prevenir accidentes con una laminadora de masa, utilizada en la empresa anteriormente presentada.

La maquina, marca Cerrini, consiste principalmente en un par de rodillos (con separación regulable) que giran inversamente, a través de los cuales pasará la masa. Los rodillos son cilindros de acero macizo, con un diámetro de 140 mm y un largo de 600mm.

Esta laminadora está alimentada por un motor eléctrico trifásico de 5,5 CV, que gira a 1430 rpm.



## 2. Problemática

La utilización de la laminadora tiene ciertos riesgos; ya que el operario debe introducir la masa de forma manual entre los rodillos; y al no contar con dispositivos de seguridad, si no se tienen los recaudos suficientes pueden llegar a generarse desde accidentes leves, hasta muy graves.

Los rodillos son paralelos y giran en sentido contrario con una cierta separación, lo que origina un punto de atrapamiento.

En los últimos meses, se han generado dos accidentes de trabajo relacionados con esta máquina, en los que dos operarios han sufrido lesiones en las manos y dedos.

Uno de los operarios accidentados tuvo una lesión grave. La cual llevó más de tres meses de recuperación.

### 3. Objetivos la práctica

El principio fundamental es que "A menos que la propia posición del punto o zona de peligro garantice su seguridad, las máquinas deben estar provistas de un dispositivo adecuado que elimine o reduzca el riesgo antes de que se pueda acceder a este punto o zona de peligro"

Por este motivo es necesario implementar algún tipo de resguardo o sistema de seguridad en la máquina. De tal manera que se preserve la integridad física del operario y pueda trabajar de una forma mucho más tranquila y segura.

En este trabajo práctico estaremos analizando cual es el mejor mecanismo para implementar en la máquina, teniendo en cuenta el tipo de trabajo realizado en la misma, de tal manera de no perjudicar la comodidad con la que trabaja el operario.

### 4. Normas a Utilizar

Para lograr mejorar las condiciones de seguridad en la máquina, utilizaremos como base la norma IRAM 3578 "Protecciones de seguridad en maquinarias", la cual no contempla riesgos de origen no mecánico.

La norma provee diferentes tipos de mecanismos de seguridad, la mayoría no pueden ser aplicados a nuestro caso, por lo que debemos identificar las soluciones más aptas.

### 5. Análisis de IRAM 3578

El objeto y alcance de la norma: Identificar y describir los métodos de protección que puede aplicarse a las partes peligrosas de las máquinas, así como establecer los criterios que deben seguirse para el diseño, la construcción y la instalación de las protecciones.

En IRAM 3578 podemos encontrar las generalidades de diseño a tener en cuenta:

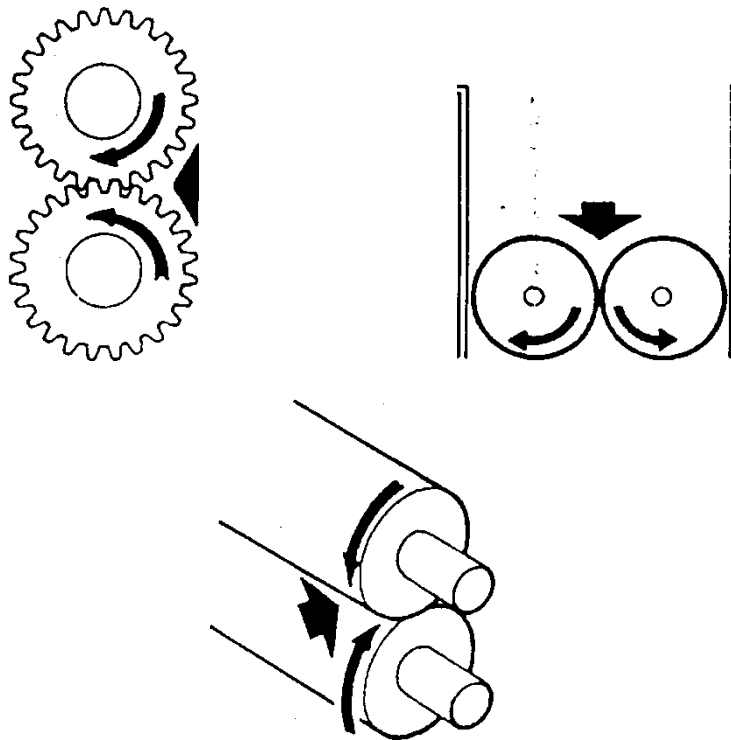
- a) Cuando sea posible las partes o elementos peligrosos de una máquina deberán eliminarse, encerrarse o protegerse eficazmente en la fase inicial de su diseño. Si no pueden eliminarse, deberán incorporarse los medios de protección adecuados como parte del diseño y, si esto tampoco fuese posible, deberá procurarse que estos medios de protección puedan ser fácilmente incorporados en una fase posterior.
- b) Deberá preverse el acoplamiento de distintos tipos de protecciones en aquellas máquinas que así lo requieran por su versatilidad.
- c) Cuando se utilice un resguardo, cubierta o pantalla móvil como medio de protección de elementos móviles de la máquina, deberá estar enclavado con el movimiento de los elementos o partes por proteger. Las operaciones de mantenimiento requerirán el aislamiento total de la máquina del suministro de energía.
- d) El engrase y las operaciones de mantenimiento necesarias deberán realizarse, en la medida de lo posible, fuera de las zonas de peligro.

e) Los puestos de trabajo deben estar dotados de una iluminación complementaria apropiada; los equipos de iluminación portátil y aquellos que se ajusten manualmente en cualquier dirección, deberán alimentarse con tensión de seguridad.

f) Cada mecanismo o elemento de mando que forme parte de un dispositivo de protección, deberá ser, si fuese posible, de seguridad positiva.

Según la norma el peligro de la maquina es un punto de atrapamiento del siguiente tipo:

Entre piezas girando en sentido contrario; este caso se presenta donde dos o más árboles o cilindros giran con ejes paralelos y en sentido contrario, en contacto directo o con una cierta separación. Debe tenerse en cuenta el riesgo de atrapamiento derivado de la posible alimentación de material a través de esta separación, por ejemplo en engranajes, laminadores, rodillos mezcladores y calandras.



Y nos brinda los siguientes ejemplos de protecciones:

- 1) El acceso a los puntos de atrapamiento puede ser impedido por medio de una platina A, un perfil angular B o una barra C (fig. 10).

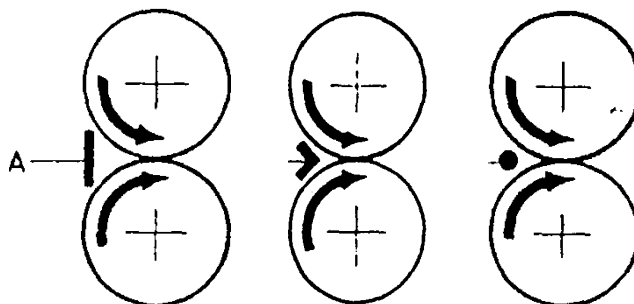


Figura 10

- 2) Cuando un material tenga que ser introducido entre un par de rodillos y sea necesario, por lo tanto, disponer de una abertura que permita su paso la relación entre la distancia  $D$  y el tamaño de abertura  $A$ , deberá ajustarse al gráfico abertura-distancia indicado en 6.1.3, de modo que una persona no pueda alcanzar el punto de atrapamiento (Fig. 11).

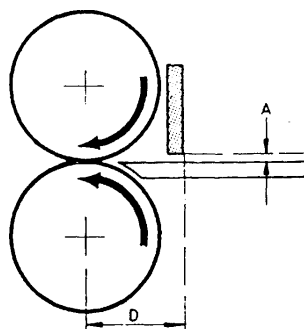


Figura 11

- 3) El resguardo sobre la mesa B está construido por un perfil angular que deberá estar situado lo más próximo posible a la mesa, de forma que permita la alimentación de material a través de la abertura C y mantenga inaccesible el punto de atrapamiento (fig. 12).

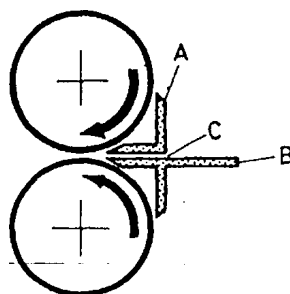


Figura 12

- 4) La figura presenta un resguardo consistente en dos chapas metálicas curvadas, que impiden eficazmente el acceso al punto de atrapamiento entre los rodillos y suministra una abertura A para la alimentación de los materiales. Los espacios libre en A, B y C deberán ser suficientemente pequeños para impedir el acceso (fig. 13).

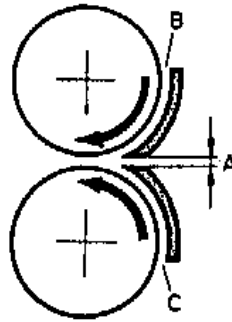


Figura 13

### **DIFERENTES MEDIOS DE PROTECCION APLICABLES A NUESTRO CASO SEGÚN IRAM 3578**

#### **RESGUARDO FIJO**

Cuando sea posible deben utilizarse resguardos fijos. Su propia concepción y diseño debe evitar el acceso a las partes peligrosas de la máquina. Serán de construcción robusta, suficiente para soportar la carga de trabajo y las condiciones ambientales que le afecten. Cuando la máquina esté en movimiento o preparada para ser puesta en marcha, el resguardo debe quedar fijado firmemente y no será posible abrirlo o moverlo sin el uso de una herramienta.

Cuando el propio trabajo exija introducir los materiales en la máquina a través del resguardo, las aberturas serán suficientes para permitir únicamente el paso del material, pero no deberán crear riesgo de atrapamiento entre el material y el resguardo. Si el acceso a las partes peligrosas no puede impedirse mediante el uso de un resguardo fijo con abertura, deberá colocarse un resguardo distanciador en forma de túnel de largo suficiente.

#### **ABERTURAS EN UN RESGUARDO FIJO.**

Cuando sea necesaria una abertura en un resguardo fijo para alimentar manualmente la máquina, aquélla no deberá permitir el acceso del operador a las partes o elementos riesgosos. La abertura deberá quedar situada a una distancia suficiente del punto de peligro. Debe tenerse en cuenta la relación entre el tamaño de la abertura y su distancia al punto de peligro que, si se lo tuviese en cuenta en el diseño, evitará el acceso accidental y el voluntario. El acceso a través de una abertura potencialmente riesgosa dispuesta en un resguardo, puede ser evitado mediante el uso de una falsa mesa.

#### **RESGUARDOS DE ENCLAVAMIENTO**

Cuando el trabajo requiera el acceso a una zona de peligro y no sea posible disponer un resguardo fijo, deberá considerarse como medio de protección un resguardo de enclavamiento conectado a los circuitos o mecanismos de mando de la máquina, de tal forma que;

- a) hasta que el resguardo no esté perfectamente cerrado, la máquina no pueda ser accionada;

- b) el resguardo permanezca cerrado y bloqueado, de manera que no pueda abrirse hasta que la máquina se haya detenido y cesado el movimiento peligroso; en el caso en que el movimiento residual o de inercia sea insuficiente para originar riesgos, al abrir el resguardo se desconectará la máquina.

Los dispositivos de enclavamiento pueden ser mecánicos, eléctricos, hidráulicos, neumáticos, o cualquier combinación de éstos. El tipo y forma de operación del enclavamiento, deberá ser estudiado de acuerdo con el proceso al cual se aplica.

El resguardo deberá estar construido con material de resistencia adecuada para su finalidad y estará fijado de forma segura a la máquina, al suelo o a otro elemento fijo, de manera que no pueda ser movido o desmontado sin la ayuda de una herramienta. El sistema de enclavamiento deberá ser de seguridad positiva.

#### RESGUARDO ASOCIADO AL MANDO

Un resguardo asociado al mando del circuito de accionamiento de una máquina, como caso particular de resguardo de enclavamiento, puede ser apropiado cuando las partes peligrosas de la máquina permitan su detención en forma rápida, por ejemplo: en una prensa hidráulica o neumática pequeña.

Un resguardo asociado al mando deberá tener una conexión con los circuitos o mecanismos de mando y control de la máquina de forma que:

- a) la máquina no pueda funcionar hasta que el resguardo esté cerrado;
- b) el cierre del resguardo inicia el funcionamiento secuencial de la máquina;
- c) el resguardo no quede bloqueado en la posición de cierre cuando la máquina esté funcionando, pero si se abre cuando las partes peligrosas se encuentren en marcha, este movimiento es detenido inmediatamente o, si fuese necesario invertido.

Iniciado el ciclo de trabajo de la máquina mediante el cierre del resguardo, el operador normalmente lo mantiene cerrado hasta que la operación finalice y entonces lo suelta para permitir que, por la acción de un resorte recuperador, se abra. Un resguardo asociado al mando es particularmente recomendado para una máquina que tenga un ciclo de trabajo de corta duración.

#### APARTACUERPOS Y APARTAMANOS

Los apartacuerpos y apartamanos funcionan desplazando físicamente de la zona de peligro cualquier parte del cuerpo de una persona que se encuentre expuesta a él. Estos resguardos sólo pueden utilizarse cuando su funcionamiento es lo suficientemente rápido, sin que esto suponga introducir un nuevo riesgo. Estos resguardos deberán estar sólidamente fijados a la máquina de manera que no puedan desplazarse sin el uso de herramientas.

La parte o elemento móvil del resguardo deberá entrar en funcionamiento al iniciarse el movimiento del elemento o parte peligrosa de la máquina. El mecanismo deberá diseñarse de manera que permita un uso continuado con un mínimo de mantenimiento. Sin embargo, es fundamental que se realicen inspecciones periódicas del mecanismo y que esté colocado de forma

que se pueda realizar cualquier ajuste que sea necesario para asegurar que la protección funciona segura y correctamente.

#### DISPOSITIVOS DETECTORES DE PRESENCIA.

Los dispositivos detectores de presencia están diseñados para evitar la aproximación a las partes peligrosas más allá de un límite de seguridad preestablecido, interrumpiendo el funcionamiento de la máquina o deteniendo el movimiento de los elementos peligrosos antes de que pueda producirse el accidente. Las barras o cables disparadores de alta sensibilidad de que están equipadas las taladradoras radiales no responden exactamente a esta especificación, pero cuando están correctamente reguladas se accionan con una deflexión mínima, impidiendo accidentes. En ciertos casos puede ser necesario invertir el sentido del movimiento. La eficacia de un dispositivo detector de presencia depende mucho de las características de parada de la máquina, que debe ser mantenida dentro de unos límites muy estrechos.

El dispositivo detector de presencia debe diseñarse de manera tal que una vez que haya sido accionado, la máquina no pueda ser puesta en marcha de nuevo hasta que el dispositivo haya sido rearmado manualmente. Los dispositivos detectores eléctricos o electrónicos, deben diseñarse de manera que su funcionamiento normal no sea alterado por acciones de la máquina o interferencias exteriores.

Dispositivo detector mecánico. El fundamento de un dispositivo mecánico detector de presencia consiste en un detector o barrera que, al moverse o desplazarse por el cuerpo, antes de alcanzar la zona de peligro, acciona el dispositivo de disparo que detiene la máquina.

Dispositivo detector fotoeléctrico. Uno o varios haces luminosos dispuestos como una cortina o barrera entre el operador y los elementos peligrosos de la máquina, con un detector fotoeléctrico incorporado, pueden utilizarse para constituir un dispositivo fotoeléctrico de protección. El dispositivo debe cumplir las condiciones siguientes:

- a) mientras el haz o los haces luminosos estén interrumpidos, los elementos peligrosos de la máquina no pueden ser puestos en movimiento;
- b) en el caso de interrupción del haz luminoso, mientras un elemento peligroso está en movimiento, el dispositivo se accionará e inmediatamente parará, y, si fuese necesario, invertirá el movimiento del elemento peligroso antes de que sea alcanzado el punto de peligro.

Tarima sensible a la presión. Este dispositivo funciona por medio de interruptores eléctricos o distribuidores hidráulicos o neumáticos dispuestos convenientemente repartidos en el interior de una tarima, situada en la proximidad de la zona de peligro, conectados a una unidad de mando. La presión sobre la tarima acciona alguno de estos interruptores. Las tarimas sensibles a la presión de tipo eléctrico se conectan a los circuitos de mando de la máquina y su utilización debe ser limitada a situaciones de riesgo normal. En aquellos casos en que no sea posible el uso de un resguardo fijo o uno de enclavamiento, puede ser utilizada una tarima de este tipo, y es particularmente recomendable como dispositivo de parada de emergencia, como medio de protección de las



personas que puedan encontrarse en el interior de la máquina o como dispositivo auxiliar para forzar una protección convencional.

Dispositivos capacitivos y ultrasonoros. El uso de estos dispositivos debe limitarse a las máquinas para las que sea suficiente un enclavamiento de tipo normal, dadas las dificultades existentes para su regulación, para mantener un adecuado nivel de sensibilidad, así como a su estado actual de desarrollo.

#### DISPOSITIVO DE MANDO A DOS MANOS

Cuando no pueda aplicarse otro medio de protección, un dispositivo de mando a dos manos protege las manos del operador. También puede utilizarse como dispositivo de hombre muerto.

Este dispositivo deberá diseñarse de acuerdo con los requisitos siguientes:

- a) los mandos manuales deberán estar situados a una distancia tal y protegidos de manera que no puedan ser accionados con una sola mano, con una mano y otra parte del cuerpo, o con una herramienta;
- b) la máquina no arrancará más que si los mandos maniobran simultáneamente o en un intervalo de tiempo menor que 1s, esto evita que el operador pueda bloquear un mando en la posición de puesta en marcha, permitiéndole accionar la máquina por medio del otro mando, dejando libre una mano;
- c) si uno o ambos mandos son soltados mientras exista riesgo a consecuencia del movimiento de partes peligrosas, este movimiento se detendrá inmediatamente y si fuese necesario, se invertirá; esto asegura que ambas manos del operador estén fuera de la zona de peligro mientras dure o persiste el riesgo;
- d) no será posible iniciar el siguiente ciclo de trabajo hasta que ambos mandos hayan vuelto a su posición de reposo; esto evita la posibilidad de que uno de los mandos pueda bloquearse en la posición de puesta en marcha;
- e) de existir varios métodos de funcionamiento, el método escogido será enclavable únicamente por una persona autorizada.
- f) si trabajasen en la máquina más de un operador, deberá cumplirse además:
  - 1 - Deberán existir tantos mandos como operadores.
  - 2 - Sólo será posible iniciar el ciclo con todos los mandos pulsados.
  - 3 - Sólo se exige sincronismo para cada mando.

En algunas máquinas resulta imposible la utilización de un resguardo y son necesarios otros medios de protección del operador. La utilización de un mando a dos manos en una prensa, obliga a que el operador tenga ambas manos en posición de seguridad mientras la herramienta desciende. Los botones de mando deberán estar resguardados para evitar al máximo su accionamiento accidental (fig. 55).

## 6. ANÁLISIS DE LAS DIFERENTES SOLUCIONES

IRAM nos brinda el orden de preferencia:

5.1.1 En la selección del medio de protección más adecuado para un tipo particular de máquina o zona de peligro dada, hay que partir de la base de que: un resguardo fijo suministra la máxima protección y deberá ser empleado siempre que sea posible cuando no se requiera el acceso normal a la zona de peligro durante el funcionamiento de la máquina. En los párrafos siguientes se dan criterios para la selección de los distintos medios de protección en un cierto orden de preferencia. Hay que considerar que, en algunas máquinas, puede ser necesario adoptar varios medios de protección combinados; por ejemplo: cuando se emplea una mesa de alimentación para introducir en una máquina la pieza a trabajar, lo que constituye un medio de evitar el acceso al punto de peligro principal, puede ser necesario disponer de un dispositivo detector de presencia para proteger contra el riesgo de atrapamiento entre la mesa de alimentación, y el resguardo fijo. Otro ejemplo lo constituyen ciertas máquinas hidráulicas de riesgo elevado a las que normalmente se les adapta un resguardo de enclavamiento eléctrico e hidráulico, actuando sobre los mandos de la máquina, a la vez que un dispositivo de retención mecánica.

5.1.2 Caso en que no sea necesario el acceso a la zona de peligro durante el funcionamiento de la máquina

5.1.2.1 Resguardo fijo. Si fuera necesario, se colocarán dispositivos de alimentación y extracción o una falsa mesa. Las aberturas en el resguardo se adaptarán al diagrama indicado.

5.1.2.2 Resguardo distanciador. Puede incluir una barrera de altura suficiente o un resguardo tipo túnel.

5.1.2.3 Dispositivo detector de presencia. Puede estar constituido por una cortina o barrera detectora, un dispositivo fotoeléctrico o una tarima sensible de presión. Este tipo de dispositivo deberá utilizarse solamente cuando no sea posible colocar un resguardo fijo o un distanciador.

5.1.3 Caso en que sea necesario el acceso a la zona de peligro durante el funcionamiento normal de la máquina

5.1.3.1 Resguardo de enclavamiento. Cuando el tiempo de parada de la máquina sea relativamente corto, puede ser suficiente con un resguardo asociado al mando de la máquina y mejorado por un dispositivo de retención mecánica para las máquinas que presenten riesgos por partes que se aproximan. Cuando las partes peligrosas de la máquina continúen en movimiento después del corte de suministro de energía, deberá preverse un dispositivo de movimiento residual o de inercia o un freno.

5.1.3.2 Apartacuerpos. El apartacuerpos deberá ser capaz de desplazar a una persona de la zona de peligro antes que éste pueda presentarse y no debe constituir por sí mismo un riesgo debido a su propia velocidad de funcionamiento.

5.1.3.3 Dispositivo detector de presencia

5.1.3.4 Resguardo regulable. Se debe adoptar cuando el punto de peligro no pueda estar siempre totalmente encerrado; por ejemplo: ciertas máquinas herramientas como las fresadoras verticales y horizontales; esmeriladoras y máquinas de trabajar madera.

5.1.3.5 Resguardo autorregulable. Un resguardo autorregulable es aceptable sólo cuando sea accionado por la pieza a trabajar, de manera que la zona de peligro sea cerrada por el resguardo



antes y después de la operación, y mientras que ésta se realiza por el resguardo y/o la pieza por trabajar.

5.1.3.6 Dispositivo de mando a dos manos. Un dispositivo de mando a dos manos sólo es aceptable sino fuera posible instalar otro medio de protección. Únicamente protege al operador de la máquina y no evita que otros en su proximidad puedan acceder a los elementos peligrosos.

5.1.3.7 Dispositivo de hombre muerto. Un dispositivo de hombre muerto es una alternativa del mando a dos manos. Situado fuera del alcance de la zona de peligro, protege al operador de la máquina, pero no a otras personas.

## **CONCLUSION:**

### Resguardos

La opción de utilizar resguardos fijos fue descartada, debido a que, a pesar de que es el mecanismo mas seguro, por el tipo de trabajo realizado, se dificultaría mucho las tareas si aplicáramos medios de protección que impiden o dificultan el acceso de las personas o de sus miembros, al punto o zona de peligro.

### Apartacuerpos y Apartamanos

Este mecanismo brinda excelentes condiciones de seguridad, pero presenta la dificultad de no poder maniobrar la maquina una vez que está en funcionamiento, por lo que no seria posible llevar adelante las tareas.

### Detectores de presencia

Lo principal para evitar lesiones graves en los operarios, es poder detener el motor de la máquina cuando se produzca el accidente. Para lograr esto se pensó en dispositivos como placas o alfombras de seguridad, las cuales detectan la presencia de la persona. Podríamos usarlas para que en caso de producirse un accidente, el operario se traslade fuera de la posición de trabajo y así frenar la maquina.

Esta idea fue descartada ya que puede darse el caso en el que el operario no esté presente cuando la laminadora esté en funcionamiento, y si aplicamos este sistema, la maquina no podría funcionar si no es operada por la persona, lo que complicaría y atrasaría la producción.

Tampoco podemos utilizar dispositivos fotoeléctricos por la disposición de la maquina y la dificultad que presentaría su instalación por el espacio disponible.

### Dispositivo de mando a dos manos

Este método es muy efectivo para proteger las manos de los operarios, pero en este caso, el operario debe tener sus manos libres ya que debe manipular la masa en determinados momentos, además de tener que regular el espacio entre los rodillos mediante un par de volantes.

Por lo tanto, esta idea tampoco se podría utilizar.

## 7. SOLUCIÓN ADOPTADA

Optaremos por un método de resguardos de enclavamiento sobre el circuito de energía.

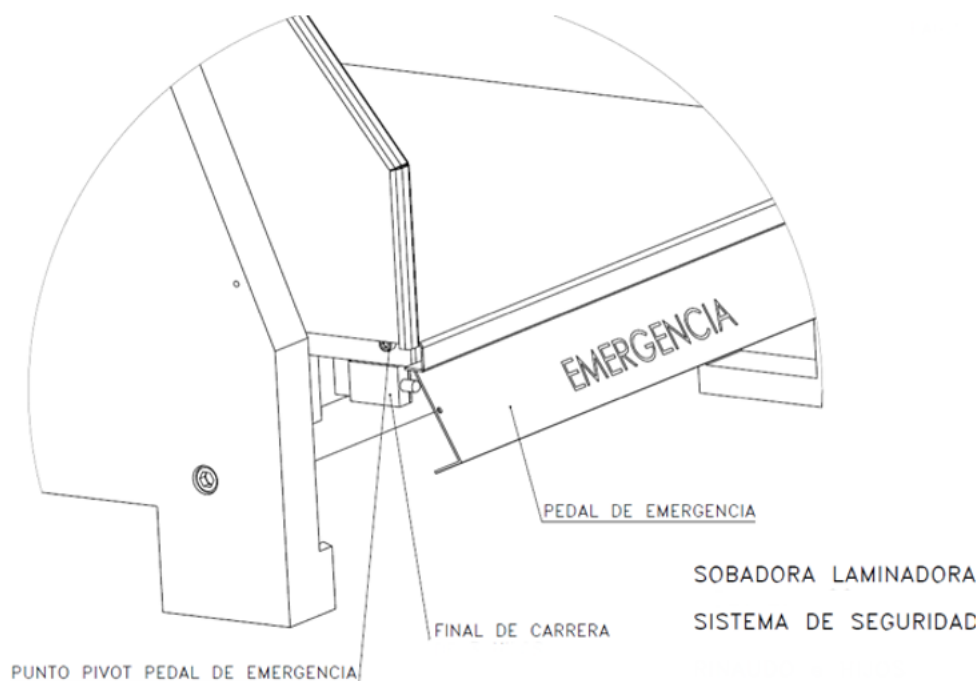
Se tomó esta decisión debido a que el operario debe seguir trabajando cómodamente ya que debe manipular la masa mientras los rodillos están en movimiento, por lo que no se puede adoptar soluciones mas seguras como resguardos fijos vistos anteriormente. De esta manera adicionaremos un mecanismo a la maquina de forma que no influya en el proceso de trabajo.

Adoptando el método resguardo de enclavamiento, utilizaremos un dispositivo fin de carrera que el operario deberá accionar en caso de producirse un accidente y así poder detener el motor de la máquina.

### DISPOSICION Y FUNCIONAMIENTO

El mecanismo que se va a utilizar en la maquina será un pedal de emergencia en forma de barra dispuesta debajo de la placa inferior de la sobadora, muy cerca del pie del operario. De esta forma, en caso de producirse un accidente, el operario debe accionar el pedal con el pie. Cuando es accionado, hace contacto con un fin de carrera, lo cual genera que cambie el giro del motor y los rodillos giren en sentido contrario. Una vez cesa la carga sobre el pedal, este retoma su posición inicial mediante resortes, y cuando esto ocurre, el motor de la maquina se apaga.

Con este mecanismo logramos que el operario pueda contrarrestar la acción de los rodillos y evitar mayores lesiones de una forma rápida y cómoda para la posición de trabajo.



Según IRAM 3578:

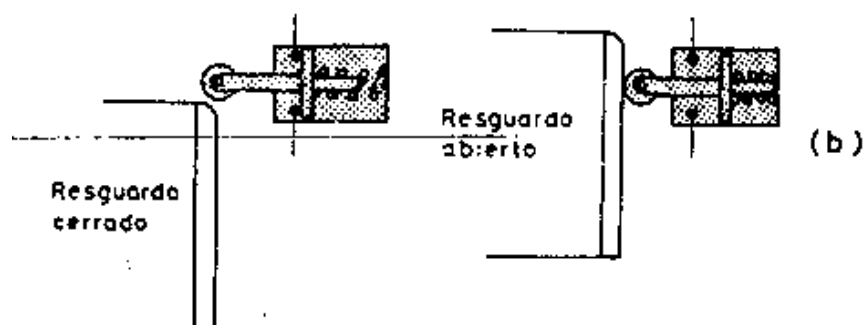
### ENCLAVAMIENTO SOBRE EL CIRCUITO DE ENERGÍA

7.6.1 El enclavamiento sobre el circuito de alimentación de energía a la máquina, se realiza por mando mecánico directo sobre un interruptor en serie con la fuente de alimentación principal a la máquina. Este mando mecánico directo puede ser por medio de transmisiones, por llaves cautivas o por un sistema de transferencia de llaves.

7.6.2 El enclavamiento sobre el circuito de energía es intrínsecamente superior al que actúa sobre el circuito de mando (y, por lo tanto, aceptable para situaciones de alto riesgo), puesto que los enlaces mecánicos entre el resguardo y el interruptor aseguran la imposibilidad de abrir el resguardo si por cualquier razón los contactos del interruptor se bloqueara en posición de cierre. Sin embargo, como este tipo de enclavamiento debe asegurar el corte de la alimentación de energía a los motores de arrastre principales, no debe aplicarse más que a máquinas que exijan muy raramente la abertura de los resguardos o bien a las que estén equipadas con motores de baja potencia (ver también 4.12 sobre dispositivos de movimiento residual).

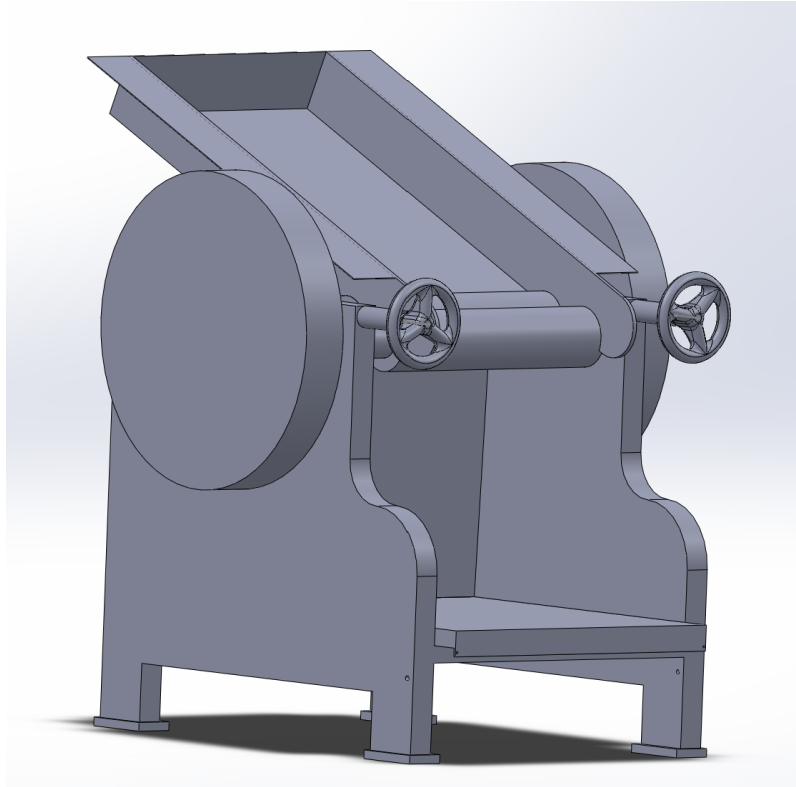
El accionamiento de los fin de carrera será el siguiente:

Interruptores con accionamiento en modo positivo. En esta manera de funcionar, el vastago del interruptor se mantiene presionado mediante una leva fijada al resguardo, cuando el resguardo está en cualquier posición que no sea la de totalmente cerrado. El movimiento de cierre final del resguardo suelta el vastago del interruptor permitiendo que los contactos se cierren por acción del resorte (el contacto está normalmente cerrado), y cuando el resguardo se abre, los contactos se abren en modo positivo. Esta instalación es más segura que en modo negativo, y no puede ser inutilizada mediante el empuje o retención deliberada del vastago del interruptor. Esto último puede, sin embargo, implicar un riesgo si los elementos del resguardo no se mantuviesen adecuadamente. El uso excesivo o el desalineamiento de la leva con el interruptor puede provocar que el vastago del interruptor no se introduzca lo suficiente como para abrir los contactos.

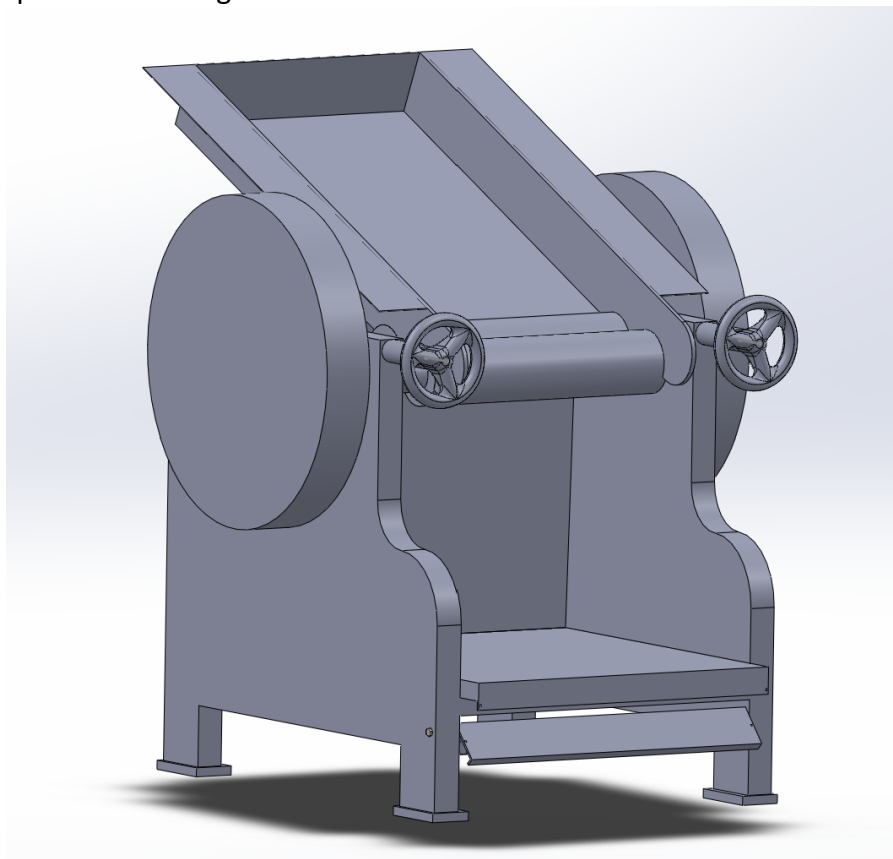


## 8. Ubicación e instalación del dispositivo

Para poder visualizar de mejor manera como será la ubicación del dispositivo, se modeló la máquina en 3D.



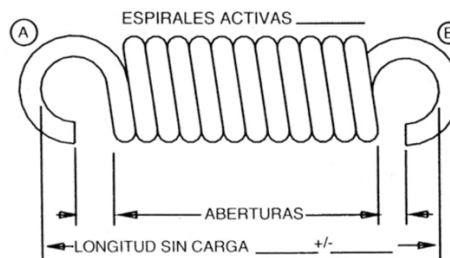
Y se ubicó el dispositivo de la siguiente manera:



Se seleccionan los siguientes componentes:

- Chapa de 750mm de largo y un espesor de 2mm, que pivotará sobre dos tornillos M10 instalados en las patas de la máquina.
- 2 Tornillos M10 de 90mm de largo.
- 2 Tuercas hexagonales M10.
- 2 Resortes de tensión, de 100mm de longitud sin carga.

TERMINACIÓN/TERMINACIÓN EXTENDIDA (A) LONG. \_\_\_\_\_ +/- \_\_\_\_\_ ABERTURA \_\_\_\_\_ +/- \_\_\_\_\_  
 TERMINACIÓN/TERMINACIÓN EXTENDIDA (B) LONG. \_\_\_\_\_ +/- \_\_\_\_\_ ABERTURA \_\_\_\_\_ +/- \_\_\_\_\_



- Fin de Carrera Schneider XCKJ10511.

[Ficha técnica del producto](#)  
[Características](#)

**XCKJ10511**  
 INT POS METAL CLAS PALANCA Y ROLD  
 PLAST

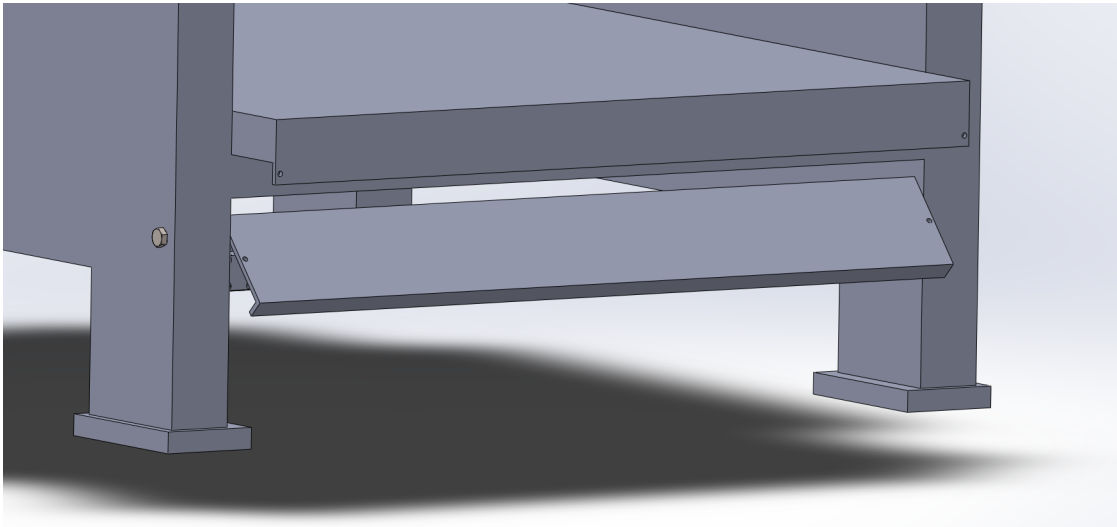


**Principal**

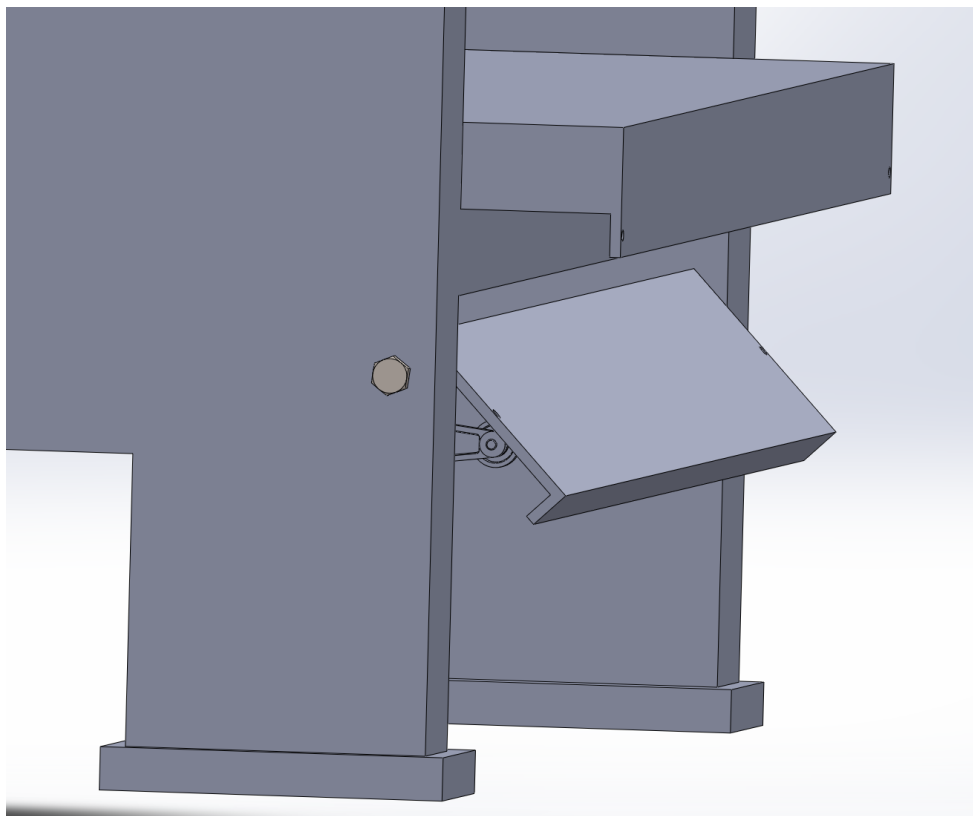
Rango de producto	OsiSense XC
Nombre de serie	Formato estandar
Tipo de producto o componente	Interruptor limitador
Modelo de dispositivo	XCKJ
Diseño del detector	Form A conforming to CENELEC EN 50041
Tipo de cuerpo	Fijo
Tipo de cabezal	Cabeza rotatoria
Material	Metál.
Material del cuerpo	Zamak
Material del cabezal	Zamak
Modo de fijación	Mediante el cuerpo
Movimiento cabezal funcionam.	Giratorio
Tipo de operario	Spring return roller lever thermoplastic
Tipo de aproximación	Lateral approach, 1 or 2 programmable direction
Entrada de cable	1 entry tapped for Pg 13.5 cable gland, cable outer diameter: 9...12 mm
Número de polos	2
Tipo de contactos y composición	1 NC + 1NA
Funcionamiento de contacto	Acción ráp.

no ha sido diseñada como reemplazo, ni se debe utilizar para determinar la idoneidad o la confiabilidad de estos productos para aplicaciones específicas de usuarios

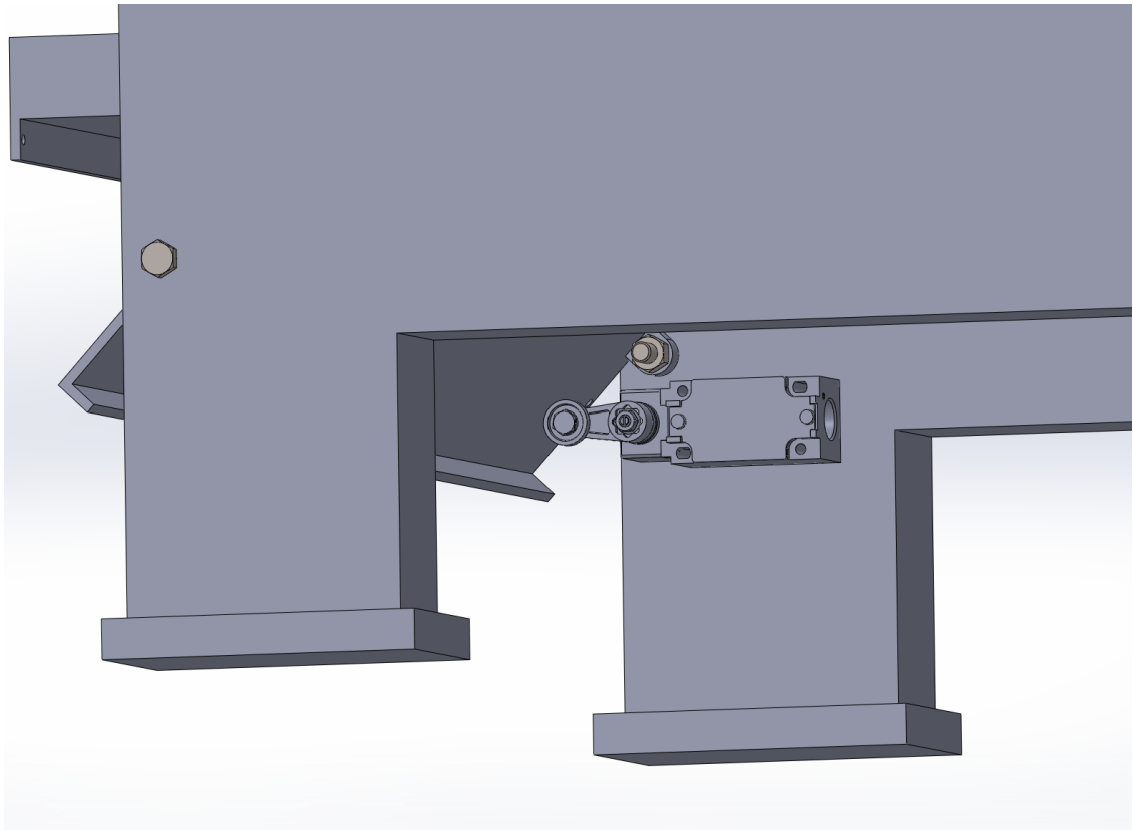
Detalles de la instalación:



Aclaración: los resortes de tensión conectarán el pedal con la base de la máquina mediante los orificios que se ven en las imágenes.







En caso de emergencia, se empuja el pedal, accionando el fin de carrera abriendo un contacto normal cerrado NC y cerrando un contacto normal abierto NA, de manera que los rodillos giren en sentido contrario.

Una vez cesa la carga, los resortes de tensión devuelven el pedal a su posición original.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA



ASIGNATURA: Proyecto Final

TRABAJO PRÁCTICO Nº: 2

TÍTULO: Puente Grúa

PROFESOR: Ing. Federico G. Trejo Ponce

JEFE DE T.P.: Ing. Diego A. Peretti

AYUDANTE: Ing. Hernan Muzyka – Ing. Babez Fernando – Ing. Agustin Troncoso

ALUMNO/S: Correa Facundo  
Juárez Juan  
Moran Pereyra Hernán  
Paíz Claudio

CURSO: 5º 1ª

ESPECIALIDAD: Ing. Mecánica

GRUPO: 3

FECHA DE REALIZACIÓN: 12/08/2022

FECHA Y FIRMA DE LA APROBACIÓN DEL T.P.:

FIRMA DEL ALUMNO:



## Proyecto, Calculo y Diseño Puente Grúa para Central Nuclear

### Índice

### Tabla de contenido

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL .....	1
FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA.....	1
<b>Introducción .....</b>	<b>7</b>
<b>Datos de partida .....</b>	<b>7</b>
<b>Tambor principal (150tn).....</b>	<b>8</b>
<b>Selección del aparejo principal .....</b>	<b>8</b>
• Cálculo y selección de poleas.....	9
<b>Cálculo y selección del cable para el aparejo principal .....</b>	<b>11</b>
<b>Diseño del tambor .....</b>	<b>14</b>
<b>Diámetro del tambor.....</b>	<b>14</b>
<b>Velocidad de arrollamiento del cable .....</b>	<b>15</b>
<b>Potencia de accionamiento del tambor.....</b>	<b>15</b>
<b>Selección del reductor .....</b>	<b>16</b>
Potencia equivalente .....	17
Selección de reductor de 4 etapas .....	17
Disipación térmica .....	18
Carga radial en el eje lento.....	18
Características del reductor adoptado .....	20
<b>Selección del motor de izaje .....</b>	<b>21</b>
<b>Dimensiones finales del tambor .....</b>	<b>22</b>
Número de vueltas por minuto del tambor.....	22
Diámetro final del tambor .....	22
Longitud del cable de izaje .....	23
Numero de gargantas para cable a enrollar .....	23
Longitud del tambor enrollado.....	23
<b>Calculo resistivo y de verificación del tambor.....</b>	<b>23</b>
Espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta por esfuerzo de compresión .....	24
<b>Espesor de chapa del cilindro del tambor.....</b>	<b>26</b>
<b>Inclinación y guiado del cable .....</b>	<b>27</b>
<b>Selección del acoplamiento de barrilete para el tambor .....</b>	<b>29</b>
Momento de giro en el acoplamiento.....	30



Verificación de la carga radial .....	32
Selección de las placas laterales del tambor .....	34
<b>Cálculo del eje del tambor</b> .....	<b>35</b>
➤ Carga actante .....	35
➤ Cálculo y adopción del diámetro .....	36
➤ Verificación del diámetro del eje “b” del tambor .....	38
<b>Calculo y selección del rodamiento para el eje “b”</b> .....	<b>40</b>
• Carga estática equivalente del rodamiento .....	40
• Capacidad de carga estática básica requerida .....	41
• Selección del rodamiento .....	42
• Verificación del rodamiento .....	43
<b>Caja porta-rodamiento (soporte de pie)</b> .....	<b>44</b>
<b>Calculo y selección del acoplamiento entre motor y reductor</b> .....	<b>44</b>
<b>Freno de carga</b> .....	<b>46</b>
• Selección de la polea de frenado .....	48
<b>Freno de emergencia</b> .....	<b>49</b>
<b>Aparejo auxiliar (20tn)</b> .....	<b>54</b>
<b>Selección del aparejo auxiliar</b> .....	<b>54</b>
• Cálculo y selección de poleas .....	55
<b>Cálculo y selección del cable para el aparejo auxiliar</b> .....	<b>57</b>
<b>Diseño del tambor</b> .....	<b>60</b>
• Diámetro del tambor .....	60
• Velocidad de arrollamiento del cable .....	61
• Potencia de accionamiento del tambor .....	61
<b>Selección del reductor</b> .....	<b>62</b>
Potencia equivalente .....	63
• Selección de reductor de 4 etapas .....	63
• Disipación térmica .....	64
• Carga radial en el eje lento .....	65
• Características del reductor adoptado .....	66
<b>Selección del motor de izaje</b> .....	<b>67</b>
<b>Dimensiones finales del tambor</b> .....	<b>68</b>
• Número de vueltas por minuto del tambor .....	68
• Diámetro final del tambor .....	68
• Longitud del cable de izaje .....	69
• Numero de gargantas para cable a enrollar .....	69
• Longitud del tambor arrollado .....	69



<b>Calculo resistivo y de verificación del tambor</b> .....	69
• Espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta por esfuerzo de compresión.....	70
• Espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta por esfuerzos debido a la flexión	71
• Espesor de chapa del cilindro del tambor.....	72
• Inclinación y guiado del cable.....	73
<b>Selección de acoplamiento de barrilete para el tambor</b> .....	75
• Momento de giro en el acoplamiento .....	76
• Verificación de la carga radial.....	77
<b>Selección de las placas laterales del tambor</b> .....	79
<b>Cálculo del eje del tambor</b> .....	80
• Carga actuante .....	80
• Cálculo y adopción del diámetro.....	81
• Verificación del diámetro del eje “b” del tambor.....	83
<b>Calculo y selección del rodamiento para el eje “b”</b> .....	85
➤ Carga estática equivalente del rodamiento .....	85
➤ Capacidad de carga estática básica requerida.....	86
➤ Selección del rodamiento.....	86
➤ Verificación del rodamiento .....	88
<b>Calculo y Diseño de la caja porta-rodamiento (soporte de pie)</b> .....	89
<b>Cálculo y selección del acoplamiento entre motor y reductor</b> .....	89
<b>Freno de carga</b> .....	91
• Selección de la polea de frenado .....	93
<b>Freno de emergencias</b> .....	93
<b>Cálculo del sistema de traslación del carro</b> .....	<b>99</b>
<b>Cálculo de las ruedas del carro</b> .....	99
• Ruedas .....	102
<b>Motorreductor de Traslación (VER PAG 93 ASME NOG 2015)</b> .....	106
• Potencia de Régimen <i>NR</i> .....	106
• Potencia de Aceleración Necesaria <i>NA</i> .....	107
• Potencia Nominal necesaria <i>Nnom</i> .....	108
• Selección del Motorreductor .....	108
<b>Estructura del carro</b> .....	<b>110</b>
• Viga 6.....	111
• Viga 7 y 8.....	112
• Viga 9.....	113
• Viga 10.....	114
• Soporte 1 .....	115



• Viga 3.....	116
• Viga 4.....	118
• Viga 5.....	120
• Viga 1.....	122
• Viga 2.....	124
<b>Paragolpes del carro .....</b>	<b>126</b>
<b>Cálculo de Viga Principal.....</b>	<b>128</b>
<b>Momento Flector máximo debido a la carga móvil. ....</b>	<b>129</b>
• Tensiones Admisibles.....	130
• Cargas Concentradas .....	130
<b>Momento Flector máximo debido al peso propio.....</b>	<b>133</b>
<b>Tensiones Normales .....</b>	<b>135</b>
<b>Tensiones Tangenciales.....</b>	<b>136</b>
• Carro Ubicado en el centro del puente .....	136
• Carro Ubicado en la Sección A-A.....	139
• Tensiones Combinadas.....	141
<b>Cálculo de Flecha .....</b>	<b>142</b>
<b>Verificación al Pandeo .....</b>	<b>143</b>
• Alma sin Rigidizador Longitudinal.....	144
• Alma con Rigidizador Longitudinal.....	148
• Selección de Rigidizador Longitudinal .....	156
• Platabanda Superior.....	158
<b>Sección de Viga Principal .....</b>	<b>162</b>
• Cálculo de Viga Testera .....	163
• Cálculo del Eje Balancín .....	166
<b>Cálculo del sistema de traslación del Puente Grúa.....</b>	<b>167</b>
• Cálculo de las ruedas de la Viga Testera.....	167
<b>Motorreductor de Traslación (VER PAG 93 ASME NOG 2015) .....</b>	<b>175</b>
• Potencia de Régimen <i>NR</i> .....	175
• Potencia de Aceleración necesaria <i>NA</i> .....	176
• Potencia Nominal necesaria <i>Nnom</i> .....	177
• Selección del Motorreductor .....	177
<b>Paragolpes del puente .....</b>	<b>179</b>
<b>Tambor Auxiliar Desplazable (3,5tn).....</b>	<b>181</b>
<b>Selección del aparejo auxiliar desplazable.....</b>	<b>181</b>
<b>Montaje .....</b>	<b>183</b>
<b>Lubricación.....</b>	<b>183</b>



<b>Dimensiones finales del tambor .....</b>	<b>184</b>
<b>Control Remoto .....</b>	<b>184</b>
<b>Calculo eléctrico .....</b>	<b>186</b>
<b>Selección de llave principal .....</b>	<b>186</b>
<b>Selección de Guardamotores y Relés Térmicos.....</b>	<b>188</b>
<b>Selección de contactores .....</b>	<b>190</b>
• Contactor para el motor del tambor de izaje principal .....	190
• Contactor para el freno electrohidráulico principal.....	191
• Contactor para el freno electrohidráulico secundario.....	192
• Contactor para el freno de pinzas principal y secundario .....	192
<b>Selección de variadores de velocidad .....</b>	<b>193</b>
<b>Selección de Finales de carrera.....</b>	<b>194</b>
<b>Bibliografía .....</b>	<b>195</b>



## Introducción

Este proyecto tiene por objetivo el cálculo y diseño de un puente grúa para ser utilizado en una central nuclear. Se tendrán en cuenta algunas cuestiones relacionadas con la seguridad tanto de los equipos como también de la seguridad humana basada en las normas de seguridad de la OIEA (Seguridad de las centrales nucleares: Diseño - OIEA Nº SSR-2/1 Rev. 1).

## Datos de partida

Capacidad de carga	Aparejo principal	150tn
	Aparejo auxiliar	20tn
	Aparejo auxiliar desplazable	Aprox. 3,5tn
Velocidad de izaje	6m/min	
Velocidad de traslación del puente	60m/min	
Velocidad de traslación del carro	30m/min	
Luz entre vías	22m	
Altura de izaje	25m	
Limitación desde altura de T.O.R.	2500	
Clase	C	

Según la Norma CMAA (Crane Manufacturer's Association of America) para proyectos de puentes grúa, en el apartado 70-2 muestra las clasificaciones que se hacen de los puentes grúas, la clasificación va de A a F, donde la Clase A corresponde a un servicio poco frecuente o standby y Clase F corresponde a servicio severo continuo.

El tipo de puente grúa que se eligió para este proyecto es Clase C en la clasificación de la norma CMAA.

Clase C (servicio moderado): Este servicio cubre grúas que pueden usarse en talleres mecánicos o salas de máquinas papeleras, etc., donde los requisitos de servicio son moderados. En este tipo de servicio, la grúa maneja cargas que promedian el 50 por ciento de la capacidad nominal con 5 a 10 elevaciones por hora, con un promedio de 15 pies, no más de 50 por ciento de la elevación a la capacidad nominal.

Equivalencias:

CMAA 70	Clase C
ISO (FEM)	M4



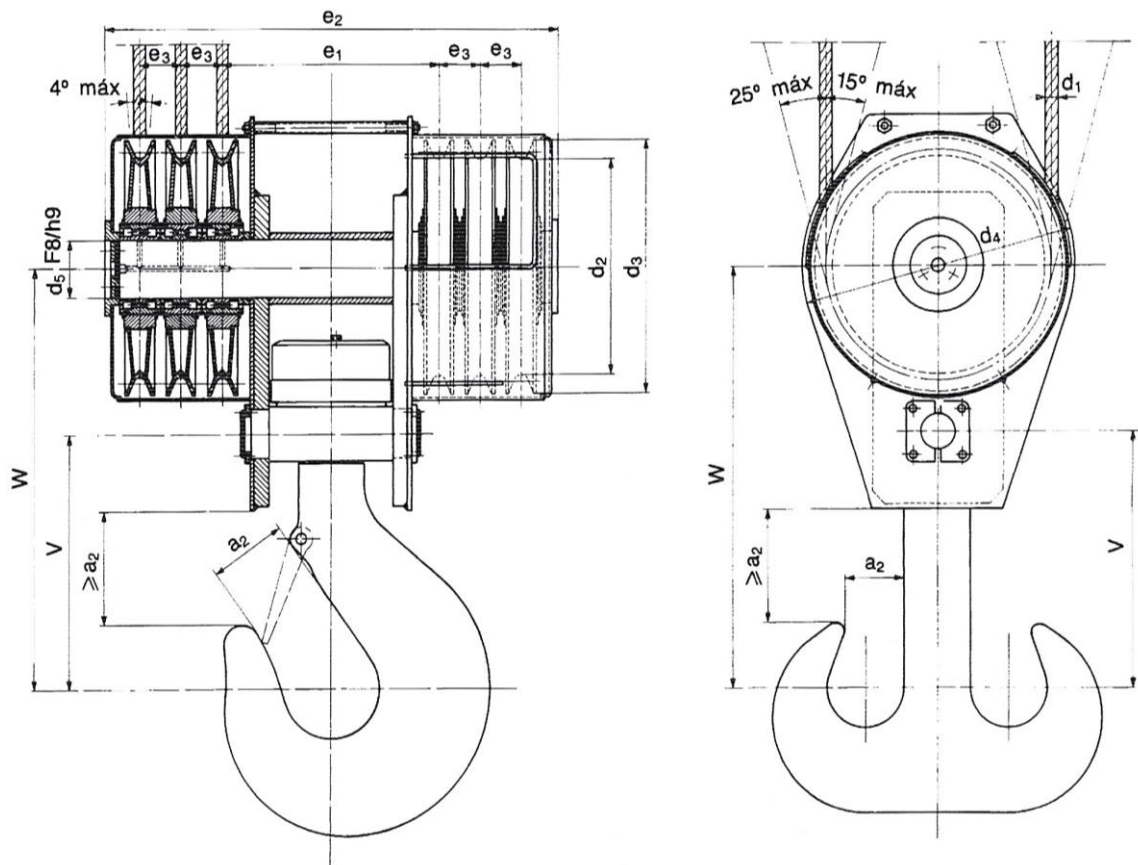
## Tambor principal (150tn)

### Selección del aparejo principal

#### Selección del tipo de aparejo para el gancho principal

Del catálogo de Miguel Abad S.A., en función de la capacidad de carga y el tipo de clase del puente grúa determinamos el aparejo correspondiente, en nuestro caso para una capacidad de carga de 150tn y Clase C (Clase M4 según Norma ISO-FEM) adoptamos un aparejo de 6 poleas con las siguientes características:

Nº	GRUPO		CARGA	VIDA	CABLE	DIMENSIONES										PESO kgs.	TIPO	
	ISO FEM	DIN	t	h	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	e <sub>1</sub>	e <sub>2</sub>	e <sub>3</sub>	v	w	Simple			Doble
100	M3	1 Bm	250	1.600	36	790	900	955	240	770	1.650	160	885	1.430	280	224	4.400	060.100.M3
	M4	1 Am	200	3.200														060.100.M4
	M5	2 m	160	6.300	34	795	900	955	200	750	1.580	150	885	1.410	280	224	4.420	060.100.M5
	M6	3 m	125	12.500														905
	M7	4 m	100	25.000	34	1.005	1.110	1.180	180	750	1.510	136	885	1.410	280	224	4.440	060.100.M7
	M8	5 m	80	50.000														060.100.M8



PASTECAS DE 6 POLEAS Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 32 y 33

- Cálculo y selección de poleas

SPM03 Pág. 17-19 o Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 24-25

Determinación del diámetro primitivo mínimo en el cable

$$D \geq d1 * h1 * h2$$

d1 = Diámetro del cable (se adoptará un cable de Ø32mm que más adelante se verificará).

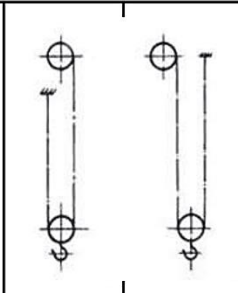
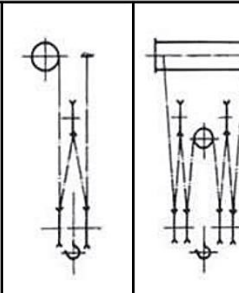
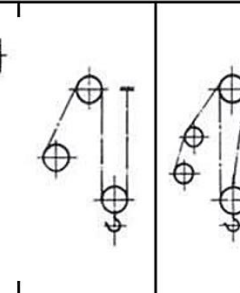
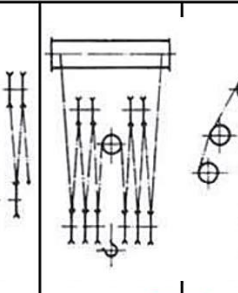
h1= Coeficiente dependiente del grupo en el que está clasificado el mecanismo de elevación (T-3.1).

h2 = Coeficiente de mayoración de h1 (T-3.2).

### T-3.1. Coeficiente $h_1$

GRUPO		CABLE NORMAL		CABLE ANTIGIRATORIO	
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA
M3	1 Bm	16	12.5	18	14
M4	1 Am	18	14	20	16
M5	2 m	20	14	22.4	16
M6	3 m	22.4	16	25	18
M7	4 m	25	16	28	18
M8	5 m	28	18	31.5	20

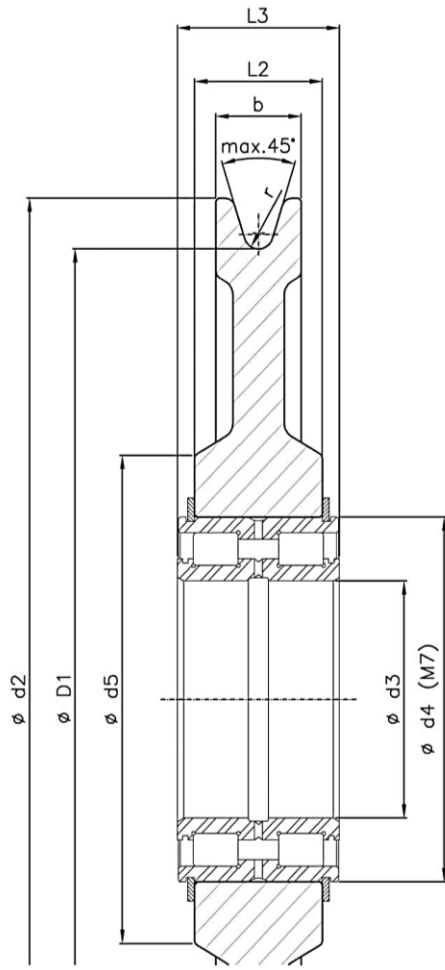
### T-3.2. Coeficiente $h_2$

Disposición de la pasteca				
$h_2$	1	1.12	1.12	1.25

Luego:

$$D = 32mm * 20 * 1,25 \approx 800mm$$

Del catálogo de Miguel Abad seleccionamos una polea de diámetro primitivo  $\phi 800mm$ , en la tabla siguiente se muestran sus características.



*Poleas para cables de acero tipo PMA  
Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 43*

- Material forjado, preformado
- Calidad C45 o 42CrMo4
- Bonificado volumétrico
- Endurecimiento superficial 300-320 HBr

D1 (mm)	Ø Cable (mm)	r (mm)	d2 (mm)	b (mm)	d3 (mm)	d4 (M7) (mm)	d5 (mm)	L2(-0,2) (mm)	L3 (mm)	Rodamiento (SL04PP)	Referencia PMA
800	26-43	16	880	70	90	140	180	54	67	5018	019.80.18
					100	150	190	54	67	5020	019.80.20
					110	170	220	65	80	5022	019.80.22
					120	180	230	65	80	5024	019.80.24
					130	190	230	65	80	130	019.80.26L
					130	200	255	77	95	5026	019.80.26
					140	200	255	65	80	140	019.80.28L
					140	210	260	77	95	5028	019.80.28
					150	210	255	65	80	150	019.80.30L
					150	225	280	81	100	5030	019.80.30
					160	220	265	65	80	160	019.80.32L
					160	240	290	89	109	5032	019.80.32
180	280	325	110	136	5036	019.80.36					

Diámetro mínimo de poleas de reenvío

$$D \geq d1 * h1 * h2$$

Reemplazando valores:

$$D = 32mm * 16 * 1,25 \approx 640mm$$

Del catálogo de Miguel Abad seleccionamos una polea de diámetro primitivo  $\phi 710\text{mm}$ , en la tabla siguiente se muestran sus características.

D1 (mm)	Ø Cable (mm)	r (mm)	d2 (mm)	b (mm)	d3 (mm)	d4 (M7) (mm)	d5 (mm)	L2(-0,2) (mm)	L3 (mm)	Rodamiento (SL04PP)	Referencia PMA
710	23-38	14	780	60	80	125	160	49	60	5016	019.71.16
					85	130	160	49	60	5017	019.71.17
					90	140	180	54	67	5018	019.71.18
		16	790	70	100	150	190	54	67	5020	019.71.20
					110	170	220	65	80	5022	019.71.22
					120	180	230	65	80	5024	019.71.24
					130	190	230	65	80	130	019.71.26L
					130	200	255	77	95	5026	019.71.26
					140	200	255	65	80	140	019.71.28L
					140	210	260	77	95	5028	019.71.28
					170	260	315	99	122	5034	019.71.34

*Poleas para cables de acero tipo PMA Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 43*

### Cálculo y selección del cable para el aparejo principal

Carga sobre el cable (SPM03 Pág. 16 o Catálogo Técnico Miguel Abad Pág. 23)

La carga S en cada tirada de cable vendrá dada por la siguiente fórmula:

$$S = \frac{P_{nom} + Q + P_c}{i * \eta}$$

$P_{nom}$ : Carga máxima nominal [Kgf].

Q: Peso propio de la pasteca más peso del gancho [Kgf].

$P_c$ : Peso del cable [Kgf].

i: Relación del aparejo o N° de ramales.

$\eta$ : Rendimiento del aparejo.

$$P_{nom} = 150000\text{Kgf}$$

$$Q = 5260\text{Kgf}$$

$$P_c = 1260\text{Kgf}$$

$$i = 12$$

$$\eta = 0,90$$

El peso del cable lo calculamos de la siguiente manera:

$$P_c = Q_c * i * H$$

$Q_c$ : Carga por unidad de longitud del cable [Kgf/m].

H: Altura de izaje [m].

$$Q_c = 4,2\text{Kgf/m}$$

$$H = 25\text{m}$$

Teniendo en cuenta el diámetro d1 que figura para el aparejo seleccionado, tomamos este como el diámetro de cable máximo admisible, adoptaremos un diámetro inferior a este, en este caso tomaremos un diámetro de cable  $\phi 32\text{mm}$ , donde su peso aproximado por unidad de longitud es de 4,2Kgf/m (considerando un cable con alma de acero).

Luego:

$$P_c = 4,2 \frac{Kgf}{m} * 12 * 25m = 1260Kgf$$

El rendimiento del aparejo lo obtenemos en función del N° de ramales, de la tabla T-2.2:

### T-2.2. Rendimiento de la pasteca

N° DE RAMALES		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Poleas con rodamiento	$\eta$	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90	0.90	0.89	0.88

*T-2.2 Rendimiento de la pasteca - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 24*

Finalmente:

$$S = \frac{150000Kgf + 5260Kgf + 1260Kgf}{12 * 0,90} \approx \mathbf{14492,6Kgf}$$

Diámetro del cable (*SPM03 Pág. 17 o Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 24*)

➤ Según DIN:

$$d = C * \sqrt{S}$$

C: Coeficiente de seguridad mínima (indicado en T-2.1 en función de la clase del puente grúa).

Calculando:

$$d = 0,280 * \sqrt{14492,6Kgf} \approx \mathbf{33,7}$$

➤ Según FEM:

$$Z_p \geq \frac{F_o}{S}$$

Z<sub>p</sub>: Seguridad mínima (indicado en T-2.1 en función de la clase del puente grúa).

F<sub>o</sub>: Carga de rotura del cable [Kgf].

Calculando:

$$F_o \leq Z_p * S \quad \Rightarrow \quad Z_p * S = 4,5 * 14492,6Kgf \approx \mathbf{65216,7Kgf}$$

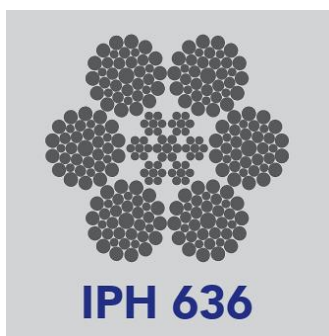
$$Z_p * S \approx \mathbf{639,6kN}$$

### T-2.1. Coeficientes $Z_p$ y $C$

FEM			DIN				
GRUPO	SEGURIDAD MÍNIMA $Z_p$		GRUPO	COEFICIENTE $C$			
	NORMAL	CARGAS PELIGROSAS CABLE ANTIGIRATORIO		NORMAL		CARGAS PELIGROSAS Y CABLE ANTIGIRATORIO	
				180	200	180	200
M3	3.55	4	1 Bm	0.250	0.235	0.265	0.250
M4	4	4.5	1 Am	0.265	0.250	0.280	0.265
M5	4.5	5.6	2 m	0.280	0.265	0.315	0.280
M6	5.6	7.1	3 m	0.315	0.280	0.335	0.325
M7	7.1	9	4 m	0.335	0.325	0.375	0.365
M8	9	11.2	5 m	0.375	0.365	0.425	0.400

T-2.1 Coeficientes  $Z_p$  y  $C$  - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 24

Con los valores de carga y diámetro ingresamos en el catálogo IPH y seleccionamos el cable.



Diámetro	Masa aprox.	Carga mínima de rotura				Masa aprox.	Carga mínima de rotura			
		Grado 1770 N/mm <sup>2</sup>		Grado 1960 N/mm <sup>2</sup>			Grado 1770 N/mm <sup>2</sup>		Grado 1960 N/mm <sup>2</sup>	
[mm]	[kg/m]	[kN]	[t]	[kN]	[t]	[kg/m]	[kN]	[t]	[kN]	[t]
26,00	2,48	395	40,3	437	44,6	2,76	426	43,5	472	48,2
28,00	2,88	458	46,7	507	51,7	3,21	494	50,4	547	55,8
32,00	3,76	598	61,0	662	67,6	4,19	645	65,8	715	73,0
35,00	4,50	716	73,1	792	80,8	5,01	772	78,8	855	87,2

Catalogo IPH Pág. 15

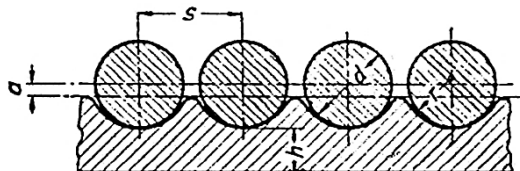
Adoptamos: Cable de  $\phi 32\text{mm}$ , 6x36WS + 7x7 (alma de acero), Grado 1960.

Verificación del coeficiente de seguridad

$$Z = \frac{F_o}{S} \Rightarrow Z = \frac{73000\text{Kg}f}{14492,6\text{Kg}f} \approx 5 \Rightarrow Z \geq Z_p = 4,5 \quad \text{Verifica!}$$

## Diseño del tambor

### Dimensiones de ranuras



Dimensiones de las ranuras de los tambores según la figura									
Diámetro del cable	10	13	16	19	22	27	33	40	44
s	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

SPM03 Pág. 7

Las dimensiones de las ranuras del tambor, separación entre cables y de más las obtenemos de la página 7 del apunte SPM03 dado por la cátedra. Interpolaremos para el diámetro de cable elegido.

Para el diámetro de cable  $\phi 32\text{mm}$ , tenemos:

$$s = 36\text{mm}$$

$$r = 17\text{mm}$$

$$a = 3,8\text{mm}$$

## Diámetro del tambor

Para calcular el diámetro del tambor tendremos en cuenta la norma ASME NOG 1 - 2015, la cual en la Sección 5000, parte 5411.2 nos da el límite admisible mínimo para poder calcular el diámetro nominal para un tambor que use cables de  $6 \times 37$ , que es justamente la configuración de cable que se adoptó para este proyecto.

### 5400 COMPONENT DESIGN

#### 5410 Hoist System

##### 5411 Drum

**5411.1 Description (Type I Cranes).** The drum shall be of cylindrical type, varying in length and diameter, and shall be so designed as to ensure the accumulation of the entire length of rope in one single layer.

**5411.2 Size (Type I Cranes).** The pitch diameter of the drum shall be not less than 24 times the hoist rope diameter for  $6 \times 37$  rope construction, or not less than 30 times the hoist rope diameter for  $6 \times 19$  rope construction.

*El diámetro de paso del tambor no debe ser inferior a 24 veces el diámetro del cable de izar para una construcción de cable de  $6 \times 37$ , o no menos de 30 veces el diámetro del cable de izar para una construcción de cable de  $6 \times 19$ .*

Sección 5000 Mecánica, parte 5411.2 Diámetro nominal del tambor - ASME NOG 1 2015 Pág. 44



$$D_{tambor} \geq 24 * d1$$

d1: 32mm

$$D_{tambor} = 24 * 32mm = 768mm$$

Adoptamos:  $D_{tambor} = 800mm$

### Velocidad de arrollamiento del cable

La velocidad de arrollamiento del cable en el tambor depende del número de poleas del aparejo.

$$V_{cable} = V_{elev.} * N^{\circ} \text{ de poleas} \Rightarrow V_{cable} = 6 \frac{m}{min} * 6 = 36 \frac{m}{min}$$

Las vueltas por minuto desarrolladas por el tambor en etapa de **prediseño** serán:

$$n_{tambor} = \frac{V_{cable}}{Per. \text{ de tamb.}} = n_{tambor} = \frac{V_{cable}}{\pi * Dt} \Rightarrow n_{tambor} = \frac{36 \frac{m}{min}}{\pi * 0,8m} \approx 14,32rpm$$

### Potencia de accionamiento del tambor

Calculamos según Norma CMAA 5.2.9.1.1.1 (SPM03 Pág. 184-185)

$$N[Hp] = \frac{W * V}{33000 * E}$$

W: Peso total en libras que debe levantar el sistema de cable de accionamiento del polipasto. Esto incluye todos los artículos aplicables al polipasto, como la carga de diseño a elevar y los artículos provistos por los fabricantes de grúas, incluido el bloque de gancho y los accesorios.

$$W = Pn + Q + Pc \Rightarrow W = (150000Kgf + 5260Kgf + 1260Kgf) * \frac{2,205lbf}{1Kgf} \approx 345126,6lbf$$

V: Velocidad de elevación máxima en pies por minuto.

$$V = 6 \frac{m}{min} * \frac{1ft}{0,305m} \approx 19,67 \frac{ft}{min}$$

E: Rendimiento mecánico entre la carga y el motor, donde:  $E = E_g^n * E_s^m$ .

Eg: Rendimiento del reductor de velocidades.

Es: Rendimiento del sistema de cable por polea giratoria.



Typical Efficiency Values		
Bearings	Eg	Es
Anti-friction	0,97	0,99
Sleeve	0,93	0,98

Norma CMAA Tabla 5.2.9.1.1.1-1 SPM03 Pág. 185

n: Numero de reducciones del reductor.

$$n = 4$$

m: Número de poleas giratorias entre el tambor y la polea compensadora pasado por sobre cada parte del cable en movimiento conectado al tambor.

$$m = 5$$

Ver (tocar vínculo 3.2 en PDF): □ Calculo y selección de poleas, tabla T-3.2. (Coeficiente h2).

$$E = (0,97)^4 * (0,99)^5 \approx \mathbf{0,84}$$

Luego:

$$N = \frac{345126,6\text{ lbf} * 19,67 \frac{\text{ft}}{\text{min}}}{33000 * 0,84} \approx 245\text{HP} \Rightarrow N \approx \mathbf{182696W} \approx \mathbf{182,7kW}$$

### Selección del reductor

El reductor a seleccionar deberá ser de 4 etapas, para su selección utilizaremos el catálogo Sumitomo Paramax serie 9000.

### Preselección del motor y relación de transmisión

A los fines de poder calcular la relación de transmisión, que necesitaremos para luego elegir el reductor, necesitamos las rpm del motor, para este proyecto adoptaremos un motor eléctrico de 4 polos y una velocidad nominal de 1500rpm.

La relación de transmisión nos queda:

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{tambor}} \Rightarrow i = \frac{1500\text{rpm}}{14,32\text{rpm}} \approx \mathbf{105}$$

Potencia equivalente

➤ Factor de servicio

CRANES

Classification of Crane	Hoisting	Traverse Motion	Travel Motion	Slewing Motion	Boom Hoisting	The crane classification is based on JIS B8821-1976 "Calculation standard for the structure of crane."
Group I	1.00	1.50		1.25	1.00	
Group II	1.25	1.50			1.00	
Group III	1.50	1.75			1.25	
Group IV	1.75	2.00			1.50	

Tabla de factor de servicio de acuerdo a la clasificación del puente grúa Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-8

Prime Mover	Operating Hours	Type of Load		
		Uniform Load U	Moderate Shock Load M	Heavy Shock Load H
Electric Motor	3 hours/day	1.00	1.00	1.50
	10 hours/day	1.00	1.25	1.75
	24 hours/day	1.25	1.50	2.00
Internal Combustion Engine (multi cylinder)	3 hours/day	1.00	1.25	1.75
	10 hours/day	1.25	1.50	2.00
	24 hours/day	1.50	1.75	2.25

Tabla de factor de corrección por tipo de motor y horas de funcionamiento diarias Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-9

Luego:

$$f_s = 1,25 * 1,25 \approx 1,56$$

➤ Cálculo de potencia equivalente

$$N_{eq} = 182696W * 1,56 \approx 285006W \approx 285kW$$

Selección de reductor de 4 etapas

Con los valores calculados de la potencia equivalente, relación de transmisión y velocidad nominal del eje veloz, determinamos el tamaño del reductor.

Size of Reducer											L.Speed Shaft Speed r/min	H.Speed Shaft Speed r/min	Nominal Reduction Ratio
9095	9100	9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136			
97.907	101.85	98.135	97.789	102.87	96.134	101.59	101.59	98.178	102.03	102.03	Exact Reduction Ratio		
192	232	274	348	373	465	556	648	800	871	1020	18	1800	100
160	194	229	290	312	388	465	541	669	728	858	15	1500	
128	155	184	233	250	310	373	434	537	584	689	12	1200	
107	129	153	194	209	258	311	363	448	488	575	10	1000	
96	117	138	175	188	232	281	327	404	439	518	9.0	900	
80	97	115	146	157	194	234	273	337	367	433	7.5	750	
C-164 C-186	C-164 C-186	C-164 C-186	C-164 C-186	C-164 C-186	C-166 C-186	C-166 C-186	C-166 C-186	C-168 C-186	C-168 C-186	C-168 C-186	Horizontal Vertical Upright		Dimension Tables

Potencia mecánica (kW) - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-125

### Disipación térmica

Con el tamaño del reductor y la velocidad del eje veloz determinamos la potencia térmica que se genera.

Ambient Temperature °C	Temperature Correction Factor	
	Without Fan	With Fan
20	1.00	1.00
30	0.85	0.87
40	0.70	0.73
50	0.55	0.60

Factor de corrección por temperatura - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-125

Size of Reducer											Number of Cooling Fans	H.Speed Shaft Speed r/min	Nominal Reduction Ratio
9095	9100	9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136			
177	204	230	271	299	328	392	392	425	521	521	-	1800	Quadruple Reduction Horizontal Type 80
175	203	228	268	295	322	386	386	422	515	515	-	1500	
170	199	223	261	286	311	374	374	413	502	502	-	1200	
165	193	217	253	277	300	362	362	402	487	487	-	1000	
162	190	213	248	271	293	354	354	395	478	478	-	900	
155	182	205	238	260	280	339	339	381	460	460	-	750	100

Potencia térmica disipada (kW) - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-125

Procedemos a realizar la comparación de esta potencia con la potencia efectiva obtenida por cálculo.

$$N_{dis} = 295kW * fc \Rightarrow N_{dis} = 295kW * 1 = 295kW$$

$$N_{dis} = 295kW > N_{eq} = 285kW \quad \text{Verifica!}$$

### Carga radial en el eje lento

Según el tamaño del reductor elegido y la velocidad del eje lento entramos en el catálogo de Sumitomo Pramax y determinamos la carga radial admisible.

Size of Reducer										L.Speed Shaft Speed r/min	
9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136			
192.3	167.8	222.7								250	Standard bearing model
200.6	174.1	234.9								160	
183.9	184.9	245.7	391.9	352.7	330.6	315.4	403.2	391.9		100	
178.1	190.8	303.1	387.5	369.3	341.4	328.6	462.5	430.7		63	
173.6	194.7	320.8	460.1	449.3	401.2	409.6	572.4	511.1		40	
167.3	184.9	316.4	448.3	554.8	497.4	534.6	733.8	638.6		≤ 25	

Cargas radiales y axiales admisibles a baja velocidad (kN) - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-137



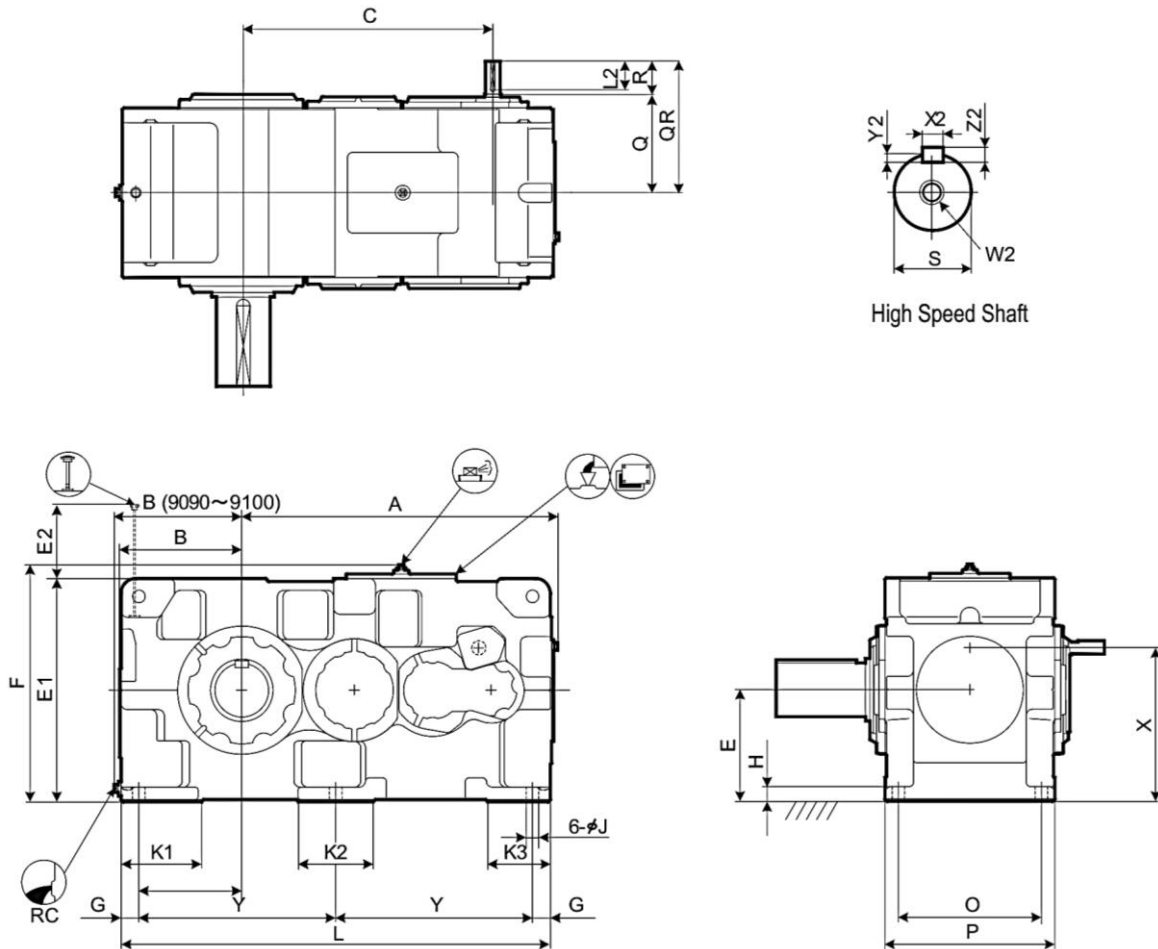
La carga radial calculada en el punto 0 (Verificación de la carga radial) es:

$$S_T = 9537Kgf \approx 93,6kN$$

Luego:

$$S_T = 93,6kN < S_{Tadm} = 316,4kN \quad \text{Verifica!}$$

Características del reductor adoptado



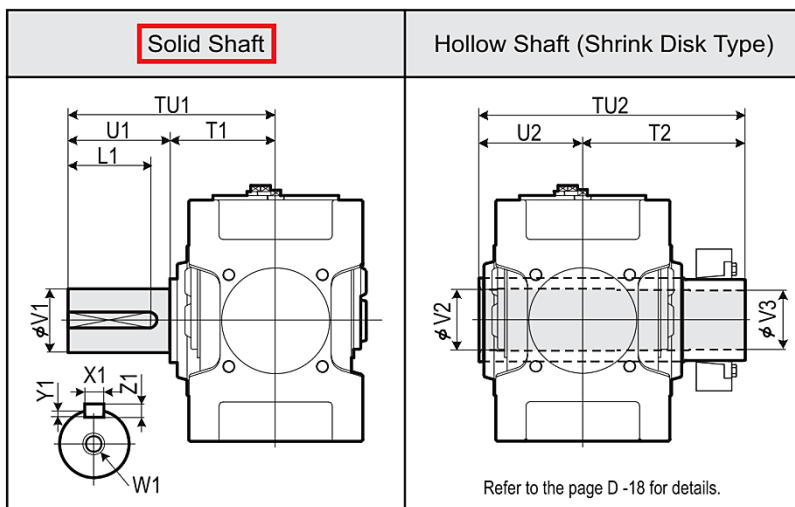
Size	A	B	C	D	E	E1	E2	F	G	H	J	K1	K2	K3	L	O	P	X	Y
9090	1060	428	795	345	375	750	194	797	60	50	42	270	250	210	1440	480	570	517	660
9095	1090	458	825	375	400	800	199	847	60	50	42	290	250	210	1500	480	570	542	690
9100	1194	468	901	375	425	850	208	897	70	55	48	300	280	240	1610	560	650	587	735
9105	1228	493	935	410	450	900	213	947	70	55	48	320	280	240	1680	560	650	612	770
9110	1344	508	1001	420	475	950	218	997	75	60	56	340	310	260	1810	610	710	637	830
9115	1393	558	1050	470	500	1000	217	1047	75	60	56	350	310	260	1910	610	710	662	880

Size	High Speed Shaft									RC	Wt. kg	Oil Qty. L
	Q	QR	R	S	W2/Depth	X2	Y2	Z2	L2			
9090	330	440	110	50k6	M16/36	14	5.5	9	95	1 1/2"	2150	150
9095	330	440	110	50k6	M16/36	14	5.5	9	95	1 1/2"	2400	180
9100	375	515	140	60m6	M20/42	18	7	11	125	1 1/2"	2830	220
9105	375	515	140	60m6	M20/42	18	7	11	125	1 1/2"	3390	260
9110	405	545	140	60m6	M20/42	18	7	11	125	1 1/2"	4060	300
9115	405	545	140	60m6	M20/42	18	7	11	125	1 1/2"	4510	365

Unit: mm

Dimensiones: Equipo de cuádruple reducción, ejes paralelos, montaje horizontal  
Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-164

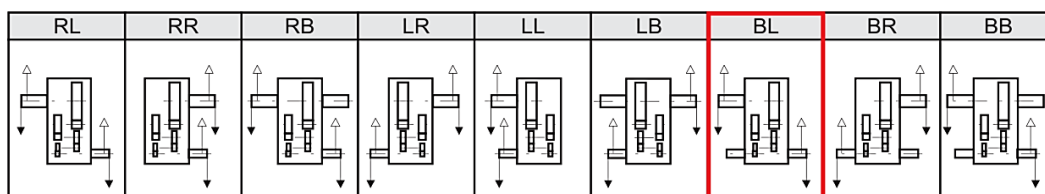
### Slow Speed Shaft



Size	Solid Shaft										Hollow Shaft (Shrink Disk Type)				
	TU1	T1	U1	V1	W1/Depth	Key				TU2	T2	U2	V2	V3	
9090	650	350	300	180m6	M30/60	45	15	25	270	844	494	350	193	190	
9095	700	350	350	190m6	M30/60	45	15	25	320	859	509	350	203	200	
9100	740	390	350	200m6	M30/60	45	15	25	320	934	544	390	213	210	
9105	740	390	350	220m6	M30/60	50	17	28	320	949	559	390	223	220	
9110	770	420	350	220m6	M30/60	50	17	28	320	1030	610	420	243	240	
9115	830	420	410	240m6	M30/60	56	20	32	375	1065	645	420	253	250	

Unit: mm

Dimensiones: Equipo de cuádruple reducción, ejes paralelos, montaje horizontal  
Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-165



Configuración de disposición de eje estándar - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-165

El modelo adoptado es el siguiente: Reductor Sumitomo PHD-9115-P4-BL-100

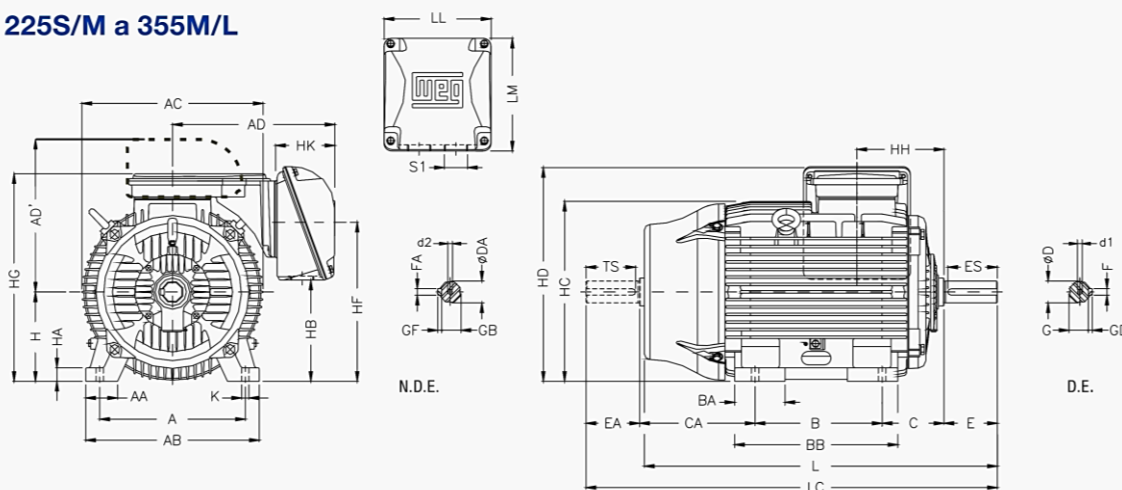
### Selección del motor de izaje

Con el valor calculado de la potencia de accionamiento del tambor ( $N = 182,7kW$ ) y la cantidad de polos requeridos seleccionamos un motor eléctrico trifásico de la firma WEG.

Potencia kW	HP	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I/In	Par con rotor trabado Tl/Tn	Par máximo Tb/Tn	Momento de inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	380 V						Corriente nominal In (A)	
								Caliente	Frio			% de la potencia nominal			RPM				
												Rendimiento		Factor de potencia					
												50	75	100	50	75	100		
110	150	280S/M	708	7,6	2,4	2,9	3,21	18	40	735	69	1480	94,6	95,1	94,9	0,79	0,85	0,88	200
200	270	315S/M	1280	6,7	2,4	2,4	3,93	17	37	1216	71	1485	95,1	95,5	95,4	0,80	0,86	0,88	362
200	270	355M/L	1280	6,3	1,8	2,0	6,86	18	40	1404	76	1490	95,3	95,5	95,5	0,78	0,83	0,86	370
220	300	355M/L	1410	6,4	2,0	2,2	6,86	18	40	1441	76	1490	95,5	95,6	95,6	0,77	0,83	0,86	407

W22 Alta Eficiencia 50Hz - Catalogo Técnico Motor Eléctrico Trifásico WEG Pág. 40

Carcasa 225S/M a 355M/L



Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	AD' (**)	B	BA	BB	BD	C	CA	Eje											
													D	DA	E	EA	ES	F	FA	G	GB	GD	GF	TS
355M/L	610	140	750	736	609	625	560/630	230	760	65	254	483/413	75m6*	60m6*	140*	140*	125*	20*	18*	67.5*	53*	12*	11*	125*
					701	755	710/800	325	955	70		528/438	100m6	80m6	210	170	200	28	22	90	71	16	14	160
355A/B													75m6*	60m6*	140*	140*	125*	20*	18*	67.5*	53*	12*	11*	125*
													100m6	80m6	210	170	200	28	22	90	71	16	14	160

Datos técnicos Tipos de carcasa - Catalogo Técnico Motor Eléctrico Trifásico WEG Pág. 64 y 65

Carcasa	H	HA	HB	HC	HD	HF	HG	HH	HK	K	L	LC	LL	LM	S1	d1	d2	Rodamientos	
																		D.E.	N.D.E.
200M	200	30	119	405	464	218		266.5	118	18.5	729	842	228	217	2xM50x1.5			6312 C3	6212 Z-C3
200L							285.5				767	880							
225S/M	225	34	255	453	550	403	523	212	143	24	856*	974*	261	292				6314 - C3	
250S/M	250	43	290	493	583	449	566	214			965	1113							
280S/M	280	42	383	580	696	556	686	266	145		1071	1223	314	312				6316 - C3	
315S/M	315	48	386	664	768	615	744	264	177	28	1244*	1392*	372	382	2xM63x1.5			6314 - C3	
315L			336		774	575	760	284	1353*		1501*	1383							
355M/L	355	50	461	723	898	700	885	340	215	28	1482	1677	443	730				6319 - C3	6316 - C3
355A/B			154		885	665	847				318 / 355**	1607*						1772*	1677

(\*) Dimensión aplicable para motores 2 polos

(\*\*) Dimensión utilizada solamente en formas constructivas con la caja en el tope

Datos técnicos Tipos de carcasa - Catalogo Técnico Motor Eléctrico Trifásico WEG Pág. 65

Dimensiones finales del tambor

Número de vueltas por minuto del tambor

Siendo:

$$n_{salida} = \frac{n_{motor}}{i_{real}} \Rightarrow n_{salida} = \frac{1490rpm}{102,87} \approx 14,5rpm$$

Diámetro final del tambor

$$Dt_f = \frac{V_{cable}}{\pi * n_{salida}} \Rightarrow Dt_f = \frac{36 \frac{m}{min}}{\pi * 14,5rpm} \approx 0,79m \Rightarrow Dt_f = 0,8m$$



### Longitud del cable de izaje

Vamos a calcular la longitud del cable por lado (hay que imaginar dos tambores iguales unidos).

$$L_{\text{cable x lado}} = H_{\text{iza je}} * N^{\circ}_{\text{poleas x lado}} * 2_{\text{tiros x polea}}$$

$$L_{\text{cable x lado}} = 25m * 3 * 2 = \mathbf{150m}$$

### Numero de qargantas para cable a enrollar

Consideramos 2 espiras fijas por lado.

$$N^{\circ}_{\text{espiras}} = \frac{L_{\text{cable x lado}}}{Dt_f * \pi} + 2 \Rightarrow N^{\circ}_{\text{espiras}} = \frac{150m}{0,8m * \pi} + 2 \approx 61,7$$

Adoptamos:  $N^{\circ}_{\text{espiras}} = \mathbf{62}$

### Longitud del tambor enrollado

Ente las tapas del tambor y la última espira correspondiente dejaremos una distancia de 110mm en cada lado.

$$L_{\text{tambor}} = N^{\circ}_{\text{espiras}} * P_{\text{paso entre ranuras}} * 2_{\text{lado}} + L_{\text{pasteca}} + 2 * 110mm$$

$$L_{\text{tambor}} = 62 * 36mm * 2 + 1650mm + 2 * 110mm = 6334mm$$

Considerando las correcciones propuestas por el profesor, en el plano:

$$L_{\text{tambor}} = \mathbf{6275mm}$$

### **Calculo resistivo y de verificación del tambor**

Las solicitaciones del tambor se componen de torsión, de flexión por la tracción del cable y de compresión causada por el apriete del cable.

Usaremos el análisis del libro Aparatos de elevación y transporte (Tomo 1) de H. Ernst Pág. 29-32. Los esfuerzos de torsión son pequeños y por ello despreciables. Normalmente también los esfuerzos de flexión son despreciables, excepto para los tambores de longitud excesiva. Resulta, por lo tanto, que el espesor de un tambor debe elegirse de acuerdo con la solicitación del arrollamiento.

El arrollamiento solicita al tambor a compresión y a flexión. El tipo de solicitación se pone en evidencia imaginando un tambor que soporta una única espira de cable (Fig. 40). Bajo la influencia de la tracción del cable el tambor se comprime con la máxima deformación debida al arrollamiento. A medida que nos alejamos de la espira, la deformación, y consecuentemente el esfuerzo debido a la compresión, disminuye. El perfil del tambor deformado es el que presenta la figura 40, mostrando que existe una solicitación a flexión en sentido paralelo al eje del tambor.



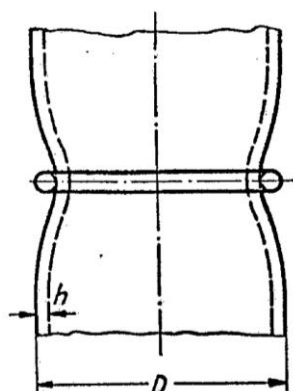


FIG. 40.

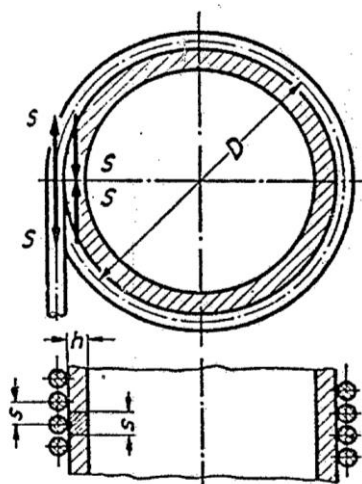


FIG. 41.

FIG. 40. — Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable única.

FIG. 41. — Solicitación a compresión del tambor en el caso de un arrollamiento completo.

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 30*

En servicio normal, el tambor nunca será cargado por una sola espira aislada. Siendo corriente que el arrollamiento del cable bajo tensión se empiece desde un extremo del tambor, se podrá obtener el esfuerzo total soportado por éste recubierto totalmente de espiras, calculando los esfuerzos causados por cada espira aisladamente y superponiéndolos. En este caso, la sollicitación de la flexión local será nula, porque, si la tracción no varía, la deformación por compresión es constante y la generatriz del tambor permanecerá recta. No obstante, los esfuerzos de compresión se añadirán hasta que la sección correspondiente al paso del enrollamiento sea sollicitada por la tracción del cable (Fig. 41). Bajo esta hipótesis el esfuerzo de compresión se calcula como sigue:

$$\sigma_a = \frac{Sr}{h * s}$$

$\sigma_a$ : Esfuerzo de compresión sobre el tambor [Kgf/mm<sup>2</sup>].

Sr: Carga total de tracción que actúa sobre el cable [Kgf].

h: Espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta [mm].

s: Distancia baricentrica entre cada espira de cable (paso entre ranuras) [mm].

Espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta por esfuerzo de compresión

Se tendrá en cuenta que, en la extremidad del arrollamiento, el esfuerzo es inferior, porque la parte del tambor que no está recubierta de espiras refuerza la parte arrollada. El esfuerzo a compresión de la parte arrollada se puede calcular por la fórmula:

$$\sigma_a = 0,5 \frac{Sr}{h * s}$$

*Fórmula 8 Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 31*

Despejamos h:

$$h = 0,5 \frac{Sr}{\sigma_a * s}$$

El material de la chapa será el siguiente:

**Table 4211-1 Acceptable Materials and Reference Properties for Structural Components**

ASTM Specification [Note (1)]	Grade or Class	Form	Size	Yield Strength, ksi	Tensile Strength, ksi
A516	65	Plates	Thickness ≤ 8 in.	35 min.	65-85
	70		Thickness ≤ 8 in.	38 min.	70-90

*Sección 4000 Requerimientos para Componentes Estructurales, Tabla 4211-1 Materiales aceptables y propiedades de referencia para Componentes Estructurales - ASME NOG 1 2015 Pág. 26*

ASTM A516 G70:  $\sigma_r = (70ksi) 485Mpa - (90ksi) 620Mpa$

De acuerdo con lo especificado en la norma CMAA sección 4.11.4.1 - Verificación de tensión estática para condiciones de funcionamiento - (SPM03 Pág. 177), donde el valor límite de tensión no deberá exceder el  $\sigma_{fa} \leq \sigma_r/5$ .

Adoptamos:  $\sigma_r = 500Mpa$

$$\sigma_a = \frac{500Mpa}{5} = 100Mpa \Rightarrow \sigma_a \approx 10,2 \frac{Kgf}{mm^2}$$

➤ Cálculo de  $S_r$

La fórmula es la misma que se utilizó en el punto "Carga sobre el cable", solo que ahora se tiene en cuenta la longitud correcta del cable por cada lado de la pasteca.

$$S_r = \frac{P_{nom} + Q + P_{C_{por\ unidad\ de\ longitud}} * 2L_{cable\ x\ lado}}{i * \eta}$$

$$S_r = \frac{150000Kgf + 5260Kgf + 4,2 \frac{Kgf}{m} * 2 * 150m}{12 * 0,90} \approx 14492,6Kgf$$

El cálculo dio el mismo valor que en el punto "Carga sobre el cable".

➤ Cálculo del espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta en construcción soldada.

$$h = 0,5 * \frac{14492,6Kgf}{10,2 \frac{Kgf}{mm^2} * 36mm} \approx 19,8mm$$

Espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta por esfuerzos debidos a flexión

Utilizamos la siguiente fórmula:

$$\sigma_{fa} = 0,96 * Sr * \sqrt[4]{\frac{1}{Dt_f^2 * h^6}} \Rightarrow h = \sqrt[6]{\frac{1}{Dt_f^2} * \left(\frac{0,96 * Sr}{\sigma_{fa}}\right)^4}$$

$\sigma_{fa}$ : Tensión del tambor debido a la flexión del cable [Kgf/mm<sup>2</sup>].

Sr: Tracción máxima sobre el cable [Kgf].

$Dt_f$ : Diámetro final del tambor [mm].

h: Espesor del tambor [mm].

*Fórmula 9 Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 31*

Luego:

$$h = \sqrt[6]{\frac{1}{(800mm)^2} * \left(\frac{0,96 * 14492,6Kgf}{10,2 \frac{Kgf}{mm^2}}\right)^4} \approx 13,3mm$$

De los espesores calculados para cada uno de los esfuerzos adoptamos el mayor, por lo tanto:

$$h = 19,8mm$$

**Espesor de chapa del cilindro del tambor**

Para los tambores soldados, se calcula el espesor del cilindro de chapa, con la siguiente formula:

$$Ec = h + \frac{d1}{2} - a + x$$

*Formula 9a Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 32*

h: Espesor del tambor [mm].

d1: Diámetro del cable [mm].

a: Distancia entre la pestaña y el baricentro del cable (Ver 0 Dimensiones de ranuras) [mm].

x: Sobre espesor [mm]. Ver Pág. 32 del Libro de H. Ernst. (Adoptamos x = 2,5mm)

Luego:

$$Ec = 19,8mm + \frac{32mm}{2} - 3,8mm + 2,5mm \approx 34,5mm$$

Adoptamos un espesor de chapa normalizado:

Chapas de Acero LAMINADAS EN CALIENTE		
Tabla de Pesos y Medidas		
ESPESOR		PESO
Pulgadas	mm	x m <sup>2</sup>
1	25,40	201,00
1 1/8	28,50	225,70
1 1/4	31,70	251,20
1 3/8	34,90	276,40
1 1/2	38,10	301,44

$E_c = 1\frac{3}{8}$  (34,9mm)

Inclinación y guiado del cable

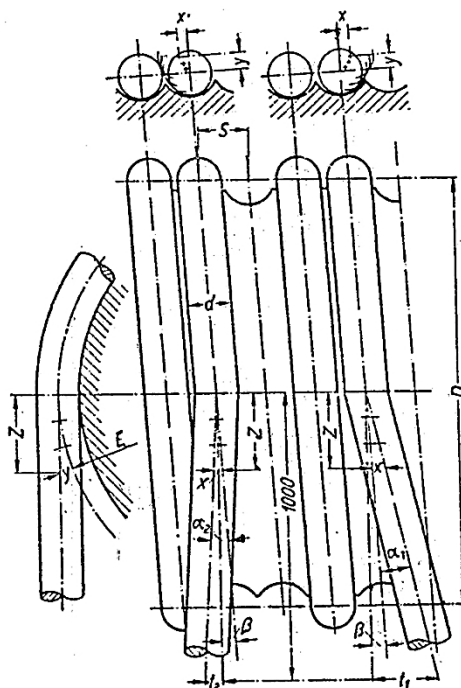


FIG. 63. — Estudio de la inclinación del cable sobre un tambor.

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 40*

- Inclinación de las ranuras helicoidales

Las ranuras helicoidales del tambor (Fig. 63) tienen la siguiente inclinación:

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{s}{\pi * Dt_f} \Rightarrow \beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{s}{\pi * Dt_f}\right)$$

Luego:

$$\beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{36\text{mm}}{\pi * 800\text{mm}}\right) \approx 0,82 \approx 0^{\circ}49'$$

- Máxima inclinación  $t_1$  en sentido de la inclinación de las ranuras en 1000mm

Utilizamos la siguiente formula:

$$t_1 = 1000mm * tg(\alpha_1 + \beta) \Rightarrow \alpha_1 + \beta = \arctg\left(\frac{t_1}{1000mm}\right)$$

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 41*

El valor de  $t_1$  lo obtenemos de la Fig. 64 en función de la relación entre el diámetro del tambor y el diámetro del cable.

$$\frac{Dt_f}{d_1} = \frac{800mm}{32mm} \approx 25 \Rightarrow t_1 \approx 84mm$$

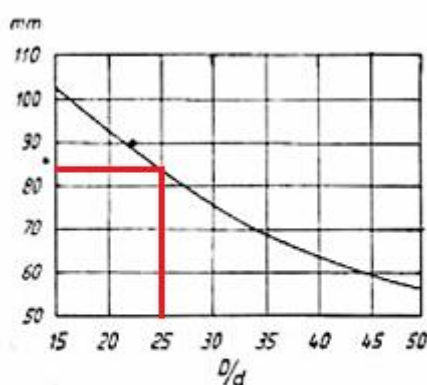


FIG. 64. — Máxima inclinación del cable  $t_1$  por 1000 mm (en el sentido de inclinación de las ranuras).

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 41*

Luego:

$$\alpha_1 + \beta = \arctg\left(\frac{84mm}{1000mm}\right) \approx 4,8 \approx 4^{\circ}48'$$

$$\alpha_1 = 4,8 - \beta \Rightarrow \alpha_1 = 4,8 - 0,82 = 3,98 \approx 3^{\circ}58'$$

- Máxima inclinación  $t_2$  en sentido contrario a la inclinación de las ranuras en 1000mm

Utilizamos la siguiente formula:

$$t_2 = 1000mm * tg(\alpha_1 - \beta) \Rightarrow \alpha_1 - \beta = \arctg\left(\frac{t_2}{1000mm}\right)$$

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 41*

El valor de  $t_2$  lo obtenemos de la Fig. 65 en función de la relación entre el diámetro del tambor y el diámetro del cable y de la relación entre el paso de las ranuras y el diámetro del cable.

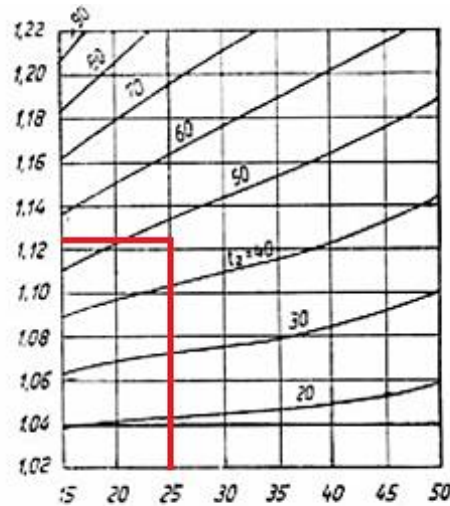


FIG. 65. — Inclinación máxima del cable  $t_2$  por 1000 mm (en el sentido contrario a la inclinación de las ranuras).

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 41*

$$\frac{Dt_f}{d1} = \frac{800\text{mm}}{32\text{mm}} \approx 25 \quad \wedge \quad \frac{s}{d1} = \frac{36\text{mm}}{32\text{mm}} = 1,125 \quad \Rightarrow \quad t_2 \approx 48\text{mm}$$

Luego:

$$\alpha_1 - \beta = \arctg\left(\frac{48\text{mm}}{1000\text{mm}}\right) \approx 2,75 \approx 2^\circ 45'$$

$$\alpha_1 = 2,75 + \beta \quad \Rightarrow \quad \alpha_1 = 2,75 + 0,82 = 3,57 \approx 3^\circ 34'$$

### Selección del acoplamiento de barrilete para el tambor

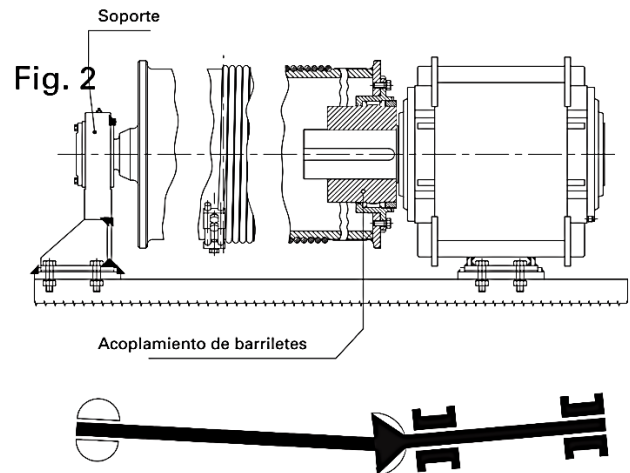
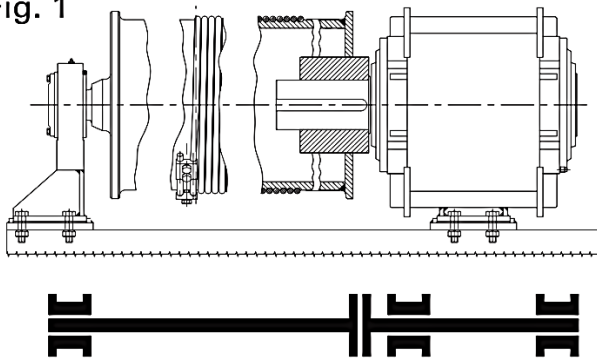
Los acoplamientos de barrilete se instalan en los mecanismos de elevación de grúas para unir el tambor de cable con el eje de salida del reductor, así como en transportadores.

Cuando el eje de salida del reductor está rígidamente unido al tambor en un mecanismo de elevación, apoyando en tres puntos (Fig. 1) origina un sistema estáticamente indeterminado. Este tipo de montaje requiere un cuidado especial en la alineación y nivelación difícil de conseguir en la práctica.

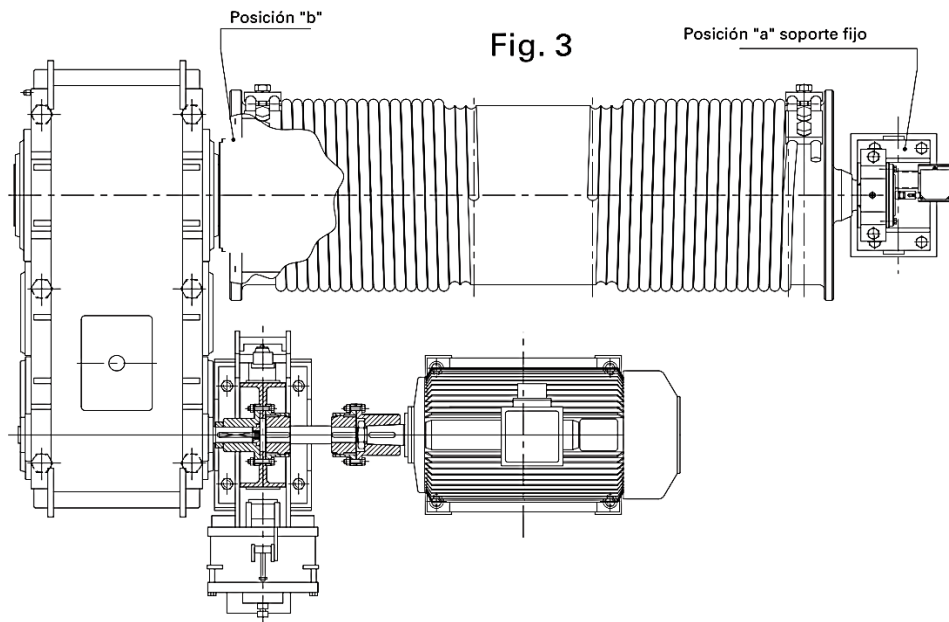
Las inexactitudes de montaje, así como la deformación de las estructuras, desgaste de los rodamientos, etc., originan enormes fuerzas adicionales, sobre todo en el eje de salida del reductor, que debido a las fuerzas alternativas de flexión producen una rotura por fatiga y avería en los rodamientos y dentados.

Con objeto de conseguir un asiento estáticamente determinado y evitar con ello la presentación de elevados momentos flectores, se incorporan acoplamientos de barriletes entre el reductor y el tambor del cable (Fig. 2), compensando los defectos de alineación. En la Fig. 3 se muestra el montaje de un acoplamiento de barrilete teniendo en cuenta que dicho acoplamiento absorbe desplazamientos axiales, en el otro extremo del eje del tambor, deberá preverse un rodamiento oscilante fijado lateralmente.

Fig. 1



Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 46



Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 46

La fórmula a utilizar para calcular el tipo de acoplamiento la obtendremos del catálogo técnico de Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 50 o bien se puede usar el apunte de la cátedra SPM03 Pág. 37.

### Momento de giro en el acoplamiento

Dado que, en un reductor de velocidad, la potencia de salida es aproximadamente igual a la potencia de entrada, la diferencia (mejor dicho "relación") entre ambos es el rendimiento que poseas el reductor, que está en función de la cantidad de etapas que tenga este; se estima que el rendimiento, por etapas, es de 0,98 como mínimo.

Luego la potencia a la salida del reductor (como mínimo) es:

$$N_s = N_e * (\eta)^{N^{\circ} \text{ de etapas de reducción}} \Rightarrow N_s = 200kW * (0,98)^4 \approx \mathbf{184,5kW}$$

Las revoluciones a la salida del reductor son:  $n_s = 15rpm$

Calculamos el momento torsor a la salida:

$$Mt[Nm] = \frac{9550 * N_s[kW]}{n_s[rpm]} \Rightarrow Mt = \frac{9550 * 184,5kW}{15rpm} = 117465Nm$$

$$Mt \approx 1197810Kgfcm$$

Calculamos el momento máximo:

$$M_{max} = Mt * k$$

k: Factor de servicio (está en función de la clasificación del puente grúa).

GRUPO DIN	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
GRUPO FEM	M3	M4	M5	M6	M7	M8
K	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2

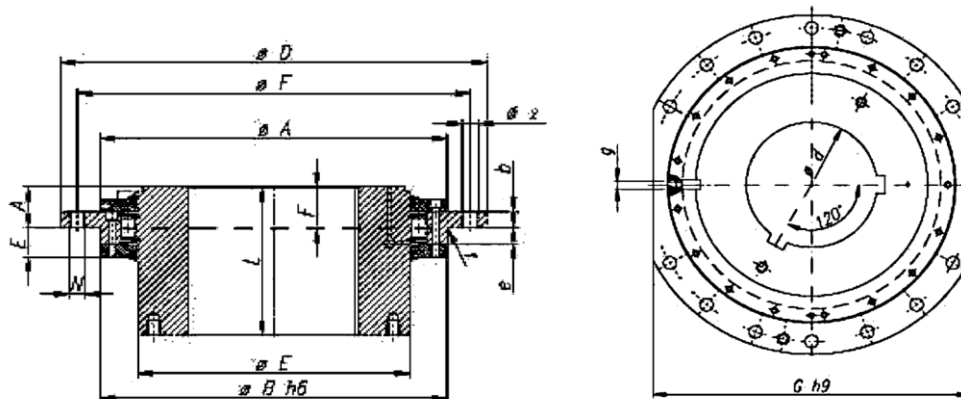
Factor de servicio - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 50

Luego:

$$M_{max} = 117465Nm * 1,25 \approx 146831,25Nm = 14683,1daNm$$

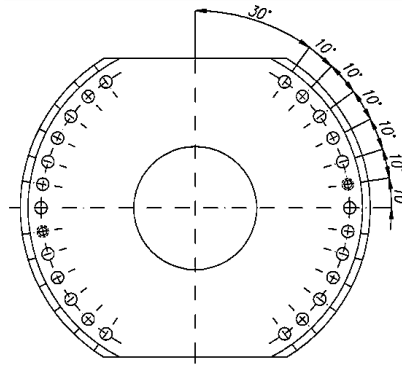
Del catálogo de Miguel Abad adoptamos el siguiente acoplamiento de barrilete:

ART	Carga Max. (daNm)	St (Kg)	d max	d min	D	L	L min	E	A	B	G	A	F	b	r	e	E	F	X	Despl. axial (max)	Kg	GD2 (Kgm2)
205	7.000	11.500	205	118	550	240	125	310	419	420	500	60	61	20	2.5	22	42	500	24	6	162	15.7
230	12.000	12.500	230	138	580	260	130	350	449	450	530	62	61	20	2.5	22	42	530	24	6	195	22.5
280	18.000	15.000	280	158	650	315	140	415	529	530	580	65	66	25	2.5	27	47	600	24	6	305	43.9
300	31.000	25.000	300	168	680	350	145	445	559	560	600	65	70	25	4	34	54	630	24	8	360	63.4
315	40.000	30.000	315	198	710	380	165	475	599	600	640	81	85	35	4	34	56	660	28	8	408	79.8



Disposición de agujeros de la brida - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 48





Tipo 300 - 400

Disposición de agujeros de la brida - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 48

Adoptamos: Acoplamiento de barrilete Miguel Abad tipo ART 280.

Verificación de la carga radial

Carga admisible:

$$P_{adm} = St + (M - M_{max}) * C$$

Formula de Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 50

Si  $P_{adm} > St$  verifica.

El valor de C lo obtenemos de la siguiente tabla:

Tam. ART	175	205	230	280	300	315	355	400
Factor C	4,1	3,4	3	2,6	2,4	2,2	2	1,8

Valor de "C" según tamaño de acoplamiento - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 50

Luego:

$$St = 15000Kgf$$

$$M = 18000daNm$$

$$M_{max} = 14683,1daNm$$

$$P_{adm} = 15000Kgf + (18000daNm - 14683,1daNm) * 2,6 \approx 23624Kgf$$

Carga radia:

$$S_T = \frac{Sr}{2} + \frac{P}{2}$$

Formula de SPM03 Pág. 38

Sr: Carga sobre el cable.

P: Peso del tambor.

$$Sr = 14492,6Kgf$$

$$P_{tambor} = 4581Kgf$$

El peso del tambor lo calculamos con la siguiente formulas (peso aproximado):

$$P_{tambor} = \frac{\pi}{4} * (Dt_{nom}^2 - Dt_{int}^2) * L_{tambor} * \gamma_{acero} + P_{placa\ lateral\ 1} + P_{placa\ lateral\ 2}$$

$$Dt_{ext} = 0,800m$$

$$Dt_{int} = 0,736m$$

$$L_{tambor} = 6,275m$$

$$\gamma_{acero} = 7850Kgf/m^3$$

Para el cálculo del peso de las placas laterales supondremos que la Placa Lateral 1 sobresale una distancia de 400mm por fuera del diámetro exterior del tambor, mientras que la Placa Lateral 2 sobresale una distancia 4 veces el diámetro del cable por fuera del diámetro exterior del tambor. Además, consideraremos una relación diámetro del cubo/diámetro nominal del tambor de 0,2 (este cálculo será aproximado, solo a los efectos de tener en cuenta un peso lo más próximo a la realidad).

Diámetro del cubo:

$$D_{cubo} = 0,2 * D_{nom.\ tambor} \Rightarrow D_{cubo} = 0,2 * 800mm \approx 160mm$$

Diámetro exterior de las placas:

$$D_{ext.\ placa\ 1} = D_{nom.\ tambor} + 2 * 400mm$$

$$D_{ext.\ placa\ 1} = 800mm + 2 * 400mm = 1600mm$$

$$D_{ext.\ placa\ 2} = D_{nom.\ tambor} + 4 * d1_{cable}$$

$$D_{ext.\ placa\ 2} = 800mm + 4 * 32mm = 928mm$$

Peso de las placas:

$$P_{placa} = \gamma_{acero} * V_{placa} = \gamma_{acero} * e_{placa} * \frac{\pi}{4} * (D_{ext.\ placa}^2 - D_{cubo}^2)$$

$$P_{placa\ 1} = 7850 \frac{Kgf}{m^3} * 0,03m * \frac{\pi}{4} * [(1,600m)^2 - (0,160m)^2] \approx 468,8Kgf$$

$$P_{placa\ 2} = 7850 \frac{Kgf}{m^3} * 0,06m * \frac{\pi}{4} * [(0,928m)^2 - (0,160m)^2] \approx 309Kgf$$

Peso total del tambor:

$$P_{tambor} = \frac{\pi}{4} * [(0,800m)^2 - (0,736m)^2] * 6,275m * 7850 \frac{Kgf}{m^3} + 468,8Kgf + 309Kgf \approx 4581Kgf$$

Luego:

$$S_T = \frac{14492,6Kgf + 4581Kgf}{2} \approx 9537Kgf$$

Finalmente:

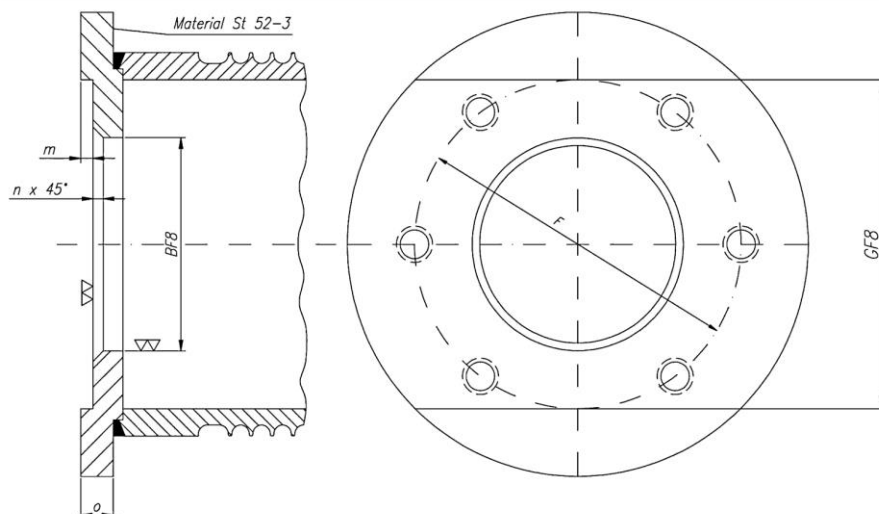
$$P_{adm} = 23624Kgf > S_T = 9537Kgf \quad \text{Verifica!}$$

El valor calculado de  $S_T$  lo usaremos en el punto 0 (Carga radial en el eje lento), para verificar el reductor.

### Selección de las placas laterales del tambor

Del catálogo de Miguel Abad adoptamos las placas laterales (tapa del tambor) que le corresponde al tipo de acoplamiento de barrilete adoptado en el punto anterior. Dichas tapas se soldarán al tambor, además se colocarán 24 bulones M20 para montar el acoplamiento de barriletes al tambor.

ART	D	F	G F8	o Mín.	X	N rosca	B F8	nx45	m Mín.
280	650	600	580	50	24	M20	530	3	25
300	680	630	600				560		



Tapa del tambor de arrollamiento - Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 49

El espesor que tendrán estas tapas laterales será de 30mm.

### Cálculo del eje del tambor

El tambor no tendrá un eje interior pasante de lado a lado, solo tendrá ejes en los extremos, uno de los ejes estará en el soporte del porta rodamiento, y en el otro extremo será el eje que sale del reductor, el eje que sale del reductor se unirá a una de las placas laterales del tambor mediante el acoplamiento de barrilete.

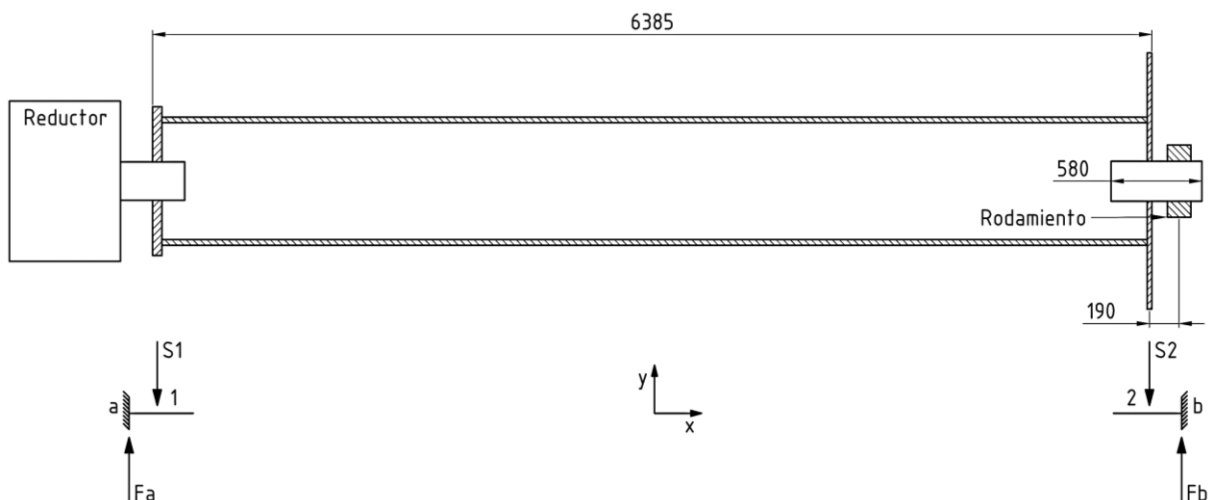
Realizaremos el cálculo para del eje extremo que ira del lado del porta rodamientos, dicho extremo está sometido solo a esfuerzos alternativos por flexión y al efecto de corte, se calculará el eje a flexión mediante el método antiguo de ASME.

#### ➤ Carga actante

La carga actuante en los ejes extremos es la correspondiente a la suma del peso del propio tambor y la carga en los cables, esta carga total se divide en los extremos del tambor a cada lado y su valor corresponde al ya calculado en el punto 0 (Verificación de la carga radial).

$$S_T = S1 = S2 = 9537Kgf \approx 93558N$$

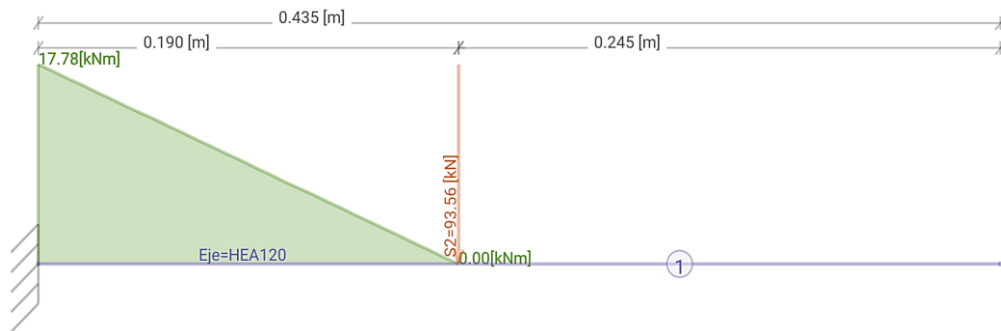
El siguiente grafico muestra cómo se verían los ejes que sostienen al tambor. La cota de longitud correspondiente al eje que ira del lado del rodamiento es estimada, puede variar un poco en el plano final, luego de hacer algunas verificaciones, es solo a los fines de poder estimar un diámetro del eje próximo a la realidad.



### Momento flector en "z" y corte en "y" para el eje "b"

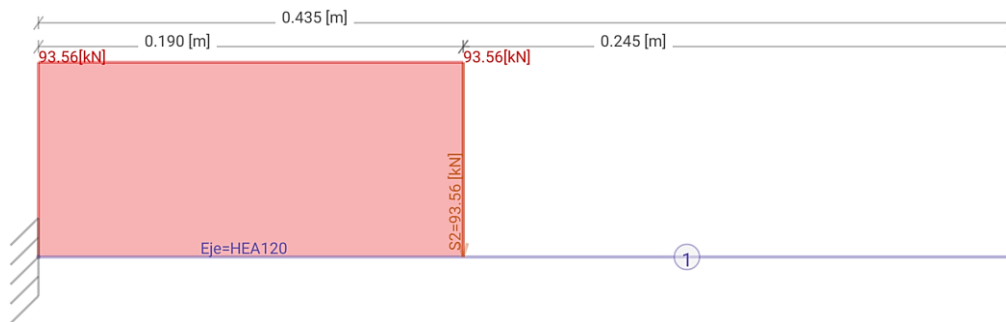
Para determinar el momento y el corte utilizaremos la siguiente app para celular: Frame Design.

- Momento flectore en "z":



$$M_z^b = 17800N \cdot m \approx 181509,5Kgfcm$$

- Corte en "y":



$$Q_b = 93600N \approx 9541,3Kgf$$

#### Reacciones en los apoyos

Haciendo equilibrio de fuerzas en dirección del eje "y" es sencillo determinar las reacciones en "a" y "b":

$$F_a = 93600N = 9541,3Kgf$$

$$F_b = 93600N = 9541,3Kgf$$

- Cálculo y adopción del diámetro

El pre-dimensionamiento del diámetro del eje lo haremos teniendo en cuenta la ecuación de ASME propuesta en el libro Cálculos de elementos de máquinas - Atilio Zanetta Lopez y Horacio J. Davicino (traducido de la 3ra edición americana).

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_t} * K_m * Mf * \frac{1}{\sqrt[3]{1 - K^4}}}$$

Fórmula 158 Cálculos de elementos de máquinas - Atilio Zanetta Lopez y Horacio J. Davicino Pág. 211

$d_o$ : Diámetro exterior del eje [cm].

$\sigma_t$ : Tensión de tracción admisible [ $Kgf/cm^2$ ].

$K_m$ : Factor combinado de choque y fatiga a aplicar al momento flector calculado.

$Mf$ : Momento flector máximo [ $Kgf.cm$ ].

$K$ : Relación entre los diámetros interior y exterior en arboles huecos.

En nuestro caso no estamos por calcular un eje hueco, sino mas bien un eje masizo, por lo que la formula 158 se modifica un poco.

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_t} * K_m * Mf}$$

El valor de  $\sigma_t$  lo adoptamos considerando una flexion pura y sin chaveteros, el factor  $K_m$  lo adoptamos considerando que estamos calculando un eje fijo y que los esfuerzos se aplican bruscamente y con choques moderados.

**TABLA 38**

**Máximas tensiones de trabajo permisibles para árboles,  $kg/cm^2$**

Calidad del material	Flexión pura	Torsión pura	Tensiones combinadas
Arboles de acero comercial, sin tener en cuenta los chaveteros .....	1120	560	560
Arboles de acero comercial, teniendo en cuenta los chaveteros .....	840	420	420
Acero comprado bajo especificaciones definidas .....	60 % del límite elástico pero no más del 36 % de la resistencia a la rotura por tracción.	30 % del límite elástico pero no más del 18 % de la resistencia a la rotura por tracción.	30 % del límite elástico pero no más del 18 % de la resistencia a la rotura por tracción.

Tabla 38 Cálculos de elementos de máquinas - Atilio Zanetta Lopez y Horacio J. Davicino Pág. 212

TABLA 40  
Factores de choque y fatiga combinados a usar en las ecuaciones [155], [158] y [159]

Tipo de esfuerzo	Arboles que giran		Ejes fijos	
	$K_m$	$K_t$	$K_m$	$K_t$
Esfuerzos estables y gradualmente aplicados .....	1,5	1,0	1,0	1,0
Esfuerzos bruscamente aplicados con choque moderado .....	1,5 - 2,0	1,0 - 1,5	1,5 - 2,0	1,5 - 2,0
Esfuerzos bruscamente aplicados con choque fuerte .....	2,0 - 3,0	1,5 - 3,0		

Tabla 40 Cálculos de elementos de máquinas - Atilio Zanetta Lopez y Horacio J. Davicino Pág. 213

$$\sigma_t = 1120 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$K_m = 1,75$$

Luego:

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 1120 \frac{Kgf}{cm^2}} * 1,75 * 181509,5 Kgfcm} \approx 14,24cm \Rightarrow \text{Adoptamos: } d_o = 150mm$$

➤ Verificación del diámetro del eje "b" del tambor

El material que se utilizará para el eje "b" del tambor será el SAE 1045, sus características mecánicas son las siguientes:

$$\sigma_{rot} = 565MPa \Rightarrow \sigma_{rot} \approx 5761,4 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Para determinar las tensiones admisibles usaremos la norma CMAA No. 70 - 1994, sección 4.11.4.1.

B. For shafting loaded in bending, the stress shall be calculated as follows -

This bending stress shall not exceed  $\sigma_u/5$ .

D. Transverse shear stress in shafting shall be calculated as follows -

These shear stresses shall not exceed  $\sigma_u/(5\sqrt{3})$ .

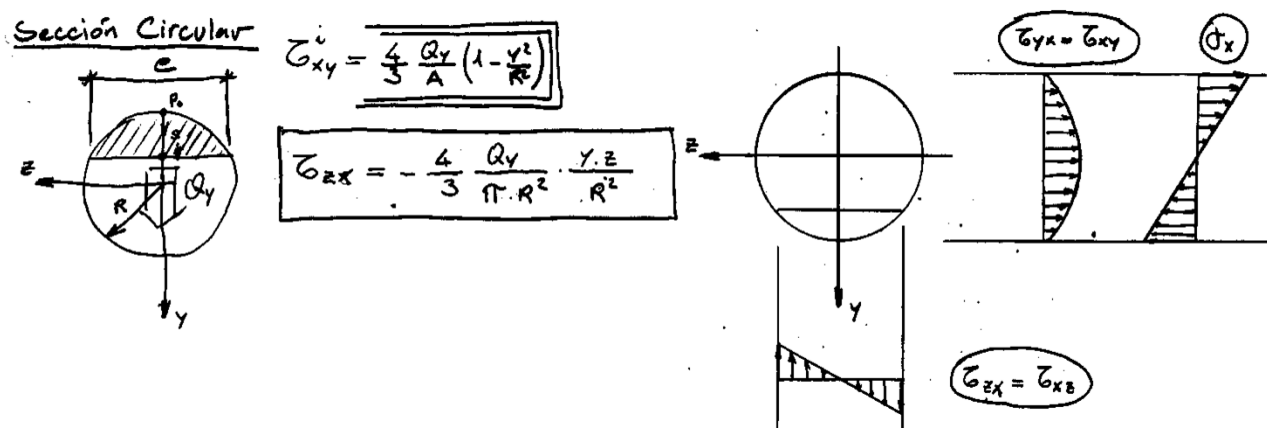
Norma CMAA 70 4.11.4.1 - SPM03 Pág. 177

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rot}}{5} \Rightarrow \sigma_{adm} \approx 1152,3 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{rot}}{5 * \sqrt{3}} \Rightarrow \tau_{adm} \approx 665,3 \frac{Kgf}{cm^2}$$

- Verificación de la tensión tangencial por corte

Para verificar al corte utilizaremos la teoría de Zhuravski para secciones circulares macizas, visto en Estabilidad 2:



La verificación la haremos en la parte media de la sección circular, donde se encuentra el valor máximo de tensión tangencial por corte, en este punto  $y = 0$  y por lo tanto  $\tau_{zx} = 0$ .

$$\tau_{xy} = \frac{4}{3} * \frac{Q_y}{A}$$

Luego:

$$\tau_{xy} = \frac{4}{3} * \frac{4 * Q_y}{\pi * d_o^2} \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{4}{3} * \frac{4 * 9541,3 Kgf}{\pi * (15cm)^2} \approx 72 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\tau_{xy} = 72 \frac{Kgf}{cm^2} < \tau_{adm} = 665,3 \frac{Kgf}{cm^2} \quad \text{Verifica!}$$

- Verificación de la tensión axial por flexión

El cálculo de  $\sigma_{max}$  los haremos utilizando la siguiente fórmula para calcular tensión axial por flexión:

$$\sigma_{max} = \frac{32 * Mf}{\pi * d_o^3}$$



Luego:

$$\sigma_{max} = \frac{32 * 181509,5 \text{Kgfcm}}{\pi * (15\text{cm})^3} \approx 548 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{max} = 548 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} < \sigma_{adm} = 1152,3 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \quad \text{Verifica!}$$

Finalmente, el diámetro que se adoptó verifica en la zona crítica del eje (justo a la salida del rodamiento), por lo tanto, el diámetro, en el muñón del eje "b", será de **150mm**.

### Calculo y selección del rodamiento para el eje "b"

#### Cálculo del rodamiento

El tamaño del rodamiento se seleccionará según las capacidades de carga estática  $C_o$  en lugar de la vida útil cuando se produzcan alguna de las siguientes situaciones:

- El rodamiento está fijo y está sometido a cargas continuas o intermitentes (de choque).
- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación o alineación bajo carga.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas ( $n < 10$  rpm) y solo se requiere que tenga una vida útil corta. En otras palabras, en este caso, la ecuación de vida para una determinada carga equivalente  $P$  ocasionaría una capacidad de carga dinámica básica  $C$  requerida tan baja que el rodamiento seleccionado, según la fórmula de la vida útil, estaría seriamente sometido a una sobrecarga durante el servicio.
- El rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque, además de las cargas de funcionamiento normales.

*Condiciones para la selección de rodamientos por carga estática - Catalogo SKF Pág. 87*

El rodamiento que se usará para el eje del tambor será un rodamiento de rodillos a rotula, el cual admite pequeñas desalineaciones angulares. Estos rodamientos tienen una capacidad de empuje axial que se encuentra aproximadamente entre el 15% y el 25% de la carga radial.

- Carga estática equivalente del rodamiento

$$P_o = Fr + Y_o * Fa$$

*Fórmula para calcular la carga estática equivalente de rodamientos de rodillos a rotula  
Catalogo SKF Pág. 894*

$P_o$ : Carga estática equivalente del rodamiento.

$Fr$ : Carga radial real del rodamiento.

$Fa$ : Carga axial real del rodamiento.

$Y_o$ : Factor de carga axial del rodamiento.

Las cargas son:

$$Fr = 93600N$$

$$F_a = 0,15 * F_r \Rightarrow F_a = 14040N$$

Ya sabemos el diámetro del muñón del eje, este es de 150mm, ingresando en el catálogo de SKF para un rodamiento de rodillos a rotula, con dicho diámetro interior en la pista interior del rodamiento, determinamos del factor  $Y_o$ .

Adoptamos:

$$Y_o = 2,8$$

Factores de cálculo - Catalogo SKF Pág. 911

Luego:

$$P_o = 93600N + 2,8 * 14040N = 132912N$$

- Capacidad de carga estática básica requerida

La capacidad de carga estática básica requerida  $C_o$  puede determinarse a partir de la siguiente formula:

$$C_o = S_o * P_o$$

Donde  $S_o$  es un factor de seguridad estática que se obtiene de la tabla 11.

Adoptamos:  $S_o = 2$

$$C_o = 2 * 132912N \approx 265824N$$

Tabla 11

Valores orientativos para el factor de seguridad estática  $s_0$

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos fijos	
	Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)							
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas <sup>1)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

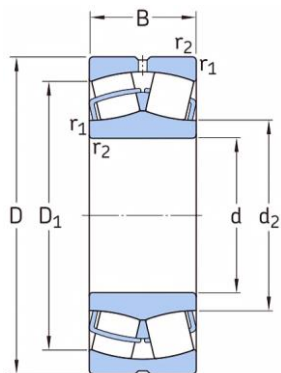
Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar  $s_0 \geq 4$ .

<sup>1)</sup> Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de  $s_0$  por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de  $s_0$  menores.

Tabla 11 - Catalogo SKF Pág. 89

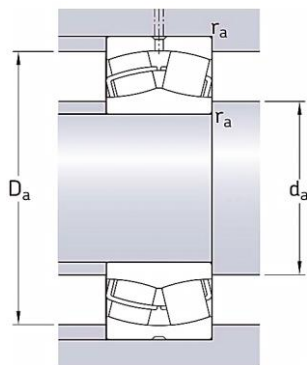
- Selección del rodamiento

Una vez calculada la carga estática básica buscamos un rodamiento de rodillos a rotula con una carga estática básica igualo mayor a la calculada.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
150	225	56	510	750	73,5	2 400	3 200	7,95	* 23030 CC/W33	* 23030 CCK/W33
	225	75	655	1 040	100	1 800	2 600	10,5	* 24030 CC/W33	* 24030 CCK30/W33
	250	80	830	1 200	114	2 000	2 600	16	* 23130 CC/W33	* 23130 CCK/W33
	250	100	1 020	1 530	146	1 400	2 000	20	* 24130 CC/W33	* 24130 CCK30/W33

Rodamientos de rodillos a rotula - Catalogo SKF Pág. 910



Dimensiones						Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo			
d	$d_2$	$D_1$	b	K	$r_{1,2}$ min.	$d_a$ min.	$D_a$ máx.	$r_a$ máx.	e	$Y_1$	$Y_2$	$Y_0$
mm						mm			-			
150	169	203	8,3	4,5	2,1	161	214	2	0,22	3	4,6	2,8
	165	197	6	3	2,1	161	214	2	0,3	2,3	3,4	2,2
	172	216	11,1	6	2,1	162	238	2	0,3	2,3	3,4	2,2
	169	211	8,3	4,5	2,1	162	238	2	0,37	1,8	2,7	1,8

Rodamientos de rodillos a rotula - Catalogo SKF Pág. 911

Adoptamos: Rodamiento de rodillos a rotula 23030 CC/W33.

- Verificación del rodamiento
- Verificaremos el factor de seguridad

$$S_{adoptado} = \frac{C_{o-adoptado}}{P_o} \Rightarrow \frac{C_{o-adoptado}}{P_o} = \frac{750kN}{132,9kN} \approx 5,6$$

$$S_{adoptado} = 5,6 > S_o = 2 \quad \text{Verifica!}$$

- Verificamos la vida útil del rodamiento

La fórmula que utilizaremos será la siguiente:

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

*Formula de vida útil nominal - Catalogo SKF Pág. 64*

$L_{10}$ : Vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones].

$L_{10}$ : Vida nominal SKF (con una confiabilidad del 90%) [horas de funcionamiento].

$C$ : Capacidad de carga dinámica básica [kN].

$P$ : Carga dinámica equivalente del rodamiento [kN].

$n$ : Velocidad de giro [rpm].

$p$ : Exponente de la ecuación de la vida útil:

- Para los rodamientos de bolas,  $p = 3$
- Para los rodamientos de rodillos,  $p = 10/3$

Luego:

$$P = 133,4kN$$

$$C = 510kN$$

$$n = 15rpm$$

$$p = 10/3$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 15rpm} * \left(\frac{510kN}{132,9kN}\right)^{\frac{10}{3}} \approx 98305hs$$

La norma CMAA 70 en la sección 4.8.2 nos especifica que para un puente grúa clase C, las horas estimadas de vida de los rodamientos son de 5000hs.

**AFBMA L-10 BEARING LIFE**

Class A	1250 Hours
Class B	2500 Hours
Class C	5000 Hours
Class D	10000 Hours
Class E	20000 Hours
Class F	40000 Hours

*Vida esperada de los rodamientos, norma CMAA 70 4.8.2 - SPM03 Pág. 173*

$$L_{10h} = 98305hs > L_{10h-adm} = 5000hs \quad \text{Verifica!}$$

### Caja porta-rodamiento (soporte de pie)






Se diseñará de forma estimada.

### Calculo y selección del acoplamiento entre motor y reductor

Para poder seleccionar el acoplamiento debemos tener presente el par torsor en el cual deberá trabajar el acoplamiento, en el punto 0 podemos encontrar el par torsor nominal que genera el motor en Nm, solo debemos afectar a este por el factor de servicio.

$$Mt_n = 1280Nm$$

Adoptamos un factor de servicio:  $F_s = 2,5$ .

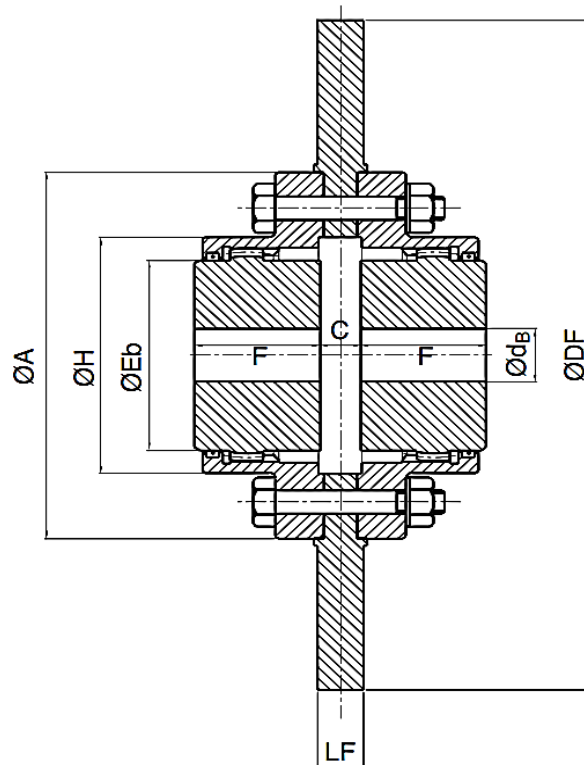
	Cargas / Load	Aplicação / Aplicación / Driven equipment	Tipo de accionamiento/ Tipo de accionamiento/Type driver		
			Motor turbine	Hidráulico Hydraulic	Motor alternativo Reciprocating engine
	Uniformes / Uniform	Bombas centrífugas•Transportador para cargas constantes• Ventiladores y sopladores•Generadores•Agitadores de líquidos•Misturadores/Centrifugal pumps • Exciters • Mixers-Liquid	1.0	1.25	1.50
	Cargas livianas / Light shock / Cargas leves	Bombas centrífugas•Generadores•Máquinas para madera•Bombas hidráulicas•Bombas oscilantes•Máquinas textiles/Centrifugal pumps•Generators•Pulsating load•Grinders • Hydraulic pumps • Kilns • Line shafting • Machine tools	1.5	1.75	2.00
	Cargas medias / Medium shock	Compresores•Multicilindros•Molinos•Elevadores•Accionamientos marinos•Grúas/Air compressors • Multi-cylinder • Ball and rod mills • Cranes • Elevators • Hoists • Punch presses	2.0	2.25	2.50
	Cargas pesadas / Heavy shock	Compresores de aire•Dragas•Máquinas de minería•Cilindros de acería•Misturadores de borracha/Drilling rigs • Mine machinery	2.5	2.75	3.00
	Cargas extremas / Extreme shock	Transportes vibratorios•Triturador/Ore crushers • Barstock shears • Vibrating conveyors	3.0	3.50	4.00

*Factores de servicio recomendados Catalogó Tecnon v03.20 - Pág. D21*

Luego:

$$Mt_{eq} = Mt_n * F_s \Rightarrow Mt_{eq} = 1280Nm * 2,5 = 3200Nm$$

- El diámetro del eje del motor es de 100mm.
- El diámetro del eje veloz del reductor es de 60mm.



*Acoplamiento de engranaje TADF/BDF Catalogo Tecnon v03.20 - Pág. D39*

Tamaño Tamaño Size	Torque (Nm)			rpm max	σ dB max	σ dA max	A	D	F	H	Eb	Ea	Df	Lf	C
	T	R	N												
101	1140	1596	2052	8000	44	37	115.9	14.0	41	76.0	58	48	Depende do freio Depende del freno Depends on brake		
101¼	1756	2458	3161	7250	47	43	130.0	16.0	43	83.0	64	55			
101½	2348	3287	4226	6500	60	54	152.4	19.0	49	98.0	79	69			
102	4269	5977	7684	5600	73	71	177.8	19.0	62	124.5	100	92			
102½	7470	10458	13446	5000	92	84	212.8	22.0	77	149.0	122	109			
103	12094	16932	20560	4400	105	95	239.7	22.0	91	174.0	140	123			
103½	18496	25894	31443	3900	123	105	279.4	27.0	106	200.0	162	140			

*Acoplamiento de engranaje TADF/BDF Catalogo Tecnon v03.20 - Pág. D39*

Adoptamos un acoplamiento de engranajes TADF/BDF tamaño 103 con una capacidad de torque de 12094Nm.

## Freno de carga

El torque y la velocidad del motor seleccionado son los siguientes (Ver punto 0):

$$Mt = 1280Nm \quad \wedge \quad n = 1490rpm$$

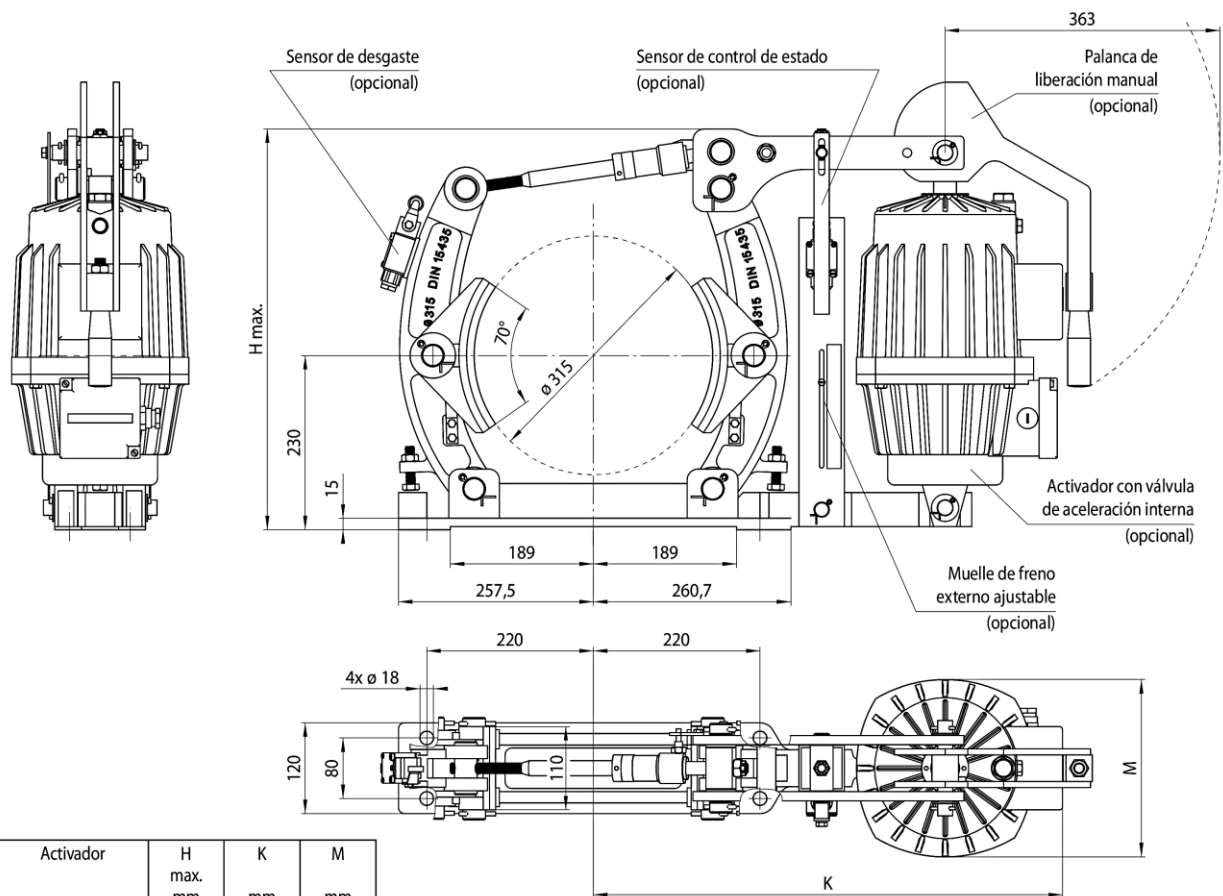
### ➤ Selección del freno

Entramos en el catálogo técnico de RINGSPANN y seleccionamos un freno de pinza, para tambor.

	Freno de pinza DT 315 FEM ... NC				
	con activador 451	con activador 452	con activador 453	con activador 454	con activador 455
Diámetro del tambor de freno	Par de frenado	Par de frenado	Par de frenado	Par de frenado	Par de frenado
mm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm
315	285	425	850	1070	1700
Fuerza de apriete	2300 N	3400 N	6700 N	8500 N	10600 N
Par de frenado ajustable (opcional)	20 - 100%	20 - 100%	20 - 100%	20 - 100%	20 - 100%
Potencia de entrada	130 W	180 W	250 W	280 W	350 W
Cantidad de aceite	1,3l	2,5l	3,5l	3,5l	4,5l
Tensión	230/400 V	230/400 V	230/400 V	230/400 V	230/400 V
Peso	48 kg	53 kg	55 kg	55 kg	62 kg

Los pares de frenado que se muestran en la tabla se basan en un coeficiente de fricción teórico de 0,4.

*Datos técnicos Freno de pinza DT 315 FEM 455 - Catálogo RINGSPANN Pág. 82*



Activador	H max. mm	K mm	M mm
451	532	536	174
452	532	593	168
453	532	601	192
454	532	601	192
455	565	618	234

83-1

### Accesorios

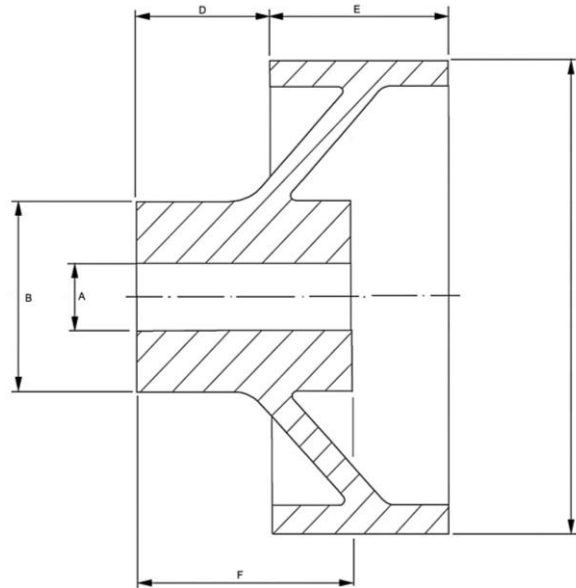
- Muelle de freno externo ajustable
- Sensor de desgaste
- Sensor de control de estado
- Palanca de liberación manual
- Activador con válvula de aceleración interna
- Activador resistente a altas temperaturas
- Protección contra corrosión
- Zapatas y tambores de freno más anchos

*Medidas Freno de pinza DT 315 FEM 455 - Catálogo RINGSPANN Pág. 83*

Adoptamos: Freno de pinza DT 315 FEM, activador 455, material: fundición



- Selección de la polea de frenado



TIPO	PESO (Kg.)	J (m2/Kg)	A		B	C	D	E	F
			desbaste	max.					
8"	11	0,05	30	65	100	203	65	82,5	120
10"	19	0,13	30	80	120	254	70	95,25	120
13"	40	0,48	30	110	165	330	80	146	140
16"	60	1,13	45	120	180	406	80	171,45	140

*Polea de freno tipo AP según norma AISE N° 11  
Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 78*

Adoptamos: Polea de freno tipo AP de diámetro 13".

### Freno de emergencia

Como medida de seguridad adicional, además del freno de parada del sistema de transmisión, se dispondrá de un freno de disco el cual actuará en una de las tapas del tambor con el fin de impedir que la carga colapse por algún imprevisto que pueda surgir en durante una operación.

Para la selección del freno de emergencia usaremos el catálogo de freno de discos de PINTSCH BUBENZER.

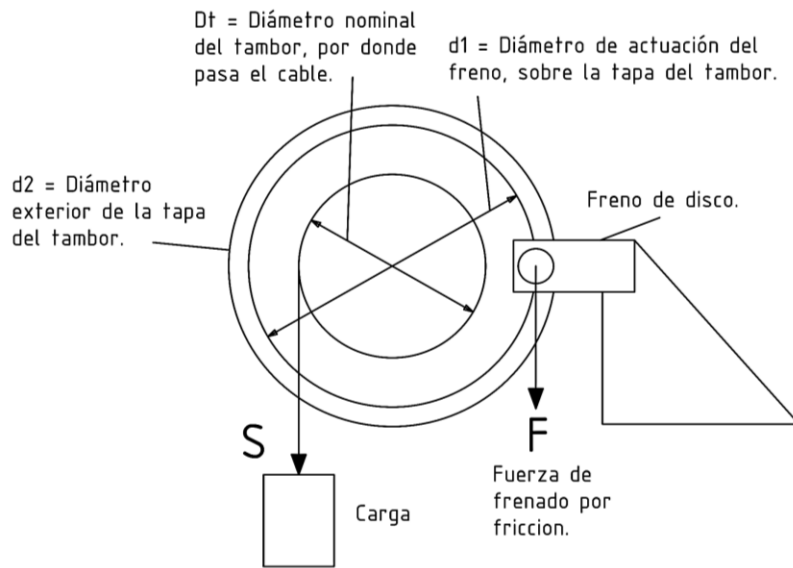


Figura representativa del sistema de frenado de emergencia

La carga S (carga de diseño) es la calculada en el punto 0 (Calculo de  $S_r$ ), esta carga actúa tangencial al diámetro nominal del tambor, el par torsor que genera esta carga es el siguiente:

$$M = S_r * D_{T-nominal} * k$$

$$S_r = 14492,6Kgf \approx 142027,5N$$

$$D_{T-nominal} = 0,8m$$

K: Factor de servicio (está en función de la clasificación del puente grúa).

GRUPO DIN	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
GRUPO FEM	M3	M4	M5	M6	M7	M8
K	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2

Factor de servicio - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 50

$$M = 142027,5N * 0,8m * 1,25 \approx 142027,5Nm$$

Optaremos por usar frenos de disco serie FS del fabricante Pintsch Bubenzer, la fórmula para calcular el par de frenado es la siguiente:

$$M_{Br}[Nm] = F_A[kN] * \mu * d_1[mm]$$

Fórmula de cálculo del par torsor - Frenos de disco SF Pintsch Bubenzer Pág. 27

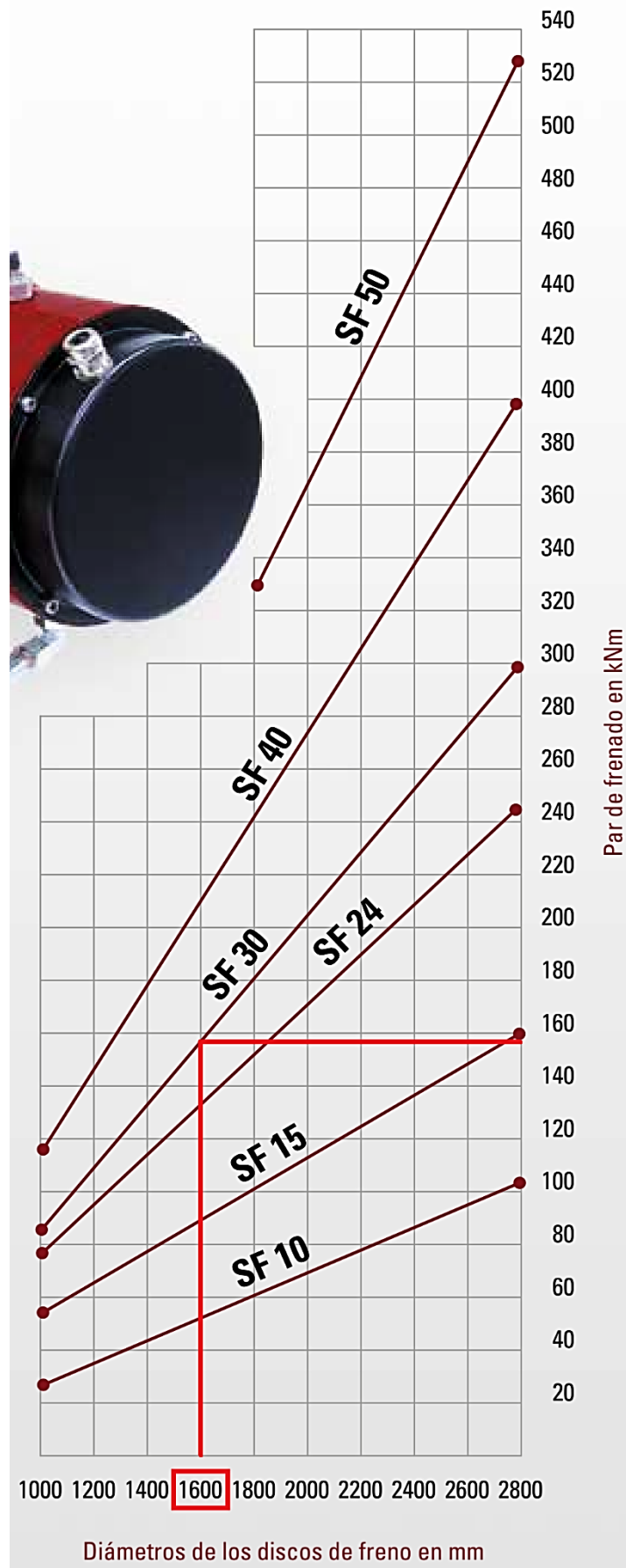


Figura de selección rápida de freno según el tamaño del disco de frenado  
Frenos de disco SF Pintsch Bubenzer Pág. 25

La figura anterior nos muestra que, para el diámetro exterior de la tapa del tambor (1600mm) y adoptando un freno SF30, el par torsor que genera una tenaza del freno es aproximadamente de 160kNm.

Haciendo un cálculo más preciso, el par de frenado que nos entregan las tenazas del freno SF30 es:

$$d1 = d2 - 290mm \quad \Rightarrow \quad d1 = 1600mm - 290mm = 1310mm$$

Fuerza de presión:  $F_A = 300kN$

Factor de fricción:  $\mu = 0,4$

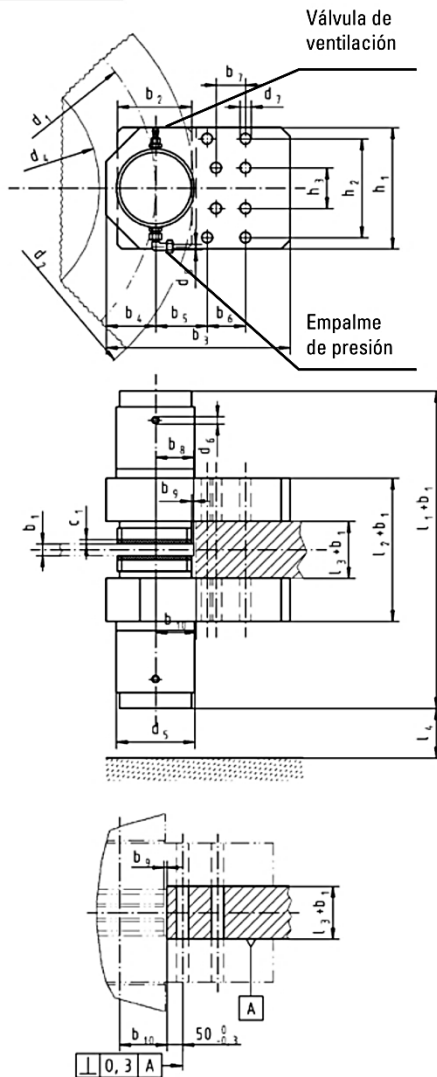
$$M_{Br} = 2 * 300kN * 0,4 * 1310mm = 314400Nm = \mathbf{314,4kNm}$$

Como se puede observar, este valor es mayor al par torsor que genera la carga de diseño, y a su vez es el doble del valor mostrado en el grafico anterior, ya que ese valor solo corresponde a una tenaza.

$$M_{Br} = 314,4kNm > M = 142kNm \quad \text{Verifica!}$$

Adoptamos: Freno de disco serie SF modelo SF30 - Pintsch Bubenzer

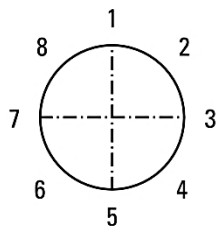
Rev. 12-16



\*) Coeficiente de fricción medio para emparejado estándar del material

Todas las medidas en mm.  
Salvo modificaciones

Par de frenado  $M_{Br}$  en Nm =  $F_A$  (kN) x  $\mu$  x  $d_1$  (mm)



Rogamos indicar la posición de montaje del freno al hacer el pedido

Tipo SF	10	15	24	30	40
b2	165	165	195	280	300
b3	410	410	480	640	720
b4	110	110	130	155	175
b5	115	115	130	200	220
b6	85	85	100	110	125
b7	60	60	70	110	125
b8	85	85	100	140	160
b9	5	5	5	5	10
b10	90	90	105	150	170
c1	10	10	10	10	10
d5	175	175	225	280	310
d6	G1/2"	G1/2"	G1/2"	G1/2"	G1/2"
d7	25	25	31	38	50
d8	12	12	12	12	12
h1	270	270	300	400	480
h2	220	220	230	300	375
h3	90	90	70	100	125
l1	655	680	815	945	985
l2	300	300	350	402	506
l3	100	100	110	130	110
l4min	110	110	130	180	200
Tornillos	ø M24	M24	M30	M36	M48
Material	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9
Par de apriete	Nm 1050	1050	2100	3500	6400
Fuerza presión $F_A$	kN 100	150	240	300	400
Presión operat.	bar 140	180	180	210	210
Presión máx.	bar 200	200	200	240	240
Carrera levantam.	mm 2	2	2	2	2
Volumen de aceite	l 0,023	0,023	0,035	0,050	0,052
Superf. forro	cm <sup>2</sup> 398	398	533	1050	1360
Coef.teór.fricción	$\mu^*$ 0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
Peso	(kg) 200	210	368	750	1180

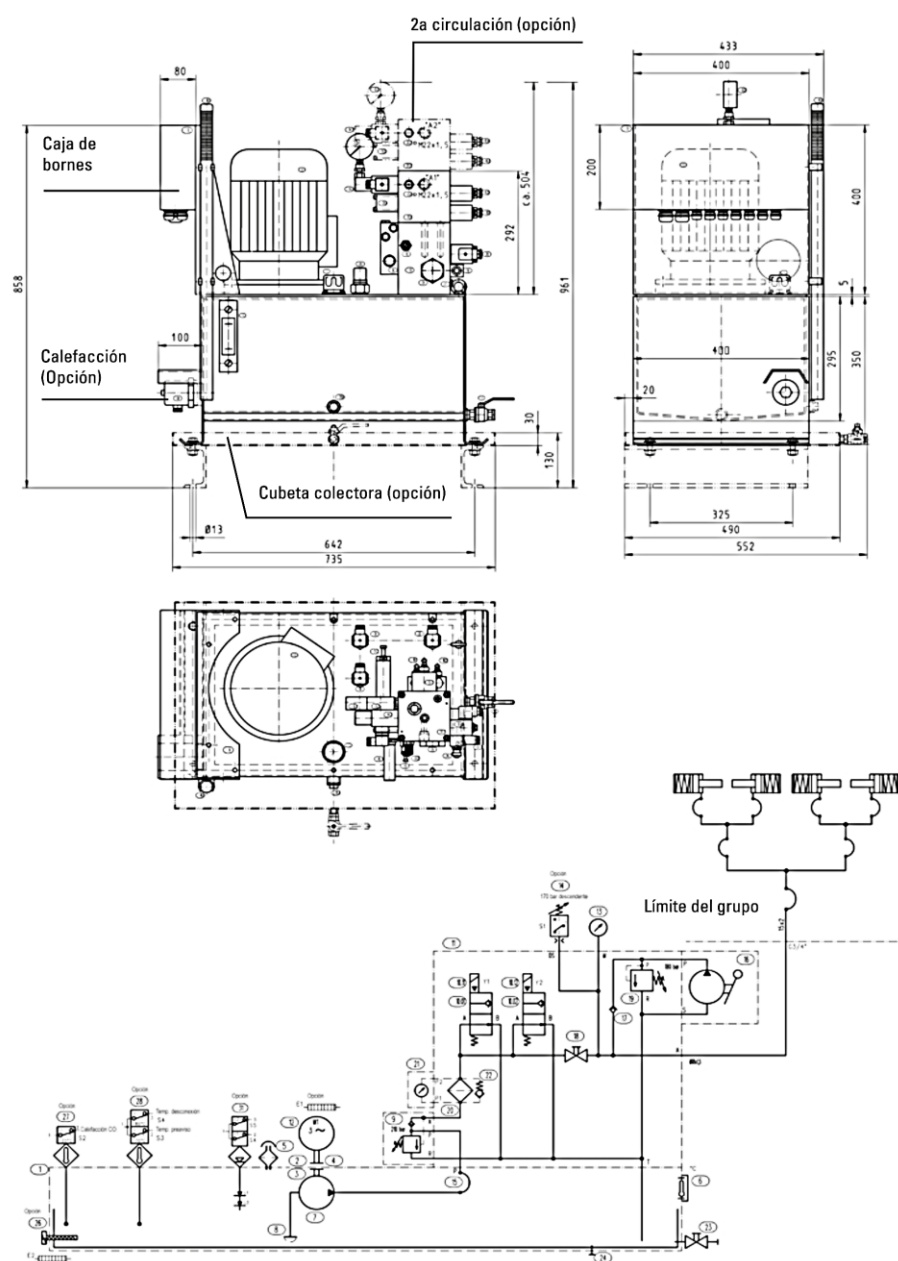
Datos por mitad de tenaza

Discos de freno					
	SF10	SF15	SF24	SF30	SF40
d1 =	d2-170 mm	d2-170 mm	d2-200 mm	d2-290 mm	d2-320 mm
d4 =	d2-420 mm	d2-420 mm	d2-490 mm	d2-620 mm	d2-700 mm

d2 = Diámetro del disco en mm  
d1 = Diámetro de fricción en mm  
d4 = Diámetro tambor o cubo máx. admisible en mm  
b1 = Grosor del disco en mm (min. 30)

Medidas y características técnicas - Frenos de disco SF Pintsch Bubenzer Pág. 27

Rev. 12-06



Ejemplo:
Configuración estándar
hasta de 4 SF10/SF15
hasta de 2 SF24
Motor: 3 kW
Bomba: 7,9 l/min
Presión: 210 bar
Tanque: 40 l
Peso: 85 kg

El esquema de circuitos y los planos muestran una configuración estándar del grupo hidráulico para operar con una o varias tenazas de freno.

El grupo contiene una bomba de mano para la ventilación de emergencia, dos válvulas magnéticas de operación paralela (redundancia), así como una válvula de mínima presión, cuyo fin es la circulación sin presión de la bomba, tan pronto como las tenazas de freno hayan sido ventiladas por completo.

Pueden obtenerse a opción interruptores pulsantes, intaeruptores térmicos, calefacciones, interruptores de nivel, una ejecución en acero fino y otros accesorios.

Los grupos pueden obtenerse también de dos circuitos para operar solo con un grupo los frenos.

Todas las medidas en mm  
Salvo modificaciones

Grupo hidráulico para una o varias tenazas - Frenos de disco SF Pintsch Bubenzer Pág. 29

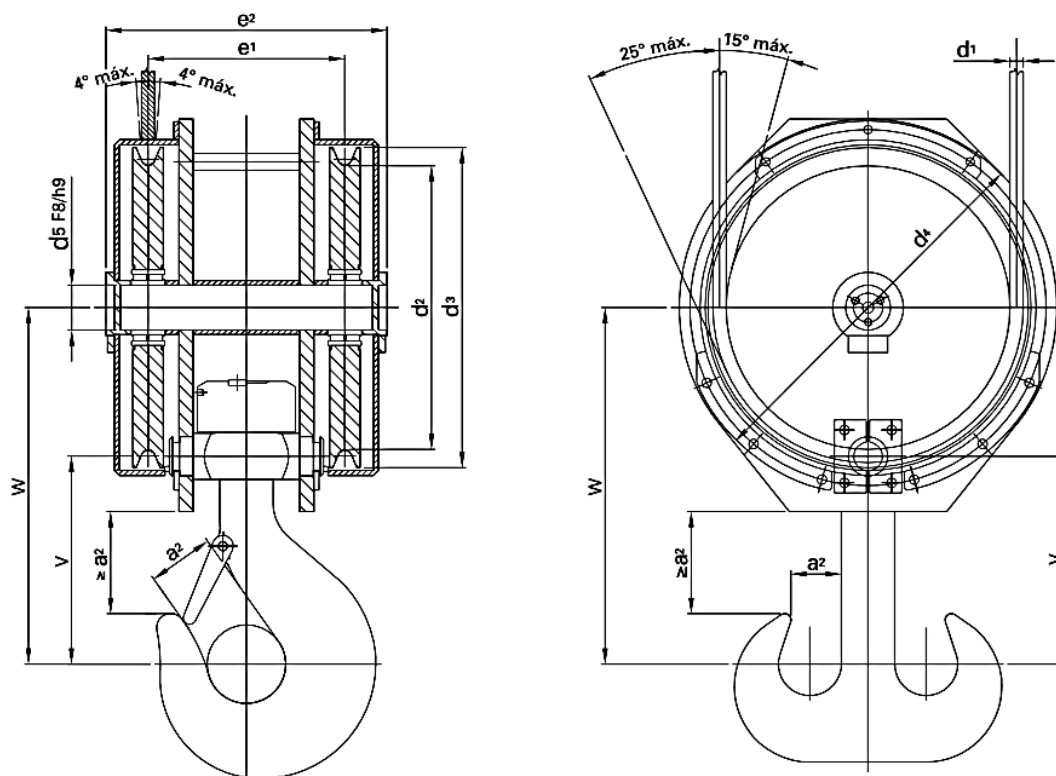
## Aparejo auxiliar (20tn)

### Selección del aparejo auxiliar

Seleccionaremos el tipo de aparejo para gancho auxiliar

Del catálogo de Miguel Abad S.A., en función de la capacidad de carga y el tipo de clase del puente grúa determinamos el aparejo correspondiente, en nuestro caso para una capacidad de carga de 20tn y Clase C (Clase M4 según Norma ISO-FEM) adoptamos un aparejo de 2 poleas con las características siguientes:

N°	GRUPO		CARGA	VIDA	CABLE											Peso Kgs.	TIPO					
	ISO FEM	DIN				t	h	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	e <sub>1</sub>	e <sub>2</sub>	v			w	Simple	Doble		
12	M3	1 Bm	32	1.600	22	340	405	450	80	330	470	315	565	100	80	230	022.12.M3					
	M4	1 Am	25	3.200							450						235	022.12.M4				
	M5	2 m	20	6.300							395						455	500	75	450	240	022.12.M5
	M6	3 m	16	12.500							450						510	555	360	490	240	022.12.M6
	M7	4 m	12,5	25.000							500						570	620	240	022.12.M7		
	M8	5 m	10	50.000							500						570	620	240	022.12.M8		



SPM03 - Pág. 24 o Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 28

- Cálculo y selección de poleas

SPM03 - Pág. 17-19 o Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 24-25

Determinación del diámetro primitivo mínimo en el cable

$$D \geq d1 * h1 * h2$$

d1 = Diámetro del cable (se adoptará un cable de  $\phi 19\text{mm}$  que más adelante se verificará).

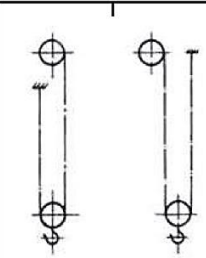
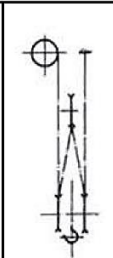
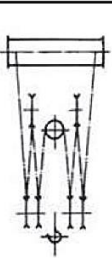
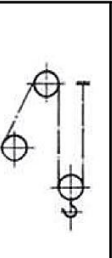
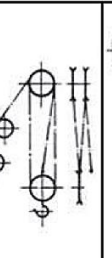
h1 = Coeficiente dependiente del grupo en el que está clasificado el mecanismo de elevación (T-3.1).

h2 = Coeficiente de mayoración de h1 (T-3.2).

### T-3.1. Coeficiente $h_1$

GRUPO		CABLE NORMAL		CABLE ANTIGIRATORIO	
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA
M3	1 Bm	16	12.5	18	14
M4	1 Am	18	14	20	16
M5	2 m	20	14	22.4	16
M6	3 m	22.4	16	25	18
M7	4 m	25	16	28	18
M8	5 m	28	18	31.5	20

### T-3.2. Coeficiente $h_2$

Disposición de la pasteca					
$h_2$	1	1.12	1.12	1.12	1.25

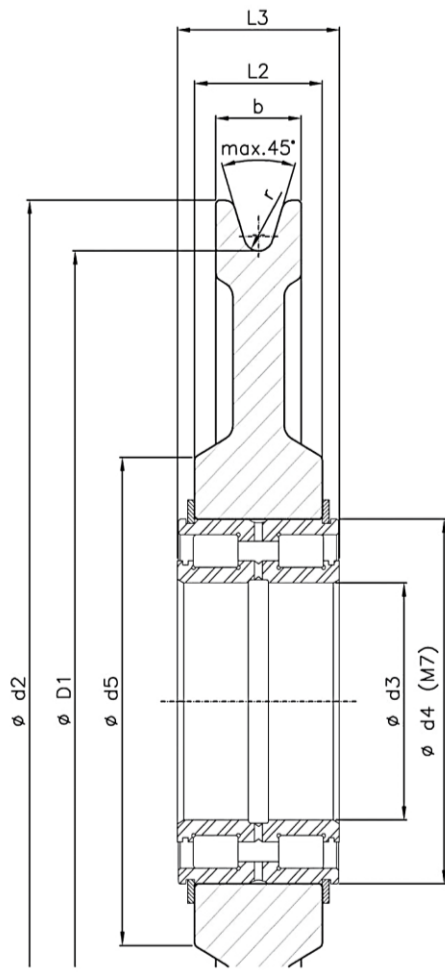
Luego:

$$D = 19\text{mm} * 20 * 1,12 = \mathbf{425,6\text{mm}}$$

Del catálogo de Miguel Abad seleccionamos una polea de diámetro primitivo  $\phi 400\text{mm}$ , en la tabla siguiente se muestran sus características. Se debe tener en cuenta que el diámetro mínimo de la polea debe ser 24 veces el diámetro del cable, para asegurar una alta vida útil del cable; siendo el diámetro crítico de curvatura estática igual a 15 veces el diámetro del cable (de lo contrario se producirán deformaciones permanentes).

$$\frac{D}{d} = \frac{400}{19} = 21 > 15$$





Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 42

- Material forjado, preformado
- Calidad C45 o 42CrMo4
- Bonificado volumétrico
- Endurecimiento superficial 300-320 HBr

D1 (mm)	Ø Cable (mm)	r (mm)	d2 (mm)	b (mm)	d3 (mm)	d4 (M7) (mm)	d5 (mm)	L2 (-0.2) (mm)	L3 (mm)	Rodamiento (SLO4PP)	Referencia PMA
400	13-21	8	444	40	50	80	100	30	40	5010	019.40.10
		9	456	48	55	90	115	35	46	5011	019.40.11
		10	456	50	60	95	125	35	46	5012	019.40.12
		11	476	60	65	100	130	35	46	5013	019.40.13
					70	110	140	43	54	5014	019.40.14
					75	115	150	43	54	5015	019.40.15

Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 42

Diámetro mínimo de las poleas de reenvío

$$D \geq d1 * h1 * h2$$

Reemplazando valores:

$$D = 19mm * 16 * 1,12 \approx 340,5mm$$

Del catálogo de Miguel Abad seleccionamos una polea de diámetro primitivo  $\phi 355mm$ , en la tabla siguiente se muestran sus características.



D1 (mm)	Ø Cable (mm)	r (mm)	d2 (mm)	b (mm)	d3 (mm)	d4 (M7) (mm)	d5 (mm)	L2 (-0.2) (mm)	L3 (mm)	Rodamiento (SL04PP)	Referencia PMA
355	12-19	7	400	38	45	75	100	30	40	5009	019.35.09
		8	400	40	50	80	100	30	40	5010	019.35.10
		9	411	48	55	90	115	35	46	5011	019.35.11
		10	411	50	60	95	125	35	46	5012	019.35.12
		10	411	50	65	100	130	35	46	5013	019.35.13
					70	110	140	43	54	5014	019.35.14

Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 42

### Cálculo y selección del cable para el aparejo auxiliar

Carga sobre el cable (SPM03 - Pág. 16 o Catálogo Técnico Miguel Abad Pág. 23)

La carga S en cada cable vendrá dada por la siguiente fórmula:

$$S = \frac{P_{nom} + Q + P_c}{i * \eta}$$

$P_{nom}$ : Carga máxima nominal del aparato [Kgf].

$Q$ : Peso propio de la pasteca más peso del gancho [Kgf].

$P_c$ : Peso del cable [Kgf].

$i$ : Relación del aparejo o N° de ramales.

$\eta$ : Rendimiento del aparejo.

$$P_{nom} = 20000 \text{Kgf}$$

$$Q = 277 \text{Kgf}$$

$$P_c = 148 \text{Kgf}$$

$$i = 4$$

$$\eta = 0,97$$

➤ El peso del cable lo calculamos de la siguiente manera:

$$P_c = Q_c * i * H$$

$Q_c$ : Carga por unidad de longitud del cable [Kgf/m].

$H$ : Altura de izaje [m].

$$Q_c = 1,44 \text{Kgf/m}$$

$$H = 25 \text{m}$$

Teniendo en cuenta el diámetro  $d_1$  que figura para el aparejo seleccionado, tomamos este como el diámetro de cable máximo admisible, adoptaremos un diámetro inferior a este, en este caso tomaremos un diámetro de cable  $\phi 19 \text{mm}$ , donde su peso aproximado por unidad de longitud es de 1,48Kgf/m (considerando un cable con alma de acero).

Luego:

$$P_c = 1,48 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} * 4 * 25 \text{m} = 148 \text{Kgf}$$

- El rendimiento del aparejo lo obtenemos en función del N° de ramales, de la tabla T-2.2 (SPM03 - Pág. 17):

### T-2.2. Rendimiento de la pasteca

N° DE RAMALES		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Poleas con rodamiento	$\eta$	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90	0.90	0.89	0.88

Finalmente:

$$S = \frac{20000Kgf + 277Kgf + 148Kgf}{4 * 0,97} \approx 5264,2Kgf$$

Diámetro del cable (SPM03 - Pág. 17 o Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 24)

- Según DIN:

$$d = C * \sqrt{S}$$

C: Coeficiente de seguridad mínima (indicado en T-2.1 en función de la clase del puente grúa).

### T-2.1. Coeficientes Zp y C

FEM			DIN				
GRUPO	SEGURIDAD MÍNIMA Zp		GRUPO	COEFICIENTE C			
	NORMAL	CARGAS PELIGROSAS CABLE ANTIGIRATORIO		NORMAL		CARGAS PELIGROSAS Y CABLE ANTIGIRATORIO	
				180	200	180	200
M3	3.55	4	1 Bm	0.250	0.235	0.265	0.250
M4	4	4.5	1 Am	0.265	0.250	0.280	0.265
M5	4.5	5.6	2 m	0.280	0.265	0.315	0.280
M6	5.6	7.1	3 m	0.315	0.280	0.335	0.325
M7	7.1	9	4 m	0.335	0.325	0.375	0.365
M8	9	11.2	5 m	0.375	0.365	0.425	0.400

Calculando:

$$d = 0,280 * \sqrt{5264,2Kgf} \approx 20,3$$

- Según FEM:

$$Zp \geq \frac{Fo}{S}$$

Zp: Seguridad mínima (indicado en T-2.1 en función de la clase del puente grúa).

Fo: Carga de rotura del cable [Kgf].

Calculando:

$$F_o \leq Z_p * S \Rightarrow Z_p * S = 4,5 * 5264,2Kgf = \mathbf{23689Kgf} \approx \mathbf{232310N}$$

Con los valores de carga y diámetro ingresamos en el catálogo IPH y seleccionamos el cable:



Diámetro	AFS		Carga mínima de rotura				AAC		Carga mínima de rotura			
	Masa aprox.		Grado 1770 N/mm <sup>2</sup>		Grado 1960 N/mm <sup>2</sup>		Masa aprox.		Grado 1770 N/mm <sup>2</sup>		Grado 1960 N/mm <sup>2</sup>	
[mm]	[kg/m]		[kN]	[t]	[kN]	[t]	[kg/m]		[kN]	[t]	[kN]	[t]
14,00	0,72		114	11,6	127	13,0	0,80		124	12,7	137	14,0
16,00	0,94		150	15,3	166	16,9	1,05		161	16,4	179	18,3
19,00	1,32		211	21,5	233	23,8	1,48		227	23,2	252	25,7
22,00	1,78		283	28,9	313	31,9	1,98		305	31,1	338	34,5
26,00	2,48		395	40,3	437	44,6	2,76		426	43,5	472	48,2

Catálogo IPH Pág. 15

Adoptamos: Cable de  $\phi 19\text{mm}$ , 6x36WS, Grado 1960 con alma de acero.

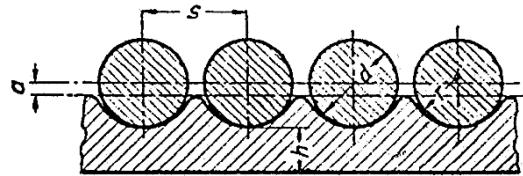
Nota del fabricante: Su mayor flexibilidad con respecto a la clase 6x19, le confiere un incremento de vida útil a la fatiga por flexión en la mayoría de sus aplicaciones. Se lubrica totalmente durante su fabricación para reducir el desgaste por fricción.

Verificación del coeficiente de seguridad

$$Z_p = \frac{F_o}{S} \Rightarrow Z = \frac{25700Kgf}{5264,2Kgf} \approx 4,9 \Rightarrow Z \geq Z_p = 4,5 \quad \text{Verifica!}$$

### Diseño del tambor

#### Dimensiones de ranuras



Dimensiones de las ranuras de los tambores según la figura									
Diámetro del cable	10	13	16	19	22	27	33	40	44
s	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

SPM03 - Pág. 7

Las dimensiones de las ranuras del tambor, separación entre cables y de más las obtenemos de la página 7 del apunte SPM03 dado por la cátedra.

Para el diámetro de cable  $\phi 19\text{mm}$ , tenemos:

$$s = 22\text{mm}$$

$$r = 10,5\text{mm}$$

$$a = 2,5\text{mm}$$

- Diámetro del tambor

Para calcular el diámetro del tambor utilizaremos la siguiente formula:

$$D_{tambor} \geq d1 * h1 * h2$$

d1: 19mm

h1: Coeficiente dependiente del grupo en el que está clasificado el mecanismo de elevación.

h2: Coeficiente de mayoración de h1 (en función del tipo de montaje)

GRUPO		CABLE NORMAL			CABLE ANTIGIRATORIO		
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	TAMBOR	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	TAMBOR
M3	1 Bm	16	12,5	16	18	14	16
M4	1 Am	18	14	16	20	16	18
M5	2m	20	14	18	22,4	16	20
M6	3m	22,4	16	20	25	18	22,4
M7	4m	25	16	22,4	28	18	25
M8	5m	28	18	25	31,5	20	28

Tabla 4.8 Valores del coeficiente h1 - Grúas (Emilio Larrodé y Antonio Miravete) Pág. 120

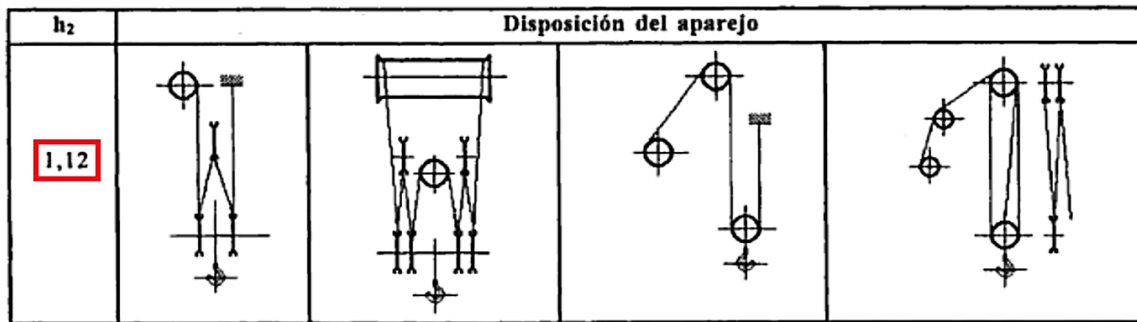


Figura 4.15 Valores de h<sub>2</sub> para diferentes disposiciones Grúas (Emilio Larrodé y Antonio Miravete) Pág. 121

Luego:

$$D_{tambor} = 19mm * 16 * 1,12 = 340,5mm$$

Adoptamos un diámetro mínimo de tambor (30 \* d<sub>1</sub>, según CMAA).

$$Dt \geq 30 * d_1 \Rightarrow Dt = 30 * 19mm = 570mm$$

Adoptamos: **Dt = 600mm**

- Velocidad de arrollamiento del cable

La velocidad de arrollamiento del cable en el tambor depende del número de poleas del aparejo.

$$V_{cable} = V_{elev.} * N^{\circ} \text{ de poleas} \Rightarrow V_{cable} = 6 \frac{m}{min} * 2 = 12 \frac{m}{min}$$

Las vueltas por minuto desarrolladas por el tambor en etapa de **prediseño** serán:

$$n_{tambor} = \frac{V_{cable}}{\pi * Dt} \Rightarrow n_{tambor} = \frac{12 \frac{m}{min}}{\pi * 0,6m} \approx 6,37rpm$$

- Potencia de accionamiento del tambor

Calculamos según Norma CMAA 5.2.9.1.1.1 (SPM03 - Pág. 184-185)

$$N[Hp] = \frac{W * V}{33000 * E}$$

W: Peso total en libras que debe levantar el sistema de cable de accionamiento del polipasto. Esto incluye todos los artículos aplicables al polipasto, como la carga de diseño a elevar y los artículos provistos por los fabricantes de grúas, incluido el bloque de gancho y los accesorios.

$$W = Pn + Q + Pc \Rightarrow W = (20000Kgf + 277Kgf + 148Kgf) * \frac{2,205lbf}{1Kgf} \approx 45037lbf$$

V: Velocidad de elevación máxima en pies por minuto.

$$V = 6 \frac{m}{min} * \frac{1ft}{0,305m} \approx 19,67 \frac{ft}{min}$$

E: Rendimiento mecánico entre la carga y el motor, donde:  $E = E_g^n * E_s^m$ .

Eg: Rendimiento del reductor de velocidades.

Es: Rendimiento del sistema de cable por polea giratoria.

Typical Efficiency Values		
Bearings	Eg	Es
Anti-friction	0,97	0,99
Sleeve	0,93	0,98

Norma CMAA Tabla 5.2.9.1.1.1-1 SPM03 - Pág. 185

n: Numero de reducciones del reductor.

$$n = 4$$

m: Número de poleas giratorias entre el tambor y la polea compensadora pasado por sobre cada parte del cable en movimiento conectado al tambor.

$$m = 1$$

Ver "Cálculo y selección de poleas", tabla T-3.2. (Coeficiente h2).

$$E = (0,97)^4 * (0,99)^1 = 0,88$$

Luego:

$$N = \frac{45037lb_f * 19,67 \frac{ft}{min}}{33000 * 0,88} \approx 30,5HP \Rightarrow N \approx 22743W \approx 22,7kW$$

### Selección del reductor

El reductor a seleccionar deberá ser de 4 etapas, para su selección utilizaremos el catálogo Sumitomo Paramax Serie 9000 Rev. 2008.

### Preselección del motor y relación de transmisión

A los fines de poder calcular la relación de transmisión, que necesitaremos para luego elegir el reductor, necesitamos las rpm del motor, para este proyecto adoptaremos un motor eléctrico de 4 polos y una velocidad nominal de 1500rpm.

La relación de transmisión nos queda:

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{tambor}} \Rightarrow i = \frac{1500rpm}{6,37rpm} \approx 235,5$$

Potencia equivalente

➤ Factor de servicio

CRANES

Classification of Crane	Hoisting	Traverse Motion	Travel Motion	Slewing Motion	Boom Hoisting	The crane classification is based on JIS B8821-1976 "Calculation standard for the structure of crane."
Group I	1.00	1.50		1.25	1.00	
Group II	1.25		1.50		1.00	
Group III	1.50		1.75		1.25	
Group IV	1.75		2.00		1.50	

Tabla de factor de servicio de acuerdo a la clasificación del puente grúa Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-8

Prime Mover	Operating Hours	Type of Load		
		Uniform Load U	Moderate Shock Load M	Heavy Shock Load H
Electric Motor	3 hours/day	1.00	1.00	1.50
	10 hours/day	1.00	1.25	1.75
	24 hours/day	1.25	1.50	2.00
Internal Combustion Engine (multi cylinder)	3 hours/day	1.00	1.25	1.75
	10 hours/day	1.25	1.50	2.00
	24 hours/day	1.50	1.75	2.25

Tabla de factor de corrección por tipo de motor y horas de funcionamiento diarias Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-9

Luego:

$$f_s = 1,25 * 1,25 \approx 1,56$$

Cálculo de potencia equivalente

$$N_{eq} = N_{accionamiento} * f_s = 22743W * 1,56 = 35479,08W \approx 35,5 kW$$

- Selección de reductor de 4 etapas

Con los valores calculados de la potencia equivalente, relación de transmisión y velocidad nominal del eje veloz, determinamos el tamaño del reductor.



Nominal Reduction Ratio	H.Speed Shaft Speed r/min	L.Speed Shaft Speed r/min	Size of Reducer													
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085
	Exact Reduction Ratio		256.04	251.37	260.18	259.14	252.38	254.02	252.17	238.24	252.78	235.08	263.61			
250	1800	7.2		6.5	10.2	12.0	16.0	19.8	26.0	30	42	45	62	63		
	1500	6.0		5.4	8.5	10.0	13.4	16.6	21.7	25.6	35	38	52	53		
	1200	4.8		4.3	6.8	8.0	10.7	13.3	17.4	20.5	28.3	30	42	42		
	1000	4.0		3.6	5.7	6.7	8.9	11.1	14.5	17.1	23.6	25.5	35	35		
	900	3.6		3.3	5.1	6.0	8.0	10.0	13.0	15.4	21.3	22.9	31	32		
	750	3.0		2.7	4.3	5.0	6.7	8.3	10.9	12.8	17.8	19.1	26.4	26.7		

Potencia mecánica [KW] - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-130

- Disipación térmica

Con el tamaño del reductor y la velocidad del eje veloz determinamos la potencia térmica que se genera.

Nominal Reduction Ratio	H.Speed Shaft Speed r/min	Number of Cooling Fans	Size of Reducer													
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085
Quadruple Reduction Vertical Type 224	1800	-		24	28	36	41	42	51	60	72	83	102	107	131	138
	1500	-		22	26	34	39	39	48	57	68	79	96	102	124	132
	1200	-		21	24	32	36	36	44	53	64	74	90	96	116	125
	1000	-		19	22	30	34	34	41	50	59	69	84	90	110	118
	900	-		18	21	29	33	32	39	48	57	67	81	87	106	114
280	750	-		17	20	27	31	30	36	44	53	62	76	81	99	107

Potencia térmica [KW] - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-130

Ambient Temperature °C	Temperature Correction Factor	
	Without Fan	With Fan
20	1.00	1.00
30	0.85	0.87
40	0.70	0.73
50	0.55	0.60

Factor de corrección por temperatura - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-131

Procedemos a realizar la comparación de esta potencia con la potencia efectiva obtenida por cálculo.

$$N_{dis} = 96kW * fc \Rightarrow N_{dis} = 96kW * 1 = 96kW$$

$$N_{dis} = 96kW > N_{eq} = 35,5kW \quad \text{Verifica!}$$

- Carga radial en el eje lento

Según el tamaño del reductor elegido y la velocidad del eje lento entramos en el catálogo de Sumitomo Paramax y determinamos la carga radial admisible.

L.Speed Shaft Speed r/min	Size of Reducer																
	9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100
250	11.8	17.7	17.7	29.4	29.9	32.4	37.8	46.6	39.7	49.1	44.1	77.0	77.0	100.1	100.1	137.8	139.8
160	11.8	17.7	20.1	31.4	32.4	33.8	39.7	48.1	41.7	50.5	46.1	89.0	89.0	108.9	108.9	145.7	157.5
Standard bearing model																	
100	11.8	17.7	25.0	35.3	38.7	39.2	47.1	53.5	47.6	54.4	54.4	99.0	99.0	122.1	122.1	147.6	166.3
63	11.8	17.7	26.5	35.3	42.2	47.1	54.9	62.3	58.9	64.3	65.2	131.5	131.5	125.6	125.6	143.7	165.3
40	11.8	17.7	26.5	35.3	42.2	49.1	54.9	67.7	71.1	78.0	79.0	141.0	141.0	125.1	125.1	137.8	164.8
≤ 25	11.8	17.7	26.5	35.3	42.2	49.1	54.9	67.7	81.4	95.2	99.1	139.5	139.5	122.6	122.6	135.4	163.3

*Cargas radiales y axiales admisibles a baja velocidad [kN] - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-136*

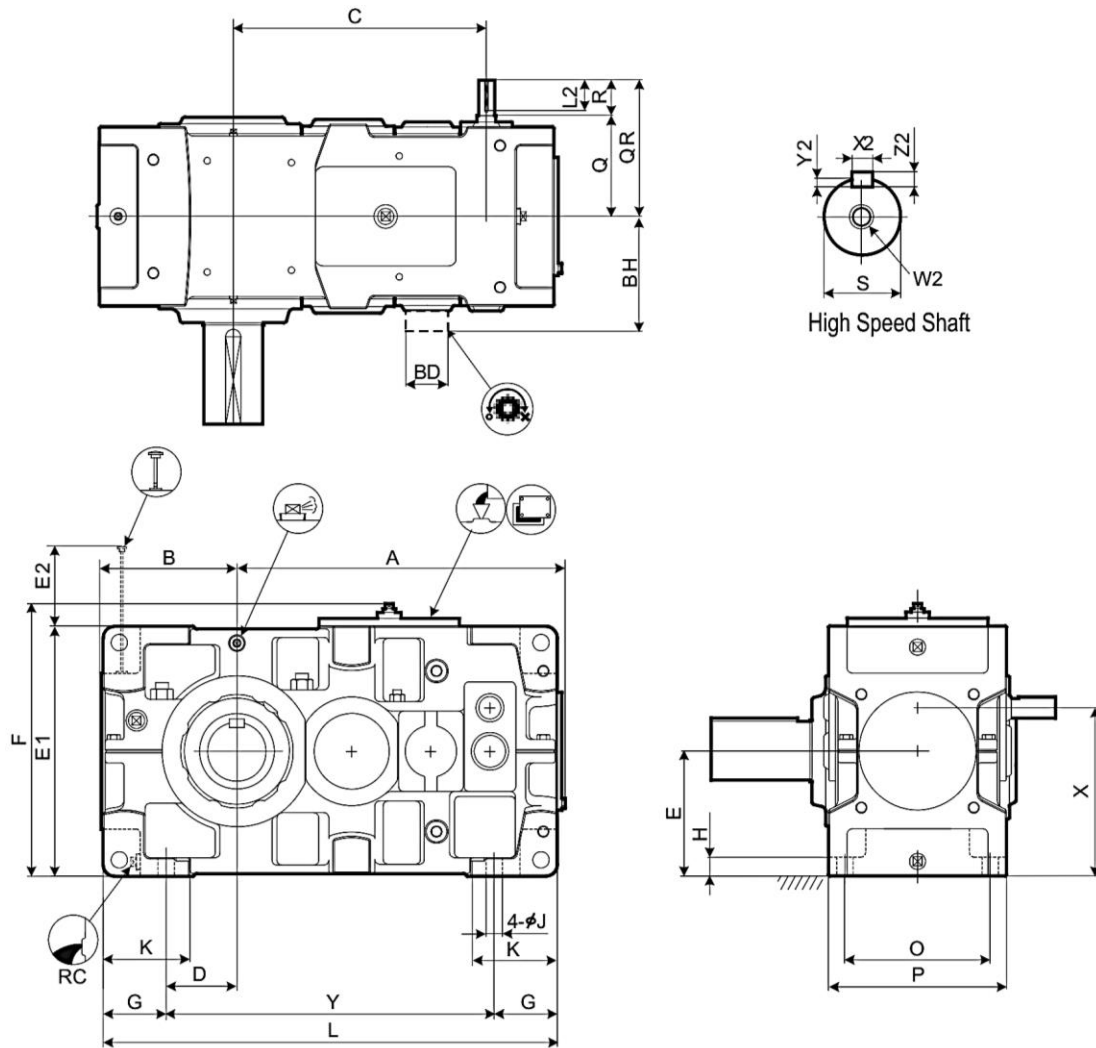
La carga radial calculada en el punto 0 (Verificación de la carga radial) es:

$$S_T = 3311,6Kgf \approx 32,5kN$$

Luego:

$$S_T = 32,5 < S_{Tadm} = 139,5kN \quad \text{Verifica!}$$

- Características del reductor adoptado

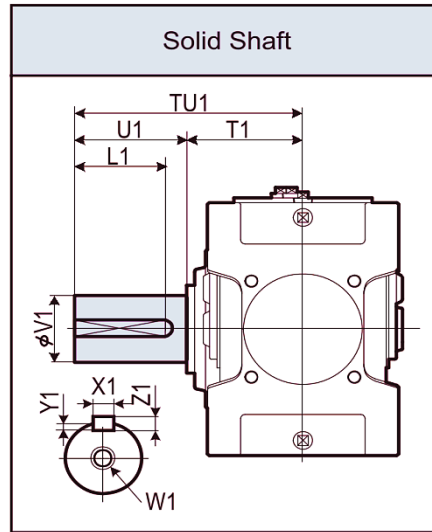


Size	A	B	C	D	E	E1	E2	F	G	H	J	K	L	O	P	X	Y
9070	809	336	630	163	300	600	144	648	160	40	42	215	1115	350	430	409	795
9075	862	383	683	210	335	670	109	718	160	52	42	220	1215	350	430	444	895

Size	High Speed Shaft									Backstop		RC	Wt. kg	Oil Qty. L
	Q	QR	R	S	W2/Depth	X2	Y2	Z2	L2	BD	BH			
9070	244	354	110	40k6	M16/36	12	5	8	95	190	330	1"	950	56
9075	244	354	110	40k6	M16/36	12	5	8	95	190	330	1"	1170	67

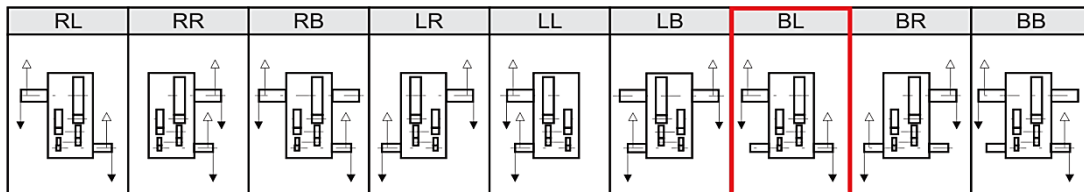
Dimensiones: Equipo de cuádruple reducción, ejes paralelos, montaje horizontal  
Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-162

### Slow Speed Shaft



Size	Solid Shaft					Key					Hollow Shaft (Shrink Disk Type)					Hollow Shaft (Key Type)				
	TU1	T1	U1	V1	W1/Depth	X1	Y1	Z1	L1	TU2	T2	U2	V2	V3	TU4	T4	U4	V4	V5	
9070	509	259	250	145m6	M30/60	36	12	20	225	644	384	260	148	145	530	265	265	145	143	
9075	562	262	300	160m6	M30/60	40	13	22	275	651	386	265	158	155	530	265	265	150	148	

Dimensiones: Equipo de cuádruple reducción, ejes paralelos, montaje horizontal  
Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-163



Configuración de disposición de eje estándar - Sumitomo Paramax serie 9000 Pág. C-163

El modelo adoptado es el siguiente:

Reductor Sumitomo PHD-9075-P4-BL-250

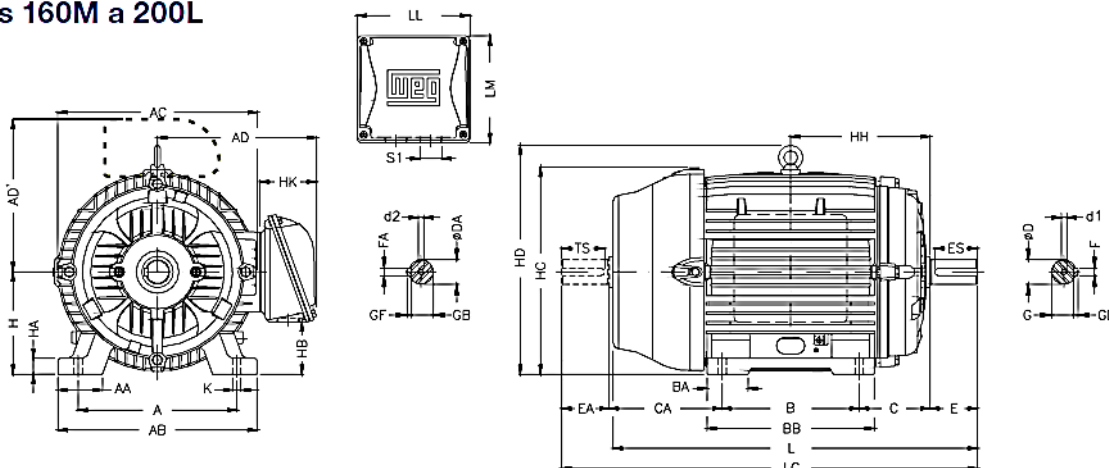
### Selección del motor de izaje

Con el valor calculado de la potencia de accionamiento del tambor ( $N = 22,7kW$ ) y la cantidad de polos requeridos, seleccionamos un motor eléctrico trifásico de la firma WEG.

Potencia kW	HP	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado Iv/In	Par con rotor trabado Tl/Tn	Par máximo Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	380 V						Corriente nominal In (A)	
								RPM	% de la potencia nominal			Factor de potencia							
									50			75	100	50	75	100			
IV Polos - 1500 rpm - 50 Hz																			
22	30	180L	143	6,8	2,6	2,9	0,2332	15	33	186	61	1460	92,5	92,4	91,9	0,74	0,83	0,87	41,8
30	40	200L	195	6,3	2,2	2,6	0,3310	16	35	222	65	1465	92,9	92,9	92,4	0,72	0,81	0,85	58,0
37	50	225S/M	240	6,6	2,2	2,7	0,6999	12	26	342	66	1470	93,2	93,1	92,8	0,78	0,86	0,87	69,6

W22 Alta Eficiencia 50Hz - Catálogo Técnico Motor Eléctrico Trifásico WEG Pág. 39

### Carcasas 160M a 200L



Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	AD' (**)	B	BA	BB	BD	C	CA	Eje										
													D	DA	E	EA	ES	F	FA	G	GB	GD	GF
160M	254	64	308	329	264	264	210	63	254	298	108	174	42k6	42k6	110	110	80	12	12	37	37	8	80
160L							254						298	48k6				14	14	42.5	42.5		
180M	279	78	350	360	279	279	241	70	294	332	121	200	48k6	48k6	110	110	80	14	14	42.5	42.5	9	9
180L							279						332					48k6	16	16	49		
200M	318	82	385	402	317	317	267	82	332	370	133	222	55m6	55m6	110	110	80	16	16	49	49	10	10
200L							305						370					55m6	16	16	49		

Carcasa	H	HA	HB	HC	HD	HF	HG	HH	HK	K	L	LC	LL	LM	S1	d1	d2	Rodamientos	
																		D.E.	N.D.E.
200M	200	30	119	405	464	218	266.5	285.5	118	18.5	729	842	228	217	2xM50x1.5	M20	M20	6312 C3	6212 Z-C3
200L											767	880						6314 - C3	6212 Z-C3
225S/M	225	34	255	453	550	403	523	212	143	24	856*	974*	261	292	2xM50x1.5	M20	M20	6314 - C3	
250S/M	250	43	290	493	583	449	566	214			886	1034						6314 - C3	6212 Z-C3
280S/M	280	42	383	580	696	556	686	266	145	24	1071	1223	314	312	2xM50x1.5	M20	M20	6314 - C3	

Datos técnicos Tipos de carcasa - Catálogo Técnico Motor Eléctrico Trifásico WEG Pag. 64 y 65

### Dimensiones finales del tambor

- Número de vueltas por minuto del tambor

Siendo:

$$n_{salida} = \frac{n_{motor}}{i_{real}} \Rightarrow n_{salida} = \frac{1465rpm}{238,24} \approx 6,15rpm$$

- Diámetro final del tambor

Siendo:

$$Dt_f = \frac{V_{cable}}{\pi * n_{salida}} \Rightarrow Dt_f = \frac{12 \frac{m}{min}}{\pi * 6,15rpm} = 0,620m$$

- Longitud del cable de izaje

Vamos a calcular la longitud del cable por lado (dos tambores iguales unidos).

$$L_{\text{cable } x \text{ lado}} = H_{\text{izaje}} * N^{\circ}_{\text{poleas } x \text{ lado}} * 2_{\text{tiros } x \text{ polea}}$$

$$L_{\text{cable } x \text{ lado}} = 25m * 1 * 2 = \mathbf{50m}$$

- Numero de gargantas para cable a enrollar

Consideramos 2 espiras fijas por lado.

$$N^{\circ}_{\text{espiras}} = \frac{L_{\text{cable } x \text{ lado}}}{Dt_f * \pi} + 2 \Rightarrow N^{\circ}_{\text{espiras}} = \frac{50m}{\pi * 0,620m} + 2 = 27,7$$

Adoptamos:  $N^{\circ}_{\text{espiras}} = \mathbf{28}$

- Longitud del tambor arrollado

Entre las tapas del tambor y la última espira correspondiente dejaremos una distancia de 110mm en cada lado.

$$L_{\text{tambor}} = N^{\circ}_{\text{espiras}} * P_{\text{paso entre ranuras}} * 2_{\text{lado}} + L_{\text{pasteca}} + 2 * 110mm$$

$$L_{\text{tambor}} = 28 * 22mm * 2 + 470mm + 2 * 110mm = \mathbf{1922mm}$$

### Calculo resistivo y de verificación del tambor

Las solicitaciones del tambor se componen de torsión, de flexión por la tracción del cable y de compresión causada por el apriete del cable.

Usaremos el análisis del libro Aparatos de elevación y transporte (Tomo 1) de H. Ernst Pág. 29 -32. Los esfuerzos de torsión son pequeños y por ello despreciables. Normalmente también los esfuerzos de flexión son despreciables, excepto para los tambores de longitud excesiva. Resulta, por lo tanto, que el espesor de un tambor debe elegirse de acuerdo con la solicitación del arrollamiento.

El arrollamiento solicita al tambor a compresión y a flexión. El tipo de solicitación se pone en evidencia imaginando un tambor que soporta una única espira de cable (Fig. 40). Bajo la influencia de la tracción del cable el tambor se comprime con la máxima deformación debida al arrollamiento. A medida que nos alejamos de la espira, la deformación, y consecuentemente el esfuerzo debido a la compresión, disminuye. El perfil del tambor deformado es el que presenta la figura 40, mostrando que existe una solicitación a flexión en sentido paralelo al eje del tambor.

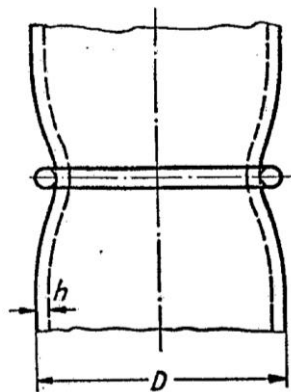


FIG. 40.

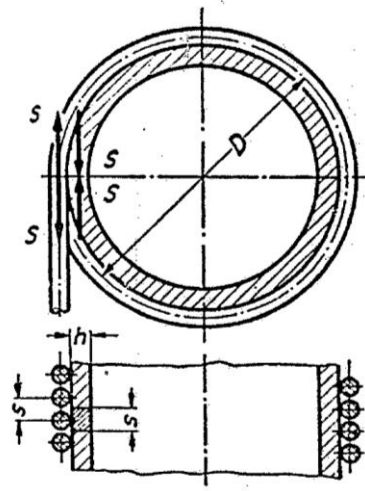


FIG. 41.

FIG. 40. — Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable única.

FIG. 41. — Solicitación a compresión del tambor en el caso de un arrollamiento completo.

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 30*

En servicio normal, el tambor nunca será cargado por una sola espira aislada. Siendo corriente que el arrollamiento del cable bajo tensión se empiece desde un extremo del tambor, se podrá obtener el esfuerzo total soportado por éste recubierto totalmente de espiras, calculando los esfuerzos causados por cada espira aisladamente y superponiéndolos. En este caso, la sollicitación de la flexión local será nula, porque, si la tracción no varía, la deformación por compresión es constante y la generatriz del tambor permanecerá recta. No obstante, los esfuerzos de compresión se añadirán hasta que la sección correspondiente al paso del enrollamiento sea sollicitada por la tracción del cable (Fig. 41). Bajo esta hipótesis el esfuerzo de compresión se calcula como sigue:

$$\sigma_a = \frac{Sr}{h * s}$$

$\sigma_a$ : Esfuerzo de compresión sobre el tambor [Kgf/mm<sup>2</sup>].

$Sr$ : Carga total de tracción que actúa sobre el cable [Kgf].

$h$ : Espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta [mm].

$s$ : Distancia baricentrica entre cada espira de cable (paso entre ranuras) [mm].

- Espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta por esfuerzo de compresión

Se tendrá en cuenta que, en la extremidad del arrollamiento, el esfuerzo es inferior, porque la parte del tambor que no está recubierta de espiras refuerza la parte arrollada. El esfuerzo a compresión de la parte arrollada se puede calcular por la fórmula:

$$\sigma_a = 0,5 \frac{Sr}{h * s}$$

*Formula 8 Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 31*

Despejamos h:

$$h = 0,5 \frac{Sr}{\sigma_a * s}$$

El material de la chapa será el siguiente:

ASTM A516 G70:  $\sigma_r = 485Mpa - 620Mpa$

De acuerdo con lo especificado en la norma CMAA sección 4.11.4.1 – Verificación de tensión estática para condiciones de funcionamiento – (SPM03 Pág. 177), donde el valor límite de la tensión no deberá exceder el  $\sigma_{fa} \leq \sigma_r/5$ .

Adoptamos:  $\sigma_r = 500Mpa$

$$\sigma_a = \frac{500Mpa}{5} = 100Mpa \Rightarrow \sigma_a = 10,2 \frac{Kgf}{mm^2}$$

➤ Cálculo de  $S_r$

La fórmula es la misma que se utilizó en el punto "Carga sobre el cable", solo que ahora se tiene en cuenta la longitud correcta del cable por cada lado de la pasteca.

$$S_r = \frac{P_{nom} + Q + P_{C_{por\ unidad\ de\ longitud}} * 2L_{cable\ x\ lado}}{i * \eta}$$

$$S_r = \frac{20000Kgf + 277Kgf + 1,48 \frac{Kgf}{m} * 2 * 50m}{4 * 0,97} = 5264,2Kgf$$

La carga no difiere mucho de la calculada en el punto "Carga sobre el cable".

➤ Cálculo del espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta en construcción soldada.

$$h = \frac{5264,2Kgf}{10,2 \frac{Kgf}{mm^2} * 22mm} = 23,5mm$$

• Espesor de pared del tambor en el fondo de la garganta por esfuerzos debido a la flexión

Utilizamos la siguiente fórmula:

$$\sigma_{fa} = 0,96 * S_r * \sqrt[4]{\frac{1}{Dt_f^2 * h^6}} \Rightarrow h = \sqrt[6]{\frac{1}{Dt_f^2} * \left(\frac{0,96 * S_r}{\sigma_{fa}}\right)^4}$$

Formula 9 Aparatos de elevación y transporte – H. Ernst (Tomo 1) Pág. 31

$\sigma_{fa}$ : Tensión del tambor debido a la flexión del cable [ $Kgf/mm^2$ ]

$S_r$ : Tracción máxima sobre el cable [ $Kgf$ ]

$Dt_f$ : Diámetro final del tambor [ $mm$ ]

$h$ : Espesor del tambor [ $mm$ ]



Luego:

$$h = \sqrt[6]{\frac{1}{(620\text{mm})^2} * \left(\frac{0,96 * 5264,2\text{Kgf}}{10,2 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}\right)^4} = 7,4\text{mm}$$

De los espesores calculados para cada uno de los esfuerzos, adoptamos el mayor, por lo tanto:

$$h = 23,5\text{mm}$$

- Espesor de chapa del cilindro del tambor

Para los tambores soldados, se calcula el espesor del cilindro de chapa, con la siguiente fórmula:

$$Ec = h + \frac{d1}{2} - a + x$$

Formula 9a Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 32

h: Espesor del tambor [mm].

d1: Diámetro del cable [mm].

a: Distancia entre la pestaña y el baricentro del cable (Ver **Diseño del tambor**) [mm].

x: Sobre espesor [mm]. Ver Pág. 32 del Libro de H. Ernst.

En este caso  $x = 2\text{mm}$ .

Diámetro [mm]	x [mm]
500	2
1000	3
1500	4

Luego:

$$Ec = 23,5\text{mm} + \frac{19\text{mm}}{2} - 2,5\text{mm} + 2\text{mm} = 32,5\text{mm}$$

Adoptamos un espesor de chapa normalizado:

Chapas de Acero LAMINADAS EN CALIENTE		
Tabla de Pesos y Medidas		
ESPESOR		PESO
Pulgadas	mm	x m <sup>2</sup>
1 1/8	28,50	225,70
1 1/4	31,70	251,20
1 3/8	34,90	276,40
1 1/2	38,10	301,44
1 3/4	44,40	351,70

$$Ec = 1 \text{ 3/8" } (34,90\text{mm})$$

- Inclinación y guiado del cable

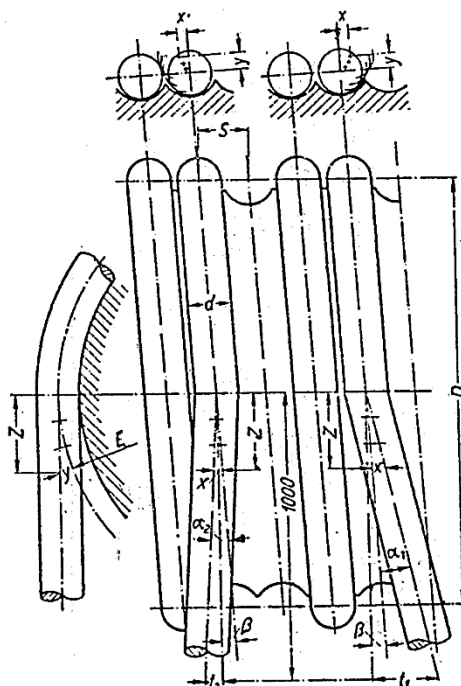


FIG. 63. — Estudio de la inclinación del cable sobre un tambor.

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 40*

- Inclinación de las ranuras helicoidales

Las ranuras helicoidales del tambor (Fig. 63) tienen la siguiente inclinación:

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{s}{\pi * Dt_f} \Rightarrow \beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{s}{\pi * Dt_f}\right)$$

Luego:

$$\beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{22\text{mm}}{\pi * 620\text{mm}}\right) = 0,647 = 0^\circ 38'$$

- Máxima inclinación t1 en sentido de la inclinación de las ranuras en 1000mm

Utilizamos la siguiente fórmula:

$$t1 = 1000\text{mm} * \operatorname{tg}(\alpha_1 + \beta) \Rightarrow \alpha_1 + \beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{t1}{1000\text{mm}}\right)$$

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 41*

El valor de t1 lo obtenemos de la Fig. 64 en función de la relación entre el diámetro del tambor y el diámetro del cable.

$$\frac{Dt_f}{d1} = \frac{620\text{mm}}{19\text{mm}} = 32,63 \Rightarrow t1 \approx 73\text{mm}$$

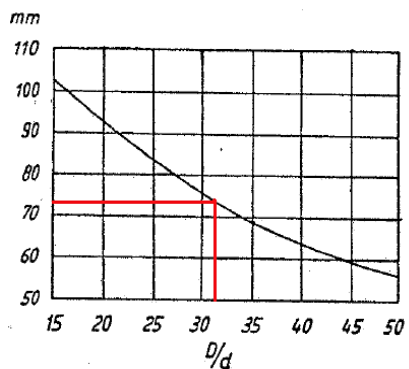


FIG. 64. — Máxima inclinación del cable  $t_1$  por 1000 mm (en el sentido de inclinación de las ranuras).

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 41*

Luego:

$$\alpha_1 + \beta = \arctg\left(\frac{73\text{mm}}{1000\text{mm}}\right) \approx 4,175 = 4^\circ 10'$$

$$\alpha_1 = 4,175 - \beta \Rightarrow \alpha_1 = 4,175 - 0,647 \approx 3,528 = 3^\circ 31'$$

➤ Máxima inclinación  $t_2$  en sentido contrario a la inclinación de las ranuras en 1000mm

Utilizamos la siguiente fórmula:

$$t_2 = 1000\text{mm} * \text{tg}(\alpha_1 - \beta) \Rightarrow \alpha_1 - \beta = \arctg\left(\frac{t_2}{1000\text{mm}}\right)$$

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 41*

El valor de  $t_2$  lo obtenemos de la Fig. 65 en función de la relación entre el diámetro del tambor y el diámetro del cable y la relación entre el paso de las ranuras y el diámetro del cable.

$$\frac{Dt_f}{d1} = \frac{620\text{mm}}{19\text{mm}} = 32,63 \quad \wedge \quad \frac{s}{d1} = \frac{22\text{mm}}{19\text{mm}} = 1,158 \Rightarrow t_2 \approx 52\text{mm}$$

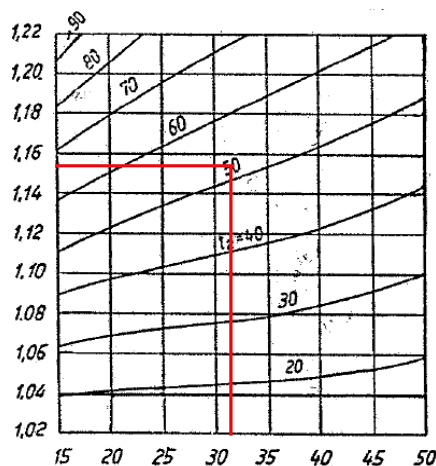


FIG. 65. — Inclinación máxima del cable  $t_2$  por 1000 mm (en el sentido contrario a la inclinación de las ranuras).

*Aparatos de elevación y transporte - H. Ernst (Tomo 1) Pág. 41*

Luego:

$$\alpha_2 - \beta = \arctg\left(\frac{52\text{mm}}{1000\text{mm}}\right) \approx 2,977 = 2^\circ 58'$$

$$\alpha_2 = 2,977 + \beta \Rightarrow \alpha_2 = 2,977 + 0,647 \approx 3,624 = 3^\circ 37'$$

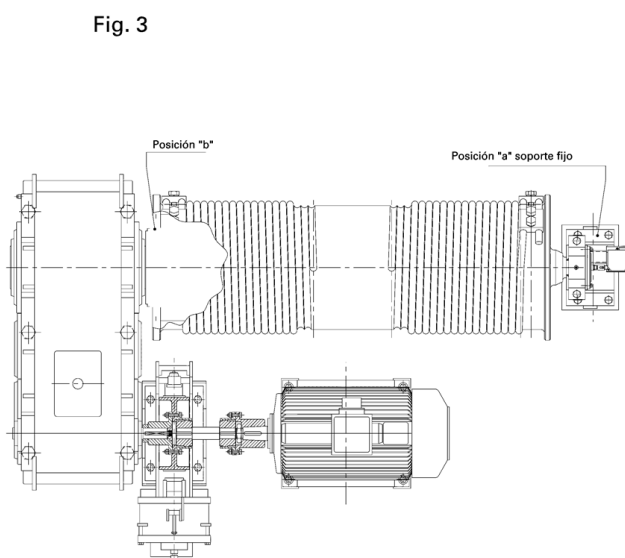
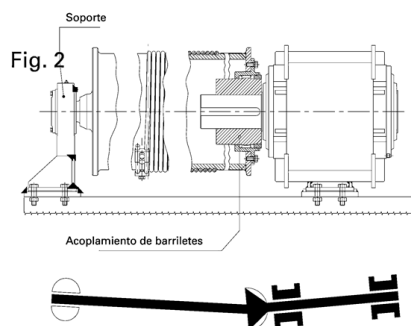
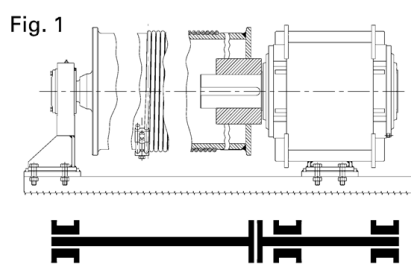
### Selección de acoplamiento de barrilete para el tambor

Los acoplamientos de barrilete se instalan en los mecanismos de elevación de grúas para unir el tambor de cable con el eje de salida del reductor, así como en transportadores.

Cuando el eje de salida del reductor está rígidamente unido al tambor en un mecanismo de elevación, apoyando en tres puntos (Fig. 1) origina un sistema estáticamente indeterminado. Este tipo de montaje requiere un cuidado especial en la alineación y nivelación difícil de conseguir en la práctica.

Las inexactitudes de montaje, así como la deformación de las estructuras, desgaste de los rodamientos, etc., originan enormes fuerzas adicionales, sobre todo en el eje de salida del reductor, que debido a las fuerzas alternativas de flexión producen una rotura por fatiga y avería en los rodamientos y dentados.

Con objeto de conseguir un asiento estáticamente determinado y evitar con ello la presentación de elevados momentos flectores, se incorporan acoplamientos de barriletes entre el reductor y el tambor del cable (Fig. 2), compensando los defectos de alineación. En la Fig. 3 se muestra el montaje de un acoplamiento de barrilete teniendo en cuenta que dicho acoplamiento absorbe desplazamientos axiales, en el otro extremo del eje del tambor, deberá preverse un rodamiento oscilante fijado lateralmente.



La fórmula a utilizar para calcular el tipo de acoplamiento, la obtendremos del catálogo técnico de Migue Abad (Rev. 5) Pág. 50 o bien se podrá usar el apunte de la cátedra SPM03 Pág. 37.

- Momento de giro en el acoplamiento

Dado que, en un reductor de velocidad, la potencia de salida es aproximadamente igual a la potencia de entrada, la diferencia (mejor dicho "relación") entre ambos es el rendimiento que posea el reductor, que está en función de la cantidad de etapas que tenga este; se estima que el rendimiento, por etapas, es de 0,98 como mínimo.

Luego la potencia a la salida del reductor (como mínimo) es:

$$N_s = N_e * (\eta)^{N^{\circ} \text{ de etapas de reducción}} \Rightarrow N_s = 30kW * (0,98)^4 = 27,7kW$$

Las revoluciones a la salida del reductor son  $n_s = 6,37rpm$

Calculamos el momento torsor a la salida:

$$Mt[Nm] = \frac{9550 * N_s[kW]}{n_s[rpm]} \Rightarrow Mt[Nm] = \frac{9550 * 27,7kW}{6,37rpm} = 41528,26Nm$$

$$Mt = 423470Kgf.cm$$

Calculamos el momento máximo:

$$M_{max} = Mt * k$$

K: Factor de servicio (está en función de la clasificación del puente grúa).

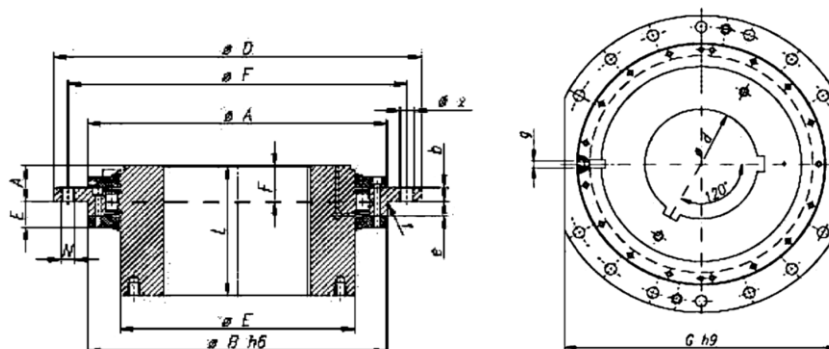
GRUPO DIN	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
GRUPO FEM	M3	M4	M5	M6	M7	M8
K	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2

Factor de servicio - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 50

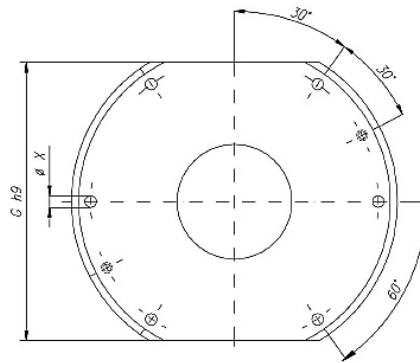
Luego:

$$M_{max} = 41528,26Nm * 1,25 = 51910Nm = 5191daNm$$

Del catálogo de Miguel Abad adoptamos el siguiente acoplamiento de barrilete:



ART	Carga Max. (daNm)	St (Kg)	d max	d min	D	L	L min	E	A	B	G	A	F	b	r	e	E	F	X	Despl. axial (max)	Kg	GD2 (Kgm2)
175	3.800	4.900	175	98	450	185	120	260	339	340	400	60	61	20	2.5	22	40	400	24	4	95	5.80
205	7.000	11.500	205	118	550	240	125	310	419	420	500	60	61	20	2.5	22	42	500	24	6	162	15.7
230	12.000	12.500	230	138	580	260	130	350	449	450	530	62	61	20	2.5	22	42	530	24	6	195	22.5



Tipo 65 - 205

Disposición de agujeros de la brida - Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 48

Adoptamos: Acoplamiento de barrilete Miguel Abad Tipo ART 205.

- Verificación de la carga radial

Carga admisible:

$$P_{adm} = St + (M - M_{max}) * C$$

Fórmula de Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 50

Si  $P_{adm} > ST$  verifica.

El valor de C lo obtenemos de la siguiente tabla:

Tam. ART	175	205	230	280	300	315	355	400
Factor C	4,1	3,4	3	2,6	2,4	2,2	2	1,8

Valor de "C" según tamaño de acoplamiento - Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 50

Luego:

$$St = 11500Kgf$$

$$M = 7000daNm$$

$$M_{max} = 5191daNm$$

$$P_{adm} = 11500Kgf + (7000daNm - 5191daNm) * 3,4 = 17650,6Kgf$$

Carga radial:

$$S_T = \frac{Sr}{2} + \frac{P}{2}$$

Fórmula de SPM03 Pág. 38

Sr: Carga sobre el cable.

$$Sr = 5264,2Kgf$$

P: Peso del tambor.

$$P_{tambor} = 1359Kgf$$

El peso del tambor lo calculamos con la siguiente fórmula (peso aproximado):

$$P_{tambor} = \frac{\pi}{4} * (Dt_{ext}^2 - Dt_{int}^2) * L_{tambor} * \gamma_{acero} + P_{placas laterales}$$

$$Dt_{ext} = 0,620m$$

$$Dt_{int} = 0,550m$$

$$L_{tambor} = 1,922m$$

$$\gamma_{acero} = 7850 Kgf/m^3$$

Para el cálculo del peso de las placas laterales supondremos que las mismas sobresalen una distancia 2 veces el diámetro del cable por fuera del diámetro exterior del tambor. Además, consideraremos una relación diámetro del cubo/diámetro nominal del tambor de 0,2 (este cálculo será aproximado, solo a los efectos de tener en cuenta un peso lo más próximo a la realidad).

Diámetro del cubo:

$$D_{cubo} = 0,2 * D_{nom. tambor} \Rightarrow D_{cubo} = 0,2 * 620mm = 124mm$$

Diámetro exterior de las placas:

$$D_{ext. placa 1} = D_{nom. tambor} + 2 * 290mm$$

$$D_{ext. placa 1} = 620mm + 2 * 290mm = 1200mm$$

$$D_{ext. placa 2} = D_{nom. tambor} + 4 * d1_{cable}$$

$$D_{ext. placa 2} = 620mm + 4 * 19mm = 696mm$$

Peso de las placas:

$$P_{placa} = \gamma_{acero} * V_{placa} = \gamma_{acero} * e_{placa} * \frac{\pi}{4} * (D_{ext. placa}^2 - D_{cubo}^2)$$

$$P_{placa 1} = 7850 \frac{Kgf}{m^3} * 0,03m * \frac{\pi}{4} * [(1,200m)^2 - (0,124m)^2] \approx 263,5Kgf$$

$$P_{placa 2} = 7850 \frac{Kgf}{m^3} * 0,045m * \frac{\pi}{4} * [(0,696m)^2 - (0,124m)^2] \approx 130Kgf$$

Peso total del tambor:

$$P_{tambor} = \frac{\pi}{4} * [(0,620m)^2 - (0,550m)^2] * 1,912m * 7850 \frac{Kgf}{m^3} + 263,5Kgf + 130Kgf \approx 1359Kgf$$

Luego:

$$S_T = \frac{5264,2Kgf + 1359Kgf}{2} \approx 3311,6Kgf$$

Finalmente:

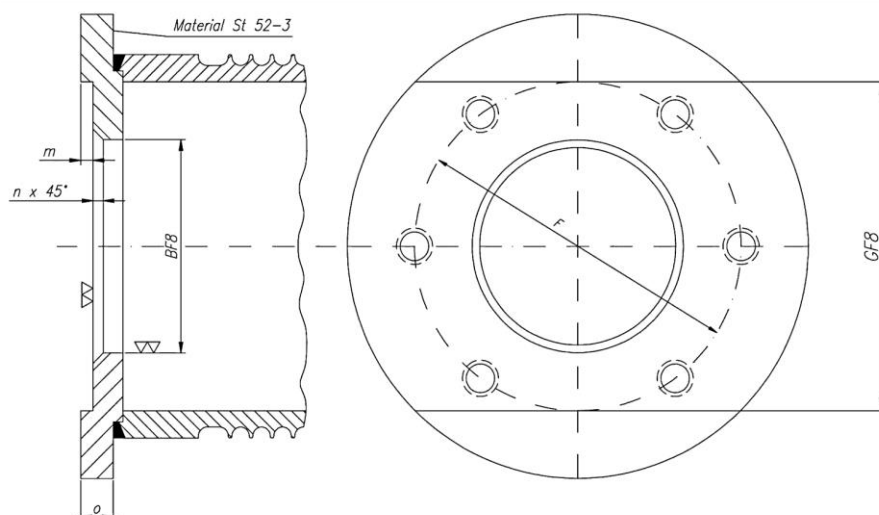
$$P_{adm} = 17650,6Kgf > S_T = 3311,6Kgf \quad \text{Verifica!}$$

El valor calculado de ST lo usaremos en el punto "Carga radial en el eje lento", para verificar el reductor.

### Selección de las placas laterales del tambor

Del catálogo de Miguel Abad adoptamos la brida que le corresponde al tipo de acoplamiento de barrilete adoptado en el punto anterior. Dicha brida se soldará al tambor, además se colocarán 24 bulones M20 para montar el acoplamiento de barrilete al tambor.

ART	D	F	G F8	o Mín.	X	N rosca	B F8	nx45	m Mín.
175	450	400	400	30			340	3	10
205	550	500	500				420		
230	580	530	530	40	24	M20	450		20
280	650	600	580				530		



Tapa del tambor de arrollamiento - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 49

El espesor de la brida será de 45mm.



### Cálculo del eje del tambor

El tambor no tendrá un eje interior pasante de lado a lado, solo tendrá ejes en los extremos, uno de los ejes estará en el soporte de porta rodamiento, y en el otro extremo será el eje que sale del reductor, el eje que sale del reductor se unirá a una de las placas laterales del tambor mediante el acoplamiento de barrilete.

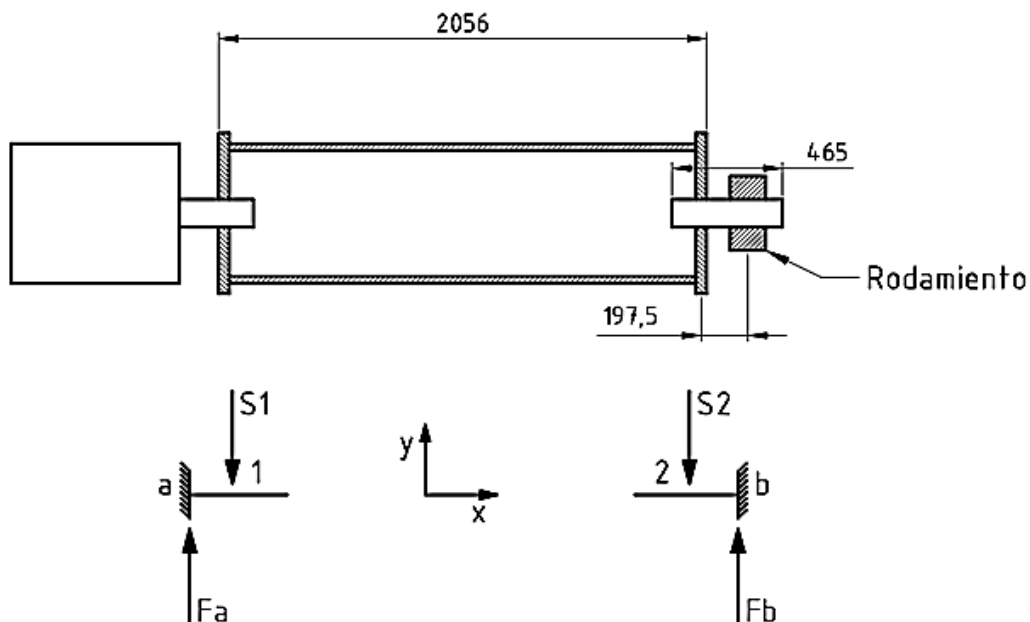
Realizaremos el cálculo para del eje extremo que ira del lado del porta rodamientos, dicho extremo está sometido solo a esfuerzos alternativos por flexión y al efecto de corte, se calculará el eje a flexión mediante el método antiguo de ASME.

- Carga actuante

La carga actuante en los ejes extremos es la correspondiente a la suma del peso del propio tambor y la carga en los cables, esta carga total se divide en los extremos del tambor a cada lado y su valor corresponde al ya calculado en el punto "Verificación de la carga radial".

$$S_T = S_1 = S_2 = 3311,6Kgf \approx 32520N$$

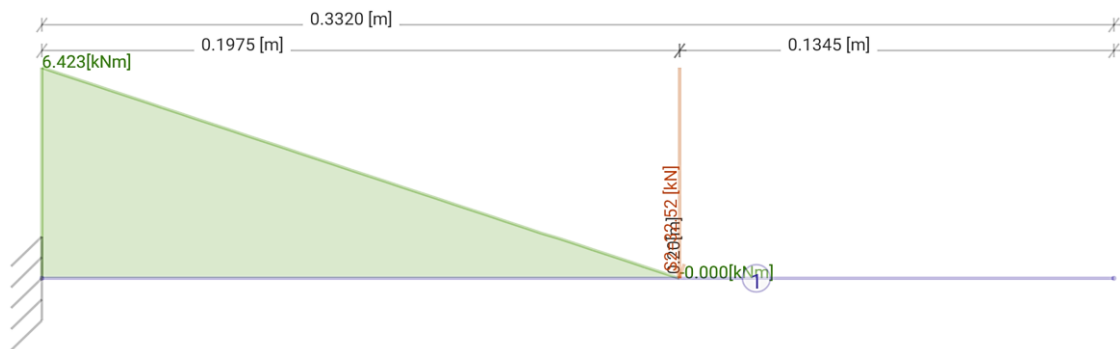
El siguiente grafico muestra cómo se verían los ejes que sostienen al tambor. La cota de longitud correspondiente al eje que ira del lado del rodamiento es estimada, puede variar un poco en el plano final, luego de hacer algunas verificaciones, es solo a los fines de poder estimar un diámetro del eje próximo a la realidad.



Momento flector en "z" y corte en "y" para el eje "b"

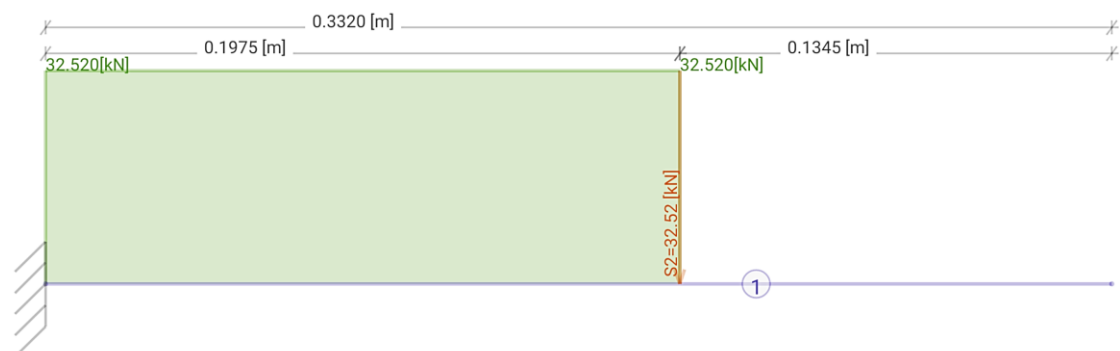
Para determinar el momento y el corte utilizaremos la siguiente app para celular: Frame Design.

- Momento flector en "z":



$$M_z^b = 65407,3 \text{ Kgfcm}$$

- Corte en "y":



$$Q_b = 3311,6 \text{ kgf}$$

Reacciones en los apoyos

Haciendo equilibrio de fuerzas en dirección del eje "y" es sencillo determinar las reacciones en "a" y "b":

$$F_a = 3311,6 \text{ kgf}$$

$$F_b = 3311,6 \text{ kgf}$$

- Cálculo y adopción del diámetro

El pre-dimensionamiento del diámetro del eje lo haremos teniendo en cuenta la ecuación de ASME propuesta en el libro Cálculos de elementos de máquinas – Atilio Zanetta Lopez y Horacio J. Davicino (traducido de la 3ra edición americana).

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_t} * K_m * Mf * \frac{1}{\sqrt[3]{1 - K^4}}}$$

Formula 158 Cálculos de elementos de máquinas - Atilio Zanetta Lopez y Horacio J. Davicino Pág. 211

$d_o$ : Diámetro exterior del eje [cm].

$\sigma_t$ : Tensión de tracción admisible [Kgf/cm<sup>2</sup>].

$K_m$ : Factor combinado de choque y fatiga a aplicar al momento flector calculado.

$Mf$ : Momento flector máximo [Kgf.cm].

$K$ : Relación entre los diámetros interior a exterior en árboles huecos.

En nuestro caso no estamos por calcular un eje hueco, por lo tanto, la formula nos quedara de la siguiente manera:

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_t} * K_m * Mf}$$

El valor de  $\sigma_t$  lo adoptamos considerando una flexión pura y un árbol sin chaveteros, el factor  $K_m$  lo adoptamos considerando que estamos calculando un eje fijo y que los esfuerzos se aplican bruscamente y con choques moderados.

**TABLA 38**

**Máximas tensiones de trabajo permisibles para árboles, kg/cm<sup>2</sup>**

Calidad del material	Flexión pura	Torsión pura	Tensiones combinadas
Árboles de acero comercial, sin tener en cuenta los chaveteros .....	1120	560	560
Árboles de acero comercial, teniendo en cuenta los chaveteros .....	840	420	420
Acero comprado bajo especificaciones definidas .....	60 % del límite elástico pero no más del 36 % de la resistencia a la rotura por tracción.	30 % del límite elástico pero no más del 18 % de la resistencia a la rotura por tracción.	30 % del límite elástico pero no más del 18 % de la resistencia a la rotura por tracción.

Tabla 38 Cálculos de elementos de máquinas - Atilio Zanetta Lopez y Horacio J. Davicino Pág. 212

TABLA 40  
Factores de choque y fatiga combinados a usar en las ecuaciones [155], [158] y [159]

Tipo de esfuerzo	Arboles que giran		Ejes fijos	
	$K_m$	$K_t$	$K_m$	$K_t$
Esfuerzos estables y gradualmente aplicados .....	1,5	1,0	1,0	1,0
Esfuerzos bruscamente aplicados con choque moderado .....	1,5 - 2,0	1,0 - 1,5	1,5 - 2,0	1,5 - 2,0
Esfuerzos bruscamente aplicados con choque fuerte .....	2,0 - 3,0	1,5 - 3,0		

Tabla 40 Cálculos de elementos de máquinas - Atilio Zanetta Lopez y Horacio J. Davicino Pág. 213

$$\sigma_t = 1120 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$K_m = 1,75$$

Luego:

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 1120 \frac{Kgf}{cm^2}} * 1,75 * 65407,3 Kgf cm} \approx 10,1 cm$$

Adoptamos el siguiente diámetro para el eje del tambor:  $d_0 = 110 mm$

- Verificación del diámetro del eje "b" del tambor

El material que se utilizará para el eje "b" del tambor será el SAE 1045, sus características mecánicas son las siguientes:

$$\sigma_{rot} = 565 Mpa \Rightarrow \sigma_{rot} = 5761,4 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Para determinar las tensiones admisibles usaremos la norma CMAA No. 70 - 1994, Sección 4.11.4.1.

B. For shafting loaded in bending, the stress shall be calculated as follows -

This bending stress shall not exceed  $\sigma_u/5$ .

D. Transverse shear stress in shafting shall be calculated as follows -

These shear stresses shall not exceed  $\sigma_u/(5\sqrt{3})$ .

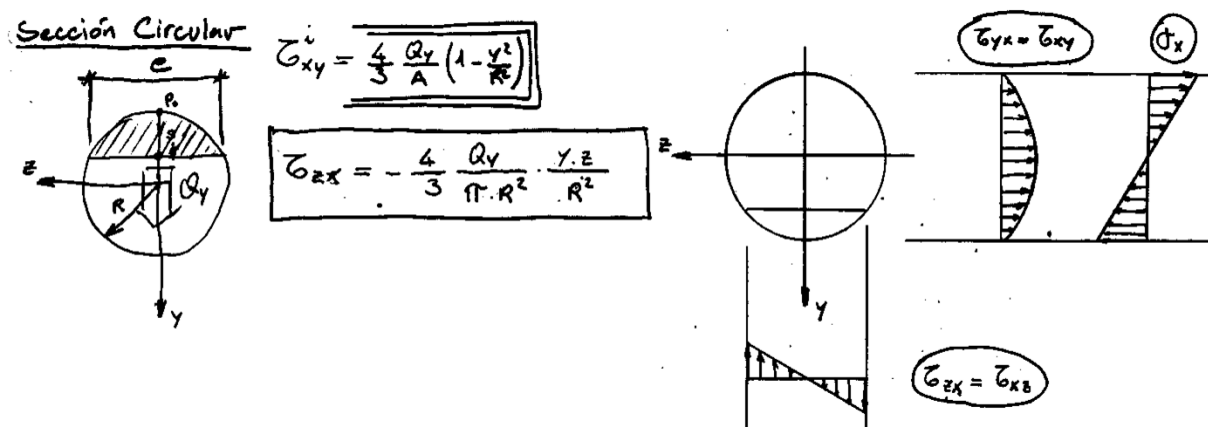
Norma CMAA 70 4.11.4.1 - SPM03 Pág. 177

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rot}}{5} \Rightarrow \sigma_{adm} = 1152,3 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{rot}}{5 * \sqrt{3}} \Rightarrow \sigma_{adm} = 665,3 \frac{Kgf}{cm^2}$$

### Verificación de la tensión tangencial por corte

Para verificar al corte utilizaremos la teoría de Zhuravski para secciones circulares macizas, visto en Estabilidad 2. La verificación la haremos en la parte media de la sección circular, donde se encuentra el valor máximo de tensión tangencial por corte, en este punto  $y = 0$  y por lo tanto  $\tau_{zx} = 0$ .



Fórmulas de corte Estabilidad II - Apunte del Ing. Alfredo Omar López Pág. 46 y 47

$$\tau_{xy} = \frac{4}{3} * \frac{Q_y}{A}$$

Luego:

$$\tau_{xy} = \frac{4}{3} * \frac{4 * Q_y}{\pi * d_o^2} \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{4}{3} * \frac{4 * 3311,6 Kgf}{\pi * (11 cm)^2} = 46,46 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\tau_{xy} = 46,46 \frac{Kgf}{cm^2} < \tau_{adm} = 665,3 \frac{Kgf}{cm^2} \quad \text{Verifica!}$$

### Verificación de la tensión axial por flexión

El cálculo de  $\sigma_{max}$  los haremos utilizando la siguiente fórmula para calcular tensión axial por flexión:

$$\sigma_{max} = \frac{32 * Mf}{\pi * d_o^3}$$

Luego:

$$\sigma_{max} = \frac{32 * 65407,3 Kgf cm}{\pi * (11 cm)^3} = 500,55 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{max} = 500,55 \frac{Kgf}{cm^2} < \sigma_{adm} = 1152,3 \frac{Kgf}{cm^2} \quad \text{Verifica!}$$

Finalmente, el diámetro que se adoptó verifica en la zona crítica del eje (justo a la salida del rodamiento), por lo tanto, el diámetro en el muñón del eje "b", será de **110mm**.

### Calculo y selección del rodamiento para el eje "b"

#### Cálculo del rodamiento

El tamaño del rodamiento se seleccionará según las capacidades de carga estática  $C_0$  en lugar de la vida útil cuando se produzcan alguna de las siguientes situaciones:

- El rodamiento está fijo y está sometido a cargas continuas o intermitentes (de choque).
- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación o alineación bajo carga.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas ( $n < 10$  rpm) y solo se requiere que tenga una vida útil corta. En otras palabras, en este caso, la ecuación de vida para una determinada carga equivalente  $P$  ocasionaría una capacidad de carga dinámica básica  $C$  requerida tan baja que el rodamiento seleccionado, según la fórmula de la vida útil, estaría seriamente sometido a una sobrecarga durante el servicio.
- El rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque, además de las cargas de funcionamiento normales.

*Condiciones para la selección de rodamientos por carga estática - Catalogo SKF Pág. 87*

El rodamiento que se usará para el eje del tambor será un rodamiento de rodillos a rotula, el cual admite pequeñas desalineaciones angulares. Estos rodamientos tienen una capacidad de empuje axial que se encuentra aproximadamente entre el 15% y el 25% de la carga radial.

- Carga estática equivalente del rodamiento

$$P_0 = Fr + Y_0 * Fa$$

*Fórmula para calcular la carga estática equivalente de rodamientos de rodillos a rotula  
Catalogo SKF Pág. 894*

$P_0$ : Carga estática equivalente del rodamiento.

$Fr$ : Carga radial real del rodamiento.

$Fa$ : Carga axial real del rodamiento.

$Y_0$ : Factor de carga axial del rodamiento.

Las cargas son:

$$Fr = 32520N$$

$$Fa = 0,15 * Fr \Rightarrow Fa = 4878N$$

Ya sabemos el diámetro del muñón del eje, este es de 110mm, ingresando en el catálogo de SKF para un rodamiento de rodillos a rotula, con dicho diámetro interior en la pista interior del rodamiento, determinamos del factor  $Y_0$ .

Adoptamos:

$$Y_o = 2,8$$

Factores de cálculo - Catalogo SKF Pág. 909

Luego:

$$P_o = 32520N + 2,8 * 4878N \approx 46178,4N$$

➤ Capacidad de carga estática básica requerida

La capacidad de carga estática básica requerida  $C_o$  puede determinarse a partir de la siguiente formula:

$$C_o = S_o * P_o$$

Donde  $S_o$  es un factor de seguridad estática que se obtiene de la Tabla 11.

Tabla 11

Valores orientativos para el factor de seguridad estática  $s_0$

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos fijos	
	Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)							
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas <sup>1)</sup>	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar  $s_0 \geq 4$ .

<sup>1)</sup> Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de  $s_0$  por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de  $s_0$  menores.

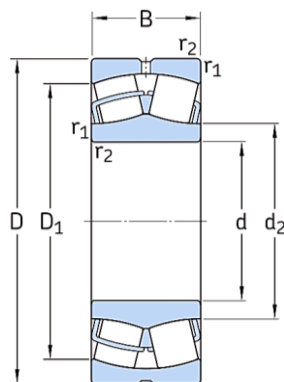
Tabla 11 - Catalogo SKF Pág. 89

Adoptamos:  $S_o = 2$ , luego:

$$C_o = 2 * 46178,4N \approx 92357N$$

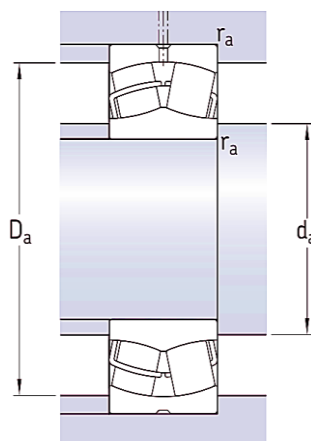
➤ Selección del rodamiento

Una vez calculada la carga estática básica buscamos un rodamiento de rodillos a rotula con una carga estática básica igualo mayor a la calculada.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
<b>110</b>	170	45	310	440	46,5	3 400	4 300	3,8	* 23022 CC/W33	* 23022 CCK/W33
	170	60	415	620	67	2 400	3 600	5	* 24022 CC/W33	* 24022 CCK30/W33
	180	56	430	585	61	2 800	3 600	5,75	* 23122 CC/W33	* 23122 CCK/W33
	180	69	520	750	78	2 000	3 000	7,1	* 24122 CC/W33	* 24122 CCK30/W33

Rodamientos de rodillos a rotula - Catalogo SKF Pág. 908



Dimensiones						Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo			
d	d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	b	K	r <sub>1,2</sub> mín.	d <sub>a</sub> mín.	D <sub>a</sub> máx.	r <sub>a</sub> máx.	e	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>
mm						mm			-			
<b>110</b>	125	151	6	3	2	119	161	2	0,23	2,9	4,4	2,8
	122	149	5,5	3	2	119	161	2	0,33	2	3	2
	126	157	8,3	4,5	2	121	169	2	0,3	2,3	3,4	2,2
	123	153	6	3	2	121	169	2	0,37	1,8	2,7	1,8

Rodamientos de rodillos a rotula - Catalogo SKF Pág. 909

Adoptamos: Rodamiento de rodillos a rotula 23022 CC/W33.



➤ Verificación del rodamiento

Verificación el factor de seguridad

$$S_{adoptado} = \frac{C_{o-adoptado}}{P_o} \Rightarrow \frac{C_{o-adoptado}}{P_o} = \frac{440kN}{46,2kN} \approx 9,52$$

$$S_{adoptado} = 9,52 > S_o = 2 \quad \text{Verifica!}$$

Verificación vida útil del rodamiento

La fórmula que utilizaremos será la siguiente:

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

Fórmula de vida útil nominal - Catalogo SKF Pág. 64

$L_{10h}$ : Vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones].

$L_{10}$ : Vida nominal SKF (con una confiabilidad del 90%) [horas de funcionamiento].

$C$ : Capacidad de carga dinámica básica [kN].

$P$ : Carga dinámica equivalente del rodamiento [kN].

$n$ : Velocidad de giro [rpm].

$p$ : Exponente de la ecuación de la vida útil:

- Para los rodamientos de bolas,  $p = 3$
- Para los rodamientos de rodillos,  $p = 10/3$

Luego:

$$P = 46,2kN$$

$$C = 310kN$$

$$n = 6,37rpm$$

$$p = 10/3$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 6,37rpm} * \left(\frac{310kN}{46,2kN}\right)^{\frac{10}{3}} \approx 1490877hs$$

La norma CMAA 70 en la sección 4.8.2 nos especifica que para un puente grúa clase C, las horas estimadas de vida de los rodamientos son de 5000hs.

**AFBMA L-10 BEARING LIFE**

Class A	1250 Hours
Class B	2500 Hours
Class C	5000 Hours
Class D	10000 Hours
Class E	20000 Hours
Class F	40000 Hours

Vida esperada de los rodamientos, norma CMAA 70 4.8.2 - SPM03 Pág. 173

$$L_{10h} = 1490877hs > L_{10h-adm} = 5000hs \quad \text{Verifica}$$

### Calculo y Diseño de la caja porta-rodamiento (soporte de pie)

Se diseñará de forma estimada.

### Cálculo y selección del acoplamiento entre motor y reductor






Para poder seleccionar el acoplamiento debemos tener presente el par torsor en el cual deberá trabajar el acoplamiento, en el punto "Selección del motor de izaje" podemos encontrar el par torsor nominal que genera el motor en Nm, solo debemos afectar a este por el factor de servicio.

$$Mt_n = 195Nm$$

Adoptamos un factor de servicio:  $F_s = 2,5$ .

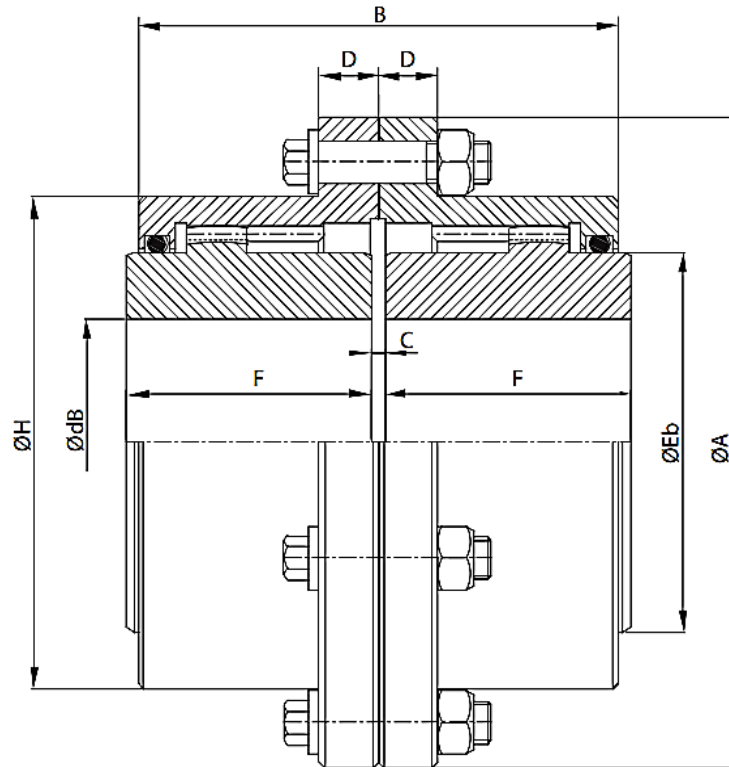
Luego:

$$Mt_{eq} = Mt_n * F_s \Rightarrow Mt_{eq} = 195Nm * 2,5 = 487,5Nm$$

	Cargas / Load	Aplicação / Aplicación / Driven equipment	Tipo de accionamiento/ Tipo de accionamiento/Type driver		
			Motor turbine	Hidráulico Hydraulic	Motor alternativo Reciprocating engine
	Uniformes / Uniform	Bombas centrífugas•Transportador para cargas constantes• Ventiladores y sopladores•Generadores•Agitadores de líquidos•Misturadores/Centrifugal pumps • Exciters • Mixers-Liquid	1.0	1.25	1.50
	Cargas livianas / Light shock / Cargas leves	Bombas centrífugas•Generadores•Máquinas para madera•Bombas hidráulicas•Bombas oscilantes•Máquinas textiles/Centrifugal pumps•Generators-Pulsating load•Grinders • Hydraulic pumps • Kilns • Line shafting • Machine tools	1.5	1.75	2.00
	Cargas medias / Medium shock	Compresores•Multicilindros•Molinos•Elevadores•Accionamientos marinos•Grúas/Air compressors • Multi-cylinder • Ball and rod mills • Cranes • Elevators • Hoists • Punch preses	2.0	2.25	2.50
	Cargas pesadas / Heavy shock	Compresores de aire•Dragas•Máquinas de minería•Cilindros de acería•Misturadores de borracha/Drilling rigs • Mine machinery	2.5	2.75	3.00
	Cargas extremas / Extreme shock	Transportes vibratorios•Triturador/Ore crushers • Barstock shears • Vibrating conveyors	3.0	3.50	4.00

Factores de servicio recomendados - Catálogo Tecnon v03.20 Pág. D21

- El diámetro del eje del motor es de 55mm.
- El diámetro del eje veloz del reductor es de 40mm.



<b>R</b>	SAE 4140 beneficiados SAE 4140 bonificados SAE 4140 steel, boron treated
<b>N</b>	SAE 4140 beneficiados e nitretados SAE 4140 bonificados y nitrurados SAE 4140 steel boron treated & nitrided

Tamaño Tamaño Size	Torque (Nm)		rpm max	ø dB max		ØA	B	D	F	ØH	ØEb	C gap	Grasa (gr)	Peso Weight Kg
	R	N		Chaveta DIN 6885	Chaveta Cuadrada									
1010	1600	2050	8000	50	48	115,9	72	14,0	41	83,0	68,6	3	50	3,7
1015	3300	4250	6500	65	60	152,4	95	19,0	49	107,0	86,0	3	100	8,5
1020	6000	7700	5600	77	73	177,8	120	19,0	62	129,5	105,0	3	150	13,3

*Acoplamientos de engranaje serie 1000 TADF/B - Catálogo Tecnon v03.20 Pág. D27*

Adoptamos un acoplamiento de engranajes serie 1000 TADF/B tamaño 1015 con una capacidad de torque de 3300Nm.

### Freno de carga

El torque y la velocidad del motor seleccionado son los siguientes:

$$M_t = 195Nm \quad \wedge \quad n = 1465rpm$$

- Selección del freno

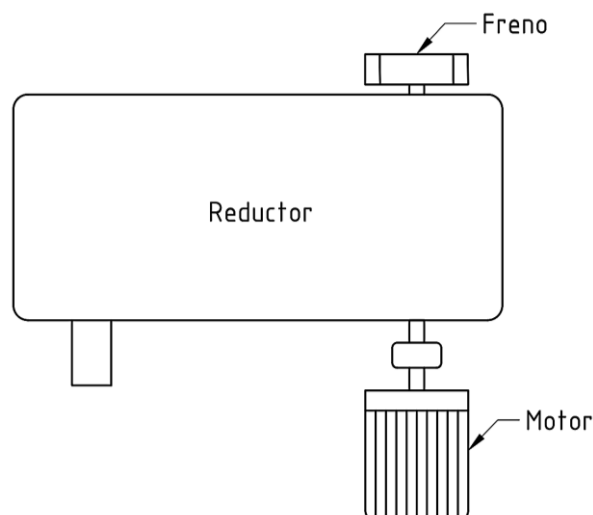
Entramos en el catálogo técnico de RINGSPANN y seleccionamos un freno de pinza, para tambor.

	Freno de pinza DT 200 FEM ... NC	
	con activador 451	con activador 452
Diámetro del tambor de freno	Par de frenado	Par de frenado
mm	Nm	Nm
200	230	310
Fuerza de apriete	2875 N	3875 N
Par de frenado ajustable (opcional)	20 - 100%	20 - 100%
Potencia de entrada	130 W	180 W
Cantidad de aceite	1,3 l	2,5 l
Tensión	230/400 V	230/400 V
Peso	25 kg	30 kg

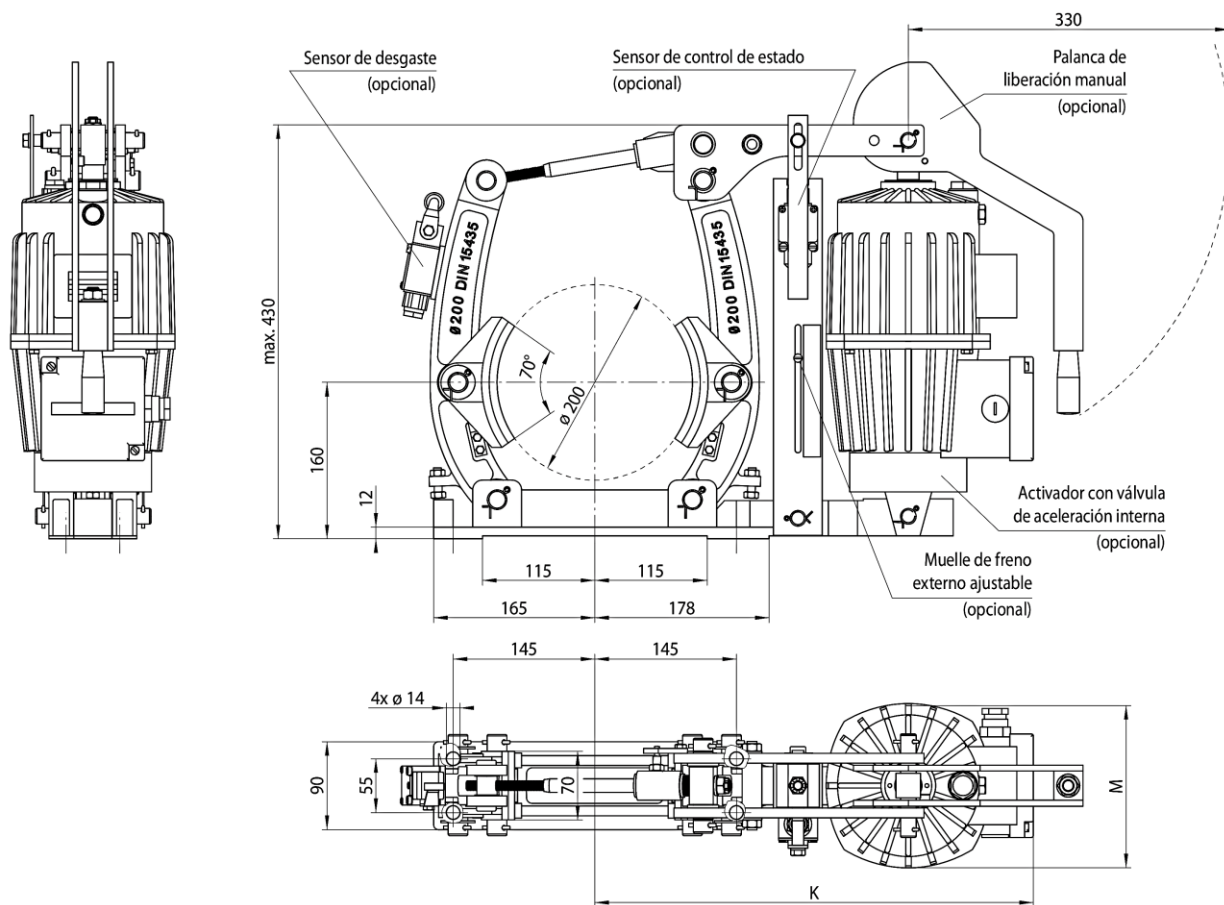
Los pares de frenado que se muestran en la tabla se basan en un coeficiente de fricción teórico de 0,4.

*Datos técnicos Freno de pinza DT 200 FEM 452 - Catálogo RINGSPANN Pág. 70*

Este freno se instalará en el árbol veloz del reductor, en el lado opuesto al motor. En la siguiente figura se aprecia dónde irá. Para su selección tendremos en cuenta el torque del motor de accionamiento.



*Figura de la parte de accionamiento motriz del conjunto motor-reductor-freno*



Activador	K	M
	mm	mm
451	422	142
452	450	168

71-1

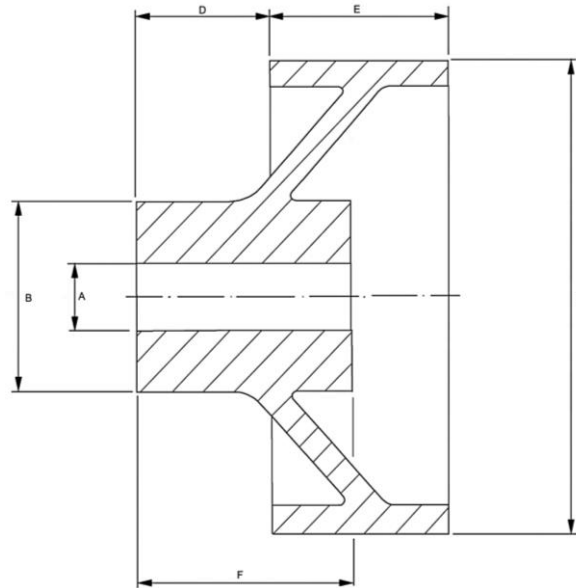
### Accesorios

- Muelle de freno externo ajustable
- Sensor de desgaste
- Sensor de control de estado
- Palanca de liberación manual
- Activador con válvula de aceleración interna
- Activador resistente a altas temperaturas
- Protección contra corrosión
- Zapatas y tambores de freno más anchos

*Medidas Freno de pinza DT 200 FEM 452 - Catalogó RINGSPANN Pág. 71*

Adoptamos: Freno de pinza DT 200 FEM, activador 452, material: fundición

- Selección de la polea de frenado



TIPO	PESO (Kg.)	J (m2/Kg)	A		B	C	D	E	F
			desbaste	max.					
8"	11	0,05	30	65	100	203	65	82,5	120
10"	19	0,13	30	80	120	254	70	95,25	120

*Polea de freno tipo AP según norma AISE N° 11  
Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 78*

Adoptamos: Polea de freno tipo AP de diámetro 8".

### Freno de emergencias

Como medida de seguridad adicional, además del freno de parada del sistema de transmisión, se dispondrá de un freno de disco el cual actuará en una de las tapas del tambor con el fin de impedir que la carga colapse por algún imprevisto que pueda surgir durante una operación.

Para la selección del freno de emergencia usaremos el catálogo de freno de discos de PINTSCH BUBENZER.

La carga S (carga de diseño) es la calculada en el punto "Calculo de Sr" (**Calculo resistivo y de verificación del tambor**), esta carga actúa tangencial al diámetro nominal del tambor, el par torsor que genera esta carga es el siguiente:

$$M = Sr * D_{T-nominal} * k$$

$$Sr = 5264,2Kgf \approx 51694,4N$$

$$D_{T-nominal} = 0,620m$$

K: Factor de servicio (está en función de la clasificación del puente grúa).

GRUPO DIN	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
GRUPO FEM	M3	M4	M5	M6	M7	M8
K	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2

Factor de servicio - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) Pág. 50

$$M = 51694,4N * 0,620m * 1,25 \approx 40063,2Nm$$

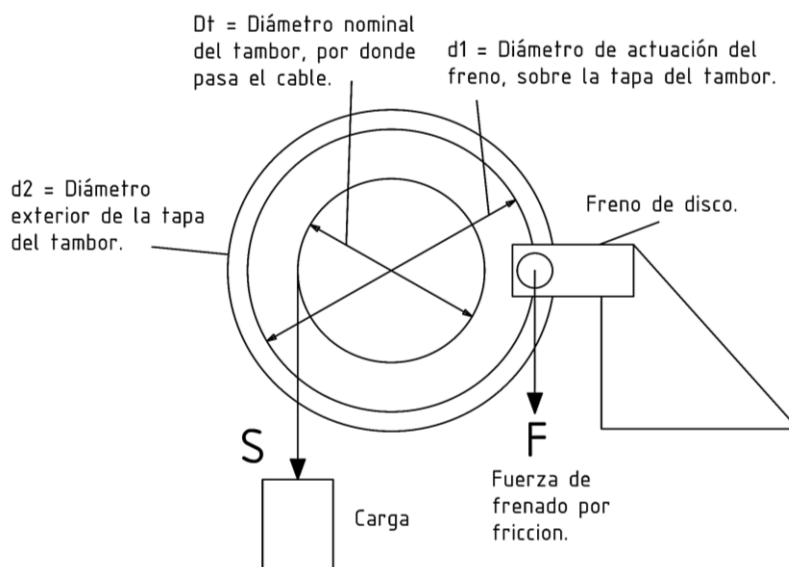


Figura representativa del sistema de frenado de emergencia

Optaremos por usar frenos de disco serie FS del fabricante Pintsch Bubenzer, la fórmula para calcular el par de frenado es la siguiente:

$$M_{Br}[Nm] = 2 * F_A[kN] * \mu * d1[mm]$$

Fórmula de cálculo del par torsor - Frenos de disco SF Pintsch Bubenzer Pág. 27

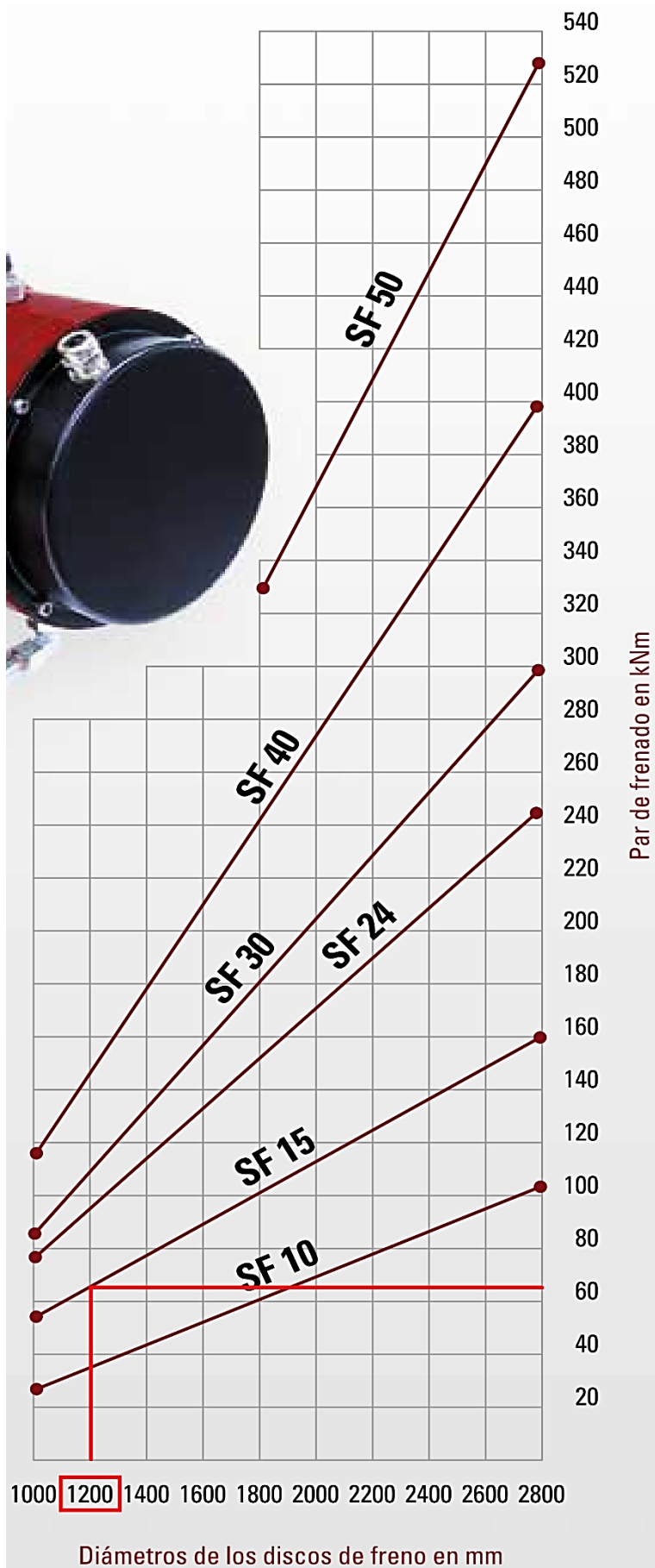


Figura de selección rápida de freno según el tamaño del disco de freno  
Frenos de disco SF Pintsch Bubenzer Pág. 25



La figura anterior nos muestra que, para el diámetro exterior de la tapa del tambor (1200mm) y adoptando un freno SF15, el par torsor que genera una tenaza del freno es aproximadamente 65kNm.

Haciendo un cálculo más preciso, el par de frenado que nos entregan las tenazas del freno SF15 es:

$$d1 = d2 - 170mm \Rightarrow d1 = 1200mm - 170mm = 1030mm$$

Fuerza de presión:  $F_A = 150kN$

Factor de fricción:  $\mu = 0,4$

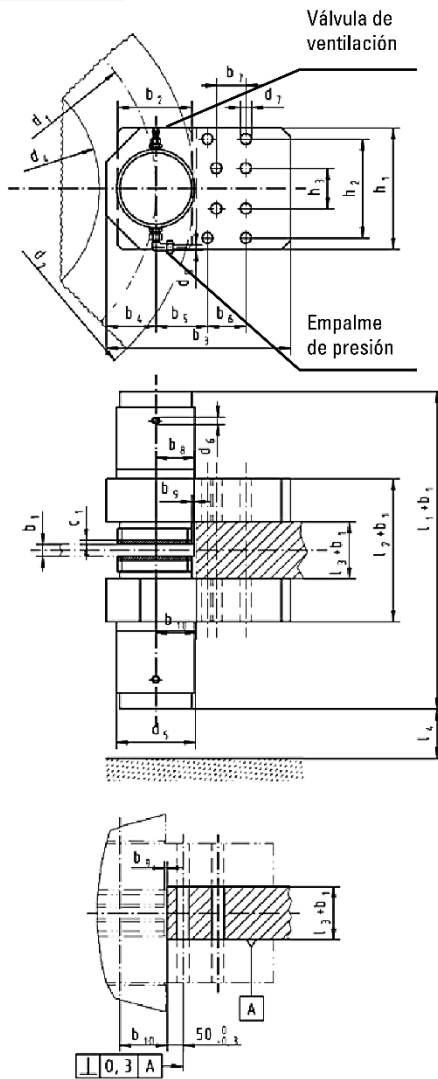
$$M_{Br} = 2 * 150kN * 0,4 * 1030mm = 123600Nm = \mathbf{123,6kNm}$$

Como se puede observar, este valor es mayor al par torsor que genera la carga de diseño, y a su vez es el doble del valor mostrado en el grafico anterior, ya que ese valor solo corresponde a una tenaza.

$$M_{Br} = 123,6kNm > M = 40kNm \quad \text{Verifica!}$$

Adoptamos: Freno de disco serie SF modelo SF15 - Pintsch Bubenzer

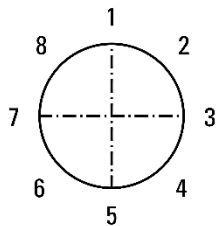
Rev. 12-16



\*) Coeficiente de fricción medio para emparejado estándar del material

Todas las medidas en mm.  
Salvo modificaciones

Par de frenado  $M_{Br}$  en Nm =  $F_A$  (kN) x  $\mu$  x  $d_1$  (mm)



Rogamos indicar la posición de montaje del freno al hacer el pedido

Tipo SF	10	15	24	30	40
b2	165	165	195	280	300
b3	410	410	480	640	720
b4	110	110	130	155	175
b5	115	115	130	200	220
b6	85	85	100	110	125
b7	60	60	70	110	125
b8	85	85	100	140	160
b9	5	5	5	5	10
b10	90	90	105	150	170
c1	10	10	10	10	10
d5	175	175	225	280	310
d6	G1/2"	G1/2"	G1/2"	G1/2"	G1/2"
d7	25	25	31	38	50
d8	12	12	12	12	12
h1	270	270	300	400	480
h2	220	220	230	300	375
h3	90	90	70	100	125
l1	655	680	815	945	985
l2	300	300	350	402	506
l3	100	100	110	130	110
l4min	110	110	130	180	200
Tornillos $\varnothing$	M24	M24	M30	M36	M48
Material	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9
Par de apriete Nm	1050	1050	2100	3500	6400
Fuerza presión $F_A$ kN	100	150	240	300	400
Presión operat. bar	140	180	180	210	210
Presión máx. bar	200	200	200	240	240
Carrera levantam. mm	2	2	2	2	2
Volumen de aceite l	0,023	0,023	0,035	0,050	0,052
Superf. forro cm <sup>2</sup>	398	398	533	1050	1360
Coef.teór.fricción $\mu^*$	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
Peso (kg)	200	210	368	750	1180

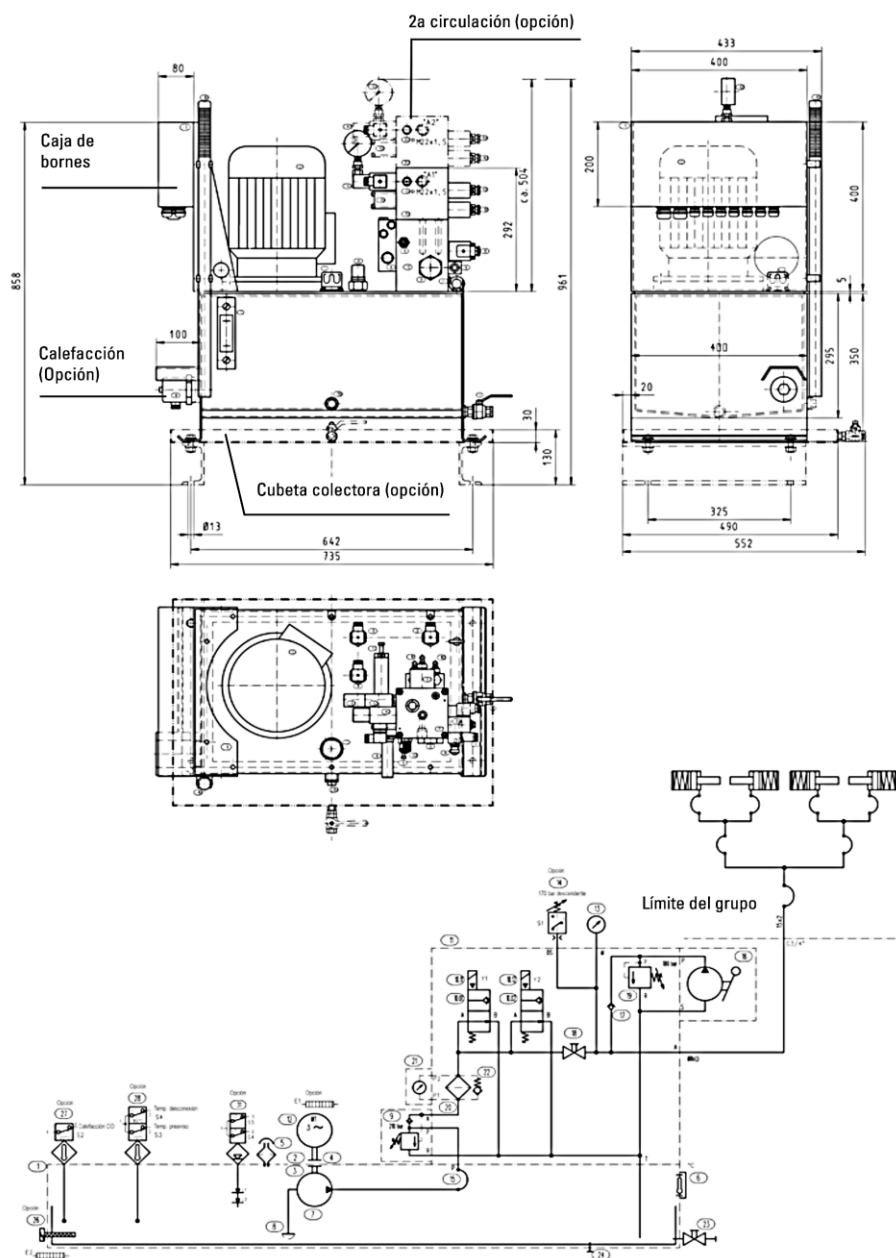
Datos por mitad de tenaza

Discos de freno					
	SF10	SF15	SF24	SF30	SF40
d1 =	d2-170 mm	d2-170 mm	d2-200 mm	d2-290 mm	d2-320 mm
d4 =	d2-420 mm	d2-420 mm	d2-490 mm	d2-620 mm	d2-700 mm

d2 = Diámetro del disco en mm  
d1 = Diámetro de fricción en mm  
d4 = Diámetro tambor o cubo máx. admisible en mm  
b1 = Grosor del disco en mm (min. 30)

Medidas y características técnicas - Frenos de disco SF Pintsch Bubenzer Pág. 27

Rev. 12-06



Ejemplo:
Configuración estándar
hasta de 4 SF10/SF15
hasta de 2 SF24
Motor: 3 kW
Bomba: 7,9 l/min
Presión: 210 bar
Tanque: 40 l
Peso: 85 kg

El esquema de circuitos y los planos muestran una configuración estándar del grupo hidráulico para operar con una o varias tenazas de freno.

El grupo contiene una bomba de mano para la ventilación de emergencia, dos válvulas magnéticas de operación paralela (redundancia), así como una válvula de mínima presión, cuyo fin es la circulación sin presión de la bomba, tan pronto como las tenazas de freno hayan sido ventiladas por completo.

Pueden obtenerse a opción interruptores pulsantes, intaeruptores térmicos, calefacciones, interruptores de nivel, una ejecución en acero fino y otros accesorios.

Los grupos pueden obtenerse también de dos circuitos para operar solo con un grupo los frenos.

Todas las medidas en mm  
Salvo modificaciones

Grupo hidráulico para una o varias tenazas - Frenos de disco SF Pintsch Bubenzer Pág. 29

## Cálculo del sistema de traslación del carro

### Cálculo de las ruedas del carro

Determinación del diámetro de rodadura según Normas DIN:

$$Dn = \frac{Rm}{Plim * b * C1 * C2}$$

$Dn$ : Diámetro de la rueda en la banda de rodadura [mm].

$Rm$ : Reacción media sobre la rueda [N].

$Plim$ : Presión límite del material utilizado [N/mm<sup>2</sup>].

$b$ : Ancho efectivo del riel [mm].

$C1$ : Coeficiente que depende de la clase de mecanismo.

$C2$ : Coeficiente en función de la velocidad de rotación de la rueda.

A) Determinación de  $Rm$

$$Rm = \frac{2Rmax + Rmin}{3}$$

Para ello se deberá determinar la carga nominal sobre la rueda ( $P1$ : Principal;  $P2$ : Secundario).

#### Carga principal $P1$

$$P1 = \frac{P_{Carga} + P_{Tambor} + P_{Aparejo} + P_{Cable} + P_{Poleas} + P_{Estructura} + P_{FrenoE}}{2} + P_{Reductor} + P_{Motor} + P_{Acoplamiento} + P_{FrenoC}$$
$$P1 = \frac{150000 + 4695 + 4400 + 1260 + 1800 + 10000 + 750}{2} + 4510 + 1404 + 350 + 248$$
$$P1 = \mathbf{92964,5Kgf}$$

#### Carga secundaria $P2$

$$P2 = \frac{P_{Carga} + P_{Tambor} + P_{Aparejo} + P_{Cable} + P_{Poleas} + P_{FrenoE}}{2} + P_{Reductor} + P_{Motor} + P_{Acoplamiento} + P_{FrenoC}$$
$$P2 = \frac{20000 + 1275,3 + 230 + 148 + 33,6 + 210}{2} + 1170 + 222 + 170,5 + 30$$
$$P2 \approx \mathbf{12541Kgf}$$

$Rmax$ : Máxima reacción sobre la rueda con carga nominal.

$$Rmax = \frac{P1 + P2}{2} = \frac{92964,5Kgf + 12541Kgf}{2} \Rightarrow \mathbf{Rmax = 52752,75Kgf}$$

$R_{min}$ : Máxima reacción sobre la rueda sin carga y con la máquina detenida.

$$R_{min} = R_{max} - \left(\frac{P_{carga}}{4}\right) = 52752,75Kgf - \left(\frac{170000Kgf}{4}\right) \approx 10252,75Kgf$$

$$R_{min} = 10252,75Kgf$$

$$\therefore R_m = \frac{2R_{max} + R_{min}}{3} = \frac{2 * 52752,75Kgf + 10252,75Kgf}{3} \approx 38586Kgf$$

$$R_m = 38586Kgf$$

B) Adopción de  $P_{lim}$

La presión límite depende de la tensión de rotura del acero utilizado y su relación con el grado de acero del riel, según se desprende del análisis de la tabla 1.

Tabla 1		
Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N/mm <sup>2</sup>	N/ mm <sup>2</sup>	N/ mm <sup>2</sup>
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥690	≥ 740	7,00

Tabla 1 - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Ruedas para Rieles - Pág. 2

$$\therefore P_{lim} = 7,00N/mm^2$$

C) Adopción de  $b$

Para riel tipo BURBACH A100 según Norma DIN 536:

Tabla 2				
Riel (Símbolo)			r	L-2r
STD	NUEVO	VIEJO		
mm	mm	mm	mm	mm
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
DIN 536 P2	A 120	KS 101	10	100
	F 100		5	90
	F 120		5	110

Depende del tipo de riel utilizado:

- Para riel tipo BURBACH  
 $b = L - 2r$

- Para riel tipo VIGNOLE  
 $b = L - 0,75r$

L: ancho total del riel

r: radio de extremo del riel

Tabla 2 - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Ruedas para Rieles - Pág. 2

$$\therefore b = 80mm$$

D) Adopción de C1

Según el Tipo de Mecanismo DIN (tipo de servicio, condiciones de esfuerzo y tiempo de operación máximo por día):

Tabla 3			
Tiempo de Operación Diario (Horas)			C <sub>2</sub>
Grupo DIN	Desde %	incluido %	
M 3	0	16	1,25
M 4	16	25	1,12
M 5	25	40	1,00
M 6	40	63	0,90
M 7	63	100	0,80

Tabla 3 - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Ruedas para Rieles - Pág. 2

$$\therefore C_1 = 1,12$$

E) Adopción de C2

Se debe determinar el valor de rotación de las ruedas:

$$\omega = \frac{V_{carro}}{\pi * D}$$

Para estimar el diámetro de la rueda nos valemos de la Tabla 2, en esta adoptamos un riel A100, con este dato buscamos, en las tablas de ruedas del fabricante Miguel Abad, una rueda que corresponda con este tamaño de riel.

Nº SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 250	250	A45	22312CW33	80.000	300	60	100	55	130
MA1 315	315	A55	22314CW33	150.000	365	70	110	65	150
MA1 400	400	A75	22318CW33	180.000	450	90	130	85	190
MA1 500 S	500	A75	22320CW33	250.000	550	100	140	90	215
MA1 500 H	500	A100	22324CW33	300.000	550	120	170	90	260
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300
MA1 710 H	710	A120	22330CW33	590.000	760	150	200	140	320
MA1 800	800	A120	22332CW33	680.000	850	160	210	150	340

Unidad de rueda guía serie MA1 - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Pág. 6

Para este tipo de riel adoptamos una rueda de diámetro D = 630mm

$$\therefore \omega = \frac{V_{\text{carro}}}{\pi * D} = \frac{30\text{m/min}}{\pi * 0,63\text{m}} \Rightarrow \omega = 15,16\text{rpm}$$

Tabla 4			
Velocidad de Rotación	C <sub>2</sub>	Velocidad de Rotación	C <sub>2</sub>
100,0	0,82	18,0	1,07
90,0	0,84	16,0	1,09
80,0	0,87	14,0	1,10

Tabla 4 (fragmento) - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Ruedas para Rieles - Pág. 3

$$\therefore C_2 = 1,09$$

F) Verificación de la rueda seleccionada

Determinamos el D (diámetro de rueda) teniendo en cuenta la Rm (38586Kgf ≈ 378528,7N)

$$D_n = \frac{378528,7\text{N}}{7,00\text{N/mm}^2 * 80\text{mm} * 1,12 * 1,09} \approx 553,7\text{mm}$$

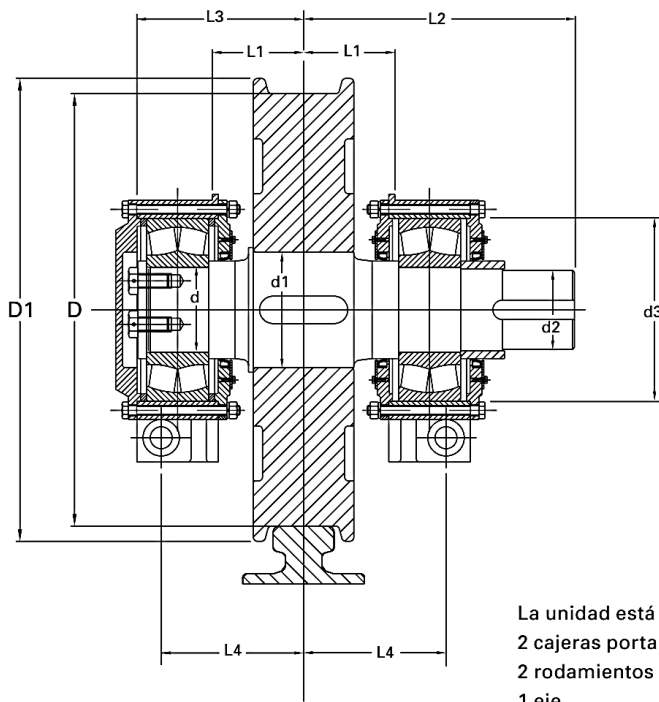
$$D_n = 553,7\text{mm} < D = 630\text{mm} \Rightarrow \text{Verifica!}$$

- Ruedas

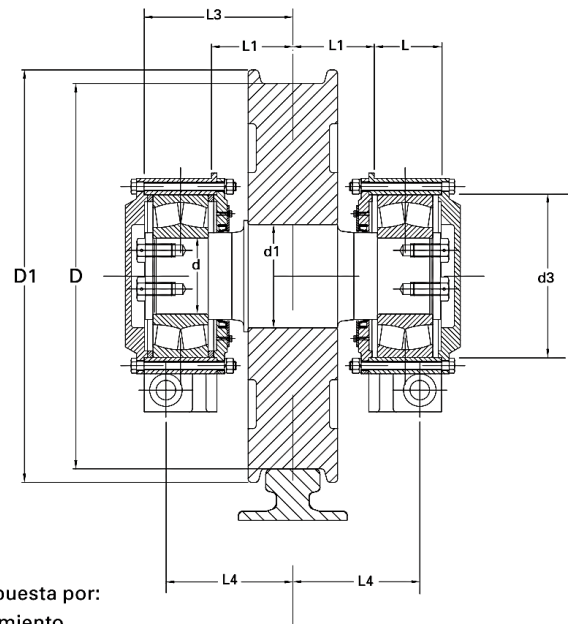
N° SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300

N° SERIE	A (mm)	B (mm)	C (mm)	E (mm)	F (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	L3 (mm)	L4 (mm)
MA1 630 S	150	175	210	30	33	120	390	224	189
MA1 630 H	170	200	240	30	33	150	530	264	224
MA1 710 S	180	210	250	30	33	150	445	274	234

Unidad de rueda guía con cajas en ángulo, serie MA1, norma AISE N°6  
Ruedas para rieles - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Pág. 6 y 7



**UNIDAD CONDUCTORA**



**UNIDAD CONDUCTIDA**

La unidad está compuesta por:  
2 cajeras porta rodamiento  
2 rodamientos  
1 eje  
1 rueda  
y accesorios

**Materiales:**

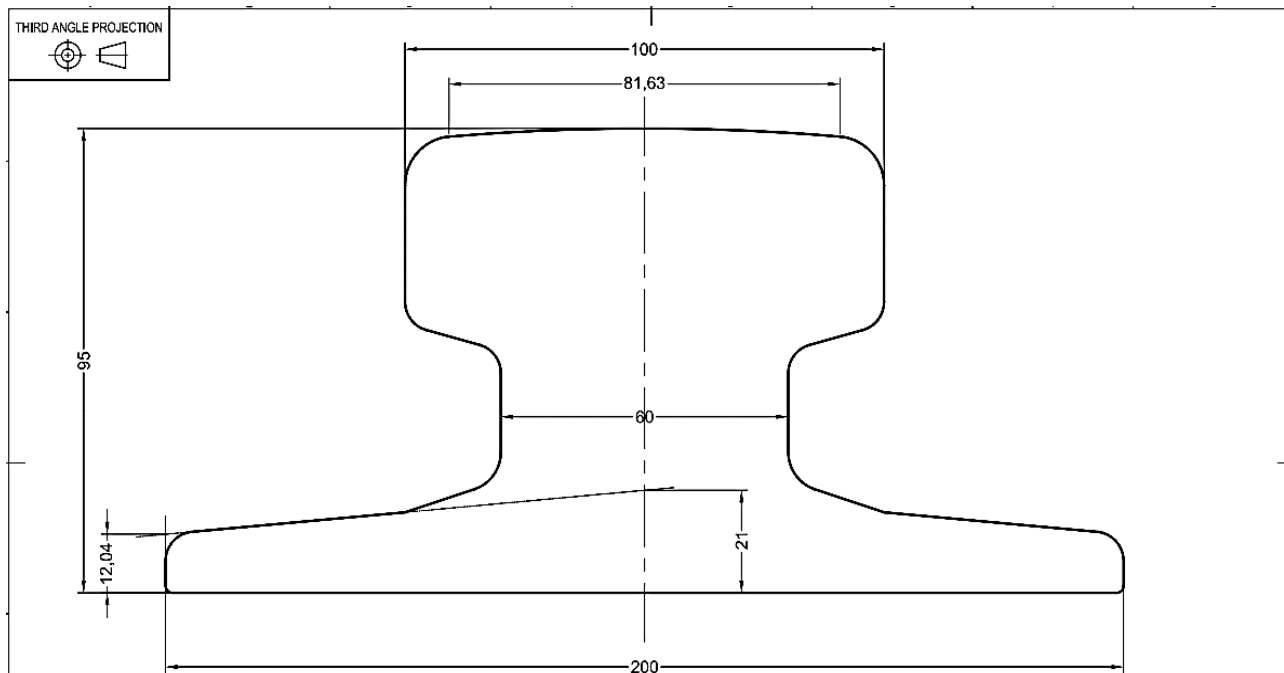
RUEDA 42CrMo4V / 50 CrMo4V  
EJE: 42CrMo4V  
CAJERA: ASTM A27 60/30

*Unidad de rueda guía con cajeras en ángulo, serie MA1, norma AISE N°6  
Ruedas para rieles - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Pág. 6 y 7*


Adoptamos: Rueda Serie MA1 630 H



Plano del Riel



NOTE: THE PROPERTIES SPECIFIED BELOW HAVE BEEN CALCULATED USING AUTOCAD SOFTWARE AND ARE ACCURATE AT THE TIME OF THIS DRAWING ISSUE. THESE FIGURES MAY DIFFER SLIGHTLY FROM THOSE PUBLISHED IN THE STANDARD FOR THE RAIL.

 <b>GANTRAIL</b> <sup>®</sup> Rail Mounting Systems <small>THE TECHNICAL DATA CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE PROPERTY OF GANTRY RAILING LIMITED AND IS SUBJECT TO COPYRIGHT ©</small>	<b>Gantry Railing Limited</b> SUDMEADOW ROAD, HEMPSTED GLOUCESTER GL2 5HG, ENGLAND Tel: (01452)300688 Fax: (01452)300198 International Dialling # 44,1452 http://www.gantrail.com E-Mail: info@gantrail.com	Rail Designation	A100	Edition	B
		Rail Origin	GERMANY	Date	06/07/10
		Standard	DIN 536	Scale	1 :1 @ A4
		Area of section	9506 mm <sup>2</sup>	FOR GUIDANCE ONLY THIS INFORMATION HAS BEEN PROVIDED IN GOOD FAITH BUT SPECIFICATIONS DO CHANGE	
		Calculated Mass	74.3 kg/m		
		Neutral Axis to base	42.5 mm		
Moment of Inertia	I <sub>xx</sub> 870 cm <sup>4</sup>   I <sub>yy</sub> 1342 cm <sup>4</sup>				

**∴ RIEL A100**

G) Clips para Riel

Peso del Riel A100

$$Peso = 74,3Kg/m$$

Carga lateral por rueda

$$PH = 1537,36Kgf = 15,08kN$$

Según recomendaciones del catálogo GANTRAIL "Clip Spacing for Gantrail cran eral clips", se adopta:

Distancia entre Clips:

$$d = 600mm$$

**∴ Clip Soldable 116/15/38**

www.gantrail.com

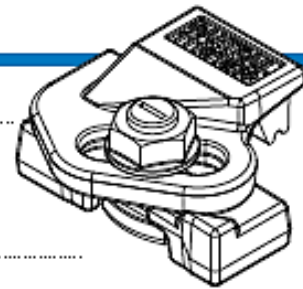
The GANTRAIL 1116/15 adjustable crane rail clip is designed to fix heavy rails, on narrow supports, in the most arduous applications. It can withstand a horizontal force from the rail of 120kN (12.2 tonnes). Its low profile allows it to be used with cranes that are fitted with guide rollers.

**SPECIFICATIONS:**

MAX SIDE LOAD 120kN  
15mm HORIZONTAL RAIL ADJUSTMENT

**DIMENSIONS (mm):**

REF NO.	X	Y	Z	WEIGHT kg
1116/15/30	30	45	29	0.78
1116/15/38	38	45	29	0.81
1116/15/45	45	45	29	0.84

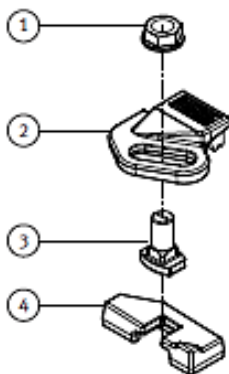


1116/15

**FEATURES**

- The proven design has been used successfully for many years throughout the world.
- The clip is welded to the rail support. No access is required from below.
- The two main parts are locked together on tightening the grade 10.9 bolt.
- The clip has a self-tightening mechanism.
- A special vulcanised rubber block applies a controlled force to the rail.

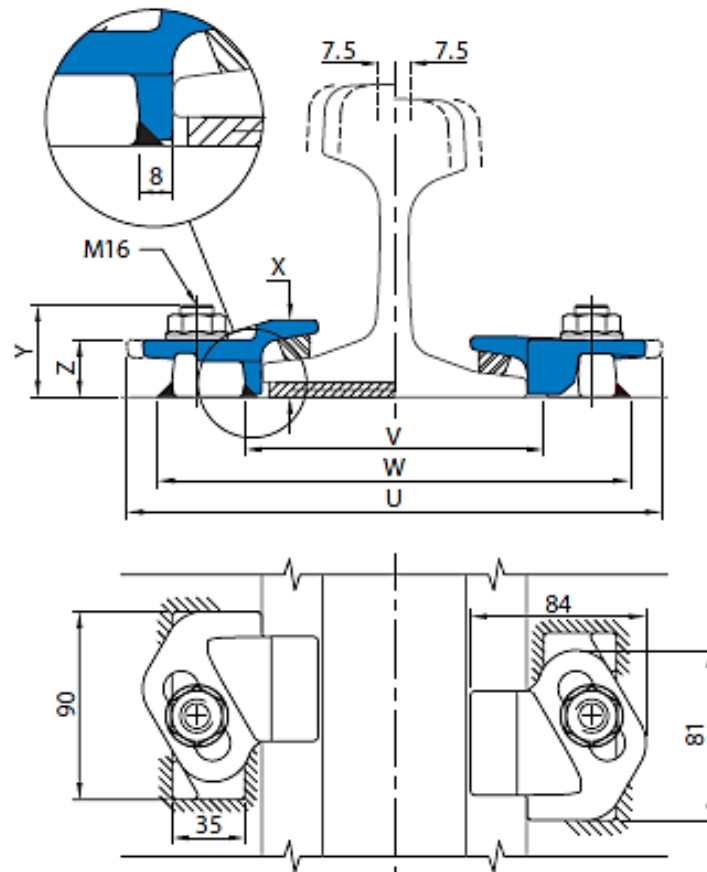
**COMPONENTS**



1. Flange nut
2. Clip cap with integral rubber block
3. M16 Captive bolt
4. Weldable base

**1 RAIL WITH PAD**

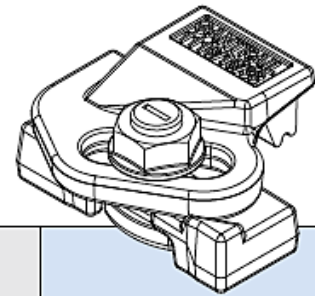
**2 RAIL WITHOUT PAD**

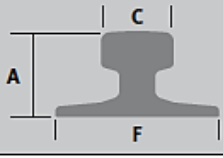


Minimum assembly width -  $W = \text{Rail width (F)} + 100\text{mm}$      $V = \text{Rail width (F)} + 16\text{mm}$   
 $U = \text{Rail width (F)} + 129\text{mm}$

# 1116/15

## Gantrail Welded Base Fixing



	F mm	C mm	A mm	1. CLIP REFERENCE FOR RAIL WITH PAD	2. CLIP REFERENCE FOR RAIL WITHOUT PAD*
A45	125	45	55	1116/15/38	1116/15/30
A55	150	55	65	1116/15/38	1116/15/30
A65	175	65	75	1116/15/38	1116/15/30
A75	200	75	85	1116/15/38	1116/15/30
A100	200	100	95	1116/15/38	1116/15/30
MRS 87 A	152	102	152	1116/15/45	1116/15/38
S20	82	44	100	1116/15/38	1116/15/30
S30	108	60	108	1116/15/38	1116/15/30
S33	105	58	134	1116/15/38	1116/15/30
S41	125	67	138	1116/15/38	1116/15/30
S49	125	67	149	1116/15/38	1116/15/30
GCR 108	263	61+61	100	1116/15/38	1116/15/30
QU 70	120	70	120	1116/15/38	1116/15/30
QU 80	130	80	130	1116/15/38	1116/15/30
UIC 54	140	70	159	1116/15/38	1116/15/30
UIC 60	150	72	172	1116/15/38	1116/15/30
IIS 37	122	63	122	1116/15/38	1116/15/30
ASCE 80	127	64	127	1116/15/38	1116/15/30
ACSE 85	132	65	132	1116/15/38	1116/15/30
56 E 1	140	70	159	1116/15/38	1116/15/30
31 kg AS	108	64	118	1116/15/38	1116/15/30
41 kg AS	127	64	137	1116/15/38	1116/15/30
50 kg AS	127	70	154	1116/15/38	1116/15/30

### Motorreductor de Traslación (VER PAG 93 ASME NOG 2015)

- Potencia de Régimen  $N_R$

Es la potencia que da el motor para levantar o desplazar la plena carga a velocidad normal de régimen, después del período de aceleración.

$$N_R [CV] = \frac{(P_c + Q) * W * V_c}{1000 * 75\eta}$$

Formula 7 Potencia de régimen (Motores) - Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 227

Siendo:

$Q$ : Plena carga [Kg].

$P_c$ : Peso del carro [Kg].

$V_c$ : Velocidad del Carro [m/s].

$\eta$ : Rendimiento mecánico.

$W$ : Resistencia a la rodadura.

$$Q = 150000 \text{ Kg}$$

$$P_c = 105505,5 \text{ Kg}$$

$$V_c = 30 \text{ m/min} = 0,5 \text{ m/s}$$

$$\eta = 0,9$$

$$W = 7,0 \text{ Kg/Tn}$$

TABLA 41. — RESISTENCIA A LA RODADURA  $w$  Y  $w_{tot}$  (kg por tonelada de reacción)

Diámetro de la rueda (y del eje) (mm)	200 (55)	250 (60)	320 (70)	400 (80)	500 (90)	630 (100)	710 (110)	800 (125)	900 (140)	1000 (160)	1120 (180)	1250 (200)
$w$ para ruedas sobre:	cojinetes de bronce . . . . .	27	23	21	18,5	16,5	14,5	14	14	14	14	14
	rodamientos . . . . .	5,5	4,5	3,5	3,0	2,5	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	1,0
$w_{tot}$ para ruedas sobre:	cojinetes de bronce . . . . .	32	28	26	23,5	21,5	19,5	19	19	19	19	19
	rodamientos . . . . .	10,5	9,5	8,5	8,0	7,5	7,0	7,0	6,5	6,5	6,0	6,0

Tabla 41 Resistencia a la rodadura - Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 147

$$\therefore N_R = \frac{(105505,5Kgf + 150000Kgf) * 7,0Kg/Tn * 0,5m/s}{1000 * 75 * 0,9} \approx 13,25CV$$

$$N_R \approx 13,25CV$$

- Potencia de Aceleración Necesaria  $N_A$

Para acelerar un carro de peso propio  $P_c$  y carga útil  $Q$  en un tiempo  $t_a$  hasta la velocidad de régimen  $V_c$ , administrando un par de arranque constante, se debe suministrar una potencia de aceleración  $N_A$  que alcanza su máximo en el fin del arranque:

$$N_A[CV] = \frac{P_c + Q}{g} * \frac{V_c^2}{t_a * 75 * \eta} * \beta$$

Formula 6 Potencia de aceleración necesarias - Motores  
Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 227

Siendo:

$g$ : Aceleración de la gravedad [m/seg<sup>2</sup>].

$t_a$ : Tiempo de arranque [seg].

$\beta$ : Coeficiente por masas en rotación.

$$g = 9,81m/seg^2$$

$$t_a = 5seg$$

$$\beta = 1,45$$

TABLA 69. — COEFICIENTES DE MAYORACIÓN  $\frac{N_{nom}}{N_R}$  PARA LOS MOVIMIENTOS HORIZONTALES

Velocidad $v$ (m/s) . . . . .	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	
Duración del arranque $t_a$ (seg) . . . . .	5	6	7	8	9	10	
$\frac{N_{nom}}{N_R}$ para:	ruedas sobre cojinetes de bronce, $w = 20$ kg/t. . . . .	1,0	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5
	ruedas sobre rodamientos, $w = 7$ kg/t. . . . .	1,45	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2

Tabla 69 Coeficientes de mayoración para los movimientos horizontales

Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 228

$$\therefore N_A = \frac{105505,5Kgf + 150000Kgf}{9,81m/s^2} * \frac{(0,5 \frac{m}{s})^2}{5s * 75 * 0,9} * 1,45 \approx 28CV \Rightarrow N_A \approx 28CV$$

- Potencia Nominal necesaria  $N_{nom}$

El par de arranque nunca es constante, pero puede considerarse con valor medio entre 1,7 a 2,0 veces el par normal. Como la potencia es proporcional al par, se encuentra la potencia nominal necesaria:

$$N_{nom} = \frac{N_A + N_R}{1,7} \quad a \quad \frac{N_A + N_R}{2,0}$$

Formula 8 Potencia nominal (Motores) - Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 227

$$\therefore N_{nom} = \frac{28CV + 13,25CV}{1,8} \approx 20,6CV \quad \Rightarrow \quad N_{nom} \approx \mathbf{15,5kW}$$

- Selección del Motorreductor

Se utilizarán 2 ruedas motrices acopladas con un reductor cada una. La energía requerida para la traslación se repartirá entre las 2 unidades.

Datos necesarios:

$$n_{motor} = 1450rpm$$

$$n_{rueda} = \frac{Vc}{\pi * D} = \frac{30m/min}{\pi * 0,630m} = 15,16rpm$$

$$\therefore i_{teórica} = \frac{n_{entrada}}{n_{salida}} = \frac{1450}{15,16} = 95,65$$

Factor de servicio (GRUPO II):  $Sf = 1,25$

Potencia Equivalente:

$$N_e = N_{nom\ mot} * Sf = \frac{15,5kW}{2} * 1,25 \approx 9,7kW$$

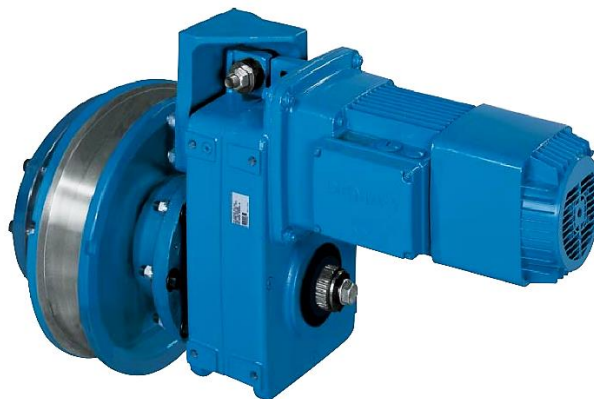
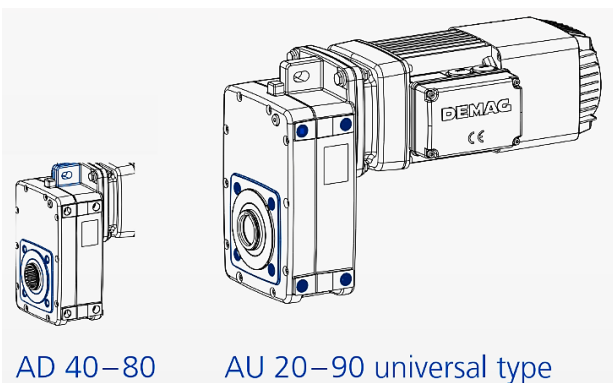
Momento Torsor:

$$Mt[Nm] = \frac{9550 * N_s[kW]}{n_s[rpm]} \quad \Rightarrow \quad Mt = \frac{9550 * 9,7kW}{15,16rpm} \approx 6110,5Nm$$

$$Mt = \mathbf{6110,5Nm}$$

Con los valores calculados de la velocidad del motor ( $n_{motor}$ ), la velocidad de salida del reductor ( $n_{rueda}$ ), la relación de transmisión ( $i_{teórica}$ ), la potencia equivalente necesaria del motor ( $N_e$ ) y el momento torsor requerido en el reductor ( $Mt$ ) adoptamos un sistema motorreductor.

Recurriremos al fabricante DEMAG para adoptar un equipo motorreductor, con los datos anteriormente mencionados.



## Motorreductor

AUH 90 TD-B14.0-300-1-96.3 ZBE 160 A 4 B140

### Datos técnicos

#### Producto básico

Tipo de reductor	A - Reductor plano
Ejecución de carcasa	U - Ejecución universal
Ejecución árbol de salida	H - Arbol hueco con dimensiones en pulgadas
Tamaño de reductor	90
Número de escalones	T - de tres escalones
Tipo de accionamiento	D - Accionamiento directo
Código forma de construcción	B14.0
Código árbol de salida Precio variable en función de la calidad	300
Posición de la caja de bornas	1 - derecha
Relación de transmisión	96,3
Tipo de motor	Z - Motor de rotor cilíndrico
Ejecución del motor	B - con freno
Aplicación del motor	E - Energieeffizienzmotor
Tamaño de motor	160
Graduación de potencia	A
Número de polos	4
Freno	B140

#### Datos de placa Motor

Número de polos	4
Factor de marcha	100 %
Potencia del motor	11 kW
Tensión de red (D)	230 V
Tensión de red (Y)	400 V
Frecuencia	50 Hz
Corriente (D/Y)	0 / 20,5 A
Velocidad de motor	1460 min <sup>-1</sup>

#### Otros datos

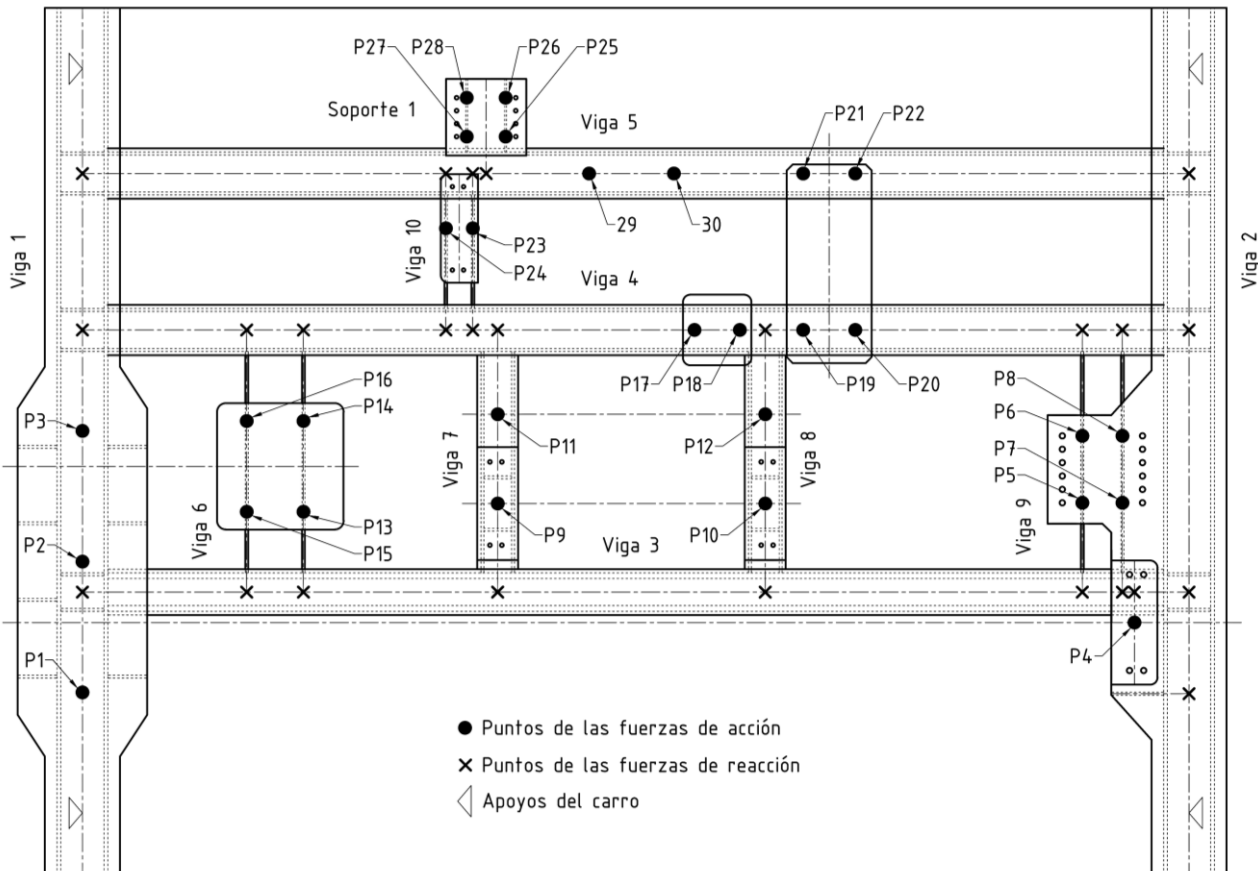
Temperatura ambiente máxima Motorreductor	-10 °C / 40 °C
Par nominal	72 Nm
Par de frenado	140 Nm
Tensión del freno	400 V (AC) / 180 V (DC)
Factor de servicio fB	1,85
Par eje de salida	6934 Nm
Revoluciones eje de salida	15 min <sup>-1</sup>
Revoluciones eje de entrada	1450 (4-pole with 50 Hz) min <sup>-1</sup>

*Datos técnicos del motorreductor - Obtenido de la página web de DEMAG*

Adoptamos: Motorreductor DEMAG AUH 90 TD-B14.0-300-1-96,3 ZBE 160 A 4 B140



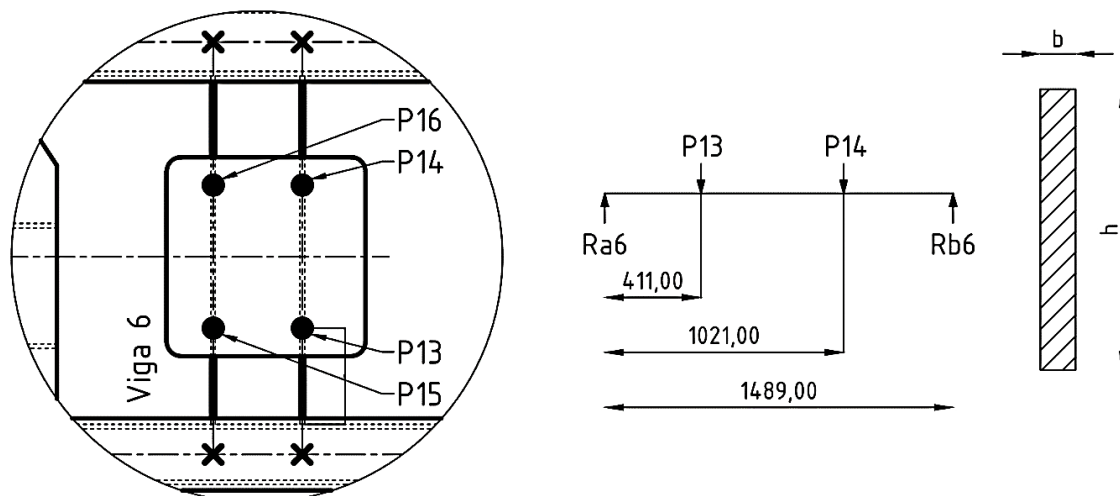
## Estructura del carro



Calculo de las cargas presentes en la estructura del carro		
Carga	Tipo de carga	[Kgf]
P1	1/3(Peso del reductor + 1/2 Peso del tambor + 1/2 x 1/4 x 12 x 0,9 x Carga del cable + Peso del acop. de barriletes + Peso del soporte del reductor)	9157,68
P2	1/3(Peso del reductor + 1/2 Peso del tambor + 1/2 x 1/4 x 12 x 0,9 x Carga del cable + 1/2 Peso del acop. de barriletes + Peso del soporte del reductor) + 1/2 Peso de 2 frenos	9168,85
P3	1/3(Peso del reductor + 1/2 Peso del tambor + 1/4 x 1/4 x 12 x 0,9 x Carga del cable + 1/4 Peso del acop. de barriletes + Peso del soporte del reductor) + 1/2 Peso de 2 frenos	5882,51
P4	1/2(Peso del tambor + 1/4 x 12 x 0,9 x Carga del cable) + Peso del soporte de rodamiento + Peso del eje + Peso rodamiento	22247,05
P5	1/4 Peso freno de emergencias	187,50
P6	1/4 Peso freno de emergencias	187,50
P7	1/4 Peso freno de emergencias	187,50
P8	1/4 Peso freno de emergencias	187,50
P9	1/2(Peso del Sistema de reenvío + 3/4 x 12 x 0,9 x Carga del cable)	59348,35
P10	1/2(Peso del Sistema de reenvío + 3/4 x 12 x 0,9 x Carga del cable)	59348,35
P11	1/2(Peso de sistema balancín + 1/2 Carga del cable)	3694,25
P12	1/2(Peso de sistema balancín + 1/2 Carga del cable)	3694,25
P13	1/4(Peso del motor + Peso del soporte del motor + 1/2 Peso del acoplamiento M-R)	452,63
P14	1/4(Peso del motor + Peso del soporte del motor + 1/2 Peso del acoplamiento M-R)	452,63
P15	1/4(Peso del motor + Peso del soporte del motor + 1/2 Peso del acoplamiento M-R)	452,63
P16	1/4(Peso del motor + Peso del soporte del motor + 1/2 Peso del acoplamiento M-R)	452,63
P17	1/2(Peso del motor sec. + Peso del soporte del motor sec. + 1/2 Peso del acoplamiento M-R)	186,13
P18	1/2(Peso del motor sec. + Peso del soporte del motor sec. + 1/2 Peso del acoplamiento M-R)	186,13
P19	1/4(Peso del reductor + 1/2 Peso del tambor + 1/2 x 1/3 x 4 x 0,97 x Carga del cable + 1/2 Peso del acop. de barriletes + Peso del soporte del reductor) + 1/2 Peso del freno	1407,58
P20	1/4(Peso del reductor + 1/2 Peso del tambor + 1/2 x 1/3 x 4 x 0,97 x Carga del cable + 1/2 Peso del acop. de barriletes + Peso del soporte del reductor) + 1/2 Peso del freno	1407,58
P21	1/4(Peso del reductor + 1/2 Peso del tambor + 1/2 x 1/3 x 4 x 0,97 x Carga del cable + Peso del acop. de barriletes + Peso del soporte del reductor)	1412,83
P22	1/4(Peso del reductor + 1/2 Peso del tambor + 1/2 x 1/3 x 4 x 0,97 x Carga del cable + Peso del acop. de barriletes + Peso del soporte del reductor)	1412,83
P23	1/2[1/2(Peso del tambor + 1/3 x 4 x 0,97 x Carga del cable) + Peso del soporte de rodamiento + Peso del eje + Peso rodamiento]	2110,20
P24	1/2[1/2(Peso del tambor + 1/3 x 4 x 0,97 x Carga del cable) + Peso del soporte de rodamiento + Peso del eje + Peso rodamiento]	2110,20
P25	1/4 Peso del freno de emergencias secundario	52,50
P26	1/4 Peso del freno de emergencias secundario	52,50
P27	1/4 Peso del freno de emergencias secundario	52,50
P28	1/4 Peso del freno de emergencias secundario	52,50
P29	1/2( Polea compensadora con soporte + 2/3 x 4 x 0,97 x Carga del cable)	6858,11
P30	1/2( Polea compensadora con soporte + 2/3 x 4 x 0,97 x Carga del cable)	6858,11

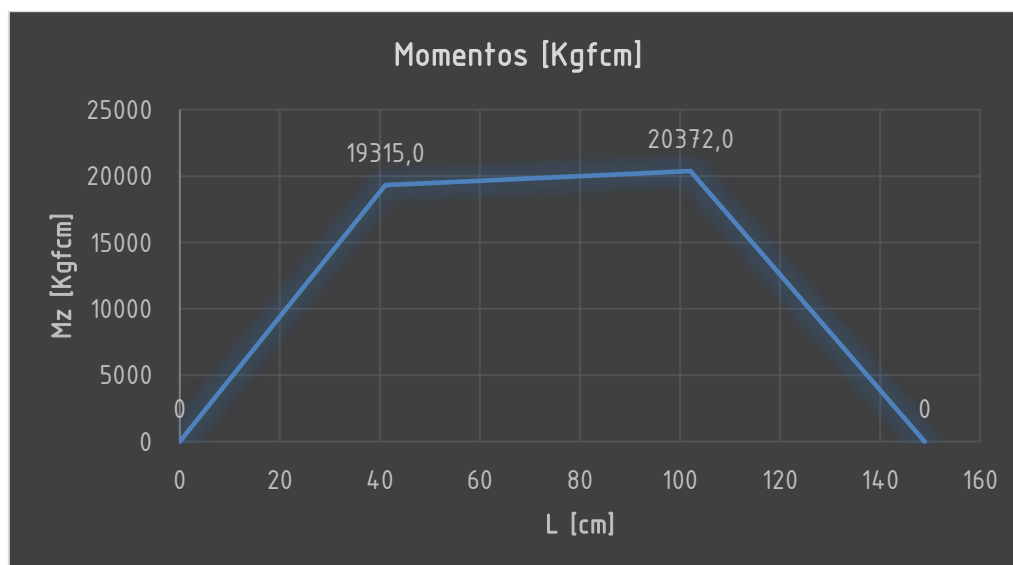
Para las chapas del carro utilizáramos la norma ASTM A36 o su equivalente que se pueda encontrar en la industria nacional (F-24).

- Viga 6



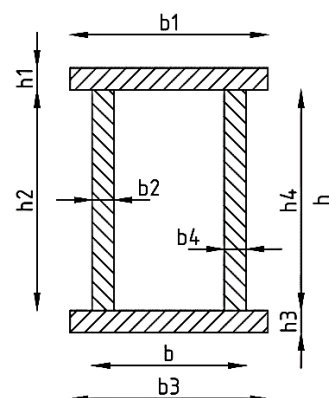
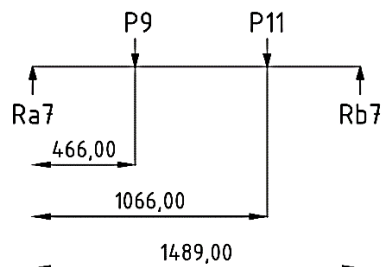
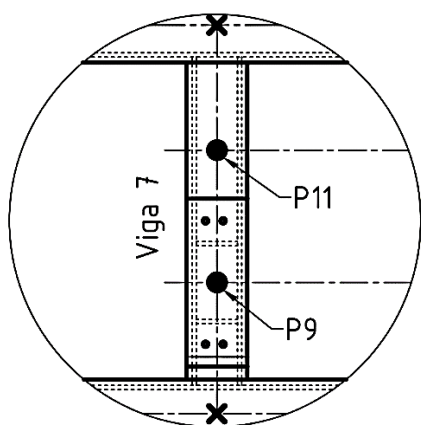
Viga 6							
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]	
P13	452,63	La6	0	Ra6	469,95	Mza6	0
		L13	41,1			Mz13	19315,0
P14	452,63	L14	102,1	Rb6	435,30	Mz14	20372,0
		Lb6	148,9			Mzb6	0

Sección		Propiedades		Tensiones	
b [cm]	1,9	Iz [cm4]	534,38	Tensión act. del sistema [Kgf/cm2]	285,92
h [cm]	15				
Área [cm2]	28,5	Wx [cm3]	71,25	Tensión adm. del material [Kgf/cm2]	816



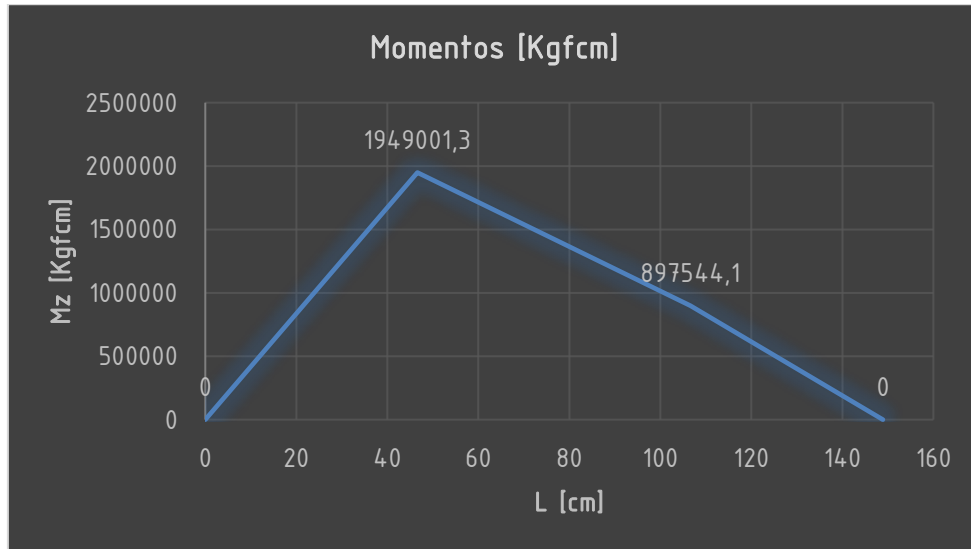


- Viga 7 y 8

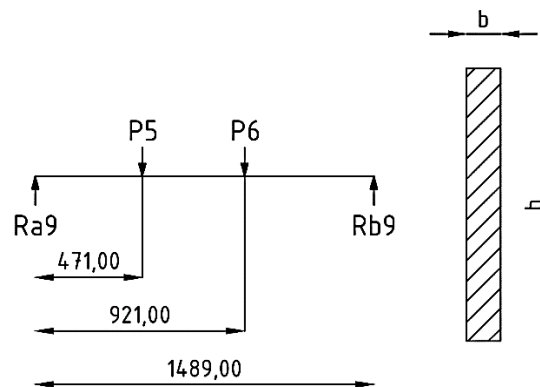
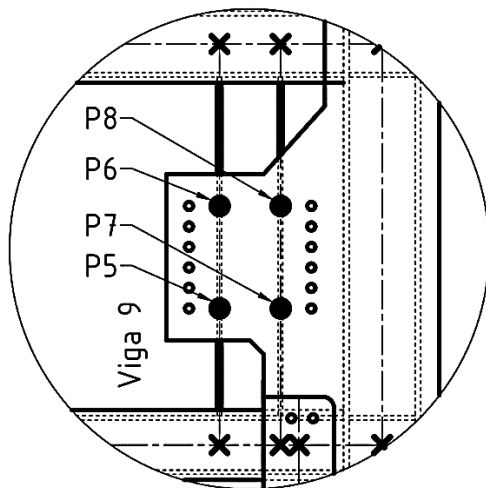


Viga 7							
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]	
P9	59348,35	La7	0	Ra7	41824,06	Mza7	0
		L9	46,6			Mz9	1949001,3
P11	3694,25	L11	106,6	Rb7	21218,54	Mz11	897544,1
		Lb7	148,9			Mzb7	0

Sección		Propiedades		Tensiones	
h [cm]	50	Iz [cm <sup>4</sup> ]	106486,46	Tensión act. del sistema [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	457,57
b1 [cm]	27,5				
h1 [cm]	2,5				
b2 [cm]	1,9				
h2 [cm]	45				
b3 [cm]	27,5	Wx [cm]	4259,46	Tensión adm. del material [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	816
h3 [cm]	2,5				
b4 [cm]	1,9				
h4 [cm]	45				
A [cm <sup>2</sup> ]	308,5				

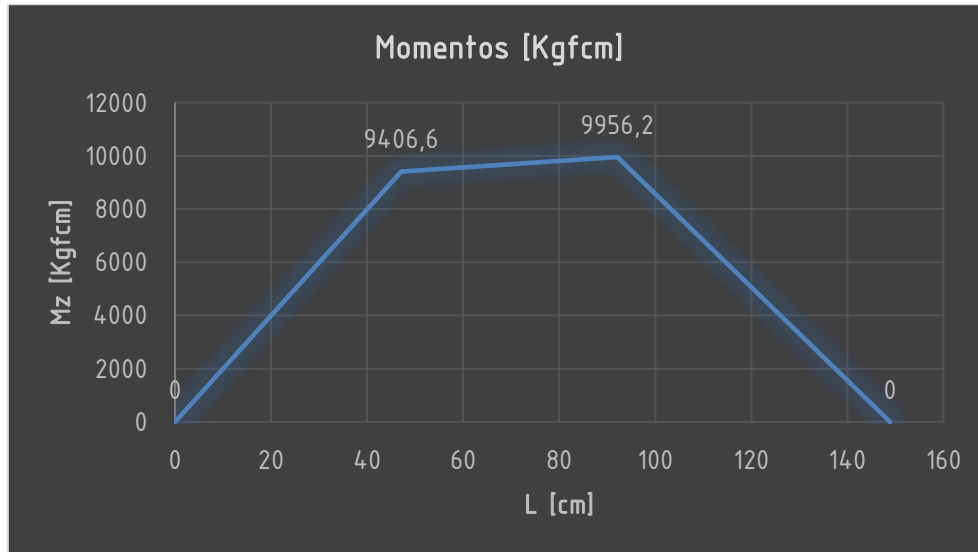


- Viga 9

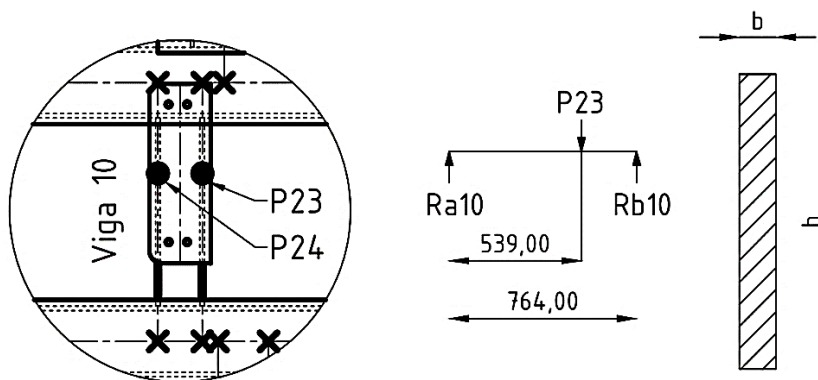


Viga 9							
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]	
P5	187,50	La9	0	Ra9	199,71	Mza9	0
		L5	47,1			Mz5	9406,6
P6	187,50	L6	92,1	Rb9	175,29	Mz6	9956,2
		Lb9	148,9			Mzb9	0

Sección		Propiedades		Tensiones	
b [cm]	1,9	Iz [cm <sup>4</sup> ]	158,33	Tensión act. del sistema [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	314,41
h [cm]	10				
Área [cm <sup>2</sup> ]	19	Wx [cm <sup>3</sup> ]	31,67	Tensión adm. del material [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	816

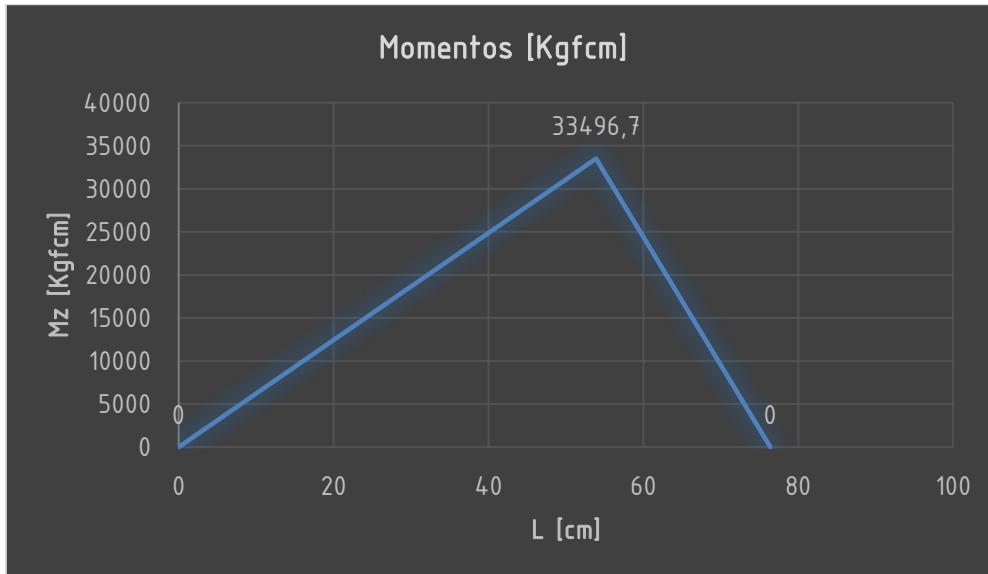


- Viga 10

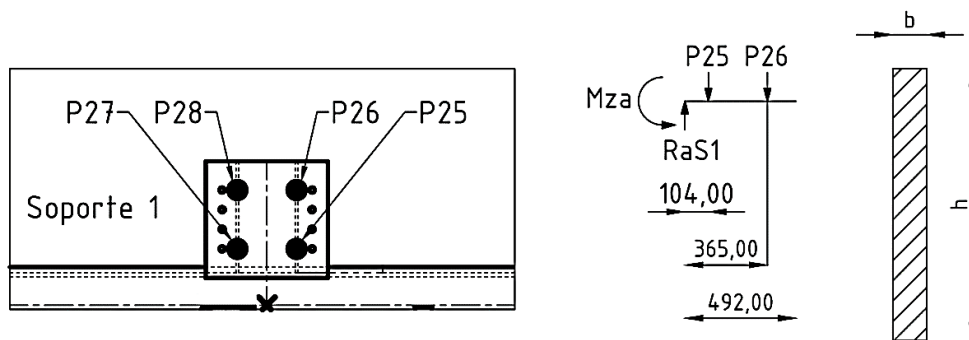


Viga 10							
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfc]	
P23	2110,20	La10	0	Ra10	621,46	Mza10	0
		L23	53,9	Rb10	1488,74	Mz23	33496,7
		Lb10	76,4			Mzb10	0

Sección		Propiedades		Tensiones	
b [cm]	1,9	Iz [cm4]	1266,67	Tensión act. Del sistema [Kgf/cm2]	264,45
h [cm]	20				
Área [cm2]	38	Wx [cm3]	126,67	Tensión adm. Del material [Kgf/cm2]	816

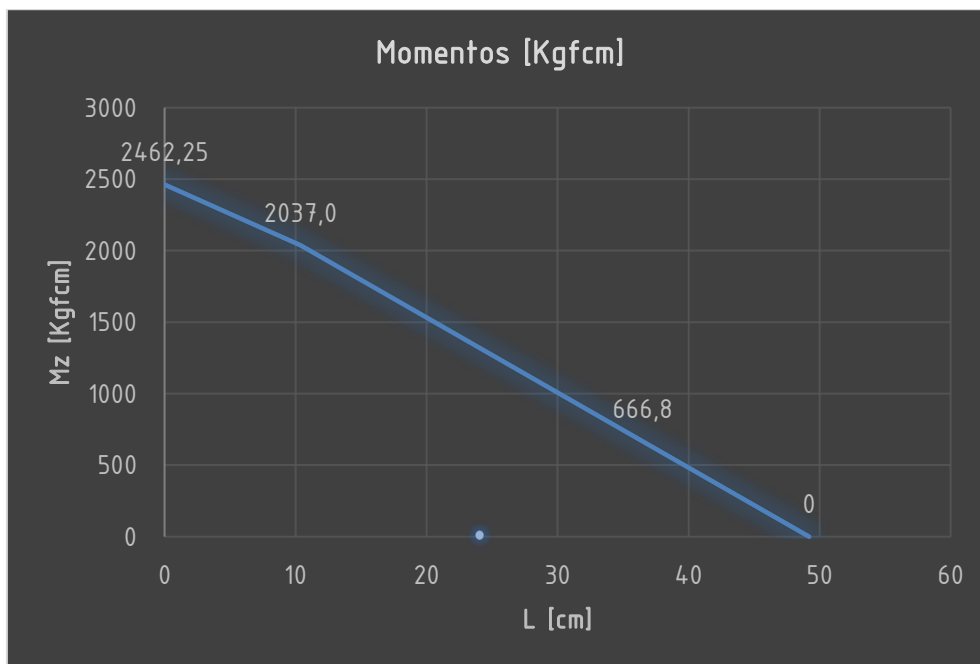


- Soporte 1

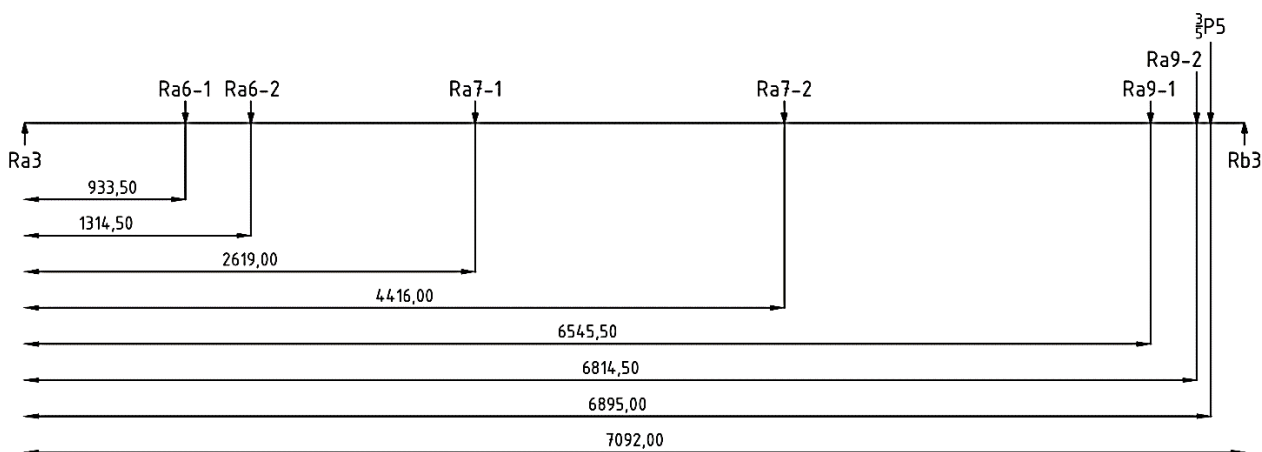
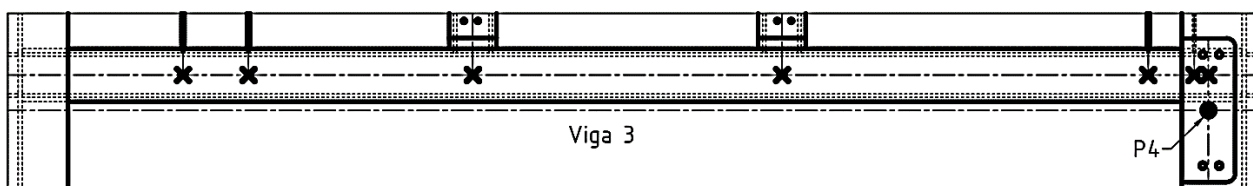


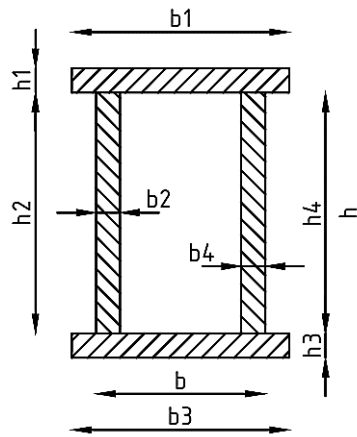
Soporte 1							
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]	
P25	52,50	LaS1	0	RaS1	105,00	MzaS1	2462,25
		L25	10,4			Mz25	2037,0
P26	52,50	L26	36,5	RbS1	0,00	Mz26	666,8
		LbS1	49,2			MzbS1	0

Sección		Propiedades		Tensiones	
b [cm]	1,2	Iz [cm <sup>4</sup> ]	100,00	Tensión act. del sistema [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	123,11
h [cm]	10				
Área [cm <sup>2</sup> ]	12	Wx [cm <sup>3</sup> ]	20,00	Tensión adm. del material [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	816



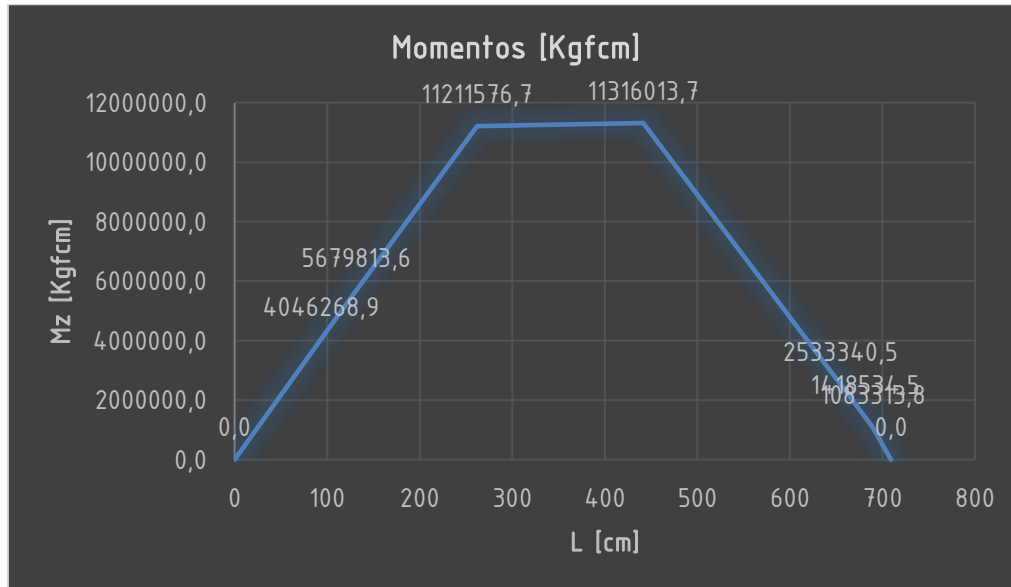
- Viga 3



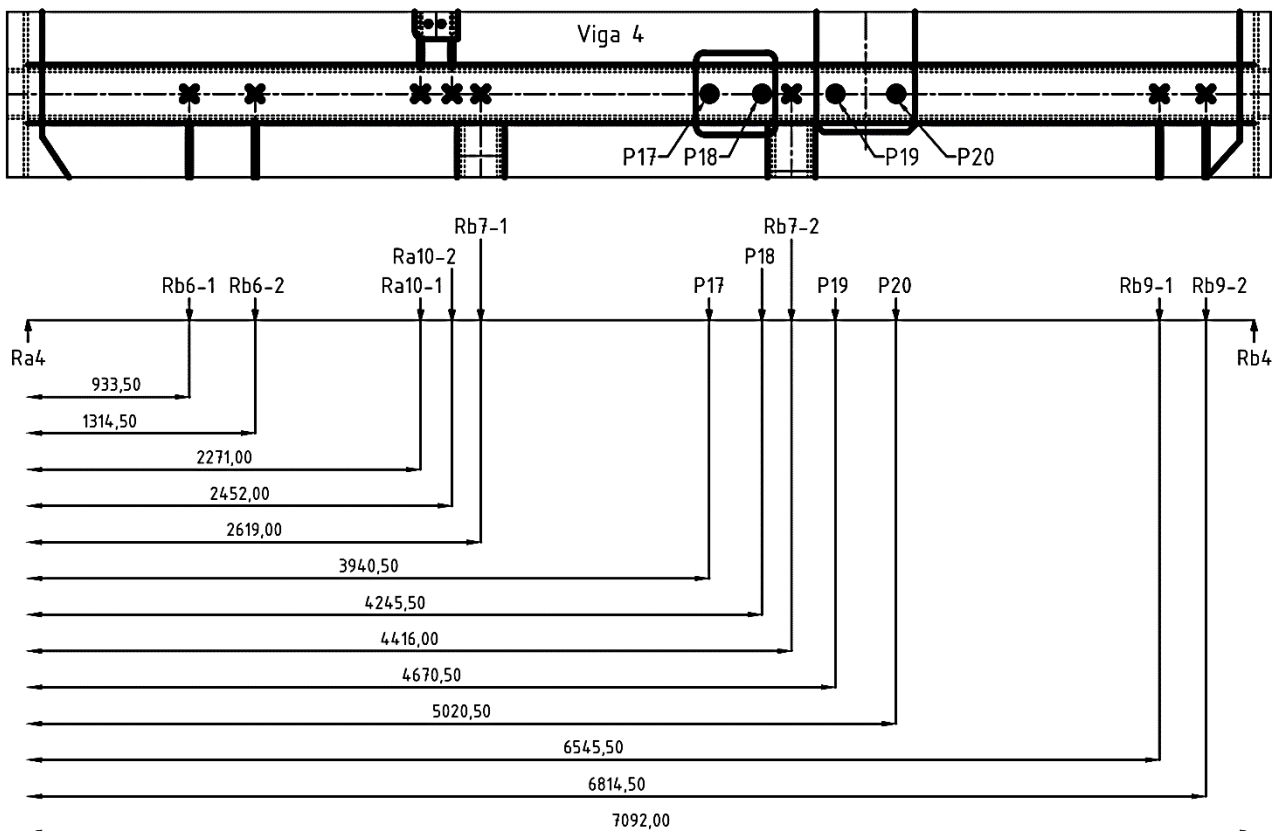


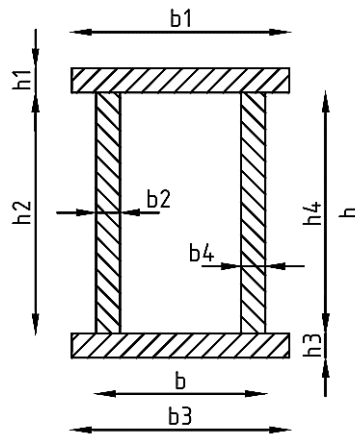
Viga 3							
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfc]	
Ra6-1	469,95	La3	0	Ra3	43345,14	Mza3	0,0
		LRa6-1	93,35			MzRa6-1	4046268,9
Ra6-2	469,95	LRa6-2	131,45			MzRa6-2	5679813,6
Ra7-1	41824,06	LRa7-1	261,9			MzRa7-1	11211576,7
Ra7-2	41824,06	LRa7-2	441,6			MzRa7-2	11316013,7
Ra9-1	199,71	LRa9-1	654,55			Rb3	54990,55
Ra9-2	199,71	LRa9-2	681,45	MzRa9-2	1418534,5		
3/5 P4	13348,23	L 3/5 P5	689,5	Mz 3/5 P4	1083313,8		
		Lb3	709,2	Mzb3	0,0		

Sección		Propiedades		Tensiones	
h [cm]	87,6	Iz [cm <sup>4</sup> ]	735501,53	Tensión act. del sistema [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	673,88
b1 [cm]	30,8				
h1 [cm]	3,8				
b2 [cm]	3,8				
h2 [cm]	80				
b3 [cm]	30,8	Wx [cm <sup>3</sup> ]	16792,27	Tensión adm. del material [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	816
h3 [cm]	3,8				
b4 [cm]	3,8				
h4 [cm]	80				
A [cm <sup>2</sup> ]	842,08				



- Viga 4

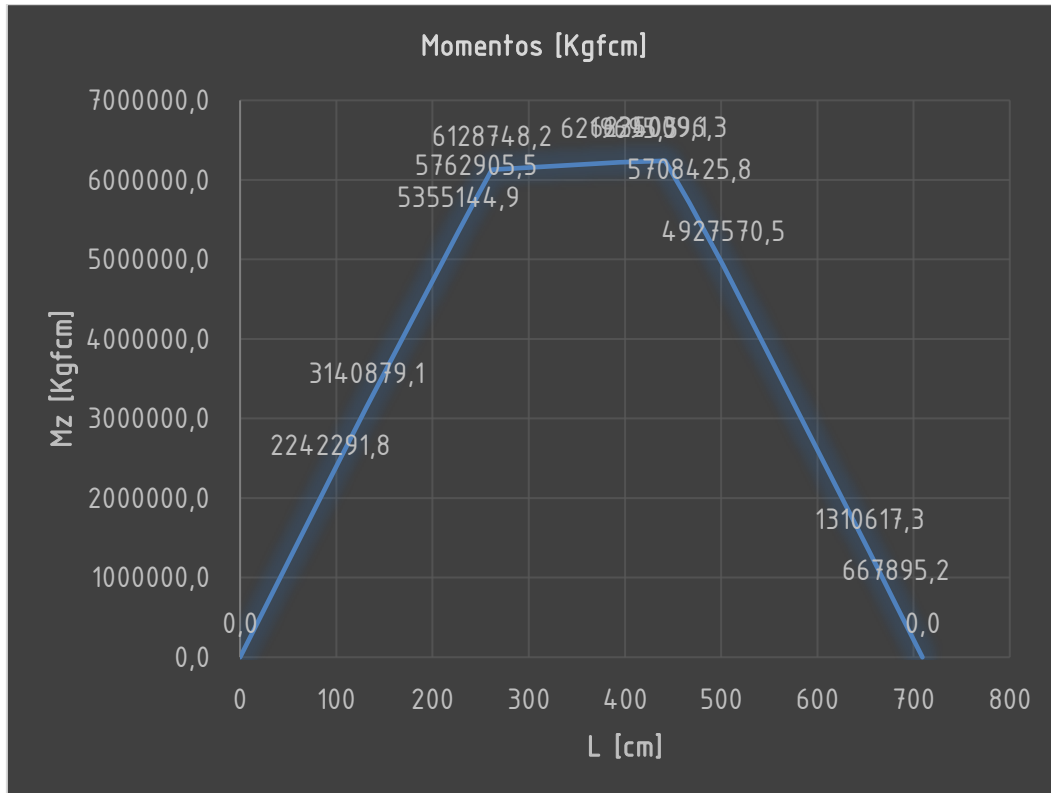




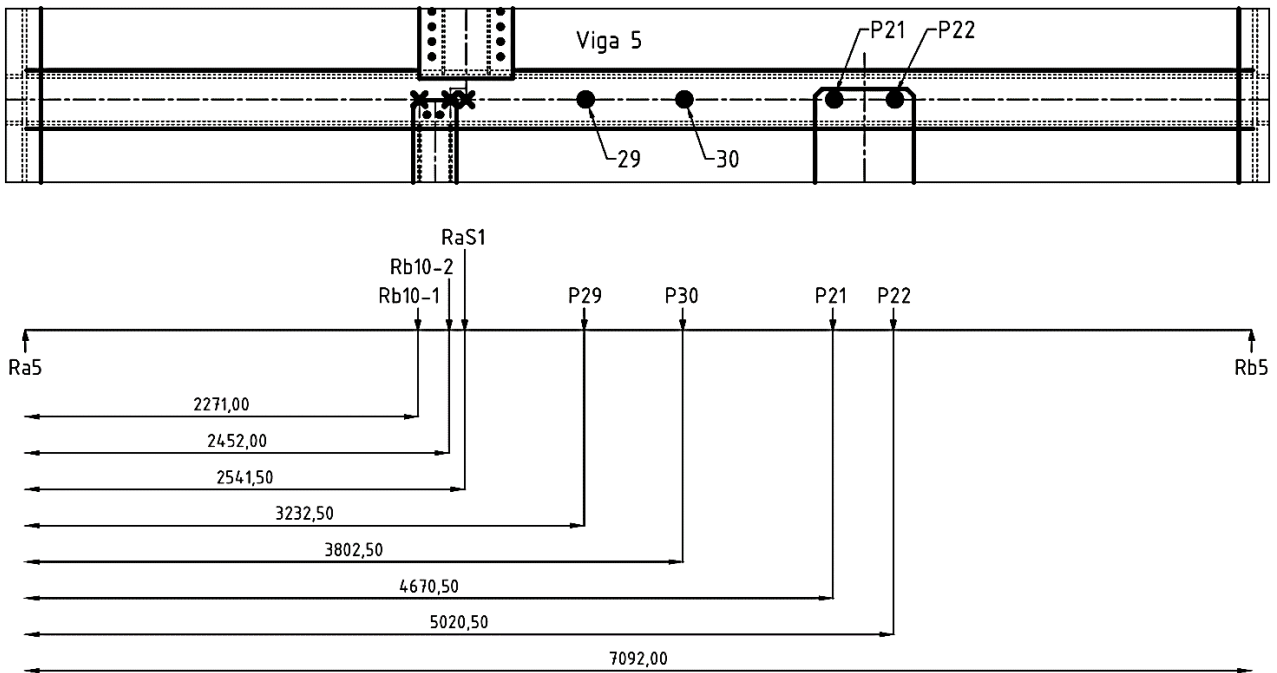
Viga 4									
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]			
Rb6-1	435,30	La4	0	Ra4	24020,27	Mza4	0,0		
		LRb6-1	93,35			MzRb6-1	2242291,8		
Rb6-2	435,30	LRb6-2	131,45			MzRb6-2	3140879,1		
Ra10-1	621,46	LRa10-1	227,1			MzRa10-1	5355144,9		
Ra10-2	621,46	LRa10-2	245,2			MzRa10-2	5762905,5		
Rb7-1	21218,54	LRb7-1	261,9			MzRb7-1	6128748,2		
P17	186,13	LP17	394,05			MzP17	6219695,5		
P18	186,13	LP18	424,55			MzP18	6235009,1		
Rb7-2	21218,54	LRb7-2	441,6			Rb4	24068,30	MzRb7-2	6240396,3
P19	1407,58	LP19	467,05					MzP19	5708425,8
P20	1407,58	LP20	502,05	MzP20	4927570,5				
Rb9-1	175,29	LRb9-1	654,55	MzRb9-1	1310617,3				
Rb9-2	175,29	LRb9-2	681,45	MzRb9-2	667895,2				
		Lb4	709,2	Mzb4	0,0				

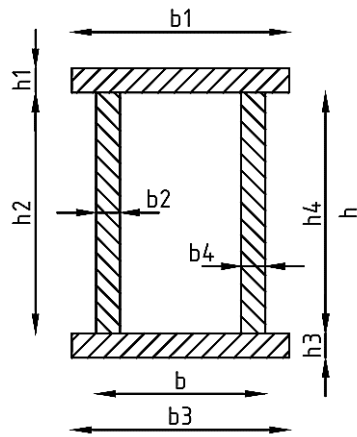
Sección		Propiedades		Tensiones	
h [cm]	75	Iz [cm <sup>4</sup> ]	330781,25	Tensión act. del sistema [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	707,46
b1 [cm]	33,8				
h1 [cm]	2,5				
b2 [cm]	1,9				
h2 [cm]	70				
b3 [cm]	33,8	Wx [cm]	8820,83	Tensión adm. del material [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	816
h3 [cm]	2,5				
b4 [cm]	1,9				
h4 [cm]	70				
A [cm <sup>2</sup> ]	435				





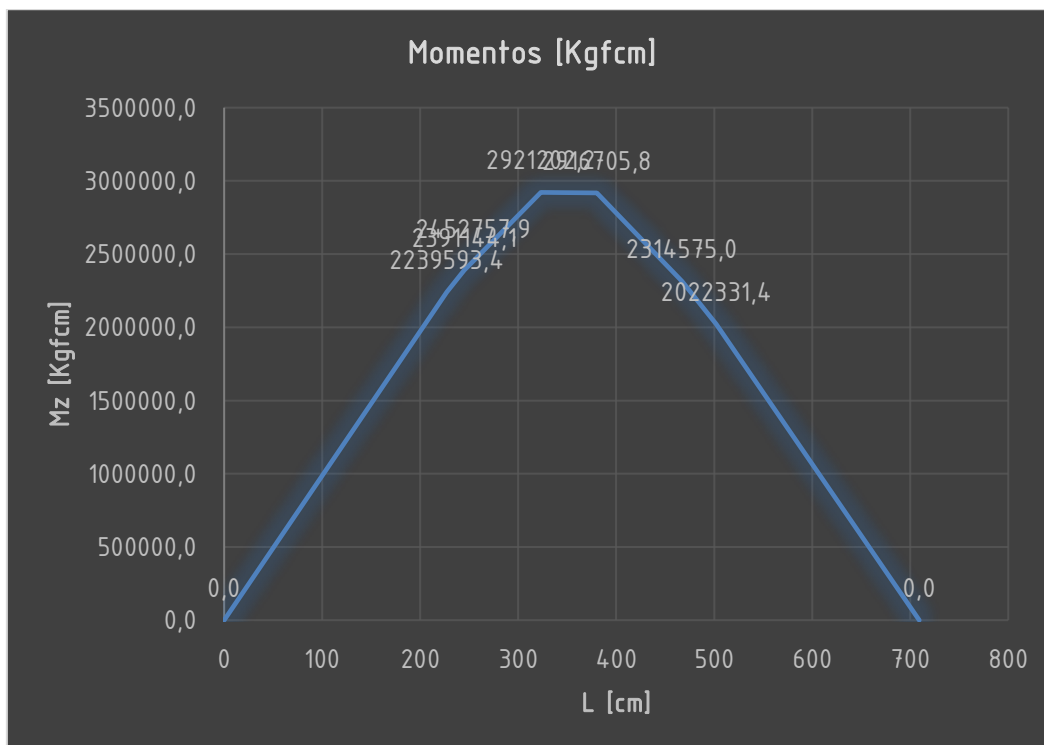
- Viga 5



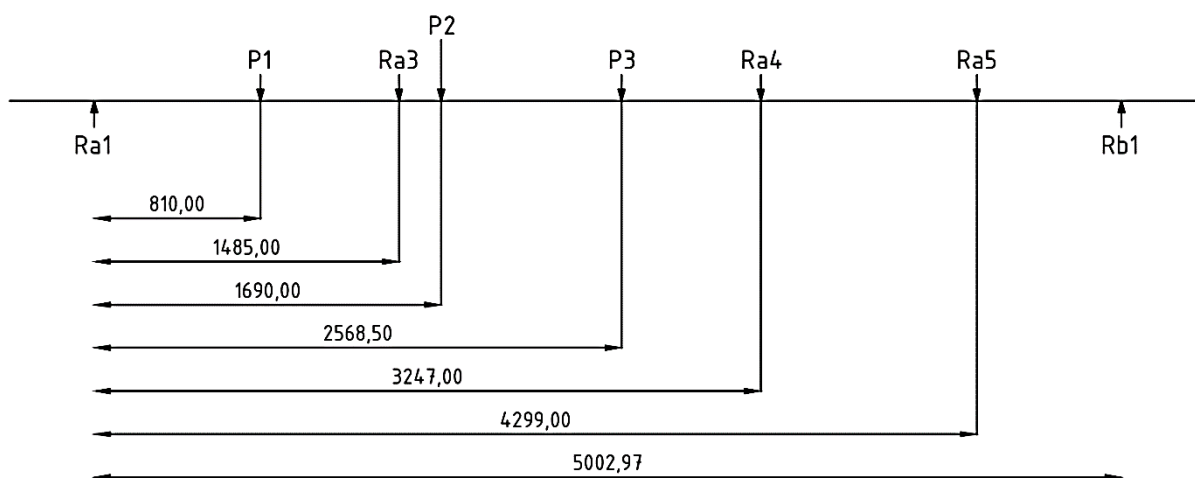
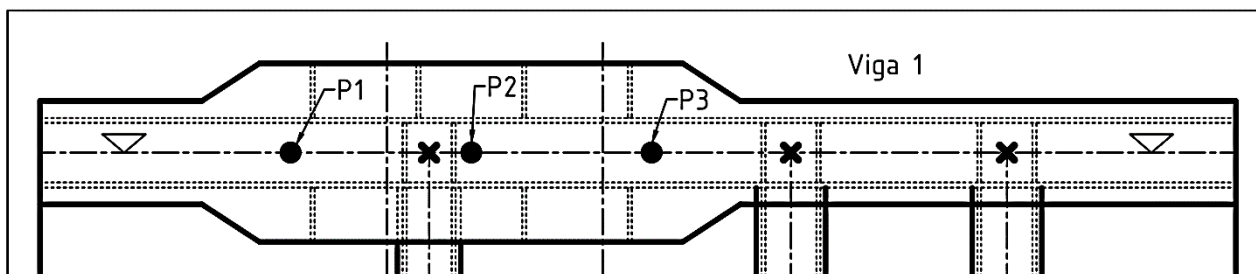


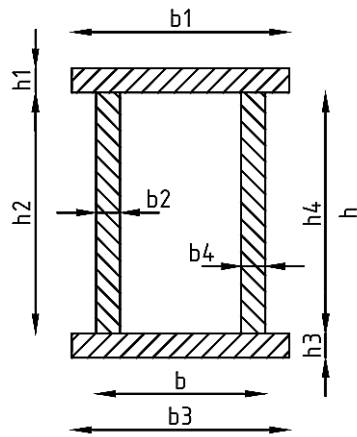
Viga 5							
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]	
Rb10-1	1488,74	La5	0	Ra5	9861,71	Mza5	0,0
		LRb10-1	227,1			MzRb10-1	2239593,4
Rb10-2	1488,74	LRb10-2	245,2			MzRb10-2	2391144,1
RaS1	105,00	LRaS1	254,15			MzRaS1	2452757,9
P29	6858,11	LP29	323,25	Rb5	9762,64	MzP29	2921202,2
P30	6858,11	LP30	380,25			MzP30	2916705,8
P21	1412,83	LP21	467,05			MzP21	2314575,0
P22	1412,83	LP22	502,05			MzP22	2022331,4
		Lb4	709,2	Mzb5	0,0		

Sección		Propiedades		Tensiones	
h [cm]	50	Iz [cm <sup>4</sup> ]	124270,83	Tensión act. del sistema [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	587,67
b1 [cm]	33,8				
h1 [cm]	2,5				
b2 [cm]	1,9				
h2 [cm]	45	Wx [cm]	4970,83	Tensión adm. del material [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	816
b3 [cm]	33,8				
h3 [cm]	2,5				
b4 [cm]	1,9				
h4 [cm]	45				
A [cm <sup>2</sup> ]	340				



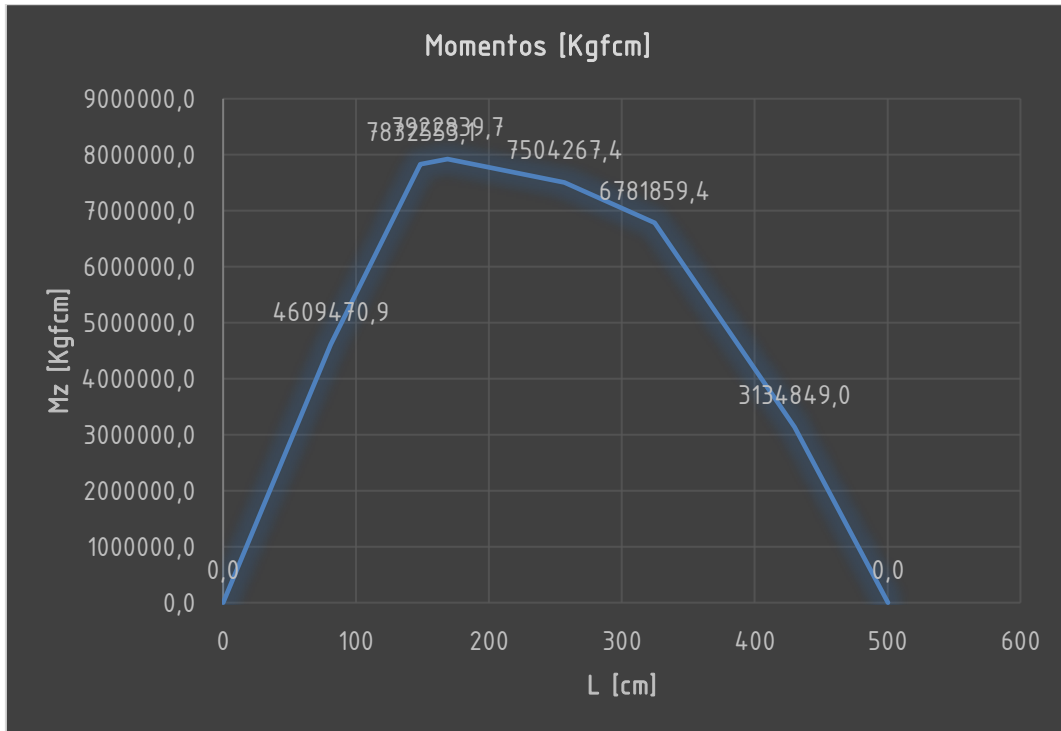
- Viga 1



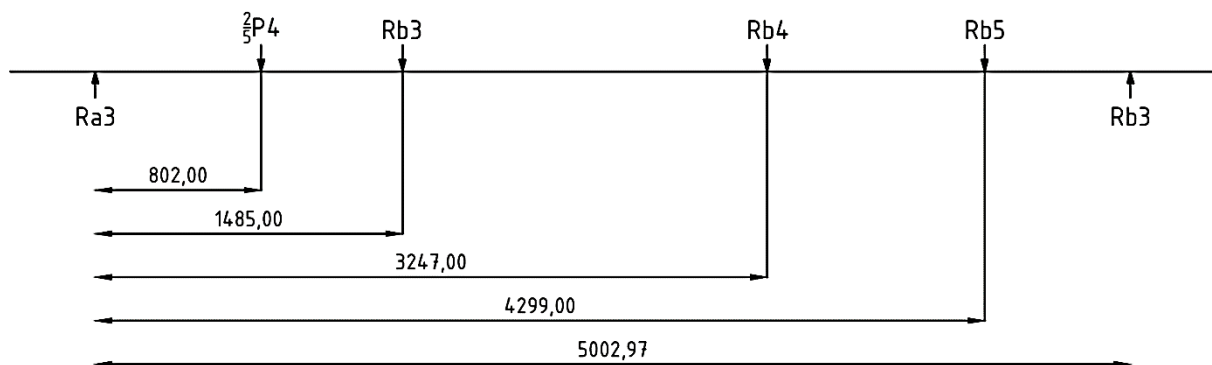
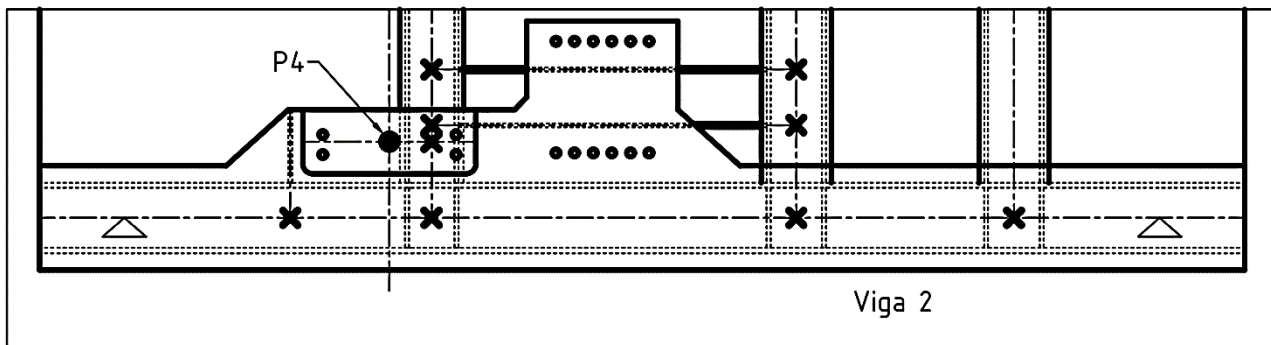


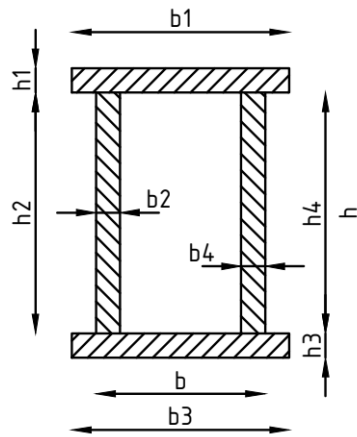
Viga 1							
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]	
P1	9157,68	La1	0	Ra1	56907,05	Mza1	0,0
		LP1	81			MzP1	4609470,9
Ra3	43345,14	LRa3	148,5			MzRa3	7832553,1
P2	9168,85	LP2	169			MzP2	7922839,7
P3	5882,51	LP3	256,85	Rb1	44529,11	MzP3	7504267,4
Ra4	24020,27	LRa4	324,7			MzRa4	6781859,4
Ra5	9861,71	LRa5	429,9			MzRa5	3134849,0
		Lb1	500,3			Mzb1	0,0

Sección		Propiedades		Tensiones	
h [cm]	92,6	Iz [cm <sup>4</sup> ]	738877,51	Tensión act. del sistema [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	496,47
b1 [cm]	50,4				
h1 [cm]	2,5				
b2 [cm]	2,5				
h2 [cm]	87,6				
b3 [cm]	40	Wx [cm]	15958,48	Tensión adm. del material [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	816
h3 [cm]	2,5				
b4 [cm]	2,5				
h4 [cm]	87,6				
A [cm <sup>2</sup> ]	664				



- Viga 2

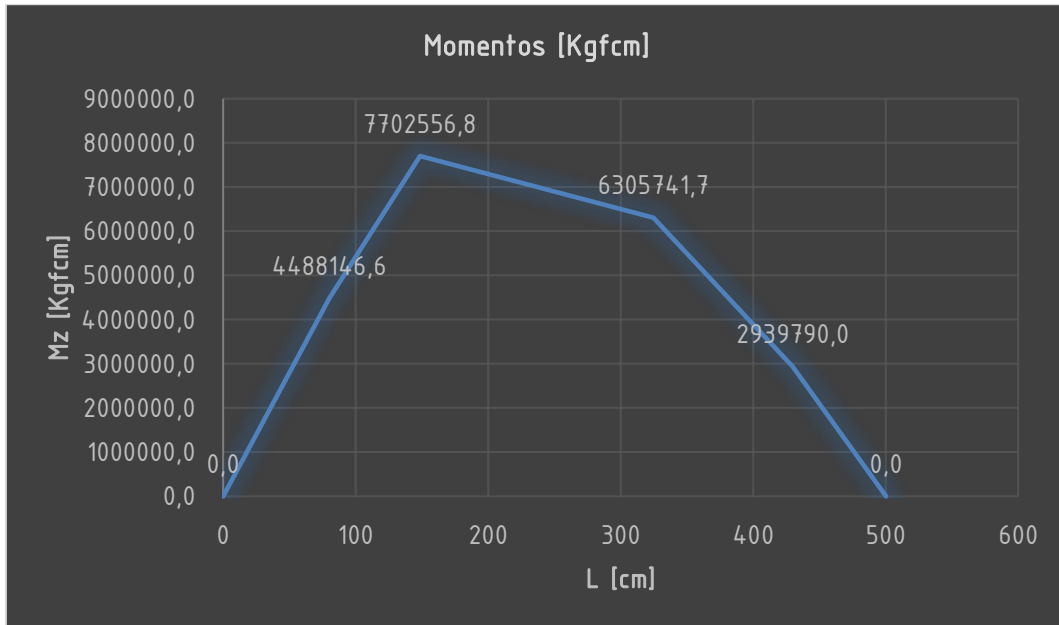




Viga 2

Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]	
2/5 P4	8898,82	La1	0	Ra2	55961,93	Mza2	0,0
		L2/5P4	80,2			Mz2/5P4	4488146,6
Rb3	54990,55	LRb3	148,5	Rb2	41758,38	MzRb3	7702556,8
Rb4	24068,30	LRb4	324,7			MzRa4	6305741,7
Rb5	9762,64	LRb5	429,9			MzRa5	2939790,0
		Lb1	500,3	Mzb2	0,0		

Sección		Propiedades		Tensiones	
h [cm]	92,6	Iz [cm <sup>4</sup> ]	738877,51	Tensión act. del sistema [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	482,66
b1 [cm]	50,4				
h1 [cm]	2,5				
b2 [cm]	2,5				
h2 [cm]	87,6	Wx [cm]	15958,48	Tensión adm. del material [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	816
b3 [cm]	40				
h3 [cm]	2,5				
b4 [cm]	2,5				
h4 [cm]	87,6				
A [cm <sup>2</sup> ]	664				



### Paragolpes del carro

Para la selección de los paragolpes tendremos en cuenta la velocidad de traslación del carro y la carga máxima desplazada (peso del carro + carga máxima en el aparejo principal).

Vc: 30m/min

Peso del carro completo (aprox): 105,5Tn

Carga máxima: 150Tn

$$Carga\ max.\ desplazada = 105,5Tn + 150Tn = 255,5Tn$$

Cantidad de paragolpes por lado: 2

$$Carga\ en\ un\ amortiguador = \frac{255,5Tn}{2} \approx 127,8Tn$$

Para la selección del paragolpes optaremos por el fabricante Galvi S.r.l.

galvi S.r.l. 20035 LISSONE - ITALIA				STEEL BUFFERS with flexible groups				STANDARD TYPE				
				(mm)								
MODEL	load daN	energy daNm	stroke mm	A	L	S	D	D	E	F	H	Kg
MBS 0025*	250	3,5	20	70	116	6	90	70	45	65	7	1,0
MBS 0050*	500	7,0	25	90	129	6	110	90	60	80	9	1,7
MBS 0100*	1000	16	25	120	141	6	130	115	85	105	11	3,5
MBS 0200*	2000	44	50	160	223	8	70	150	110	130	13	7,4
MBS 0300*	3000	72	50	170	233	8	200	175	130	160	15	9,3
MBS 0500**	5000	115	50	200	259	10	230	200	145	175	17	14,6
MBS 1000**	1000	440	75	260	352	10	310	260	210	260	19	30,2
MBS 1500**	1500	780	75	320	393	12	360	310	250	300	21	46,1

(\*) Safety Chain  $\phi$  3 mm (\*\*) Safety Chain  $\phi$  4 mm

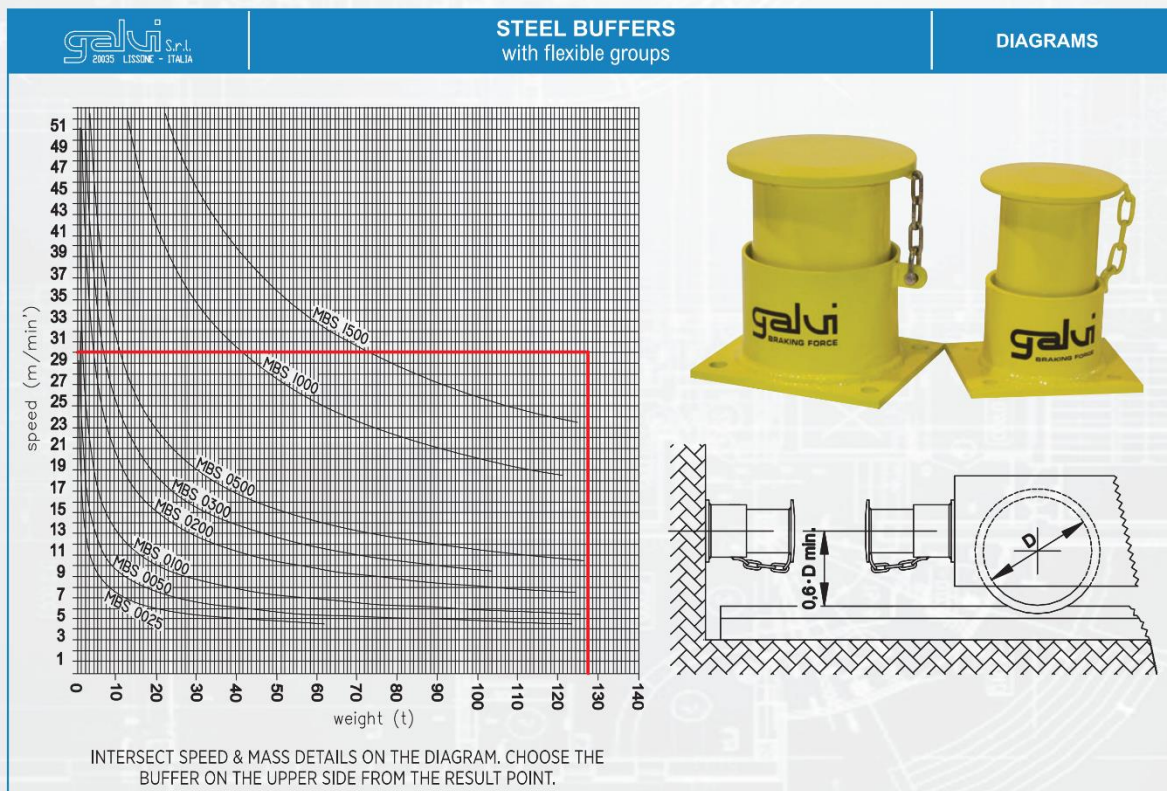


Tabla de selección - Galvi pág. web

Adoptamos: Paragolpes Galvi Mod. MBS 1500 - Cap. Max. 1500daN

Cant. de paragolpes: 8 unidades



## Cálculo de Viga Principal

Datos:

- Capacidad de Carga:  $C = 150Tn = 150000Kgf$
- Altura de Elevación:  $25m$
- Luz:  $L = 22m$
- Distancia entre ruedas del Carro:  $a1 = 5003mm = 500,3cm = 5m$
- Trocha del Carro:  $E = 7432mm = 743,2cm = 7,43m$
- Velocidad de Izaje:  $Ve = 6m/min = 19,68FPM$
- Velocidad del Puente:  $Vp = 60m/min = 196,85FPM$
- Velocidad del Carro:  $Vc = 30m/min = 98,42FPM$
- Aceleración del Puente:  $Ap = 0,01m/s^2 = 0,328FT/s^2$

Cargas Principales

- Carga Muerta (DL):

$$DL = (ge + gp) * L = \frac{(1345 + 100)Kgf}{m} * 22m = 31790Kgf = 31,79Tn$$

$ge$ : Peso de la viga =  $1345Kgf/m$

$gp$ : Peso de la pasarela =  $100Kgf/m$

- Peso del Carro (TL):

$$TL = gc + gcd = 53300Kgf + 5580Kgf = 58880Kgf = 58,88Tn$$

$gc$ : Peso del Carro =  $53300Kgf$

$gcd$ : Peso del Carro Desplazable =  $5580Kgf$

- Carga de Izaje (LL):

$$LL = 150000Kgf = 150Tn$$

- Factor de Carga Muerta (DLF):

$$DLF = 1,1$$

TABLE 3.3.2.1.1.4.1-1

TRAVEL SPEED (FPM)	DEAD LOAD FACTOR (DLF)
UP TO 200	1.1
OVER 200	1.2

- Factor de Carga de Izaje (HLF):

$$0,15 \leq HLF = 0,005 * Ve \leq 0,5$$

$$0,15 \leq HLF = 0,098 \leq 0,5$$

$$HLF = 0,15$$

- Factor por Fuerzas de Inercia (IFD):

$$IFD = 7,8 * Ap > 2,5\%$$

$$IFD = 7,8 * 0,328FT/s^2 > 2,5\%$$

$$IFD = 2,56\%$$

Momento Flector máximo debido a la carga móvil.

$$Mp_{max} = P * \frac{\left(L - \frac{a1}{2}\right)^2}{2 * L}$$

P: Carga máxima sobre cada rueda (4 ruedas) teniendo en cuenta el peso del carro (TL) y la carga de izaje (LL).

- Afectado por el Factor de Carga de Izaje (HLF) se obtendrá la Carga Concentrada Vertical (PV).
- Afectado por el Factor de Fuerzas de Inercia (IFD) se obtendrá la Carga Concentrada Horizontal (PH).

De la flecha admisible  $fadm \leq L/888$  se deduce:

$$fadm \leq \frac{2200cm}{888} \Rightarrow fadm \leq 2,47cm$$

$$J = \frac{P}{48 * f * E} * (L - a1) * [3 * L^2 - (L - a1)^2]$$

$$J = 10896715cm^4$$

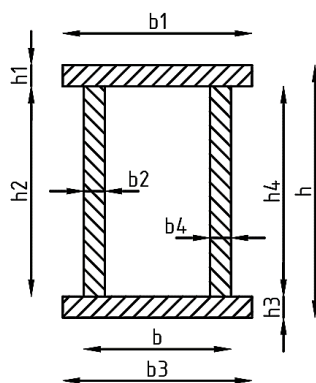
Se adopta:

- $b2 = b4 = 5/8" = 15,875mm = 1,5875cm$
- $h2 = h3 = 1 1/2" = 38,1mm = 3,81cm$
- Limitante de diseño:  $\frac{L}{H} \leq 25 \rightarrow H \geq 0,88m \rightarrow H = 2,2m$
- Limitante de diseño:  $\frac{L}{b} \leq 65 \rightarrow b \geq 0,338m \rightarrow B = 1,1m$
- $\delta_{ACERO} = 7850 \frac{Kg}{m^3}$

- Tensiones Admisibles

Según Norma IRAM-IAS U500-42:2003, Pág. 9, Tabla 1 (Características Mecánicas), el límite de fluencia mínimo para una chapa designación F-24 es:  $\sigma_{yp} = 235 \text{ MPa} = 2396,33 \text{ Kg/cm}^2$ .

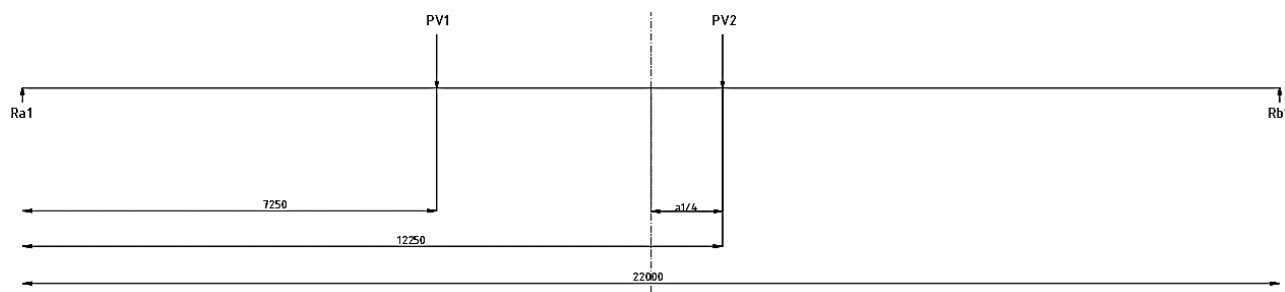
CASO DE CARGA	TENSION ADMISIBLE DE COMPRESION [kg/cm <sup>2</sup> ]	TENSION ADMISIBLE DE TRACCION [kg/cm <sup>2</sup> ]	TENSION ADMISIBLE DE CORTE [kg/cm <sup>2</sup> ]	TENSION ADMISIBLE DE APLASTAMIENTO [kg/cm <sup>2</sup> ]
1	$0.60 \sigma_{yp} = 1437,7$	$0.60 \sigma_{yp} = 1437,8$	$0.35 \sigma_{yp} = 838,7$	$0.75 \sigma_{yp} = 1797,2$
2	$0.66 \sigma_{yp} = 1581,5$	$0.66 \sigma_{yp} = 1581,5$	$0.375 \sigma_{yp} = 898,6$	$0.80 \sigma_{yp} = 1917$
3	$0.75 \sigma_{yp} = 1797,2$	$0.75 \sigma_{yp} = 1797,2$	$0.43 \sigma_{yp} = 1030,4$	$0.90 \sigma_{yp} = 2156,6$



- Cargas Concentradas

Vertical:

$$PV = \frac{(TL + LL) * (1 + HLF)}{4} = \frac{(58880 \text{Kgf} + 150000 \text{Kgf}) * (1 + 0,15)}{4} \rightarrow PV = 60053 \text{Kgf}$$

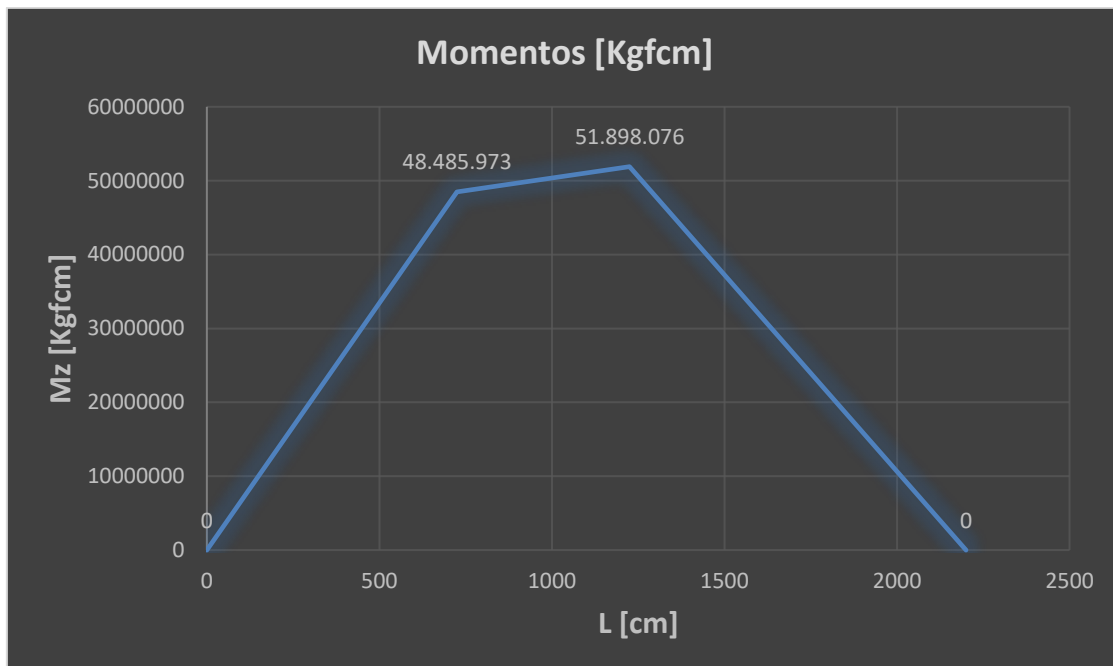




Viga Principal 1 - Cargas Concentradas Verticales

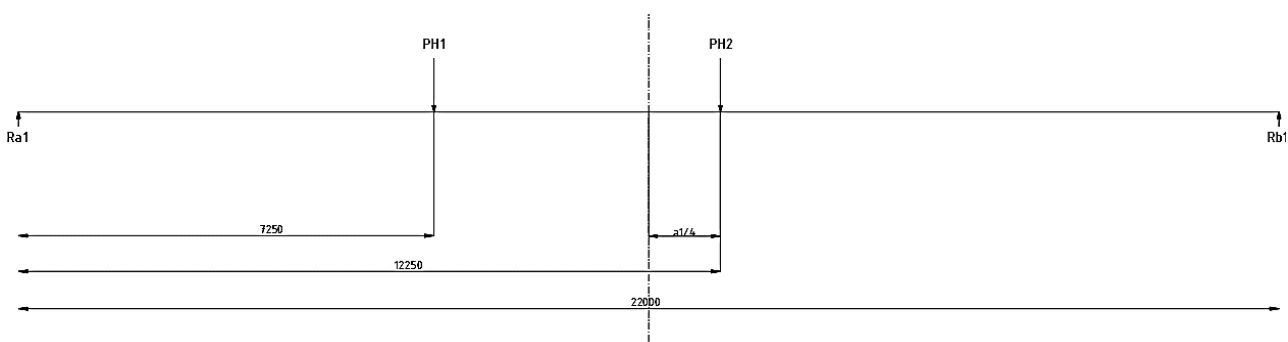
Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]	
PV1	60053,00	La1	0	Ra1	66877,20	Mza1	0
		LPV1	725			MzPV1	48485973,3
PV2	60053,00	LPV2	1225	Rb1	53228,80	MzPV2	51898075,6
		Lb1	2200			Mzb1	0

Sección		Propiedades		Tensiones Normales	
h [cm]	220	Iz [cm4]	12329550,59	Tension act. del sistema [Kgf/cm2]	463,02
b1 [cm]	110				
h1 [cm]	3,81				
b2 [cm]	1,5875				
h2 [cm]	212,38				
b3 [cm]	110	Wz [cm3]	112086,82	Tension adm. del material [Kgf/cm2]	1400
h3 [cm]	3,81				
b4 [cm]	1,5875				
h4 [cm]	212,38				
A [cm2]	1512,5065				



Horizontal:

$$PH = PV * IFD = 60053Kgf * 0,0256 \rightarrow PH = 1537,36Kgf$$

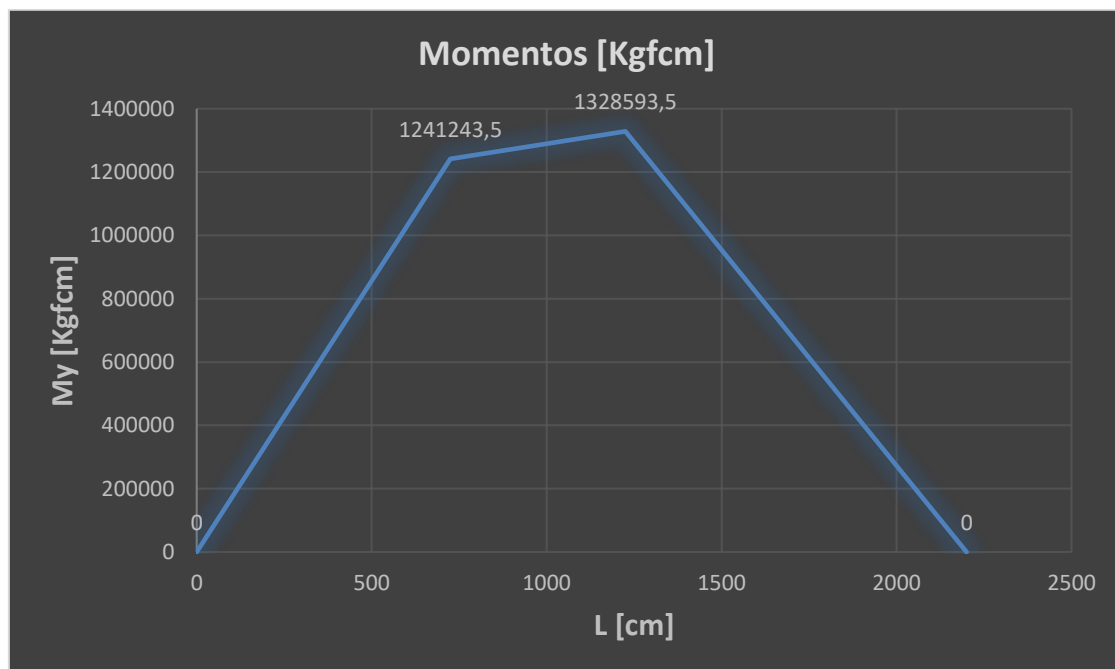


Viga Principal 1 - Cargas Concentradas Horizontales

Cargas [Kgf]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcmm]	
PH1	1537,36	La1	0	Ra1	1712,06	Mya1	0
		LPH1	725			MyPH1	1241243,5
PH2	1537,36	LPH2	1225	Rb1	1362,66	MyPH2	1328593,5
		Lb1	2200			Myb1	0

Sección		Propiedades		Tensiones Normales	
h [cm]	220	Iy [cm <sup>4</sup> ]	13586517,59	Tension act. del sistema [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	5,38
b1 [cm]	110				
h1 [cm]	3,81				
b2 [cm]	1,5875				
h2 [cm]	212,38				
b3 [cm]	110	Wy [cm <sup>3</sup> ]	247027,59	Tension adm. del material [Kgf/cm <sup>2</sup> ]	1400
h3 [cm]	3,81				
b4 [cm]	1,5875				
h4 [cm]	212,38				
A [cm <sup>2</sup> ]	1512,5065				



∴ Momento Flector Máximo debido a la presión de las ruedas:

$$M_{pr}(VERT) = 60053Kgf * \frac{\left(22m - \frac{5m}{2}\right)^2}{2 * 22m} \Rightarrow M_{pr}(VERT) = 518980,7Kgf\cdot m$$

$$M_{pr}(HOR) = 1537,36Kgf * \frac{\left(22m - \frac{5m}{2}\right)^2}{2 * 22m} \Rightarrow M_{pr}(HOR) = 13285,9Kgf\cdot m$$

Momento Flector máximo debido al peso propio.

$$M_{pp} = \frac{Q * L}{8}$$

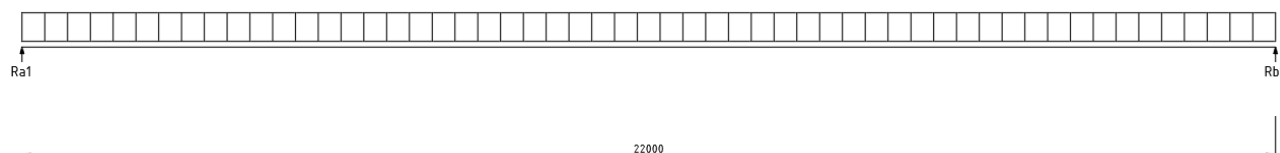
Q: Peso por metro lineal de viga.

- Afectado por el Factor de Carga Muerta (DLF) se obtendrá la Carga Distribuida Vertical (QV).
- Afectado por el Factor de Fuerzas de Inercia (IFD) se obtendrá la Caga Distribuida Horizontal (QH).

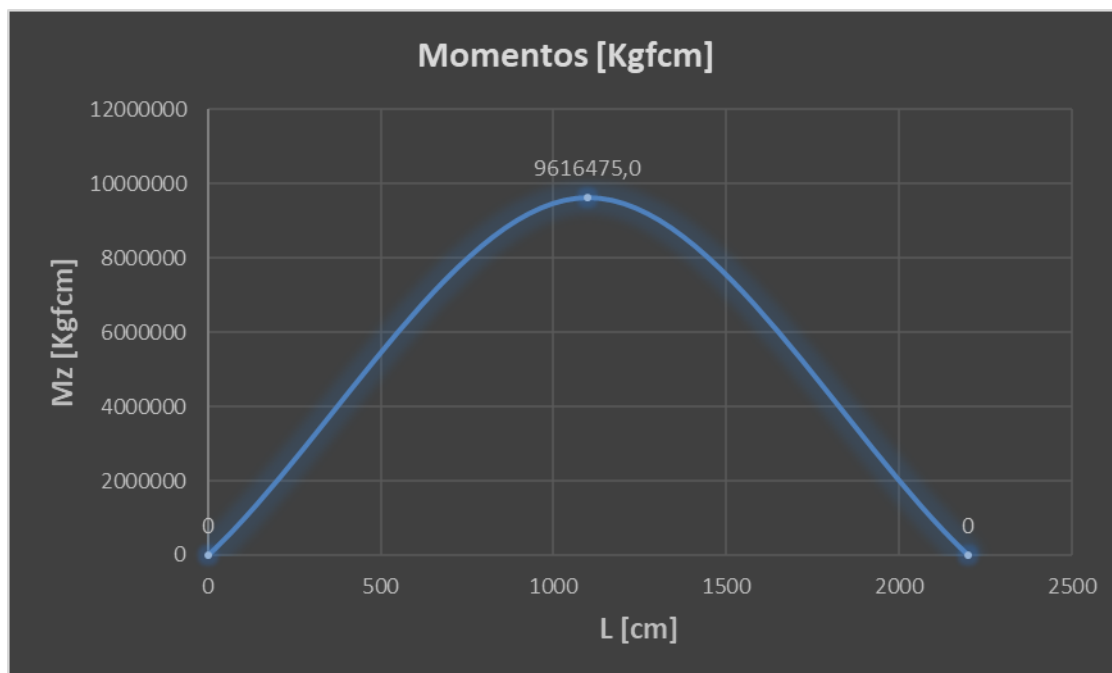
Cargas Distribuidas:

Vertical:

$$QV = DL * DLF = 31790Kgf * 1,1 \rightarrow QV = 34969Kgf$$

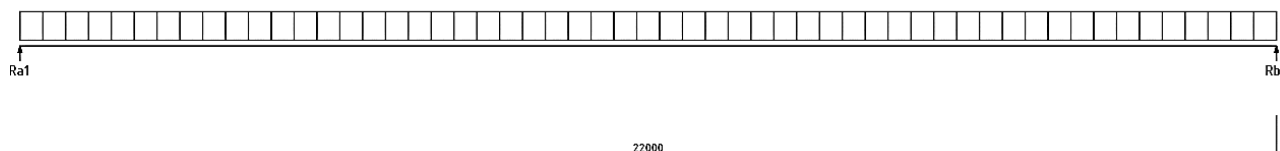


Viga Principal 1 - Carga Distribuida Vertical							
Cargas [Kgf/cm]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfc]	
QV	15,90	La1	0	Ra1	17484,50	Mza1	0
		LQV	1100			MzLQV	9616475,0
		Lb1	2200	Rb1	17484,50	Mzb1	0
		-	-				
Sección		Propiedades		Tensiones Normales			
h [cm]	220	Iz [cm4]	12329550,59	Tension act. del sistema [Kgf/cm2]	85,79		
b1 [cm]	110						
h1 [cm]	3,81						
b2 [cm]	1,5875						
h2 [cm]	212,38						
b3 [cm]	110	Wz [cm3]	112086,82	Tension adm. del material [Kgf/cm2]	1400		
h3 [cm]	3,81						
b4 [cm]	1,5875						
h4 [cm]	212,38						
A [cm2]	1512,5065						



Horizontal:

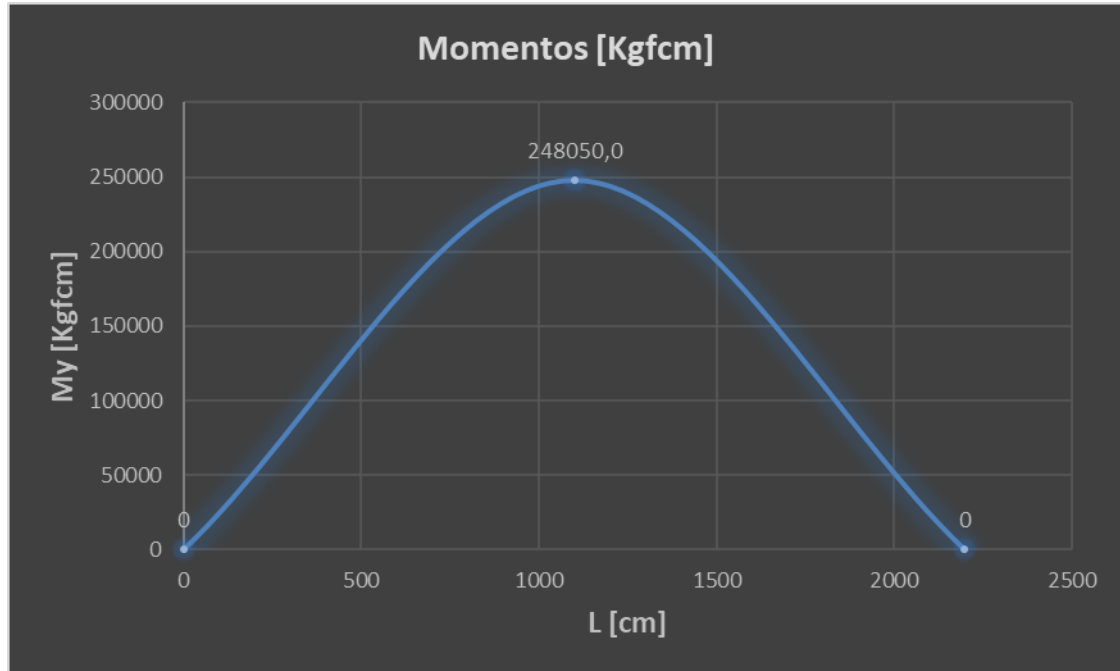
$$QH = QV * IFD = 34969Kgf * 0,0256 \rightarrow QH = 895,2Kgf$$



Viga Principal 1 - Carga Distribuida Horizontal							
Cargas [Kgf/cm]		Distancias [cm]		Reacciones [Kgf]		Momentos [Kgfcm]	
QH	0,41	La1	0	Ra1	451,00	Mza1	0
		LQH	1100			MzLQV	248050,0
		Lb1	2200	Rb1	451,00	Mzb1	0
		-	-				

Sección		Propiedades		Tensiones Normales	
h [cm]	220	Iy [cm4]	13586517,59	Tension act. del sistema [Kgf/cm2]	1,00
b1 [cm]	110				
h1 [cm]	3,81				
b2 [cm]	1,5875				
h2 [cm]	212,38	Wy [cm3]	247027,59	Tension adm. del material [Kgf/cm2]	1400
b3 [cm]	110				
h3 [cm]	3,81				
b4 [cm]	1,5875				
h4 [cm]	212,38				
A [cm2]	1512,5065				



∴ Momento Flector Máximo debido al peso propio:

$$M_{pp}(VERT) = \frac{34969Kgf * 22m}{8} \Rightarrow M_{pp}(VERT) = 96164,75Kgf m$$

$$M_{pp}(HOR) = \frac{895,2Kgf * 22m}{8} \Rightarrow M_{pp}(HOR) = 2461,8Kgf m$$

### Tensiones Normales

Tensiones Admisibles según CMAA 70:

CASO DE CARGA	TENSION ADMISIBLE DE COMPRESION [kg/cm <sup>2</sup> ]	TENSION ADMISIBLE DE TRACCION [kg/cm <sup>2</sup> ]	TENSION ADMISIBLE DE CORTE [kg/cm <sup>2</sup> ]	TENSION ADMISIBLE DE APLASTAMIENTO [kg/cm <sup>2</sup> ]
1	0.60 $\sigma_p$ = 1437,7	0.60 $\sigma_p$ = 1437,8	0.35 $\sigma_p$ = 838,7	0.75 $\sigma_p$ = 1797,2
2	0.66 $\sigma_p$ = 1581,5	0.66 $\sigma_p$ = 1581,5	0.375 $\sigma_p$ = 898,6	0.80 $\sigma_p$ = 1917
3	0.75 $\sigma_p$ = 1797,2	0.75 $\sigma_p$ = 1797,2	0.43 $\sigma_p$ = 1030,4	0.90 $\sigma_p$ = 2156,6



- Tensión Normal según Z:

$$\sigma_z = \frac{M_{pr}(VERT) + M_{pp}(VERT)}{W_z} = \frac{51898070 \text{Kgfc}m + 9616475 \text{Kgfc}m}{112086,82 \text{cm}^3}$$

$$\sigma_z = 548,81 \text{ Kg/cm}^2$$

- Tensión Normal según Y:

$$\sigma_y = \frac{M_{pr}(HOR) + M_{pp}(HOR)}{W_y} = \frac{1328590 \text{Kgfc}m + 246180 \text{Kgfc}m}{247027,59 \text{cm}^3}$$

$$\sigma_y = 6,37 \text{ Kg/cm}^2$$

- Tensión Normal Resultante:

$$\sigma_{MAX} = \sigma_z + \sigma_y \leq \sigma_{adm}$$

$$548,81 \text{ Kg/cm}^2 + 6,37 \text{ Kg/cm}^2 \leq \sigma_{adm}$$

$$555,18 \text{ Kg/cm}^2 \leq 1437,7 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{VERIFICA}$$

### Tensiones Tangenciales

Las tensiones tangenciales se calcularán:

- Con el carro ubicado en el centro del puente.
- Con el carro ubicado en la Sección A-A (a  $0,167 \cdot L$  del extremo)

- Carro Ubicado en el centro del puente

Distancia entre alma de la viga y eje y-y:

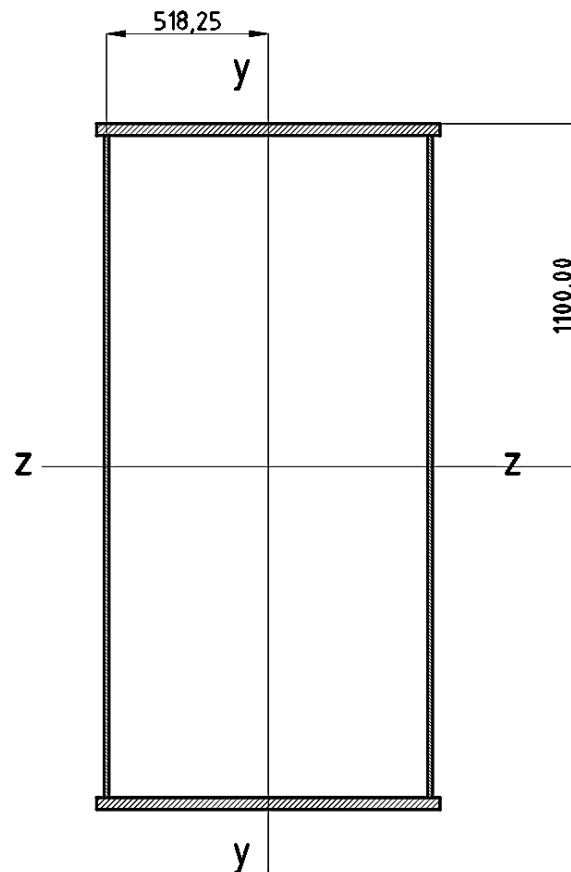
$$C1 = 51,825 \text{cm}$$

Distancia entre base del riel de la viga y eje z-z:

$$C2 = 110 \text{cm}$$

- Tensión Tangencial debido al Momento Torsor ( $\tau_{MT}$ ):

$$\tau_{MT} = \frac{Mt(TOTAL)}{2 * Am * e_{min}}$$



Momento Torsor por Carga Vertical:

$$Mt(VERT) = PV * C1 = 60053Kgf * 51,825cm$$

$$Mt(VERT) = \mathbf{3112246,725Kgfcm}$$

Momento Torsor por Carga Horizontal:

$$Mt(HOR) = PH * C2 = 1537,36Kgf * 110cm$$

$$Mt(HOR) = \mathbf{169109,6Kgfcm}$$

Momento Torsor Total:

$$Mt(TOTAL) = Mt(VERT) + Mt(HOR) = 3112246,725Kgfcm + 169109,6Kgfcm$$

$$Mt(TOTAL) = \mathbf{3281356,325Kgfcm}$$

Área Media Ficticia:

$$Am = (b1 - 4b2) * (h - h1) = (110cm - 4 * 1,5875cm) * (220cm - 3,81cm)$$

$$Am = \mathbf{22408,09cm^2}$$

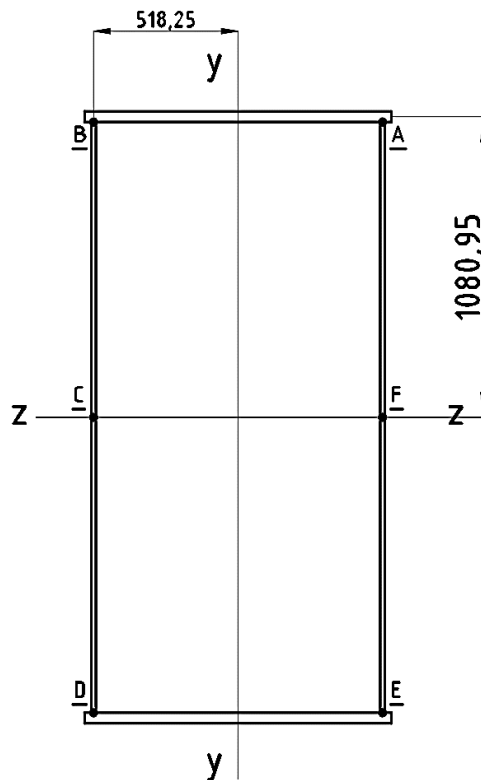
Espesor Mínimo:

$$e_{min} = b_2 = b_4 = 1,5875cm$$

Tensión Tangencial por Momento Torsor:

$$\tau_{MT} = \frac{3281356,325Kgfcm}{2 * 22408,09cm^2 * 1,5875cm} \Rightarrow \tau_{MT} = 46,12 Kg/cm^2$$

➤ Tensión Tangencial debido al Corte ( $\tau_c$ ):



$$\tau_c = - \left[ \frac{Q_y * S_z^i}{J_z * e} + \frac{Q_z * S_y^i}{J_y * e} \right]$$

$$Q_y = 53228Kgf + \frac{15,9Kgf}{cm} * 1225cm = 72705,5Kgf$$

$$Q_z = 1362,66Kgf + \frac{0,41Kgf}{cm} * 1225cm = 1864,91Kgf$$

$$S_z^b = -42687,42cm^3$$

$$S_y^b = 0cm^3$$

$$S_z^c = -51962,01cm^3$$

$$S_y^c = 8893,21cm^3$$

$$J_z = 12329550,59cm^4$$

$$J_y = 13586517,59cm^4$$

Tensión Tangencial por Corte:

$$\tau_c^C = - \left[ \frac{72705,5Kgf * (-51962,01cm^3)}{12329550,59cm^4 * 1,5875cm} + \frac{1864,91Kgf * 8893,21cm^3}{13586517,59cm^4 * 1,5875cm} \right]$$

$$\tau_c^C = 192,25 Kg/cm^2$$

➤ Tensión Tangencial Resultante:

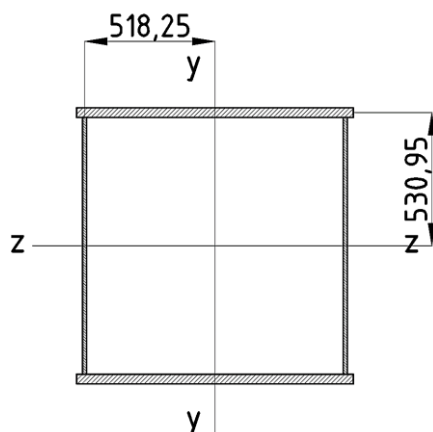
$$\tau_{MAX} = \tau_{MT} + \tau_c^C = 46,12 Kg/cm^2 + 192,25 Kg/cm^2$$

$$\tau_{MAX} = 238,37 Kg/cm^2$$

$$\tau_{adm} = 838,7 Kg/cm^2 \quad \text{Según CMAA70 (CASO 1)}$$

$$\tau_{MAX} = 238,37 Kg/cm^2 < \tau_{adm} \quad \text{VERIFICA}$$

- Carro Ubicado en la Sección A-A



Distancia entre alma de la viga y eje y-y:

$$C1 = 51,825cm$$

Distancia entre base del riel de la viga y eje z-z:

$$C2 = 53,095cm$$

➤ Tensión Tangencial debido al Momento Torsor ( $\tau_{MT}$ ):

$$\tau_{MT} = \frac{Mt(TOTAL)}{2 * Am * e_{min}}$$

Momento Torsor por Carga Vertical:

$$Mt(VERT) = PV * C1 = 60053Kgf * 51,825cm$$

$$Mt(VERT) = \mathbf{3112246,725Kgfcm}$$

Momento Torsor por Carga Horizontal:

$$Mt(HOR) = PH * C2 = 1537,36Kgf * 53,095cm$$

$$Mt(HOR) = \mathbf{81626,13Kgfcm}$$

Momento Torsor Total:

$$Mt(TOTAL) = Mt(VERT) + Mt(HOR) = 3112246,725Kgfcm + 81626,13Kgfcm$$

$$Mt(TOTAL) = \mathbf{3193872,85Kgfcm}$$

Área Media Ficticia:

$$Am = (b1 - 4b2) * (h - h1) = (110cm - 4 * 1,5875cm) * (110cm - 3,81cm)$$

$$Am = \mathbf{11006,59cm^2}$$

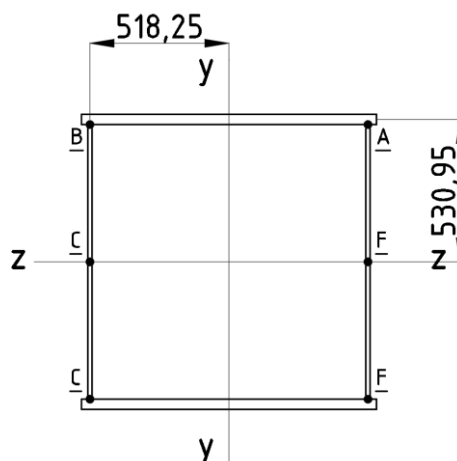
Espesor Mínimo:

$$e_{min} = b2 = b4 = \mathbf{1,5875cm}$$

Tensión Tangencial por Momento Torsor:

$$\tau_{MT} = \frac{3193872,85Kgfcm}{2 * 11006,59cm^2 * 1,5875cm} \Rightarrow \tau_T = \mathbf{91,39 Kg/cm^2}$$

➤ Tensión Tangencial debido al Corte ( $\tau_C$ ):



$$\tau_c = - \left[ \frac{Q_y * S_z^i}{J_z * e} + \frac{Q_z * S_y^i}{J_y * e} \right]$$

$$Q_y = 106458Kgf + \frac{15,9Kgf}{cm} * 1100cm = 123948Kgf$$

$$Q_z = 349,4Kgf + \frac{0,41Kgf}{cm} * 1100cm = 800,4Kgf$$

$$S_z^b = -20967,56cm^3$$

$$S_y^b = 0cm^3$$

$$S_z^c = -23205,2cm^3$$

$$S_y^c = 4368,24cm^3$$

$$J_z = 2647893,75cm^4$$

$$J_y = 6987277,62cm^4$$

Tensión Tangencial por Corte:

$$\tau_c^c = - \left[ \frac{123948Kgf * (-23205,2cm^3)}{2647893,75cm^4 * 1,5875cm} + \frac{800,4Kgf * 4368,24cm^3}{6987277,62cm^4 * 1,5875cm} \right]$$

$$\tau_c^c = 683,93 Kg/cm^2$$

Tensión Tangencial Resultante:

$$\tau_{MAX} = \tau_{MT} + \tau_c^c = 91,39 Kg/cm^2 + 683,93 Kg/cm^2$$

$$\tau_{MAX} = 775,32 Kg/cm^2$$

$$\tau_{adm} = 838,7 Kg/cm^2 \quad \text{Según CMAA70 (CASO 1)}$$

$$\tau_{MAX} = 775,32 Kg/cm^2 < \tau_{adm} \quad \text{VERIFICA}$$

- Tensiones Combinadas

$$\sigma_T COMB = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_Y^2 + \sigma_X * \sigma_Y + 3 * \tau_{XY}^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_X^b = \frac{Mpr(VERT)}{J_z} * y^b = \frac{51898076Kgcm}{12329550,59cm^4} * (-106,19cm)$$

$$\sigma_X^b = -446,98 Kg/cm^2$$

$$\tau^b = \tau_{MT} + \tau_c^b = 46,2 Kg/cm^2 + 158,56 Kg/cm^2 \Rightarrow \tau^b = 204,76 Kg/cm^2$$

$$\sigma_{adm} = 1437,8 Kg/cm^2 \quad \text{Según CMAA70 (CASO 1)}$$

$$\sigma_{TCOMB} = \sqrt{(-446,98 \text{ Kg/cm}^2)^2 + 3 * (204,76 \text{ Kg/cm}^2)^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{TCOMB} = 570,59 \text{ Kg/cm}^2 \leq \sigma_{adm} \quad \textbf{VERIFICA}$$

### Cálculo de Flecha

Según Normas CMAA 70 3.5.5.1 y ASME NOG-1 2015 4341 se considerará el peso del carro y la carga de izaje, sin tener en cuenta el peso del puente ni las fuerzas de inercia.

Flecha Admisible:

$$f_{adm} \leq 2200 \text{ cm} / 888 \quad \Rightarrow \quad f_{adm} \leq 2,47 \text{ cm}$$

$$f = \frac{P}{48 * J * E} * (L - a1) * [3 * L^2 - (L - a1)^2]$$

Carga P:

$$P = \frac{TL + LL}{4} = \frac{58880 \text{ Kg} + 150000 \text{ Kg}}{4} \quad \Rightarrow \quad P = 52220 \text{ Kg}$$

$$f = \frac{52220 \text{ Kg}}{48 * 12329550,59 \text{ cm}^4 * E} * (2200 - 500) \text{ cm} * [3 * (2200)^2 - (2200 - 500)^2] \text{ cm}^2$$

$$f = 0,83 \text{ cm} < f_{adm} \quad \textbf{VERIFICA}$$

Según Normas CMAA 70 3.5.5.2 y ASME NOG-1 2015 4342 deberán llevar una comba en sentido contrario a las cargas actuantes de:

$$f' = f_{DL} + 0,5(f_{TL} + f_{LL})$$

➤ Flecha debido a Carga Muerta

$$f_{DL} = \frac{5 * DL * L^3}{384 * E * Jz} = \frac{5 * 31790 \text{ Kg} * (2200 \text{ cm})^3}{384 * E * 12329550,59 \text{ cm}^4} \quad \Rightarrow \quad f_{DL} = 0,17 \text{ cm}$$

➤ Flecha debido a Peso del Carro

$$f_{TL} = \frac{\frac{58880}{4} \text{ Kg}}{48 * 12329550,59 \text{ cm}^4 * E} * (2200 - 500) \text{ cm} * [3 * (2200)^2 - (2200 - 500)^2] \text{ cm}^2$$

$$f_{TL} = 0,23$$

➤ Flecha debido a Carga de Izaje

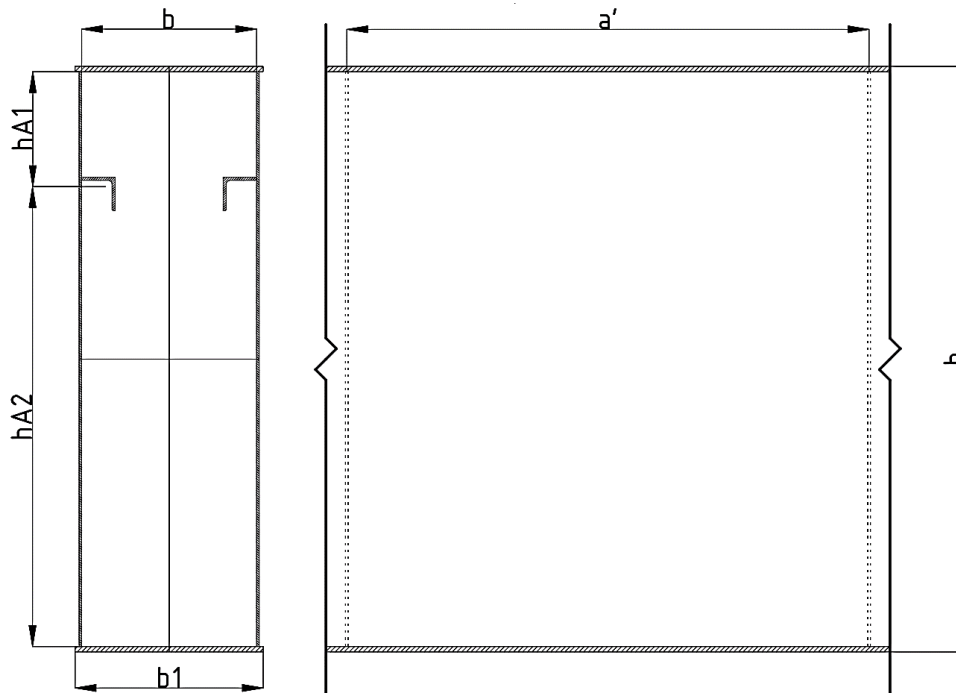
$$f_{LL} = \frac{\frac{150000}{4} Kg}{48 * 12329550,59 cm^4 * E} * (2200 - 500) cm * [3 * (2200)^2 - (2200 - 500)^2] cm^2$$

$$f_{LL} = 0,6$$

Finalmente, la comba será de:

$$f' = 0,17 cm + 0,5(0,23 cm + 0,6 cm) \Rightarrow f' = 0,585 cm$$

Verificación al Pandeo



Según Norma ASME NOG-1 2015 4334, la máxima separación entre rigidizadores transversales es:

$$a \leq \frac{11068 * b2}{\sqrt{\tau_{MAX}} * c} = \frac{11068 * 5/8''}{\sqrt{3390,42 psi} * 1} \Rightarrow a \leq 118,8'' = 301,75 cm$$

Espesor del alma:  $b2 = 1,5875 cm = 5/8''$

Tensión Tangencial resultante en el alma (sección central C) CORTE + MT:

$$\tau_{MAX} = 238,37 Kg/cm^2 = 3390,42 psi$$

Coefficiente de separación:  $c = 1$



Design factors  $DFB$  required for buckling are as follows  
( $\beta$  is defined in Table 4332.1-1):

Crane Loading Condition	Design Factor $DFB$
Operating	$2 + 0.3 (\beta - 1) \geq 1.40$
Construction	$2 + 0.3 (\beta - 1) \geq 1.40$
Severe environmental	$1.5 + 0.125 (\beta - 1) \geq 1.25$
Extreme environmental	$1.35 + 0.075 (\beta - 1) \geq 1.20$

ASME NOG-1 2015 4332.1 Factor de diseño en pandeo de placas- Pág. 33

- Alma sin Rigidizador Longitudinal

Ancho panel alma (distancia entre rigidizadores transversales):

$$a' = 250cm$$

$$a' < a \quad y \quad a' < b \quad \text{VERIFICA}$$

Altura panel alma:

$$h_A = h - 2 * h_1 = 220cm - 2 * 3,81cm \quad \Rightarrow \quad h_A = 212,38cm = 83,61"$$

Tensión de Compresión:

$$\sigma_{MAX} = 555,18 Kg/cm^2$$

Tensión de Corte:

$$\tau_{MAX} = 238,37 Kg/cm^2$$

Determinación de alfa:

$$\alpha = \frac{a'}{h_A} = \frac{250cm}{212,38cm} \quad \Rightarrow \quad \alpha = 1,18$$

Límite de proporcionalidad para Chapa designación F-24 es:

$$\sigma_p = 200 MPa = 29007,5 psi$$

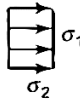
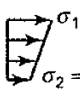

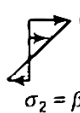
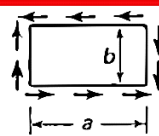
Tensión de fluencia:

$$\sigma_{YP} = 1,32 * \sigma_p = 1,32 * 29007,5 psi = 38289,9 psi = 2692,046 Kg/cm^2$$

Determinación de Coeficientes de Pandeo  $K_\sigma$  y  $K_\tau$ .

ASME NOG-1-2015

**Table 4332.1-1 Value of the Buckling Coefficients,  $K_\sigma$  and  $K_\tau$ , for Plates Supported at Their Four Edges**

No.	Case	$\alpha = \frac{a}{b}$	$K_\sigma$ or $K_\tau$
1	Simple uniform compression: $\sigma_1 = \sigma_2$		$\alpha \geq 1$ $K_\sigma = 4$ $\alpha < 1$ $K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2$
2	Nonuniform compression: $0 < \beta \leq 1$		$\alpha \geq 1$ $K_\sigma = \frac{8.4}{\beta + 1.1}$ $\alpha < 1$ $K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2 \cdot \frac{2.1}{\beta + 1.1}$
3	Pure bending: $\beta = -1$ or bending with tension preponderant: $\beta < -1$		$\alpha \geq \frac{2}{3}$ $K_\sigma = 23.9$ $\alpha < \frac{2}{3}$ $K_\sigma = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$
4	Bending with compression preponderant: $-1 < \beta < 0$		$K_\sigma = (1 + \beta)K' - \beta K'' + 10\beta(1 + \beta)$ where $K' =$ value of $K_\sigma$ for $\beta = 0$ in Case No. 2 $K'' =$ value of $K_\sigma$ for pure bending (Case No. 3)
5	Pure shear		$\alpha \geq 1$ $K_\tau = \left(5.34 + \frac{4}{\alpha^2}\right)\sqrt{3}$ $\alpha < 1$ $K_\tau = \left(4 + \frac{5.34}{\alpha^2}\right)\sqrt{3}$

GENERAL NOTE: The definitions of  $K_\sigma$  and  $K_\tau$  are in this Table, and depend on the ratio  $\alpha = a/b$  of the two sides of the plates, the manner in which the plate is supported along its edges (simply supported), and the type of loading sustained by the plate. For other cases than those covered by this Table, further appropriate analysis should be made.

ASME NOG-1 2015 4334, Tabla 4332.1-1 - Pág. 34

➤ Caso 3: Flexión Pura.

$$\alpha \geq \frac{2}{3} \Rightarrow K_\sigma = 23,9$$

➤ Caso 5: Corte Puro.

$$\alpha > 1 \Rightarrow K_\tau = \left(5,34 + \frac{4}{\alpha^2}\right) * \sqrt{3} \Rightarrow K_\tau = 14,22$$

Determinación de Tensión de Euler

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 * E}{12 * (1 - \mu^2)} * \left(\frac{t}{hA}\right)^2$$

Siendo:

- $hA$ : profundidad del alma medida en dirección perpendicular a la fuerza de compresión.
- $E$ : Modulo de elasticidad en compresión (para Acero, 29000000psi)
- $t = b2$ : espesor del alma
- $\mu$ : Coeficiente de Poisson (para Acero, 0,3)

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 * 29000000psi}{12 * (1 - 0,3^2)} * \left(\frac{5/8''}{83,61''}\right)^2 \Rightarrow \sigma_e = 1464,6psi = 102,97 Kg/cm^2$$

Determinación de Tensión Crítica de Compresión:

$$\sigma_{cr} = \sigma_e * K_\sigma = 1464,6psi * 23,9 \Rightarrow \sigma_{cr} = 35003,94psi$$

Determinación de Tensión Crítica de Corte:

$$\tau_{cr} = \sigma_e * \frac{K_\tau}{\sqrt{3}} = 1464,6psi * \frac{14,22}{\sqrt{3}} \Rightarrow \tau_{cr} = 12024,25psi$$

Determinación de Tensión Crítica de Comparación:

$$\sigma_{crc} = \frac{\sqrt{\sigma_c^2 + 3 * \tau^2}}{\left(\frac{1 + \beta}{4}\right) * \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_{cr}}\right) + \sqrt{\left(\frac{3 - \beta}{4} * \frac{\sigma_c}{\sigma_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2}}$$

Siendo:

- $\beta = -1$ : Coeficiente de Carga.
- $\sigma_c = \sigma_{MAX} = 555,18 Kg/cm^2$ : Tensión de compresión percibida.
- $\tau = \tau_{MAX} = 238,37 Kg/cm^2$ : Tensión de corte percibida.
- $\sigma_{Cr} = 2461,02 Kg/cm^2$ : Tensión Crítica de Compresión.
- $\tau_{cr} = 845,39 Kg/cm^2$ : Tensión Crítica de Corte.

$$\sigma_{crc} = \frac{\sqrt{(555,18)^2 + 3 * (238,37)^2}}{\left(\frac{1 + (-1)}{4}\right) * \left(\frac{555,18}{2461,02}\right) + \sqrt{\left(\frac{3 - (-1)}{4} * \frac{555,18}{2461,02}\right)^2 + \left(\frac{238,37}{845,39}\right)^2}}$$

$$\sigma_{crc} = 1916 Kg/cm^2 < \sigma_p \Rightarrow \text{PANDEO RÉGIMEN ELÁSTICO}$$

Factor de Diseño (DFB):

Según Norma ASME NOG-1 2015 4332.1, la Tensión Crítica de Compresión  $\sigma_{crc}$  debe ser comparada con la Tensión Equivalente de Compresión:

$$\sigma_{cc} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{555,18^2 + 3 * 238,37^2} \Rightarrow \sigma_{cc} = 691,87 \text{ Kg/cm}^2$$

Según Norma ASME NOG-1 2015 Tabla 4332.1-1:

Design factors *DFB* required for buckling are as follows  
( $\beta$  is defined in Table 4332.1-1):

Crane Loading Condition	Design Factor <i>DFB</i>
Operating	$2 + 0.3 (\beta - 1) \geq 1.40$
Construction	$2 + 0.3 (\beta - 1) \geq 1.40$
Severe environmental	$1.5 + 0.125 (\beta - 1) \geq 1.25$
Extreme environmental	$1.35 + 0.075 (\beta - 1) \geq 1.20$

ASME NOG-1 2015 4332.1 Factor de diseño en pandeo de placas- Pág. 33

$$DFB = 2 + 0,3 * (\beta - 1) \geq 1,40$$

$$DFB = 2 + 0,3 * (-1 - 1) \geq 1,40$$

$$DFB = 1,4 \geq 1,40$$

Se debe cumplir que:

$$\sigma_{cc} * DFB \leq \sigma_{crc}$$

$$691,87 \text{ Kg/cm}^2 * 1,4 \leq \sigma_{crc}$$

$$968,62 \text{ Kg/cm}^2 \leq \sigma_{crc} \quad \text{VERIFICA}$$

Según Norma ASME NOG-1 2015 4333 "Proporción de Viga Cajón Fabricada", se debe cumplir:

$$L/h1 \leq 25 \Rightarrow \text{VERIFICA}$$

$$L/b \leq 60 \Rightarrow \text{VERIFICA}$$

$$b/t \leq \sqrt{\frac{2,62 * 10^7 * K_\sigma}{\sigma_p} * \frac{2}{DFB}} \Rightarrow \text{VERIFICA}$$

Siendo:

- Espesor del Alma:  $t = b2 = 1,5875\text{cm} = 5/8"$
- Luz:  $L = 2200\text{cm} = 866,14"$
- Distancia entre paneles laterales del Alma:  $b = 102,063\text{cm} = 40,18"$
- Altura panel del Alma:  $hA = 212,38\text{cm} = 83,61"$

Factor de Abolladura (Régimen Elástico):

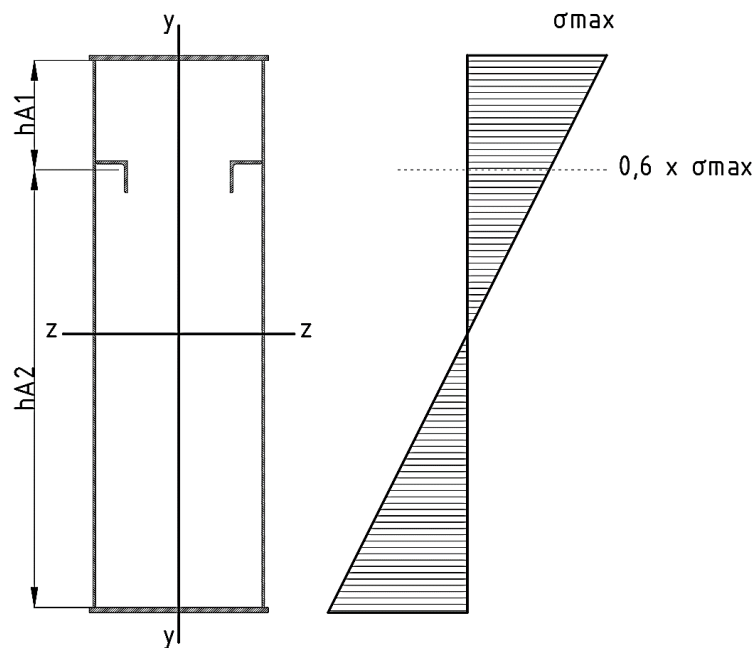
$$\vartheta_B = \frac{\sigma_{crc}}{\sqrt{\sigma_C^2 + 3 * \tau^2}} \geq DFB$$

$$\vartheta_B = \frac{1916 \text{ Kg/cm}^2}{\sqrt{(555,18 \text{ Kg/cm}^2)^2 + 3 * (238,37 \text{ Kg/cm}^2)^2}} \geq DFB$$

$$\vartheta_B = 2,76 \geq DFB \quad \text{VERIFICA}$$

- Alma con Rigidizador Longitudinal

Según Norma CMAA 70 3.5.2.1 "Rigidizadores Longitudinales", cuando se use un rigidizador longitudinal, se usará su línea central a 0,4 veces la distancia entre la superficie inferior de la platabanda de compresión y el eje neutro. Al usar un rigidizador longitudinal a cada lado, el alma quedará dividida en 2 partes, superior e inferior.



#### PARTE SUPERIOR

Ancho panel alma Superior (distancia entre rigidizadores transversales):

$$a' = 250 \text{ cm}$$

$$a' < a \quad \text{y} \quad a' < b \quad \text{VERIFICA}$$

Altura panel alma superior:

$$hA1 = hA * 0,2 = 212,38 \text{ cm} * 0,2 \quad \Rightarrow \quad hA1 = 42,476 \text{ cm} = 16,72''$$

Tensión de Compresión:

$$\sigma_{MAX} = 555,18 \text{ Kg/cm}^2$$

Tensión de Corte:

$$\tau_{MAX} = 238,37 \text{ Kg/cm}^2$$

Determinación de alfa:

$$\alpha = \frac{a'}{hA1} = \frac{250\text{cm}}{42,476\text{cm}} \Rightarrow \alpha = 5,88$$

Límite de proporcionalidad para Chapa designación F-24 es:


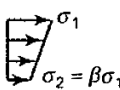
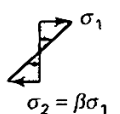
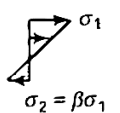
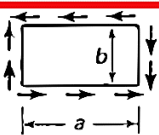
$$\sigma_p = 200 \text{ MPa} = 29007,5 \text{ psi.}$$

Tensión de fluencia:

$$\sigma_{YP} = 1,32 * \sigma_p = 1,32 * 29007,5 \text{ psi} = 38289,9 \text{ psi} = 2692,046 \text{ Kg/cm}^2$$

Determinación de Coeficientes de Pandeo  $K_\sigma$  y  $K_\tau$ :

**Table 4332.1-1 Value of the Buckling Coefficients,  $K_\sigma$  and  $K_\tau$ , for Plates Supported at Their Four Edges**

No.	Case	$\alpha = \frac{a}{b}$	$K_\sigma$ or $K_\tau$
1	Simple uniform compression: $\sigma_1 = \sigma_2$		$\alpha \geq 1$ $K_\sigma = 4$ $\alpha < 1$ $K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2$
2	Nonuniform compression: $0 < \beta \leq 1$		$\alpha \geq 1$ $K_\sigma = \frac{8.4}{\beta + 1.1}$ $\alpha < 1$ $K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2 \cdot \frac{2.1}{\beta + 1.1}$
3	Pure bending: $\beta = -1$ or bending with tension preponderant: $\beta < -1$		$\alpha \geq \frac{2}{3}$ $K_\sigma = 23.9$ $\alpha < \frac{2}{3}$ $K_\sigma = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$
4	Bending with compression preponderant: $-1 < \beta < 0$		$K_\sigma = (1 + \beta)K' - \beta K'' + 10\beta(1 + \beta)$ where $K' =$ value of $K_\sigma$ for $\beta = 0$ in Case No. 2 $K'' =$ value of $K_\sigma$ for pure bending (Case No. 3)
5	Pure shear		$\alpha \geq 1$ $K_\tau = \left(5.34 + \frac{4}{\alpha^2}\right)\sqrt{3}$ $\alpha < 1$ $K_\tau = \left(4 + \frac{5.34}{\alpha^2}\right)\sqrt{3}$

GENERAL NOTE: The definitions of  $K_\sigma$  and  $K_\tau$  are in this Table, and depend on the ratio  $\alpha = a/b$  of the two sides of the plates, the manner in which the plate is supported along its edges (simply supported), and the type of loading sustained by the plate. For other cases than those covered by this Table, further appropriate analysis should be made.

- Caso 2: Compresión No uniforme.

$$\beta = \frac{0,6 * \sigma_{MAX}}{\sigma_{MAX}} \Rightarrow \beta = 0,6$$

$$\alpha \geq 1 \Rightarrow K_{\sigma} = \frac{8,4}{\beta + 1,1} = \frac{8,4}{0,6 + 1,1} \Rightarrow K_{\sigma} = 4,94$$

- Caso 5: Corte Puro.

$$\alpha \geq 1 \Rightarrow K_{\tau} = \left(5,34 + \frac{4}{5,882}\right) * \sqrt{3} \Rightarrow K_{\tau} = 9,45$$

Determinación de Tensión de Euler:

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 * E}{12 * (1 - \mu^2)} * \left(\frac{t}{b}\right)^2$$

Siendo:

- $b = hA1$ : profundidad del alma medida en dirección perpendicular a la fuerza de compresión.
- $E$ : Modulo de elasticidad en compresión (para Acero, 29000000psi)
- $t = b2$ : espesor del alma
- $\mu$ : Coeficiente de Poisson (para Acero, 0,3)

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 * 29000000psi}{12 * (1 - 0,3^2)} * \left(\frac{0,625''}{16,72''}\right)^2 \Rightarrow \sigma_e = 36623,73psi = 2574,9 Kg/cm^2$$

Determinación de Tensión Crítica de Compresión:

$$\sigma_{cr} = \sigma_e * K_{\sigma} = 36623,73psi * 4,94 \Rightarrow \sigma_{cr} = 180921,23psi$$

Determinación de Tensión Crítica de Corte:

$$\tau_{cr} = \sigma_e * \frac{K_{\tau}}{\sqrt{3}} = 36623,73psi * \frac{9,45}{\sqrt{3}} \Rightarrow \tau_{cr} = 199817,61psi$$

Determinación de Tensión Crítica de Comparación:

$$\sigma_{crc} = \frac{\sqrt{\sigma_c^2 + 3 * \tau^2}}{\left(\frac{1 + \beta}{4}\right) * \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_{cr}}\right) + \sqrt{\left(\frac{3 - \beta}{4} * \frac{\sigma_c}{\sigma_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2}}$$

Siendo:

- $\beta = 0,6$ : Coeficiente de Carga.
- $\sigma_C = \sigma_{MAX} = 555,18 \text{ Kg/cm}^2$ : Tensión de compresión percibida.
- $\tau = \tau_{MAX} = 238,37 \text{ Kg/cm}^2$ : Tensión de corte percibida.
- $\sigma_{Cr} = 12720,02 \text{ Kg/cm}^2$ : Tensión Crítica de Compresión.
- $\tau_{cr} = 14048,57 \text{ Kg/cm}^2$ : Tensión Crítica de Corte.

$$\sigma_{crc} = \frac{\sqrt{(555,18)^2 + 3 * (238,37)^2}}{\left(\frac{1 + (0,6)}{4}\right) * \left(\frac{555,18}{12720,02}\right) + \sqrt{\left(\frac{3 - (0,6)}{4} * \frac{555,18}{12720,02}\right)^2 + \left(\frac{238,37}{14048,57}\right)^2}}$$

$$\sigma_{crc} = 14217,72 \text{ Kg/cm}^2 > \sigma_p \quad \Rightarrow \quad \text{PANDEO RÉGIMEN PLÁSTICO}$$

Factor de Diseño (DFB):

Según Norma ASME NOG-1 2015 4332.1, la Tensión Crítica de Compresión  $\sigma_{crc}$  debe ser comparada con la Tensión Equivalente de Compresión:

$$\sigma_{cc} = \sqrt{\sigma_C^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{555,18^2 + 3 * 238,37^2} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{cc} = 691,87 \text{ Kg/cm}^2$$

Según Norma ASME NOG-1 2015 Tabla 4332.1-1:

Design factors *DFB* required for buckling are as follows  
( $\beta$  is defined in Table 4332.1-1):

Crane Loading Condition	Design Factor <i>DFB</i>
Operating	$2 + 0.3 (\beta - 1) \geq 1.40$
Construction	$2 + 0.3 (\beta - 1) \geq 1.40$
Severe environmental	$1.5 + 0.125 (\beta - 1) \geq 1.25$
Extreme environmental	$1.35 + 0.075 (\beta - 1) \geq 1.20$

ASME NOG-1 2015 4332.1 Factor de diseño en pandeo de placas - Pág. 33

$$DFB = 2 + 0,3 * (\beta - 1) \geq 1,40$$

$$DFB = 2 + 0,3 * (0,6 - 1) \geq 1,40$$

$$DFB = 1,88 \geq 1,40$$

Se debe cumplir que:

$$\sigma_{cc} * DFB \leq \sigma_{crc}$$

$$691,87 \text{ Kg/cm}^2 * 1,88 \leq \sigma_{crc}$$

$$1300,72 \text{ Kg/cm}^2 \leq \sigma_{crc} \quad \text{VERIFICA}$$



Factor de Abolladura (Régimen Plástico):

$$\vartheta_B = \frac{\sigma_{crc} R}{\sqrt{\sigma_c^2 + 3 * \tau^2}} \geq DFB$$

$$\sigma_{crc} R = \frac{\sigma_{YP} * \sigma_{crc}^2}{0,1836 * \sigma_{YP}^2 + \sigma_{crc}^2} = \frac{2692,046 * 14217,72^2}{0,1836 * 2692,046^2 + 14217,72^2}$$

$$\sigma_{crc} R = 2674,44 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\therefore \vartheta_B = \frac{2674,44 \text{ Kg/cm}^2}{\sqrt{(555,18 \text{ Kg/cm}^2)^2 + 3 * (238,37 \text{ Kg/cm}^2)^2}} \geq DFB$$

$$\vartheta_B = 3,865 \geq DFB \quad \text{VERIFICA}$$

#### PARTE INFERIOR

Ancho panel alma Inferior (distancia entre rigidizadores transversales):

$$a' = 250 \text{ cm}$$

$$a' < a \quad \text{y} \quad a' < b \quad \text{VERIFICA}$$

Altura panel alma Inferior:

$$h_{A2} = h_A - h_{A1} = 212,38 \text{ cm} - 42,476 \text{ cm} \quad \Rightarrow \quad h_{A2} = 169,9 \text{ cm} = 66,89''$$

Tensión de Compresión:

$$\sigma = \sigma_{MAX} * 0,6 = 555,18 \text{ Kg/cm}^2 * 0,6 = 333,11 \text{ Kg/cm}^2$$

Tensión de Corte:

$$\tau_{MAX} = 238,37 \text{ Kg/cm}^2$$

Determinación de alfa:

$$\alpha = \frac{a'}{h_{A2}} = \frac{250 \text{ cm}}{169,9 \text{ cm}} \quad \Rightarrow \quad \alpha = 1,47$$

Límite de proporcionalidad para Chapa designación F-24 es:

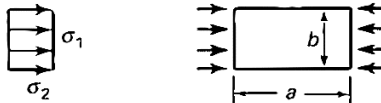
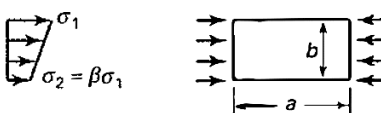
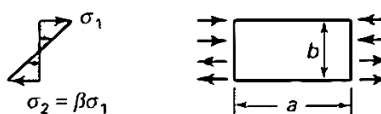
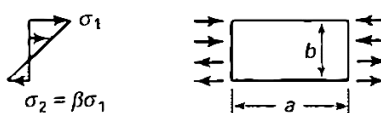
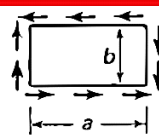
$$\sigma_p = 200 \text{ MPa} = 29007,5 \text{ psi.}$$

Tensión de fluencia:

$$\sigma_{YP} = 1,32 * \sigma_p = 1,32 * 29007,5 \text{ psi} = 38289,9 \text{ psi} = 2692,046 \text{ Kg/cm}^2$$

Determinación de Coeficientes de Pandeo  $K_\sigma$  y  $K_\tau$ :

**Table 4332.1-1 Value of the Buckling Coefficients,  $K_\sigma$  and  $K_\tau$ , for Plates Supported at Their Four Edges**

No.	Case	$\alpha = \frac{a}{b}$	$K_\sigma$ or $K_\tau$
1	Simple uniform compression: $\sigma_1 = \sigma_2$		$\alpha \geq 1$ $K_\sigma = 4$ $\alpha < 1$ $K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2$
2	Nonuniform compression: $0 < \beta \leq 1$		$\alpha \geq 1$ $K_\sigma = \frac{8.4}{\beta + 1.1}$ $\alpha < 1$ $K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2 \cdot \frac{2.1}{\beta + 1.1}$
3	Pure bending: $\beta = -1$ or bending with tension preponderant: $\beta < -1$		$\alpha \geq \frac{2}{3}$ $K_\sigma = 23.9$ $\alpha < \frac{2}{3}$ $K_\sigma = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$
4	Bending with compression preponderant: $-1 < \beta < 0$		$K_\sigma = (1 + \beta)K' - \beta K'' + 10\beta(1 + \beta)$ where $K'$ = value of $K_\sigma$ for $\beta = 0$ in Case No. 2 $K''$ = value of $K_\sigma$ for pure bending (Case No. 3)
5	Pure shear		$\alpha \geq 1$ $K_\tau = \left(5.34 + \frac{4}{\alpha^2}\right)\sqrt{3}$ $\alpha < 1$ $K_\tau = \left(4 + \frac{5.34}{\alpha^2}\right)\sqrt{3}$

GENERAL NOTE: The definitions of  $K_\sigma$  and  $K_\tau$  are in this Table, and depend on the ratio  $\alpha = a/b$  of the two sides of the plates, the manner in which the plate is supported along its edges (simply supported), and the type of loading sustained by the plate. For other cases than those covered by this Table, further appropriate analysis should be made.

ASME NOG-1 2015 4334, Tabla 4332.1-1 - Pág. 34

- Caso 3: Flexión con predominio de tracción.

$$\beta = \frac{\sigma_{MAXT}}{0,6 * \sigma_{MAXC}} \Rightarrow \beta = -1,66$$

$$\alpha \geq \frac{2}{3} \Rightarrow K_\sigma = 23,9$$

- Caso 5: Corte Puro.

$$\alpha \geq 1 \Rightarrow K_\tau = \left(5,34 + \frac{4}{\alpha^2}\right) * \sqrt{3} \Rightarrow K_\tau = 12,45$$

Determinación de Tensión de Euler:

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 * E}{12 * (1 - \mu^2)} * \left(\frac{t}{b}\right)^2$$

Siendo:

- $b = hA2$ : profundidad del alma medida en dirección perpendicular a la fuerza de compresión.
- E: Modulo de elasticidad en compresión (para Acero, 29000000psi)
- $t = b2$ : espesor del alma
- $\mu$ : Coeficiente de Poisson (para Acero, 0,3)

- Tracción:

$$\sigma_e T = \frac{\pi^2 * 29000000psi}{12 * (1 - 0,3^2)} * \left[ \frac{5/8''}{2 * \left( \frac{83,61''}{2} - 16,72'' \right)} \right]^2$$

$$\sigma_e T = 4067,68psi = 285,99 Kg/cm^2$$

- Corte:

$$\sigma_e C = \frac{\pi^2 * 29000000psi}{12 * (1 - 0,3^2)} * \left( \frac{5/8''}{66,89''} \right)^2 \Rightarrow \sigma_e C = 2288,3psi = 160,88 Kg/cm^2$$

Determinación de Tensión Crítica de Compresión:

$$\sigma_{cr} = \sigma_e T * K_\sigma = 4067,68psi * 23,9 \Rightarrow \sigma_{cr} = 97217,55psi = 6835,07 Kg/cm^2$$

Determinación de Tensión Crítica de Corte:

$$\tau_{cr} = \sigma_e C * \frac{K_\tau}{\sqrt{3}} = 2288,3psi * \frac{12,45}{\sqrt{3}} \Rightarrow \tau_{cr} = 16448,32psi = 1156,43 Kg/cm^2$$

Determinación de Tensión Crítica de Comparación:

$$\sigma_{crc} = \frac{\sqrt{\sigma_C^2 + 3 * \tau^2}}{\left( \frac{1 + \beta}{4} \right) * \left( \frac{\sigma_C}{\sigma_{Cr}} \right) + \sqrt{\left( \frac{3 - \beta}{4} * \frac{\sigma_C}{\sigma_{Cr}} \right)^2 + \left( \frac{\tau}{\tau_{cr}} \right)^2}}$$

Siendo:

- $\beta = -1,66$ : Coeficiente de Carga.
- $\sigma_C = 333,11 Kg/cm^2$ : Tensión de compresión percibida.
- $\tau = \tau_{MAX} = 238,37 Kg/cm^2$ : Tensión de corte percibida.
- $\sigma_{Cr} = 6835,07 Kg/cm^2$ : Tensión Crítica de Compresión.
- $\tau_{cr} = 1156,43 Kg/cm^2$ : Tensión Crítica de Corte.

$$\sigma_{crc} = \frac{\sqrt{(333,11)^2 + 3 * (238,37)^2}}{\left(\frac{1 + (-1,66)}{4}\right) * \left(\frac{333,11}{6835,07}\right) + \sqrt{\left(\frac{3 - (-1,66)}{4} * \frac{333,11}{6835,07}\right)^2 + \left(\frac{238,37}{1156,43}\right)^2}}$$

$$\sigma_{crc} = 2578,2 \text{ Kg/cm}^2 > \sigma_p \quad \Rightarrow \quad \text{PANDEO RÉGIMEN PLÁSTICO}$$

Factor de Diseño (DFB):

Según Norma ASME NOG-1 2015 4332.1, la Tensión Crítica de Compresión  $\sigma_{crc}$  debe ser comparada con la Tensión Equivalente de Compresión:

$$\sigma_{cc} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{333,11^2 + 3 * 238,37^2} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{cc} = 530,49 \text{ Kg/cm}^2$$

Según Norma ASME NOG-1 2015 Tabla 4332.1-1:

Design factors *DFB* required for buckling are as follows  
( $\beta$  is defined in Table 4332.1-1):

Crane Loading Condition	Design Factor <i>DFB</i>
Operating	$2 + 0.3 (\beta - 1) \geq 1.40$
Construction	$2 + 0.3 (\beta - 1) \geq 1.40$
Severe environmental	$1.5 + 0.125 (\beta - 1) \geq 1.25$
Extreme environmental	$1.35 + 0.075 (\beta - 1) \geq 1.20$

ASME NOG-1 2015 4332.1 Factor de diseño en pandeo de placas- Pág. 33

$$DFB = 2 + 0,3 * (\beta - 1) \geq 1,40$$

$$DFB = 2 + 0,3 * (-1,66 - 1) \geq 1,40$$

$$DFB = 1,2 \geq 1,40 \quad \Rightarrow \quad \text{Adopto: } DFB = 1,40$$

Se debe cumplir que:

$$\sigma_{cc} * DFB \leq \sigma_{crc}$$

$$530,49 \text{ Kg/cm}^2 * 1,4 \leq \sigma_{crc}$$

$$742,69 \text{ Kg/cm}^2 \leq \sigma_{crc} \quad \text{VERIFICA}$$

Factor de Abolladura (Régimen Plástico):

$$\vartheta_B = \frac{\sigma_{crc} R}{\sqrt{\sigma_c^2 + 3 * \tau^2}} \geq DFB$$

$$\sigma_{crc} R = \frac{\sigma_{YP} * \sigma_{crc}^2}{0,1836 * \sigma_{YP}^2 + \sigma_{crc}^2} = \frac{2692,046 * 2578,2^2}{0,1836 * 2692,046^2 + 2578,2^2}$$

$$\sigma_{crc} R = 2243,05 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\therefore \vartheta_B = \frac{2243,05 \text{ Kg/cm}^2}{\sqrt{(333,11 \text{ Kg/cm}^2)^2 + 3 * (238,37 \text{ Kg/cm}^2)^2}} \geq DFB$$

$$\vartheta_B = 4,23 \geq DFB \quad \text{VERIFICA}$$

- Selección de Rigidizador Longitudinal

Según Norma CMAA70 3.5.2.1 y 3.5.2.3 "Rigidizadores Longitudinales", se determinan los rigidizadores:

$$I_0 = 1,2 * \left[ 0,4 + 0,6 * \frac{a}{h} + 0,9 * \left( \frac{a}{h} \right)^2 + 8 * \frac{A_s * a}{h^2 * t} \right] * h * t^3$$

Siendo:

$a = 250\text{cm} = 98,42"$ : Distancia entre rigidizadores transversales.

$h = 212,38\text{cm} = 83,61"$ : Altura panel alma.

$t = 1,5875\text{cm} = 0,625"$ : Espesor del panel del alma.

$A_s$ : Área de un rigidizador.

$I_0$ : Momento de Inercia requerido de un rigidizador.

Se utilizará un Perfil L de lados iguales

Denominación: **200x200x16**

Ancho del perfil:  **$a = 200\text{mm}$**

Espesor del perfil:  **$s = 16\text{mm}$**

Área del perfil:  **$A_s = 61,8\text{cm}^2$**

Distancia del baricentro del perfil al alma:  **$d = 5,52\text{cm}$**

Momento de Inercia Baricéntrico:  **$J_x = J_y = 2430\text{cm}^4$**

Momento de Inercia respecto al alma:  **$J_{xa} = J_x + A_s * d^2 = 4313,07\text{cm}^4$**

Relación ancho perfil / espesor del alma:  **$a/t = 12,6$**

$$I_0 = 1,2 * \left[ 0,4 + 0,6 * \frac{250\text{cm}}{212,38\text{cm}} + 0,9 * \left( \frac{250\text{cm}}{212,38\text{cm}} \right)^2 + 8 * \frac{61,8\text{cm}^2 * 250\text{cm}}{(212,38\text{cm})^2 * 1,5875\text{cm}} \right] * 212,38\text{cm} * (1,5875\text{cm})^3$$

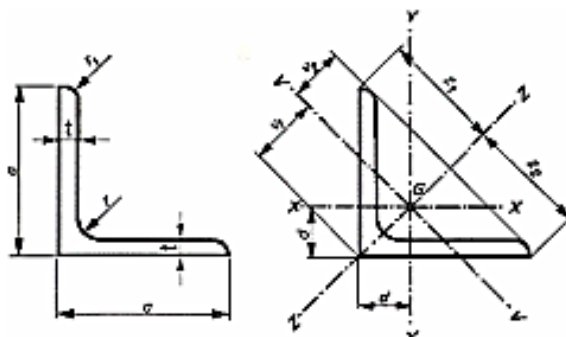
$$\therefore I_0 = 4159,53\text{cm}^4$$

Condiciones:

➤  $J_{xa} \geq I_0 \quad \text{VERIFICA}$

➤  $a/t \leq 12,7 \quad \text{VERIFICA}$

## ANGULARES DE LADOS IGUALES (Perfiles L) UNE EN 10056-1:99



**Anulares de lados iguales (Perfiles L) - Dimensiones y características geométricas de los anulares laminados en caliente de lados iguales**

Designación	Masa Kg/m	Área de la sección cm <sup>2</sup>	Dimensiones			Distancias al centro de gravedad			Características geométricas respecto de los ejes							
			a	t	r <sub>ext</sub>	C <sub>x</sub> =C <sub>y</sub>	C <sub>x</sub>	C <sub>y</sub>	X-X' = Y-Y'			U-U'		V-V'		
									I <sub>x</sub> = I <sub>y</sub>	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	I <sub>u</sub>	I <sub>v</sub>	r <sub>x</sub>	r <sub>y</sub>	Z <sub>x</sub>
L 20 x 20 x 3	0.882	1.12	20	3	3.5	0.598	1.41	0.846	0.392	0.590	0.279	0.618	0.742	0.165	0.383	0.195
L 25 x 25 x 3	1.12	1.42	25	3	3.5	0.723	1.77	1.02	0.803	0.751	0.452	1.27	0.945	0.334	0.484	0.326
L 25 x 25 x 4	1.45	1.85	25	4	3.5	0.762	1.77	1.08	1.02	0.741	0.586	1.61	0.931	0.430	0.482	0.399
L 30 x 30 x 3	1.36	1.74	30	3	5	0.835	2.12	1.18	1.40	0.899	0.649	2.22	1.13	0.585	0.581	0.496
L 30 x 30 x 4	1.78	2.27	30	4	5	0.878	2.12	1.24	1.80	0.892	0.850	2.85	1.12	0.754	0.577	0.607
L 35 x 35 x 4	2.09	2.67	35	4	5	1.00	2.47	1.42	2.95	1.05	1.18	4.68	1.32	1.23	0.678	0.865
L 40 x 40 x 4	2.42	3.08	40	4	6	1.12	2.83	1.58	4.47	1.21	1.55	7.09	1.52	1.86	0.777	1.17
L 40 x 40 x 5	2.97	3.79	40	5	6	1.16	2.83	1.64	5.43	1.20	1.91	8.60	1.51	2.26	0.773	1.38
L 45 x 45 x 4.5	3.06	3.90	45	4.5	7	1.25	3.18	1.78	7.14	1.35	2.20	11.4	1.71	2.94	0.870	1.65
L 50 x 50 x 4	3.06	3.89	50	4	7	1.36	3.54	1.92	8.97	1.52	2.46	14.2	1.91	3.73	0.979	1.94
L 50 x 50 x 5	3.77	4.80	50	5	7	1.40	3.54	1.99	11.0	1.51	3.05	17.4	1.90	4.55	0.973	2.29
L 50 x 50 x 6	4.47	5.69	50	6	7	1.45	3.54	2.04	12.8	1.50	3.61	20.3	1.89	5.34	0.968	2.61
L 60 x 60 x 5	4.57	5.82	60	5	8	1.64	4.24	2.32	19.4	1.82	4.45	30.7	2.30	8.03	1.17	3.46
L 60 x 60 x 6	5.42	6.91	60	6	8	1.69	4.24	2.39	22.8	1.82	5.29	36.1	2.29	9.44	1.17	3.96
L 60 x 60 x 8	7.09	9.03	60	8	8	1.77	4.24	2.50	29.2	1.80	6.89	46.1	2.26	12.2	1.16	4.86
L 65 x 65 x 7	6.83	8.7	65	7	9	1.85	4.60	2.62	33.4	1.96	7.18	53.0	2.47	13.8	1.26	5.27
L 70 x 70 x 6	6.38	8.13	70	6	9	1.93	4.95	2.73	36.9	2.13	7.27	58.5	2.68	15.3	1.37	5.60
L 70 x 70 x 7	7.38	9.40	70	7	9	1.97	4.95	2.79	42.3	2.12	8.41	67.1	2.67	17.5	1.36	6.28
L 75 x 75 x 6	6.85	8.73	75	6	9	2.05	5.30	2.90	45.8	2.29	8.41	72.7	2.89	18.9	1.47	6.53
L 75 x 75 x 8	8.99	11.4	75	8	9	2.14	5.30	3.02	59.1	2.27	11.0	93.8	2.86	24.5	1.46	8.09
L 80 x 80 x 8	9.63	12.3	80	8	10	2.26	5.66	3.19	72.2	2.43	12.6	115	3.06	29.9	1.56	9.37
L 80 x 80 x 10	11.9	15.1	80	10	10	2.34	5.66	3.30	87.5	2.41	15.4	139	3.03	36.4	1.55	11.0
L 90 x 90 x 7	9.61	12.2	90	7	11	2.45	6.36	3.47	92.6	2.75	14.1	147	3.46	38.3	1.77	11.0
L 90 x 90 x 8	10.9	13.9	90	8	11	2.50	6.36	3.53	104	2.74	16.1	166	3.45	43.1	1.76	12.2
L 90 x 90 x 9	12.2	15.5	90	9	11	2.54	6.36	3.59	116	2.73	17.9	184	3.44	47.9	1.76	13.3
L 90 x 90 x 10	13.4	17.1	90	10	11	2.58	6.36	3.65	127	2.72	19.8	201	3.42	52.6	1.75	14.4
L 100 x 100 x 8	12.2	15.5	100	8	12	2.74	7.07	3.87	145	3.06	19.9	230	3.85	59.9	1.96	15.5
L 100 x 100 x 10	15.0	19.2	100	10	12	2.82	7.07	3.99	177	3.04	24.6	280	3.83	73.0	1.95	18.3
L 100 x 100 x 12	17.8	22.7	100	12	12	2.90	7.07	4.11	207	3.02	29.1	328	3.80	85.7	1.94	20.9
L 120 x 120 x 10	18.2	23.2	120	10	13	3.31	8.49	4.69	313	3.67	36.0	497	4.63	129	2.36	27.5
L 120 x 120 x 12	21.6	27.5	120	12	13	3.40	8.49	4.80	368	3.65	42.7	584	4.60	152	2.35	31.6
L 130 x 130 x 12	23.6	30.0	130	12	14	3.64	9.19	5.15	472	3.97	50.4	750	5.00	194	2.54	37.7
L 150 x 150 x 10	23.0	29.3	150	10	16	4.03	10.6	5.71	624	4.62	56.9	990	5.82	258	2.97	45.1
L 150 x 150 x 12	27.3	34.8	150	12	16	4.12	10.6	5.83	737	4.60	67.7	1170	5.80	303	2.95	52.0
L 150 x 150 x 15	33.8	43.0	150	15	16	4.25	10.6	6.01	989	4.57	83.5	1430	5.76	370	2.93	61.6
L 160 x 160 x 15	36.2	46.1	160	15	17	4.49	11.3	6.35	1100	4.88	95.6	1750	6.15	453	3.14	71.3
L 180 x 180 x 16	43.5	55.4	180	16	18	5.02	12.7	7.11	1680	5.51	130	2690	6.96	679	3.50	95.5
L 200 x 200 x 16	48.5	61.8	200	16	18	5.52	14.1	7.81	2430	6.16	162	3740	7.76	960	3.94	123
L 200 x 200 x 18	54.3	69.1	200	18	18	5.60	14.1	7.92	2600	6.13	181	4150	7.75	1050	3.90	133
L 200 x 200 x 20	59.9	76.3	200	20	18	5.68	14.1	8.04	2850	6.11	199	4530	7.70	1170	3.92	146
L 200 x 200 x 24	71.1	90.6	200	24	18	5.84	14.1	8.26	3330	6.06	235	5280	7.64	1380	3.90	167

Calidad S275 JR - S355J2G3

- Platabanda Superior

Se considera el esfuerzo de compresión y se desprecia el esfuerzo de corte.

Ancho panel platabanda:

$$a' = 250\text{cm}$$

Altura panel platabanda = Distancia entre paneles laterales del Alma:

$$b = 102,063\text{cm} = 40,18''$$

Tensión de Compresión:

$$\sigma_{MAX} = 555,18\text{ Kg/cm}^2$$

Determinación de alfa:

$$\alpha = \frac{a'}{b} = \frac{250\text{cm}}{102,063\text{cm}} \Rightarrow \alpha = 2,45$$

Límite de proporcionalidad para Chapa designación F-24 es:

$$\sigma_P = 200\text{ MPa} = 29007,5\text{ psi.}$$

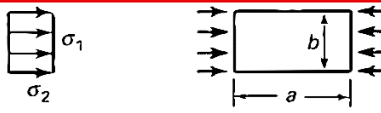
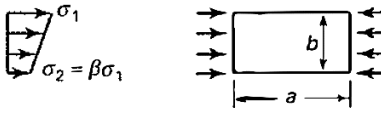
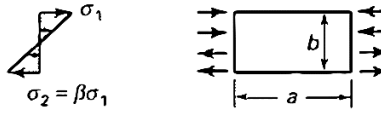
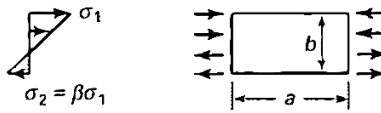
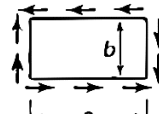
Tensión de fluencia:

$$\sigma_{YP} = 1,32 * \sigma_P = 1,32 * 29007,5\text{ psi} = 38289,9\text{ psi} = 2692,046\text{ Kg/cm}^2$$

Determinación de Coeficiente de Pandeo  $K_\sigma$ :

ASME NOG-1-2015

**Table 4332.1-1 Value of the Buckling Coefficients,  $K_\sigma$  and  $K_\tau$ , for Plates Supported at Their Four Edges**

No.	Case	$\alpha = \frac{a}{b}$	$K_\sigma$ or $K_\tau$
1	Simple uniform compression: $\sigma_1 = \sigma_2$		$\alpha \geq 1 \quad K_\sigma = 4$ $\alpha < 1 \quad K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2$
2	Nonuniform compression: $0 < \beta \leq 1$		$\alpha \geq 1 \quad K_\sigma = \frac{8.4}{\beta + 1.1}$ $\alpha < 1 \quad K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2 \cdot \frac{2.1}{\beta + 1.1}$
3	Pure bending: $\beta = -1$ or bending with tension preponderant: $\beta < -1$		$\alpha \geq \frac{2}{3} \quad K_\sigma = 23.9$ $\alpha < \frac{2}{3} \quad K_\sigma = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$
4	Bending with compression preponderant: $-1 < \beta < 0$		$K_\sigma = (1 + \beta)K' - \beta K'' + 10\beta(1 + \beta)$ where $K' =$ value of $K_\sigma$ for $\beta = 0$ in Case No. 2 $K'' =$ value of $K_\sigma$ for pure bending (Case No. 3)
5	Pure shear		$\alpha \geq 1 \quad K_\tau = \left(5.34 + \frac{4}{\alpha^2}\right)\sqrt{3}$ $\alpha < 1 \quad K_\tau = \left(4 + \frac{5.34}{\alpha^2}\right)\sqrt{3}$

GENERAL NOTE: The definitions of  $K_\sigma$  and  $K_\tau$  are in this Table, and depend on the ratio  $\alpha = a/b$  of the two sides of the plates, the manner in which the plate is supported along its edges (simply supported), and the type of loading sustained by the plate. For other cases than those covered by this Table, further appropriate analysis should be made.

ASME NOG-1 2015 4334, Tabla 4332.1-1 - Pág. 34

- Caso 1: Compresión Uniforme Simple.

$$\alpha \geq 1 \quad \Rightarrow \quad K_\sigma = 4$$

Determinación de Tensión de Euler:

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 * E}{12 * (1 - \mu^2)} * \left(\frac{t}{b}\right)^2$$

Siendo:

- $b$ : profundidad de platabanda medida en dirección perpendicular a la fuerza de compresión.
- $E$ : Modulo de elasticidad en compresión (para Acero, 29000000psi)
- $t = h1$ : espesor de platabanda
- $\mu$ : Coeficiente de Poisson (para Acero, 0,3)



$$\sigma_e = \frac{\pi^2 * 29000000psi}{12 * (1 - 0,3^2)} * \left(\frac{1,5''}{40,18''}\right)^2 \Rightarrow \sigma_e = 36529psi = 2568,24 Kg/cm^2$$

Determinación de Tensión Crítica de Compresión:

$$\sigma_{cr} = \sigma_e * K_\sigma = 36529psi * 4 \Rightarrow \sigma_{cr} = 146116psi$$

Determinación de Tensión Crítica de Comparación:

$$\sigma_{crc} = \frac{\sqrt{\sigma_c^2 + 3 * \tau^2}}{\left(\frac{1 + \beta}{4}\right) * \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_{cr}}\right) + \sqrt{\left(\frac{3 - \beta}{4} * \frac{\sigma_c}{\sigma_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2}}$$

Siendo:

- $\beta = 1$ : Coeficiente de Carga.
- $\sigma_c = \sigma_{MAX} = 555,18 Kg/cm^2$ : Tensión de compresión percibida.
- $\tau = 0$ : Tensión de corte percibida.
- $\sigma_{cr} = 10272,97 Kg/cm^2$ : Tensión Crítica de Compresión.
- $\tau_{cr} = 0$ : Tensión Crítica de Corte.

$$\sigma_{crc} = \frac{\sqrt{(555,18)^2}}{\left(\frac{1 + (1)}{4}\right) * \left(\frac{555,18}{10272,97}\right) + \sqrt{\left(\frac{3 - (1)}{4} * \frac{555,18}{10272,97}\right)^2}}$$

$$\sigma_{crc} = 10272,97 Kg/cm^2 > \sigma_p \Rightarrow \text{PANDEO RÉGIMEN PLÁSTICO}$$

Factor de Diseño (DFB):

Según Norma ASME NOG-1 2015 4332.1, la Tensión Crítica de Compresión  $\sigma_{cr}$  debe ser comparada con la Tensión Equivalente de Compresión:

$$\sigma_{cc} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{555,18^2 + 0} \Rightarrow \sigma_{cc} = 555,18 Kg/cm^2$$

Según Norma ASME NOG-1 2015 Tabla 4332.1-1:

Design factors *DFB* required for buckling are as follows  
( $\beta$  is defined in Table 4332.1-1):

Crane Loading Condition	Design Factor <i>DFB</i>
Operating	$2 + 0.3(\beta - 1) \geq 1.40$
Construction	$2 + 0.3(\beta - 1) \geq 1.40$
Severe environmental	$1.5 + 0.125(\beta - 1) \geq 1.25$
Extreme environmental	$1.35 + 0.075(\beta - 1) \geq 1.20$

ASME NOG-1 2015 4332.1 Factor de diseño en pandeo de placas- Pág. 33

$$DFB = 2 + 0,3 * (\beta - 1) \geq 1,40$$

$$DFB = 2 + 0,3 * (1 - 1) \geq 1,40$$

$$DFB = 2 \geq 1,40$$

Se debe cumplir que:

$$\sigma_{cc} * DFB \leq \sigma_{crc}$$

$$555,18 \text{ Kg/cm}^2 * 2 \leq \sigma_{crc}$$

$$1110,36 \text{ Kg/cm}^2 \leq \sigma_{crc} \quad \text{VERIFICA}$$

Factor de Abolladura (Régimen Plástico):

$$\vartheta_B = \frac{\sigma_{crc} R}{\sqrt{\sigma_C^2 + 3 * \tau^2}} \geq DFB$$

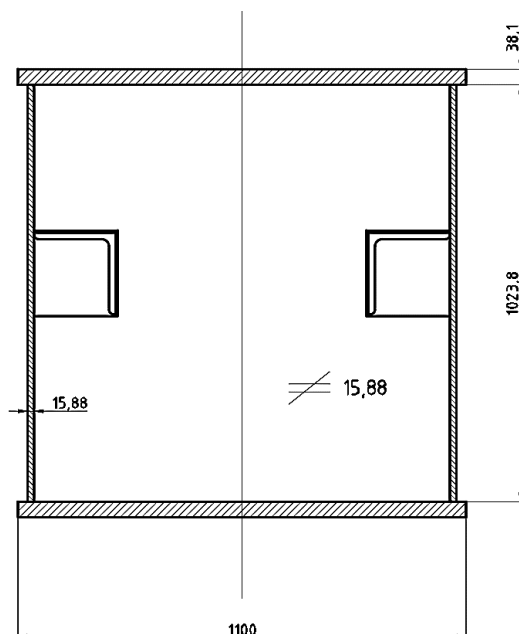
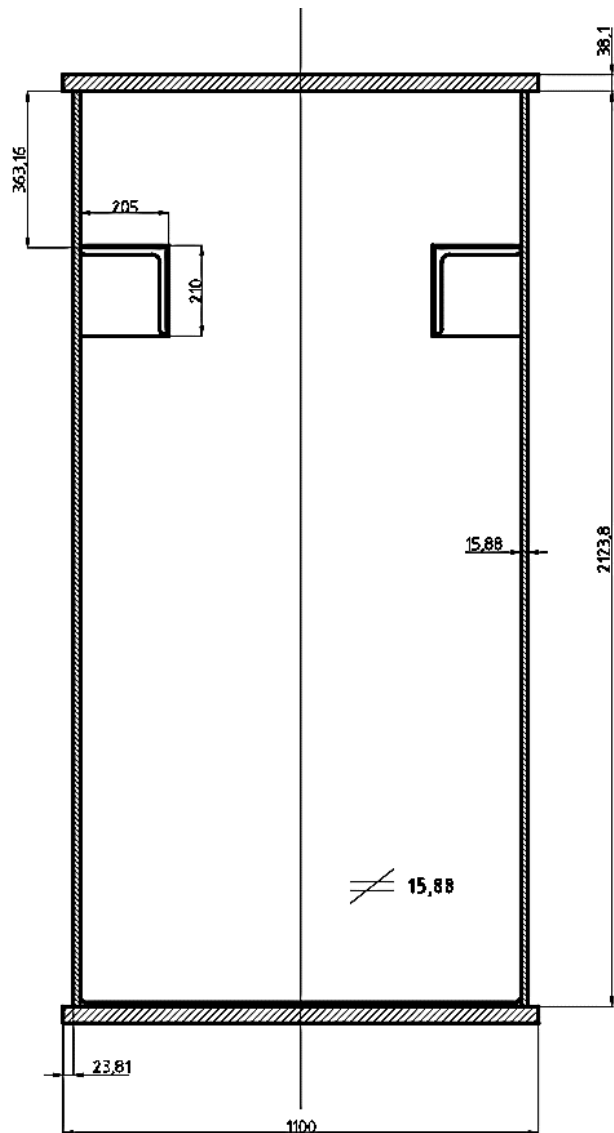
$$\sigma_{crc} R = \frac{\sigma_{YP} * \sigma_{crc}^2}{0,1836 * \sigma_{YP}^2 + \sigma_{crc}^2} = \frac{2692,046 * 10272,97^2}{0,1836 * 2692,046^2 + 10272,97^2}$$

$$\sigma_{crc} R = 2658,53 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\therefore \vartheta_B = \frac{2658,53 \text{ Kg/cm}^2}{\sqrt{(555,18 \text{ Kg/cm}^2)^2 + 3 * 0}} \geq DFB$$

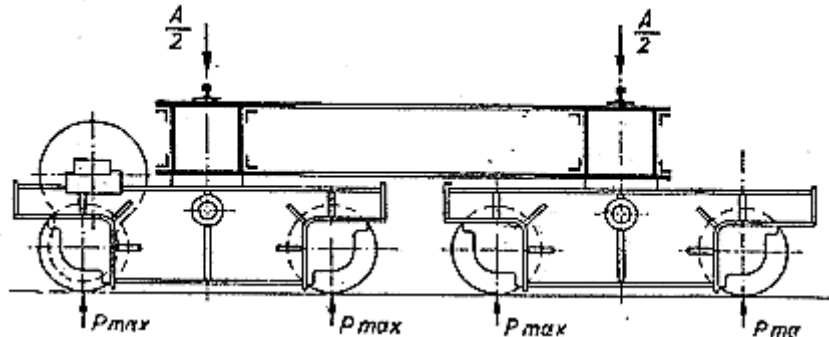
$$\vartheta_B = 4,79 \geq DFB \quad \text{VERIFICA}$$

Sección de Viga Principal



- Cálculo de Viga Testera

Para el diseño de la Viga Testera se adoptará la siguiente configuración:



Altura:  $HT = 775mm$

Ancho:  $BT = 300mm$

Espesor nominal Platabanda:  $ep = 38,1mm$

Espesor nominal Alma:  $ea = 25,4mm$

Distancia entre Ruedas:  $LT = 2000mm$

Momento de Inercia:  $Iz = 455071,23cm^4$

Momento de Inercia:  $Iy = 84256,12cm^4$

Módulo Resistente Z-Z:  $Wz = 11743,77cm^3$

Módulo Resistente Y-Y:  $Wy = 5617,07cm^3$

Peso Propio Viga Testera:

$$PT = A * LT * \frac{7850Kg}{m^3} = [2 * (0,0381m * 0,3m) + 2 * (0,0254m * 0,775m)] * 2m * \frac{7850Kg}{m^3}$$

$$PT = 977Kg$$

En sección extrema  $0,4 * HT$ :

Momento de Inercia:  $Ize = 68549,1cm^4$

Momento Estático en z-z:  $Sze = 1657,1cm^3$

Limitante de diseño:

$$\frac{L}{H} \leq 25 \quad \Rightarrow \quad \frac{LT}{HT} = 2,6 \quad \text{VERIFICA}$$

Limitante de diseño:

$$\frac{L}{B} \leq 65 \quad \Rightarrow \quad \frac{LT}{BT} \leq 6,7 \quad \text{VERIFICA}$$

➤ Tensiones Normales.

Momentos Flectores Verticales

- Carga Concentrada Vertical:  $Cte = 141216Kg$
- Carga Distribuida Vertical:  $QV = PT * DLF = 977Kg * 1,1 \Rightarrow QV = 1074,7Kg$

Mf Vertical por Carga Concentrada:

$$Mcc(VERT) = \frac{Cte * LT}{4} = \frac{141216Kg * 200cm}{4} \Rightarrow Mcc(VERT) = 7060800Kgcm$$

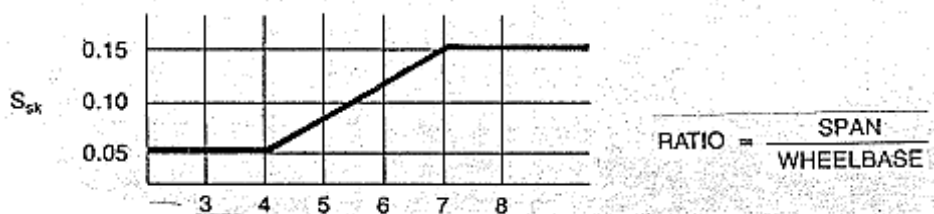
Mf Vertical por Carga Distribuida:

$$Mcd(VERT) = \frac{QV * LT}{8} = \frac{968Kg * 200cm}{8} \Rightarrow Mcd(VERT) = 24200Kgcm$$

Momentos Flectores Horizontales

- Factor de Torcedura (Ssk):

$$Ratio = \frac{L}{E} = \frac{22}{7,43} = 2,96$$



$$\therefore Ssk = 0,05$$

- Carga Concentrada Horizontal:  $SK = Ssk * Cte = 0,05 * 141216Kg \Rightarrow SK = 7060,8Kg$
- Carga Distribuida Horizontal:  $QH = Ssk * QV = 0,05 * 1074,7Kg \Rightarrow QH = 53,73Kg$

Mf Horizontal por Carga Concentrada:

$$Mcc(HOR) = \frac{SK * LT}{4} = \frac{7060,8Kg * 200cm}{4} \Rightarrow Mcc(HOR) = 353040Kgcm$$

Mf Horizontal por Carga Distribuida:

$$Mcd(HOR) = \frac{QH * LT}{8} = \frac{53,73Kg * 200cm}{8} \Rightarrow Mcd(HOR) = 1343,25Kgcm$$

Verificación de Tensiones Normales

CASO 2:

- Tensión Normal según Z:

$$\sigma_z = \frac{M_{cc}(VERT) + M_{cd}(VERT)}{W_z} = \frac{7060800Kgfcm + 24200Kgfcm}{11743,77cm^3}$$

$$\sigma_z = 603,3 Kg/cm^2$$

- Tensión Normal según Y:

$$\sigma_y = \frac{M_{cc}(HOR) + M_{cd}(HOR)}{W_y} = \frac{353040Kgfcm + 1343,25Kgfcm}{5617,07cm^3}$$

$$\sigma_y = 63,1 Kg/cm^2$$

- Tensión Normal Total:

$$\sigma_{MAX} = \sigma_z + \sigma_y = 603,3 Kg/cm^2 + 63,1 Kg/cm^2 \Rightarrow \sigma_{MAX} = 666,4 Kg/cm^2$$

- Tensión Admisible:

$$\sigma_{ADM} = 1581,5 Kg/cm^2$$

$$\therefore \sigma_{MAX} < \sigma_{ADM} \quad \mathbf{VERIFICA}$$

- Tensiones Tangenciales

Tensiones Tangenciales por Corte

- Corte por Carga Concentrada:

$$C_c = \frac{C_{te}}{2} = \frac{141216Kg}{2} \Rightarrow C_c = 70608Kg$$

- Corte por Carga Distribuida:

$$C_d = \frac{QV}{2} = \frac{1074,7Kg}{2} \Rightarrow C_d = 537,35Kg$$

- Corte Total en sección extrema:

$$C_t = C_c + C_d = 70608Kg + 537,35Kg \Rightarrow C_t = 71145Kg$$

- Tensión Tangencial en el alma:

$$\tau_c^e = - \left[ \frac{Ct * Sze}{J_{xe} * 2 * ea} \right]$$

$$\tau_c^e = - \left[ \frac{71145Kgf * (-1657,1cm^3)}{68549,1cm^4 * 2 * 2,54cm} \right] \Rightarrow \tau_c^e = 338,55 Kg/cm^2$$

#### Verificación de Tensiones Tangenciales

CASO 2:

- Tensión Tangencial Total:

$$\tau_{MAX} = \tau_c^e = 338,55 Kg/cm^2$$

- Tensión Admisible:

$$\sigma_{ADM} = 898,6 Kg/cm^2$$

$$\therefore \sigma_{MAX} < \sigma_{ADM} \quad \mathbf{VERIFICA}$$

- Cálculo del Eje Balancín

Se adopta material SAE 4140 Normalizado.

- Tensión de Fluencia:  $\sigma_{YP} = 6680Kg/cm^2$
- Diámetro:  $D = 140mm = 14cm$
- Distancia al apoyo:  $d = 123,75mm = 12,375cm$

Módulo Resistente:

$$W = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * (15cm)^3}{32} \Rightarrow W = 269,39cm^3$$

Tensión Longitudinal Máxima:

$$\sigma_{MAX} = \frac{Cte}{2} * \frac{d}{W} = \frac{141216Kg}{2} * \frac{12,375cm}{269,39cm^3} \Rightarrow \sigma_{MAX} = 3243Kg/cm^2$$

Tensión Admisible:

$$\sigma_{ADM} = 0,6 * \sigma_{YP} = 0,6 * 6680Kg/cm^2 \Rightarrow \sigma_{ADM} = 4008Kg/cm^2$$

$$\therefore \sigma_{MAX} < \sigma_{ADM} \quad \mathbf{VERIFICA}$$

Tensión Tangencial Máxima:

$$\tau_{MAX} = \frac{16}{3} * \frac{\left(\frac{Cte}{2}\right)}{\pi * D^2} = \frac{16}{3} * \frac{\left(\frac{141216Kg}{2}\right)}{\pi * (14cm)^2} \Rightarrow \tau_{MAX} = 611,57Kg/cm^2$$

Tensión Admisible:

$$\tau_{ADM} = 0,35 * \sigma_{YP} = 0,35 * 6680Kg/cm^2 \Rightarrow \tau_{ADM} = 2338Kg/cm^2$$

$$\therefore \sigma_{MAX} < \sigma_{ADM} \quad \text{VERIFICA}$$

### Cálculo del sistema de traslación del Puente Grúa

- Cálculo de las ruedas de la Viga Testera

Preselección de la rueda: Se adoptará un sistema con 8 ruedas.

Adoptamos: Rueda Serie MA1 710 H

$$D1 = 710mm$$

Adoptamos: Riel Burbach A120

$$b = 100mm$$

Determinación del diámetro de rodadura según Normas DIN:

$$Dn = \frac{Rm}{Plim * b * C1 * C2}$$

Siendo:

$Dn$ : Diámetro de la rueda en la banda de rodadura [mm].

$Rm$ : Reacción media sobre la rueda [N].

$Plim$ : Presión límite del material utilizado [N/mm<sup>2</sup>].

$b$ : Ancho efectivo del riel [mm].

$C1$ : Coeficiente que depende de la clase de mecanismo.

$C2$ : Coeficiente en función de la velocidad de rotación de la rueda.

- Determinación de  $Rm$

$$Rm = \frac{2Rmax + Rmin}{3}$$

$$Rmax = \frac{Cte}{2} = \frac{141216Kg}{2} \Rightarrow Rmax = 70608Kg$$



$$R_{min} = \frac{\left[\left(\frac{PV * a}{L}\right) + \frac{QV}{2}\right]}{2} = \frac{\left[\left(\frac{60053Kg * 7,43m}{22m}\right) + \frac{34969Kg}{2}\right]}{2} \Rightarrow R_{min} = 18883Kg$$

$$\therefore R_m = \frac{2R_{max} + R_{min}}{3} = \frac{2 * 70608Kgf + 18883Kgf}{3} \Rightarrow R_m = 53367Kg$$

N° SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 250	250	A45	22312CW33	80.000	300	60	100	55	130
MA1 315	315	A55	22314CW33	150.000	365	70	110	65	150
MA1 400	400	A75	22318CW33	180.000	450	90	130	85	190
MA1 500 S	500	A75	22320CW33	250.000	550	100	140	90	215
MA1 500 H	500	A100	22324CW33	300.000	550	120	170	90	260
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300
MA1 710 H	710	A120	22330CW33	590.000	760	150	200	140	320
MA1 800	800	A120	22332CW33	680.000	850	160	210	150	340

➤ Adopción de Plim

La presión límite depende de la tensión de rotura del acero utilizado y su relación con el grado de acero del riel, según se desprende del análisis de la tabla 1.

Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N/mm <sup>2</sup>	N/ mm <sup>2</sup>	N/ mm <sup>2</sup>
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥690	≥ 740	7,00

Tabla 1 - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Ruedas para Rieles - Pág. 2

$$\therefore Plim = 7,00N/mm^2$$

➤ Adopción de b

Para riel tipo BURBACH A120 según Norma DIN 536:

Tabla 2				
Riel (Símbolo)			r	L-2r
STD	NUEVO	VIEJO		
mm	mm	mm	mm	mm
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
	A 120	KS 101	10	100
DIN 536 P2	F 100		5	90
	F 120		5	110

Depende del tipo de riel utilizado:

- Para riel tipo BURBACH  
 $b = L - 2r$

- Para riel tipo VIGNOLE  
 $b = L - 0,75r$

L: ancho total del riel

r: radio de extremo del riel

Tabla 2 - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Ruedas para Rieles - Pág. 2

$$\therefore b = 100mm$$

➤ Adopción de C1

Según el Tipo de Mecanismo DIN (tipo de servicio, condiciones de esfuerzo y tiempo de operación máximo por día):

Tabla 3			
Tiempo de Operación Diario (Horas)			C <sub>2</sub>
Grupo DIN	Desde %	incluido %	
M 3	0	16	1,25
M 4	16	25	1,12
M 5	25	40	1,00
M 6	40	63	0,90
M 7	63	100	0,80

Tabla 3 - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Ruedas para Rieles - Pág. 2

$$\therefore C1 = 1,12$$

➤ Adopción de C2

Se debe determinar el valor de rotación de las ruedas:

$$\omega = \frac{V_{carro}}{\pi * D}$$

Para estimar el diámetro de la rueda nos valemos de la Tabla 2, en esta adoptamos un riel A120, con este dato buscamos, en las tablas de ruedas del fabricante Miguel Abad, una rueda que corresponda con este tamaño de riel.

N° SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 250	250	A45	22312CW33	80.000	300	60	100	55	130
MA1 315	315	A55	22314CW33	150.000	365	70	110	65	150
MA1 400	400	A75	22318CW33	180.000	450	90	130	85	190
MA1 500 S	500	A75	22320CW33	250.000	550	100	140	90	215
MA1 500 H	500	A100	22324CW33	300.000	550	120	170	90	260
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300
MA1 710 H	710	A120	22330CW33	590.000	760	150	200	140	320
MA1 800	800	A120	22332CW33	680.000	850	160	210	150	340

Unidad de rueda guía serie MA1 - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Pág. 6

Para este tipo de riel adoptamos una rueda de diámetro D = 710mm.

$$\therefore \omega = \frac{V_{\text{carro}}}{\pi * D} = \frac{60\text{m/min}}{\pi * 0,71\text{m}} \Rightarrow \omega = 26,9\text{rpm}$$

Velocidad de Rotación	C <sub>2</sub>	Velocidad de Rotación	C <sub>2</sub>
200,0	0,66	28,0	1,02
160,0	0,72	25,0	1,03
125,0	0,77	22,4	1,04
112,0	0,79	20,0	1,06

Tabla 4 (fragmento) - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Ruedas para Rieles - Pág. 3

$$\therefore C_2 = 1,01$$

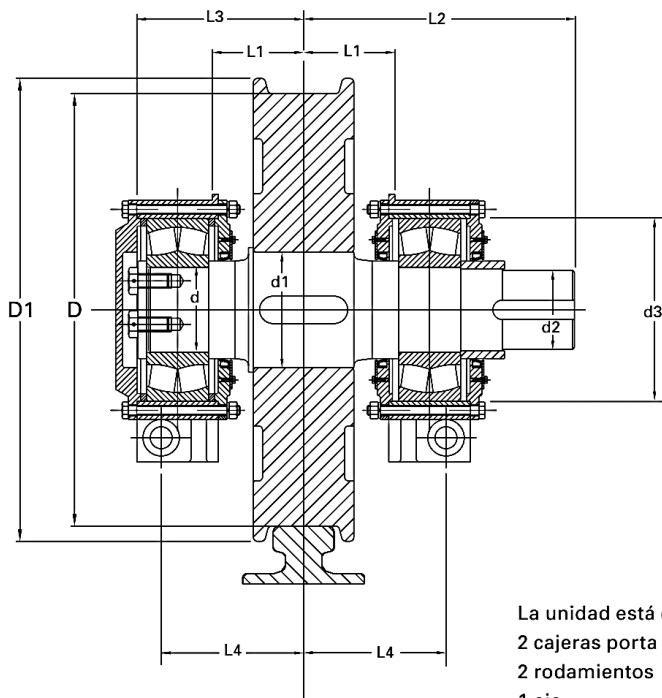
➤ Verificación de la rueda seleccionada

Determinamos el D (diámetro de rueda) teniendo en cuenta la Rm (53367Kgf ≈ 523292,6N).

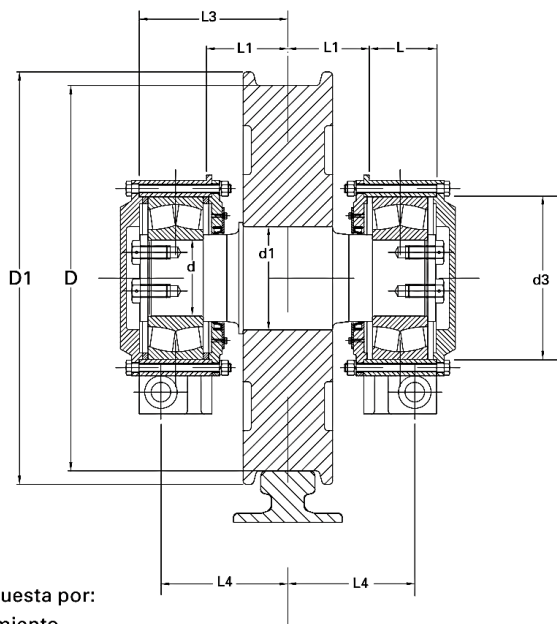
$$D_n = \frac{523292,6\text{N}}{7,00\text{N/mm}^2 * 100\text{mm} * 1,12 * 1,01} \approx 660,8\text{mm}$$

$$D_n = 660,8\text{mm} < D = 710\text{mm} \Rightarrow \text{Verifica!}$$

Ruedas



**UNIDAD CONDUCTORA**



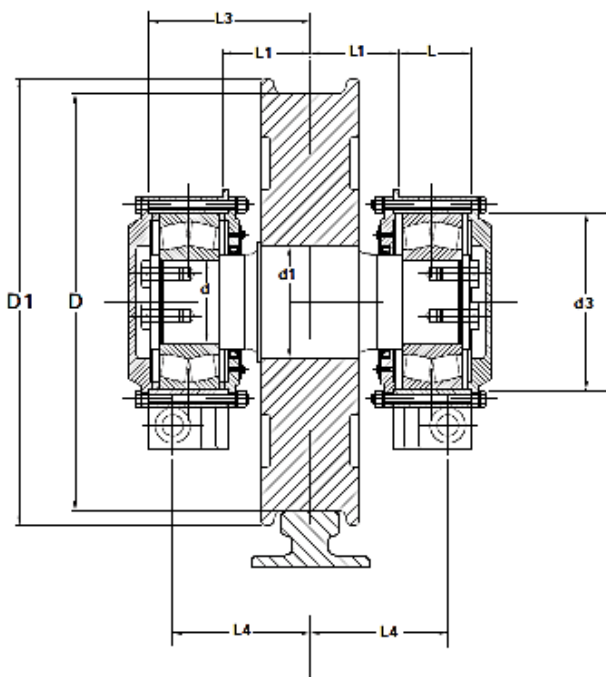
**UNIDAD CONDUCTIDA**

La unidad está compuesta por:

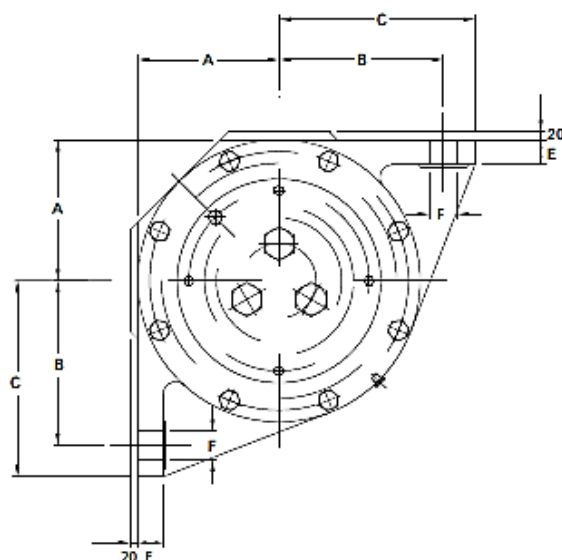
- 2 cajeras porta rodamiento
- 2 rodamientos
- 1 eje
- 1 rueda
- y accesorios

**Materiales:**

- RUEDA 42CrMo4V / 50 CrMo4V
- EJE: 42CrMo4V
- CAJERA: ASTM A27 60/30



**UNIDAD CONDUCTIDA**



**CAJERA**



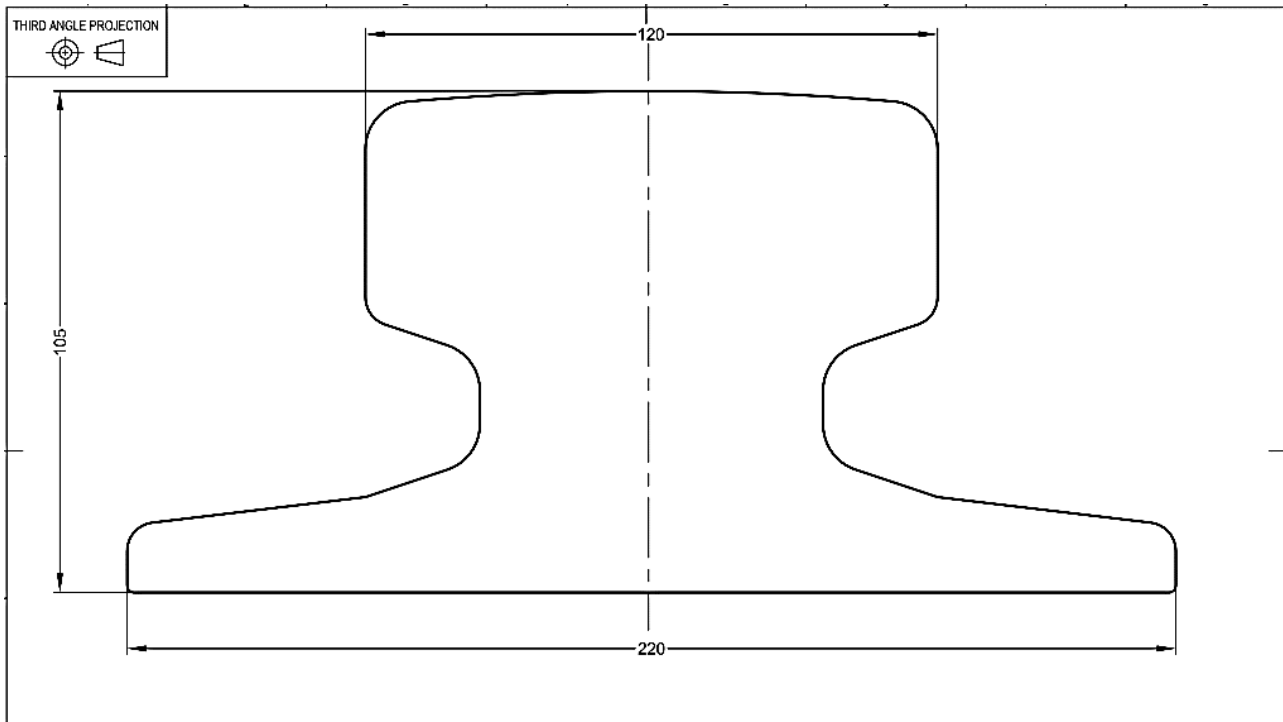
N° SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 250	250	A45	22312CW33	80.000	300	60	100	55	130
MA1 315	315	A55	22314CW33	150.000	365	70	110	65	150
MA1 400	400	A75	22318CW33	180.000	450	90	130	85	190
MA1 500 S	500	A75	22320CW33	250.000	550	100	140	90	215
MA1 500 H	500	A100	22324CW33	300.000	550	120	170	90	260
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300
MA1 710 H	710	A120	22330CW33	590.000	760	150	200	140	320
MA1 800	800	A120	22332CW33	680.000	850	160	210	150	340


N° SERIE	A (mm)	B (mm)	C (mm)	E (mm)	F (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	L3 (mm)	L4 (mm)
MA1 250	85	110	135	20	22	90	300	155	130
MA1 315	95	120	145	22	25	100	380	170	140
MA1 400	125	150	185	25	28	115	400	205	170
MA1 500 S	135	160	195	30	33	120	450	212	117
MA1 500 H	160	185	220	30	33	150	450	254	219
MA1 630 S	150	175	210	30	33	120	390	224	189
MA1 630 H	170	200	240	30	33	150	530	264	224
MA1 710 S	180	210	250	30	33	150	445	274	234
MA1 710 H	190	220	260	30	33	150	500	282	242
MA1 800	200	230	270	30	33	150	550	290	250

Unidad de rueda guía con cajas en ángulo, serie MA1, norma AISE N°6  
Ruedas para rieles - Catalogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5) - Pág. 6 y 7

Adoptamos: Rueda Serie MA1 710 H

➤ Plano del Riel



 <b>GANTRAIL</b> <sup>®</sup> Rail Mounting Systems <small>THE TECHNICAL DATA CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE PROPERTY OF GANTRY RAILING LIMITED AND IS SUBJECT TO COPYRIGHT ©</small>	<b>Gantry Railing Limited</b> SUDMEADOW ROAD, HEMPSTED GLOUCESTER GL2 5HG, ENGLAND Tel: (01452)300688 Fax: (01452)300198 International Dialling # 44.1452 <a href="http://www.gantry.co.uk">http://www.gantry.co.uk</a> E-Mail: <a href="mailto:info@gantry.co.uk">info@gantry.co.uk</a>	Rail Designation	A120	Edition	A
		Rail Origin	GERMANY	Date	29/10/02
		Standard	DIN 536	Scale	1:1 @ A4
		Area of section	12748 mm <sup>2</sup>	<small>FOR GUIDANCE ONLY THIS INFORMATION HAS BEEN PROVIDED IN GOOD FAITH BUT SPECIFICATIONS DO CHANGE</small>	
		Calculated Mass	100 kg/m		
		Neutral Axis to base	47.6 mm		
Moment of Inertia	I <sub>xx</sub> 1380 cm <sup>4</sup> I <sub>yy</sub> 2336 cm <sup>4</sup>				

∴ **RIEL A120**

➤ Clips para Riel

Peso del Riel A120  
Carga lateral por rueda

$$\text{Peso} = 100 \text{Kg/m}$$

$$PH = 7060,8 \text{Kgf} = 69,24 \text{kN}$$

Según recomendaciones del catálogo GANTRAIL "Clip Spacing for Gantry rail cran eral clips", se adopta:

Distancia entre Clips:

$$d = 600 \text{mm}$$

∴ **Clip Soldable 120/21/45**

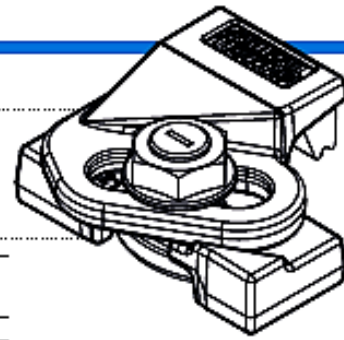
The GANTRAIL 1120/21 adjustable crane rail clip is designed to fix heavy rails, on narrow supports, in the most arduous applications. It can withstand a horizontal force from the rail of 165kN (16.8 tonnes). Its low profile allows it to be used with cranes that are fitted with guide rollers.

SPECIFICATIONS:

MAX SIDE LOAD 165kN  
2mm HORIZONTAL RAIL ADJUSTMENT

DIMENSIONS (mm):

REF No.	X	Y	Z	WEIGHT kg
1120/21/38	38	47	31	1.30
1120/21/45	45	47	31	1.37

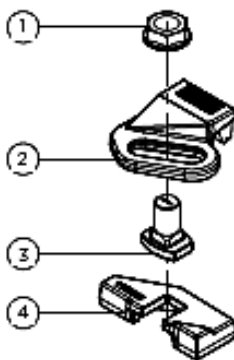


1120/21

FEATURES

- The proven design has been used successfully for many years throughout the world.
- The clip is welded to the rail support. No access is required from below.
- The two main parts are locked together on tightening the grade 10.9 bolt.
- The clip has a self-tightening mechanism.
- A special vulcanised rubber block applies a controlled force to the rail.

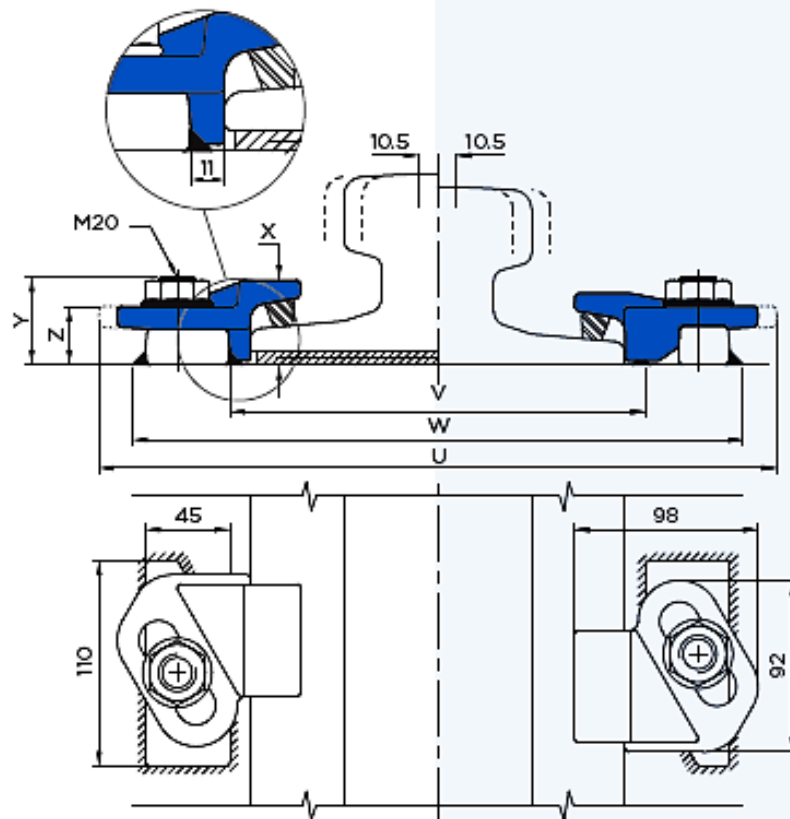
COMPONENTS



1. Flange nut
2. Clip cap with integral rubber block
3. M20 Captive bolt
4. Weldable base

1 RAIL WITH PAD

2 RAIL WITHOUT PAD\*



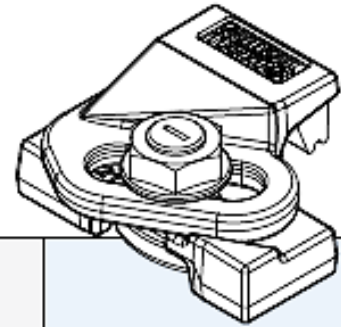
Minimum assembly width -  $W = \text{Rail width (F)} + 130\text{mm}$   $V = \text{Rail width (F)} + 22\text{mm}$   
 $U = \text{Rail width (F)} + 162\text{mm}$


1120/21/DO/04/21



# 1120/21

## Gantrail Welded Base Fixing



	F mm	C mm	A mm	1. CLIP REFERENCE FOR RAIL WITH PAD	2. CLIP REFERENCE FOR RAIL WITHOUT PAD*
A 75	200	75	85	1120/21/38	1120/21/38
A 100	200	100	95	1120/21/45	1120/21/38
A 120	220	120	105	1120/21/45	1120/21/38
A 150	220	150	150	1120/21/45	1120/21/38
S 49	125	67	149	1120/21/38	1120/21/38
89 kg CR	178	102	114	1120/21/45	1120/21/38
MRS 67 (135 CR)	132	79	146	1120/21/45	1120/21/38
MRS 85 (171 CR)	152	103	152	1120/21/45	1120/21/38
MRS 86	165	102	102	1120/21/45	1120/21/38
MRS 87 A (PRI85R)	152	102	152	1120/21/45	1120/21/38
MRS 87 B (175 CR)	152	102	152	1120/21/45	1120/21/38
GCR 108	263	61+61	100	1120/21/38	1120/21/38
GCR 183	280	75	120	1120/21/45	1120/21/38
ISCR 100	150	102	150	1120/21/45	1120/21/38
ISCR 120	170	120	170	1120/21/45	1120/21/38
QU 100	150	100	150	1120/21/45	1120/21/38
QU 120	170	120	170	1120/21/45	1120/21/38
JIS 50	127	63	145	1120/21/45	1120/21/38
JIS 60	145	64	174	1120/21/45	1120/21/38
CR 73	140	100	135	1120/21/45	1120/21/38
CR 100	155	120	150	1120/21/45	1120/21/38
68 kg AS	152	73	186	1120/21/45	1120/21/38
86 kg AS	165	102	102	1120/21/45	1120/21/38
UIC 54 E	125	66	161	1120/21/45	1120/21/38

### Motorreductor de Traslación (VER PAG 93 ASME NOG 2015)

- Potencia de Régimen  $N_R$

$$N_R [CV] = \frac{(Pp + Q) * W * Vp}{1000 * 75\eta}$$

Formula 7 Potencia de régimen (Motores) - Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 227

Siendo:

$Q$ : Plena carga [Kg].

$Pp$ : Peso del Puente [Kg].

$Vp$ : Velocidad del Puente [m/s].

$\eta$ : Rendimiento mecánico.

$W$ : Resistencia a la rodadura.

$Q = 150000Kg$

$Pp = 134680Kg$

$Vp = 60m/min = 1m/s$

$\eta = 0,9$

$W = 7,0Kg/Tn$



TABLA 41. — RESISTENCIA A LA RODADURA  $w$  Y  $w_{tot}$  (kg por tonelada de reacción)

Diámetro de la rueda (y del eje) (mm)	200 (55)	250 (60)	320 (70)	400 (80)	500 (90)	630 (100)	710 (110)	800 (125)	900 (140)	1000 (160)	1120 (180)	1250 (200)
$w$ para ruedas sobre:												
cojinetes de bronce	27	23	21	18,5	16,5	14,5	14	14	14	14	14	14
rodamientos	5,5	4,5	3,5	3,0	2,5	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	1,0	1,0
$w_{tot}$ para ruedas sobre:												
cojinetes de bronce	32	28	26	23,5	21,5	19,5	19	19	19	19	19	19
rodamientos	10,5	9,5	8,5	8,0	7,5	7,0	7,0	6,5	6,5	6,5	6,0	6,0

Tabla 41 Resistencia a la rodadura - Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 147

$$\therefore N_R = \frac{(134680Kgf + 150000Kgf) * 7,0Kg/Tn * 1m/s}{1000 * 75 * 0,9} \approx 29,52CV$$

$$N_R \approx 30CV$$

- Potencia de Aceleración necesaria  $N_A$

Para acelerar un carro de peso propio  $P_p$  y carga útil  $Q$  en un tiempo  $t_a$  hasta la velocidad de régimen  $V_p$ , administrando un par de arranque constante, se debe suministrar una potencia de aceleración  $N_A$  que alcanza su máximo en el fin del arranque:

$$N_A[CV] = \frac{P_p + Q}{g} * \frac{V_c^2}{t_a * 75 * \eta} * \beta$$

Formula 6 Potencia de aceleración necesarias - Motores  
Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 227

Siendo:

$g$ : Aceleración de la gravedad [m/seg<sup>2</sup>].

$$g = 9,81m/seg^2$$

$t_a$ : Tiempo de arranque [seg].

$$t_a = 6seg$$

$\beta$ : Coeficiente por masas en rotación.

$$\beta = 2$$

TABLA 69. — COEFICIENTES DE MAYORACIÓN  $\frac{N_{nom}}{N_R}$  PARA LOS MOVIMIENTOS HORIZONTALES

Velocidad $v$ (m/s)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Duración del arranque $t_a$ (seg)	5	6	7	8	9	10
$\frac{N_{nom}}{N_R}$ para:						
ruedas sobre cojinetes de bronce, $w = 20$ kg/t.	1,0	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5
ruedas sobre rodamientos, $w = 7$ kg/t.	1,45	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2

Tabla 69 Coeficientes de mayoración para los movimientos horizontales  
Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 228

$$\therefore N_A = \frac{134680Kgf + 150000Kgf}{9,81m/s^2} * \frac{(1 \frac{m}{s})^2}{6s * 75 * 0,9} * 2 \approx 143,3CV \Rightarrow N_A \approx 144CV$$

- Potencia Nominal necesaria  $N_{nom}$

El par de arranque nunca es constante, pero puede considerarse con valor medio entre 1,7 a 2,0 veces el par normal. Como la potencia es proporcional al par, se encuentra la potencia nominal necesaria:

$$N_{nom} = \frac{N_A + N_R}{1,7} \quad a \quad \frac{N_A + N_R}{2,0}$$

Formula 8 Potencia nominal (Motores) - Aparatos de elevación y transporte H. Ernst (Tomo 1) Pág. 227

$$\therefore N_{nom} = \frac{144CV + 30CV}{2} \approx 87CV \quad \Rightarrow \quad N_{nom} \approx \mathbf{64kW}$$

- Selección del Motorreductor

Según CMAA 70 5.2.9.2.1-B se necesita el 25% de las ruedas motorizadas ( $0,25 \cdot 8 = 2$ ) por lo que se utilizarán 2 ruedas motrices acopladas con un reductor cada una. La energía requerida para la traslación se repartirá entre las 2 unidades.

Datos necesarios:

$$n_{motor} = 1450rpm$$

$$n_{rueda} = \frac{Vp}{\pi * D} = \frac{60m/min}{\pi * 0,710m} = 26,9rpm$$

$$\therefore i_{teórica} = \frac{n_{entrada}}{n_{salida}} = \frac{1450}{26,9} = 53,9$$

Factor de servicio (GRUPO II):  $Sf = 1,25$

Potencia Equivalente:

$$N_e = N_{nom\ mot} * Sf = \frac{64kW}{2} * 1,25 \approx 40kW$$

Momento Torsor:

$$Mt[Nm] = \frac{9550 * N_s[kW]}{n_s[rpm]} \quad \Rightarrow \quad Mt = \frac{9550 * 40kW}{26,9rpm} = 14200Nm$$

$$Mt = \mathbf{14200Nm}$$

Con los valores calculados de la velocidad del motor ( $n_{motor}$ ), la velocidad de salida del reductor ( $n_{rueda}$ ), la relación de transmisión ( $i_{teórica}$ ), la potencia equivalente necesaria del motor ( $N_e$ ) y el momento torsor requerido en el reductor ( $Mt$ ) adoptamos un sistema motorreductor.

Recurriremos al fabricante SEW EURODRIVE para adoptar un equipo motorreductor, con los datos anteriormente mencionados.

## Información del producto



## Descripción de catálogo

FA157/GDRN225M4/TF/AK8W/V/PT  
Motorreductores de ejes paralelos F..DRN.. (IE3)

## Datos de producto

Velocidad nominal del motor 50/60Hz	[1/min]: 1482 / 1785
Velocidad de salida 50/60Hz	[1/min]: 28 / 34
Índice de reducción total	: 52,24
Par de salida 50/60Hz	[Nm]: 15100 / 12600
Factor de servicio SEW-FB 50/60Hz	: 1,3 / 1,6
Posición de montaje	: M5
Pintura imprimación/CapaFinal	: 1003 Amarillo Señal (55210030)
Posición de conexión/caja de bornas	[°]: 180
Entrada de cable/ Posición del conector	: 2
Eje hueco	[mm]: 120
Salida permitida con carga radial n=1400	[N]: 101900
Cantidad de lubricante 1er reductor	[Litro]: 87,5
Potencia del motor	[kW]: 45
Factor de duración	: S1-100%
Clase eficiente	: IE3
Eficiencia (50/75/100% Pn)	[%]: 94,14 / 94,51 / 94,2
Marcado CE	: Si
Tensión del motor 50Hz	[V]: 380-400D/660-690Y
Corriente nominal 50Hz	[A]: 83 / 48,5
Tensión del motor 60Hz	[V]: 440-460D
Corriente nominal 60Hz	[A]: 72
Esquema de conexionado	: R13
Frecuencia	[Hz]: 50 / 60
Cos Phi 50/60Hz	: 0,85 / 0,85
Clase de aislamiento	: 155(F)
Tipo protección del motor	: IP55
Requisito del diseño	: Europa (CE)/USA(UR)/Canada(CSA)
Momentos de inercia de masa (en $[10^{-4} \text{ kgm}^2]$ referencia al lado de entrada)	: 4346,00
Peso	[kg]: 1.018,00



### Características adicionales

Especificación diseño global (CE, UR, CSA), sin freno  
Tensión de alcance múltiple 50/60Hz  
Aislamiento térmico 155(F)  
V- Ventilación forzada IP 66, 220..575V 50/60Hz  
AK8W – Encoder absoluto, conector enchufable del encoder integrado con tapa  
Grado de protección del motor 3 sensores de temperatura TF (sin desconexión de interruptor)  
Detección de temperatura PT- Medición de temperatura con PT100 (3xPT100)  
Protección anticorrosión  
Protección de la superficie OS2 (contaminación ambiental media)  
2 toques de goma para el brazo de par  
Color: 1003 Amarillo Señal (55210030)  
Cantidad Dos retenes



## Paragolpes del puente

Para la selección de los paragolpes tendremos en cuenta la velocidad de traslación del puente y la carga máxima desplazada (peso del carro + peso de las vigas principales + peso de las vigas testeras + peso del carro desplazable + carga máxima en el aparejo principal).

Vp: 60m/min

Peso del carro completo (aprox.): 105,5Tn

Peso de las dos vigas principales + barandas (aprox.): 75Tn

Peso de las vigas testeras (completo - aprox.): 20,4Tn

Peso del carro desplazable: 0,558Tn

Carga máxima: 150Tn

$$Carga\ max.\ desplazada = 105,5Tn + 75Tn + 20,4Tn + 0,558Tn + 150Tn = 351,46Tn$$

Cantidad de paragolpes por lado: 4

$$Carga\ en\ un\ amortiguador = \frac{351,46Tn}{4} \approx 88Tn$$

Para la selección del paragolpes optaremos por el fabricante Galvi S.r.l.

### Nota:

Tendremos en cuenta que el puente grúa tendrá una regulación de velocidad del 15% hacia el final de su trayecto que reducirá la misma por lo que no llegará con los 60m/min, sino una velocidad menor.

galvi S.r.l. 20025 LISSONE - ITALIA				STEEL BUFFERS with flexible groups				STANDARD TYPE				
				(mm)								
MODEL	load daN	energy daNm	stroke mm	A	L	S	D	D	E	F	H	Kg
MBS 0025*	250	3,5	20	70	116	6	90	70	45	65	7	1,0
MBS 0050*	500	7,0	25	90	129	6	110	90	60	80	9	1,7
MBS 0100*	1000	16	25	120	141	6	130	115	85	105	11	3,5
MBS 0200*	2000	44	50	160	223	8	70	150	110	130	13	7,4
MBS 0300*	3000	72	50	170	233	8	200	175	130	160	15	9,3
MBS 0500**	5000	115	50	200	259	10	230	200	145	175	17	14,6
MBS 1000**	1000	440	75	260	352	10	310	260	210	260	19	30,2
MBS 1500**	1500	780	75	320	393	12	360	310	250	300	21	46,1

(\*) Safety Chain  $\phi$  3 mm (\*\*) Safety Chain  $\phi$  4 mm

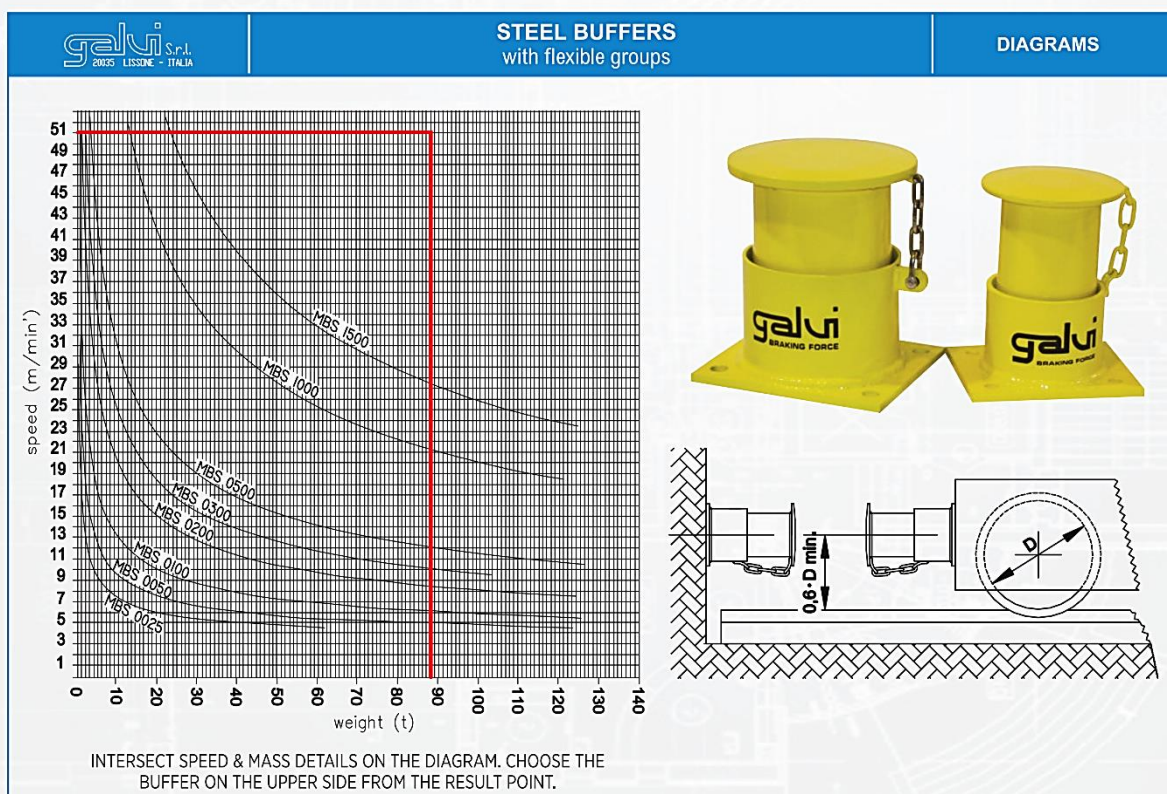


Tabla de selección - Galvi pág. Web

Adoptamos: Paragolpes Galvi Mod. MBS 1500 - Cap. Max. 1500daN

Cant. de paragolpes: 16 unidades

## Tambor Auxiliar Desplazable (3,5tn)

### Selección del aparejo auxiliar desplazable

Del Catálogo de Forvis SRL, determinaremos el aparejo correspondiente en función de:

- Capacidad de Carga: **3,5Tn.**
- Altura de elevación (recorrido máximo del gancho): **25m.**
- Velocidad de elevación y traslación: **6m/min** y **30m/min** respectivamente.
- Tipo de Riel: **Monorriel.**
- Tipo de Mando: Remoto.
- Alimentación Eléctrica.

Según la Norma FEM (Federación Europea de la Manutención), se determinará el grupo correspondiente de nuestro aparejo desplazable:

Tiempo de Operación: es el promedio de horas diarias en que el polipasto está en servicio.

$$\text{Tiempo de Operación} = \frac{2 * \text{Recorrido medio del gancho} * \frac{\text{Ciclos}}{h} * \text{Hs de uso diario}}{60 * \text{Velocidad de elevación}}$$

$$\text{Tiempo de Operación} = \frac{2 * 50m * \frac{2}{h} * 3hs}{60 * 6m/min} = 1,66$$

#### 1. Espectro de Carga

Espectro de carga	Definición
1(liviano)	Mecanismos o parte de los mismos, usualmente sometidos a cargas muy pequeñas y raramente a cargas máximas.
2 (mediano)	mecanismos o parte de los mismos, usualmente sometidos a cargas chicas, pero no muy a menudo a cargas máximas.
3 (pesado)	mecanismos o parte de los mismos, usualmente sometidos a cargas medianas y frecuentemente a cargas máximas.
4 (muy pesado)	mecanismos o parte de los mismos, principalmente sometidos a cargas máximas o casi máximas.

*Determinación del polipasto adecuado según normas FEM Forvis – Pág. Web*

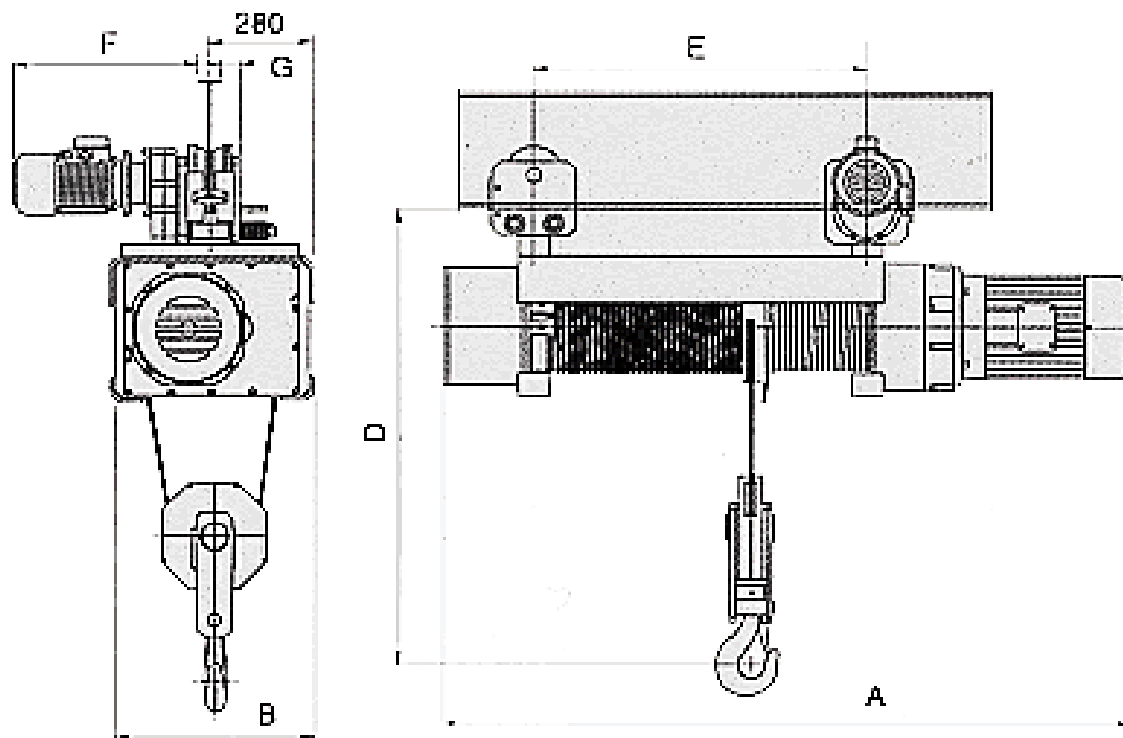


## 2. Determinación del Grupo FEM

Espectro de carga	Tiempo de operación						
	$\leq 0,5$	$\leq 1$	$\leq 2$	$\leq 4$	$\leq 8$	$\leq 16$	$> 16$
Liviano			1Bm	1Am	2m	3m	4m
<b>Mediano</b>		1Bm	<b>1Am</b>	2m	3m	4m	5m
Pesado	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	
Muy pesado	1Am	2m	3m	4m	5m		

## 3. Selección de Aparejo Desplazable

### POLIPASTO ELECTRICO MODELO FV. 4 CON CARRO ELECTRICO MONOBIRRIEL



Capacidad de carga (kg)	Altura de elevación (m)	Velocidad de elevación (m/min)	Grupo FFA	Modelo	Ramales de cable	Motor eléctrico (HP)	Peso en kg			Dimensiones Principales (en mm)									
							Sin carro	Con carro eléctrico		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
								Monorriel	Biriel										
3200	20	8	2m	FV4 3220	2/1	7,5	422	511	702	1855	500	850	1060	826	393	47	808	840	550
3200	20	4,4/1,1	2m	FV4 3220M	2/1	6/1,5	422	511	702	1855	500	850	1060	826	393	47	808	840	550
4000	20	6	1Am	FV4 4020	2/1	7,5	469	558	749	2100	500	850	1060	1026	393	47	1008	882	550
4000	20	4,4/1,1	1Am	FV4 4020M	2/1	6/1,5	469	558	749	2100	500	850	1060	1026	393	47	1008	882	550
5000	20	6	1Bm	FV4 5020	2/1	7,5	469	558	749	2100	500	850	1060	1026	393	47	1008	882	550
5000	20	4,4/1,1	1Bm	FV4 5020M	2/1	6/1,5	469	558	749	2100	500	850	1060	1026	393	47	1008	882	550
6400	10	4	2m	FV4 6410	4/1	7,5	495	584	775	1855	590	870	1080	826	393	47	808	932	570
6400	10	3/0,75	2m	FV4 6410M	4/1	6/1,5	508	597	788	1895	590	870	1080	826	393	47	808	971	570
8000	10	3	1Am	FV4 8010	4/1	7,5	542	713	942	2100	590	870	1170	1026	482	84	1008	974	270
8000	10	2,2/0,5	1Am	FV4 8010M	4/1	6/1,5	555	726	955	2140	590	870	1170	1026	482	84	1008	1013	270
10000	10	3	1Bm	FV4 10010	4/1	7,5	542	713	942	2100	590	870	1170	1026	482	84	1008	974	270
10000	10	2,2/0,5	1Bm	FV4 10010M	4/1	6/1,5	555	726	955	2140	590	870	1170	1026	482	84	1008	1013	270
15000	8	2	1Bm	FV4 15008	6/1	7,5	654	*	1154	2300	500	1200(II)	*	1226	*	*	1208	1109	600
15000	8	1,5/0,4	1Bm	FV4 15008M	6/1	6/1,5	667	*	1167	2340	500	1200(II)	*	1226	*	*	1208	1148	600
20000	6	1,5	1Bm	FV4 20006	8/1	7,5	741	*	1241	2300	500	1350(II)	*	1226	*	*	1208	1244	750
20000	6	1,2/0,3	1Bm	FV4 20006M	8/1	6/1,5	754	*	1254	2340	500	1350(II)	*	1226	*	*	1208	1283	750

(1) Se consideran poleas de reenvío montadas junto al polipasto \* Velocidad de traslación std 16 m/min. Otras velocidades, consultar.

Mayores capacidades de carga o alturas de elevación, consultar.

Los carros de traslación monorriels son adaptables a cualquier perfil normal doble te a partir de IPN 16.

\* Los carros de traslación birriales tienen trochas std. De 1200, 1400 ó 1600 mm. A pedido, otras trochas.

Opcional motores carro con freno. \* También producimos puentes grúa y pórticos de hasta 100 tn.

Importante: Forvis se reserva el derecho de efectuar cambios de modelo y/o dimensiones según requerimientos de nuevos diseños o conveniencia.

Se adopta un Aparejo Eléctrico Modelo FV4 4020.

## Montaje

- Como nuestro aparejo fue provisto con carro monorriel, se debe verificar el ancho de la base de la vía de rodadura del carro y la luz entre las pestañas laterales de las ruedas.
- Para obtenerse un funcionamiento adecuado, deberá ajustarse la luz entre pestañas 2 a 4mm más del ancho de la viga, de manera que siempre quede centrada en el adaptador. La luz se ajusta modificando la posición de las arandelas.
- Si los extremos de la vía de rodadura no son accesibles, se aflojan las ruedas de los tirantes que arman el carro, se separan las placas, se coloca el carro sobre el ala inferior del perfil, se cierran las placas y se ajustan las tuercas de los tirantes.

## Lubricación

- Caja de Engranajes: 4 Litros de ESSO SPARTAN EP 680.
- Guía de Cable: BARDHAL GRASA BARGRAS 1013
- Resorte Tensor: BARDHAL GRASA BARGRAS 1013
- Cable: BARDHAL GRASA BARGRAS 1013



### Dimensiones finales del tambor

- Número de vueltas por minuto del tambor

Siendo:

$$n_{salida} = \frac{n_{motor}}{i_{real}} \Rightarrow i_{real} = \frac{1455rpm}{8,41rpm} \approx \mathbf{173,01}$$

- Revoluciones del tambor

$$Dt_f = \frac{V_{cable}}{\pi * n_{salida}} \Rightarrow n_{salida} = \frac{6 \frac{m}{min}}{\pi * 0,227m} \approx \mathbf{8,41rpm}$$

- Longitud del cable de izaje

Vamos a calcular la longitud del cable.

$$L_{cable} = H_{izaje} * N^{\circ}_{poleas \ x \ lado} * 2_{tiros \ x \ polea}$$

$$L_{cable} = 25m * 1 * 2 = \mathbf{50m}$$

- Numero de gargantas para cable a enrollar

Consideramos 2 espiras fijas por lado.

$$N^{\circ}_{espiras} = \frac{L_{cable}}{Dt_f * \pi} + 2 \Rightarrow N^{\circ}_{espiras} = \frac{50m}{0,227m * \pi} + 2 \approx 72,1$$

Adoptamos:  $N^{\circ}_{espiras} = \mathbf{73}$

- Longitud del tambor arrollado

Entre las tapas del tambor y la última espira correspondiente habrá una distancia de 50mm en cada lado.

$$L_{tambor} = N^{\circ}_{espiras} * P_{paso \ entre \ ranuras} + L_{pasteca}$$

$$L_{tambor} = 73 * 25mm + 650mm = 2500mm$$

### Control Remoto

FORVIS ofrece Radiocontroles Industriales con las siguientes características:

- Transmisor ultraliviano de diseño compacto y anatómico para una mejor operación.
- Sellado herméticamente. Fabricado en material de gran dureza. Resistente a roturas por impactos, así como también a deformaciones por un uso prolongado en condiciones desfavorables. Impermeable al polvo, agua, aceite, ácido, calor, etc.


- Botón de parada de emergencia de rápida respuesta: desactiva el circuito presionando el pulsador y se activa nuevamente al girarlo.
- Cumple satisfactoriamente con las Normas FCC-15 Part y las Directivas Europeas (CE).
- Corte por falta de fase subtensión, sobretensión o inversión de fases.

### 15 MODELS

α 604A	(4) single speed pushbuttons
α 604B	(4) double speed pushbuttons
α 607A	(7) single speed pushbuttons
α 607B	(6) double speed pushbuttons + (1) single speed pushbuttons
α 607AT	(6) single speed pushbuttons + (1) SELECT I/II pushbutton*
α 607BT	(6) double speed pushbuttons + (1) SELECT I/II pushbutton*
α 608A	(8) single speed pushbuttons
α 608B	(6) double speed pushbuttons + (2) single speed pushbuttons
α 612A	(12) single speed pushbuttons
α 612B	(11) single speed pushbuttons + (1) SELECT I/II pushbutton*
α 612C-1	(6) double speed pushbuttons + (6) single speed pushbuttons
α 612C-2	(8) double speed pushbuttons + (4) single speed pushbuttons
α 612D	(10) double speed pushbuttons + (2) single speed pushbuttons
α 612E-1	(6) double speed pushbuttons + (5) single speed pushbuttons + (1) SELECT I/II pushbutton*
α 612E-2	(6) double speed pushbuttons + (3) single speed pushbuttons + (1) SELECT I/II pushbutton*

\* For crane systems with auxiliary hoist and trolley changeover function (5-8 motions)

FOMOTECH INTERNATIONAL CORP.



De la Serie Alpha 600 se adopta un Radiocontrol Modelo **604B** para 2 movimientos.

## Calculo eléctrico

### Selección de llave principal

Para la selección de la llave principal debemos sumar todas las corrientes y seleccionar la que cumpla las condiciones necesarias, en la siguiente tabla se muestra la intensidad de corriente de los equipos que intervienen en el puente grúa.

Rango sup. del rele:  $1,335 \cdot I_n$

EQUIPO	CORRIENTE NOM. [A]	RANGO SUP. DEL RELE [A]	CANTIDAD
Motor de tambor de izaje principal	370	494	1
Motor de tambor de izaje secundario	58	77	1
Motor del carro	20,5	27	2
Freno electrohidráulico principal	3	4	1
Freno electrohidráulico secundario	2	3	1
Freno de pinzas principal	1,5	2	2
Freno de pinzas secundario	1	1	1
Motor del puente	83	111	2



Interruptor en caja moldeada 3VA2	100 A	160 A	250 A	400 A	630 A	1000 A
Número de polos	3 ó 4	3 ó 4	3 ó 4	3 ó 4	3 ó 4	3 ó 4
Corriente asignada $I_n$ 50 °C [A]	25 ... 100	25 ... 160	160 ... 250	250 ... 400	400 ... 630	630... 1000
Tensión asignada de operación $U_e$ AC [V]	690	690	690	690	690	Hasta 690
Capacidad de ruptura última asignada $I_{cu}$ AC [kA] 380... 415V AC	55, 85, 110, 150	55, 85, 110, 150	55, 85, 110, 150	55, 85, 110, 150	55, 85, 110, 150	55, 85, 110, 150
Unidad de disparo (electrónica)						
Protección de líneas LI ETU320	■	■	■	■	■	■
LIG ETU330	■	■	■	■	■	■
LSI ETU350/550/850	■	■	■	■	■	■
LSIG ETU560/860	■	■	■	■	■	■
Capacidad de comunicación (opcional)	■	■	■	■	■	■
Adquisición de datos de energía	Disponibile en las ETUs 8					

Interruptor en caja moldeada 3VA2 - catalogo SIEMENS

Interruptores Automáticos en Caja Moldeada (MCCB) según IEC/EN 60947-2

Disparador por sobreintensidad termomagnético TM240 ATAM

Protección contra sobrecargas regulable Ir y protección contra corto-circuitos regulable li

36 kA (Icu/Ics) hasta 415 VAC - Poder de corte estándar (S)

Desde 16 hasta 630 A:

3-polos

100368626	In: 16A, Ir: 11-16A, li: 160-320A	3VA1196-4EF32-0AA0
100368627	In: 20A, Ir: 14-20A, li: 160-320A	3VA1120-4EF32-0AA0
100368628	In: 25A, Ir: 18-25A, li: 160-320A	3VA1125-4EF32-0AA0
100368629	In: 32A, Ir: 22-32A, li: 160-320A	3VA1132-4EF32-0AA0
100368630	In: 40A, Ir: 28-40A, li: 200-400A	3VA1140-4EF32-0AA0
100368631	In: 50A, Ir: 35-50A, li: 250-500A	3VA1150-4EF32-0AA0
100368632	In: 63A, Ir: 44-63A, li: 315-630A	3VA1163-4EF32-0AA0
100368633	In: 80A, Ir: 56-80A, li: 400-800A	3VA1180-4EF32-0AA0
100368634	In: 100A, Ir: 70-100A, li: 500-1.000A	3VA1110-4EF32-0AA0
100368635	In: 125A, Ir: 88-125A, li: 625-1.250A	3VA1112-4EF32-0AA0
100368636	In: 160A, Ir: 112-160A, li: 800-1.600A	3VA1116-4EF32-0AA0
100368637	In: 200A, Ir: 140-200A, li: 1.000-2.000A	3VA1220-4EF32-0AA0
100368638	In: 250A, Ir: 175-250A, li: 1.250-2.500A	3VA1225-4EF32-0AA0
100439981	In: 320A, Ir: 224-320A, li: 1.600-3.200A	3VA1332-4EF32-0AA0
100439508	In: 400A, Ir: 280-400A, li: 2.000-4.000A	3VA1340-4EF32-0AA0
100439982	In: 500A, Ir: 350-500A, li: 2.500-5.000A	3VA1450-4EF32-0AA0
100439530	In: 630A, Ir: 441-630A, li: 3.150-6.300A	3VA1463-4EF32-0AA0



Interruptor en caja moldeada 3VA2 - catalogo SIEMENS

Adoptamos el equipo: 3VA1450-4EF32-0AA0

## Selección de Guardamotores y Relés Térmicos

Cada motor llevara un guardamotor o un relé térmico asociado. Para seleccionarlo consideraremos que la corriente nominal del motor estará en las inmediaciones del 50 al 75% de la escala de regulación del guardamotor o relé térmico.

En aquellos equipos que no sean motores propiamente dicho y en motores de alto amperaje se utilizaran relés, mientras que en los motores de mediano voltaje se utilizaran guardamotores. Los equipos que llevaran relé tendrán un contactor asociado mientras que los motores que lleven guardamotor pueden o no tener un contactor asociado. Utilizaremos el catálogo de SIEMENS.

### SIRIUS

Aparatos de maniobra, protección y control de motores  
Relés de sobrecarga SIRIUS Innovations



N° Almacén	Descripción del producto	Código
	Tamaño S10, 1NA+1NC incorporados Hasta 630 A	
100016454	Regulación 55 - 250 A	3RB2066-1GC2
100016435	Regulación 160 - 630 A	3RB2066-1MC2

Relés de sobrecarga SIRIUS Catalogo General SIEMENS ed. 2019 - Pág. 71

### SIRIUS

Aparatos de maniobra, protección y control de motores  
Guardamotores SIRIUS Innovations 3RV2



N° Almacén	Descripción del producto	Código
	Tamaño S3 hasta 100 A, Clase 10	
100392389	Regulación: 28 - 40 A, Icu: 65 kA	3RV2041-4FA10
100392390	Regulación: 36 - 50 A, Icu: 65 kA	3RV2041-4HA10
100392391	Regulación: 45 - 63 A, Icu: 65 kA	3RV2041-4JA10
100380147	Regulación: 57 - 75 A, Icu: 65 kA	3RV2041-4KA10
100392392	Regulación: 65 - 84 A, Icu: 65 kA	3RV2041-4RA10
100392393	Regulación: 75 - 93 A, Icu: 65 kA	3RV2041-4YA10
100380146	Regulación: 80 - 100 A, Icu: 65 kA	3RV2041-4MA10

Guardamotores SIRIUS Catalogo General SIEMENS ed. 2019 - Pág. 67

### SIRIUS

Aparatos de maniobra, protección y control de motores  
Guardamotores SIRIUS Innovations 3RV2



N° Almacén	Descripción del producto	Código
	Tamaño S2 hasta 80 A, Clase 10	
100339358	Regulación: 9.5 - 14 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4SA10
100339359	Regulación: 12 - 17 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4TA10
100375341	Regulación: 14 - 20 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4BA10
100339390	Regulación: 18 - 25 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4DA10
100339379	Regulación: 22 - 32 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4EA10
100340898	Regulación: 28 - 36 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4PA10
100352842	Regulación: 32 - 40 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4UA10
100340899	Regulación: 35 - 45 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4VA10
100341040	Regulación: 42 - 52 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4WA10
100352843	Regulación: 49 - 59 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4XA10
100352844	Regulación: 54 - 65 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4JA10
100352845	Regulación: 62 - 73 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4KA10
100352846	Regulación: 70 - 80 A, Icu: 65 kA	3RV2031-4RA10

Guardamotores SIRIUS Catalogo General SIEMENS ed. 2019 - Pág. 67

## SIRIUS

Aparatos de maniobra, protección y control de motores  
Relés de sobrecarga SIRIUS Innovations



N° Almacén	Descripción del producto	Código
<b>Relés de sobrecarga térmicos SIRIUS Innovations</b>		
Tamaño S00 (TORNILLO), 1NA+1NC incorporados		
<b>Hasta 16 A</b>		
100341070	Regulación 0,11 - 0,16 A	3RU2116-0AB0
100356254	Regulación 0,14 - 0,2 A	3RU2116-0BB0
100339355	Regulación 0,18 - 0,25 A	3RU2116-0CB0
100339356	Regulación 0,22 - 0,32 A	3RU2116-0DB0
100242732	Regulación 0,28 - 0,4 A	3RU2116-0EB0
100339357	Regulación 0,35 - 0,5 A	3RU2116-0FB0
100242733	Regulación 0,45 - 0,63 A	3RU2116-0GB0
100339914	Regulación 0,55 - 0,8 A	3RU2116-0HB0
100176277	Regulación 0,7 - 1 A	3RU2116-0JB0
100339354	Regulación 0,9 - 1,25 A	3RU2116-0KB0
100176279	Regulación 1,1 - 1,6 A	3RU2116-1AB0
100176281	Regulación 1,4 - 2 A	3RU2116-1BB0
100176283	Regulación 1,8 - 2,5 A	3RU2116-1CB0
100176285	regulación 2,2 - 3,2 A	3RU2116-1DB0
100176287	Regulación 2,8 - 4 A	3RU2116-1EB0
100176289	Regulación 3,5 - 5 A	3RU2116-1FB0
100176291	Regulación 4,5 - 6,3 A	3RU2116-1GB0
100176293	Regulación 5,5 - 8 A	3RU2116-1HB0
100176295	Regulación 7 - 10 A	3RU2116-1JB0
100242734	Regulación 9 - 12,5 A	3RU2116-1KB0
100208683	Regulación 11 - 16 A	3RU2116-4AB0



Relés de sobrecarga SIRIUS Catalogo General SIEMENS ed. 2019 - Pág. 71

Finalmente, los dispositivos seleccionados para los equipos son los siguientes:

EQUIPO	CORRIENTE NOM. [A]	TIPO	CODIGO
Motor de tambor de izaje principal	370	Relé	3RB2066-1MC2
Motor de tambor de izaje secundario	58	Guardamotor	3RV2031-4JA10
Motor del carro	20,5	Guardamotor	3RV2031-4DA10
Freno electrohidráulico principal	3	Relé	3RU2116-1EB0
Freno electrohidráulico secundario	2	Relé	3RU2116-1CB0
Freno de pinzas principal	1,5	Relé	3RU2116-1BB0
Freno de pinzas secundario	1	Relé	3RU2116-0KB0
Motor del puente	83	Guardamotor	3RV2041-4YA10



### Selección de contactores

Seleccionaremos los contactores en aquellos equipos en que hayamos seleccionado Relés Térmicos.

EQUIPO	CORRIENTE NOM. [A]	TIPO
Motor de tambor de izaje principal	370	Relé
Freno electrohidráulico principal	3	Relé
Freno electrohidráulico secundario	2	Relé
Freno de pinzas principal	1,5	Relé
Freno de pinzas secundario	1	Relé

- Contactor para el motor del tambor de izaje principal

Los datos del motor principal son los siguientes:

Potencia mecánica:  $P_m = 200\text{Kw}$

Tensión de alimentación:  $V = 380\text{V}$

Rendimiento:  $\eta = 95,5\%$

Corriente nominal:  $I_n = 370\text{A}$

Calculamos la potencia eléctrica utilizando la siguiente formula:  $P_e = \frac{P_m}{\eta}$

$$P_e = \frac{200\text{kw}}{0,955} \approx 209,4\text{Kw}$$

#### NORMA IEC 947 – 4 - 1 CATEGORIZACIÓN DE LOS CONTACTORES UTILIZADOS EN LOS CIRCUITOS DE FUERZA

TIPO	CATEGORIA	DESCRIPCION DE LA UTILIZACION
CORRIENTE ALTERNA	AC – 1	Cargas no inductivas, hornos resistivos.
	AC – 2	Motores de anillos rozantes. Arranque y apagado.
	AC – 3	Motores tipo jaula de ardilla. Arranque y apagado.
	AC – 4	Motores jaula. Frecuentes arranques y apagado.
	AC – 5a	Encendido y descarga de control de lamparas.
	AC – 5b	Encendido de lamparas incandescentes.
	AC – 6a	Encendido de transformadores.
	AC – 6b	Encendido de banco de condensadores.
	AC – 8a	Control de motor compresor hermético refrigerado. Con apagado manual y soporte de sobrecargas.
AC – 8b	Control de motor compresor hermético refrigerado. Con apagado automático y soporte de sobrecargas.	
CORRIENTE CONTINUA	DC – 1	Cargas no inductivas y hornos resistivos.
	DC – 3	Motores DC tipo shunt. Comportamiento dinámico.
	DC – 5	Motores DC tipo serie. Comportamiento dinámico.
	DC – 6	Encendido de lamparas incandescentes.

Según la norma IEC 947-4-1, para motores eléctricos con jaula de ardilla y trabajando en corriente continua les corresponde categoría AC - 3.

SIEMENS

## SIRIUS

Aparatos de maniobra, protección y control de motores  
Contactores SIRIUS tamaño S6 a S12

N° Almacén	Descripción del producto	Código
<b>Contactor SIRIUS p/ motor</b> Tamaño S12, 2NA+2NC integrados 400 A / 400 V 50Hz, 200 kW		
100035590	Bobina 24 V AC/DC	3RT1075-6AB36
100015162	Bobina 110 V AC/DC	3RT1075-6AF36
100015163	Bobina 220 V AC/DC	3RT1075-6AP36
100015164	Bobina 380 V AC/DC	3RT1075-6AV36
<b>500 A / 400 V 50Hz, 250 kW</b>		
100035591	Bobina 24 V AC/DC	3RT1076-6AB36
100015166	Bobina 110 V AC/DC	3RT1076-6AF36
100015167	Bobina 220 V AC/DC	3RT1076-6AP36
100015168	Bobina 380 V AC/DC	3RT1076-6AV36

Contactor SIRIUS para motor tamaño 12, 2NA+2NC integrados  
Catalogo General SIEMENS ed. 2019 - Pág. 60

- Contactor para el freno electrohidráulico principal

Los datos del motor del freno son los siguientes:

Potencia mecánica:  $P_m = 3,5Kw$  (Suponemos)

Tensión de alimentación:  $V = 220V$  (Suponemos)

Rendimiento:  $\eta = 95\%$  (Suponemos)

Corriente nominal:  $I_n = 3A$  (Suponemos)

Calculamos la potencia eléctrica:

$$P_e = \frac{P_m}{\eta} \Rightarrow P_e = \frac{3,5Kw}{0,95} \approx 3,7Kw$$

SIEMENS

## SIRIUS

Aparatos de maniobra, protección y control de motores  
Contactores SIRIUS Innovations tamaño S0

N° Almacén	Descripción del producto	Código
<b>Contactor SIRIUS Innovations p/ motor</b> Tamaño S0 (TORNILLO), 1NA+1NC integrados 9 A / 400 V 50Hz, 4 kW		
100324020	Bobina 24 V AC 50Hz	3RT2023-1AB00
100176188	Bobina 110 V AC 50Hz	3RT2023-1AF00
100176190	Bobina 220 V AC 50Hz	3RT2023-1AP00
100337277	Bobina 400 V AC 50Hz	3RT2023-1AV00
100230766	Bobina 24 V DC	3RT2023-1BB40
100374821	Bobina 21-28 V AC/DC	3RT2023-1NB30
100374822	Bobina 95-130 V AC/DC	3RT2023-1NF30
100374823	Bobina 200-280 V AC/DC	3RT2023-1NP30

Contactor SIRIUS Innovations para motor tamaño S0, 1NA+1NC integrados  
Catalogo General SIEMENS ed. 2019 - Pág. 56



- Contactor para el freno electrohidráulico secundario

Los datos del motor del freno son los siguientes:

Potencia mecánica:  $P_m = 2,7Kw$  (Suponemos)

Tensión de alimentación:  $V = 220V$  (Suponemos)

Rendimiento:  $\eta = 96\%$  (Suponemos)

Corriente nominal:  $I_n = 2A$  (Suponemos)

Calculamos la potencia eléctrica:

$$P_e = \frac{P_m}{\eta} \Rightarrow P_e = \frac{2,7Kw}{0,96} \approx 2,8Kw$$

## SIRIUS

Aparatos de maniobra, protección y control de motores  
Contactores SIRIUS Innovations tamaño S00



N° Almacén	Descripción del producto	Código
	<b>Contactador SIRIUS Innovations p/ motor</b> Tamaño S00 (TORNILLO), 1NA ó 1NC integrado dependiendo el modelo <b>7 A / 400 V 50Hz, 3 kW</b>	
100331425	Bobina 24 V AC 50/60Hz, 1NA	3RT2015-1AB01
100338878	Bobina 24 V AC 50/60Hz, 1NC	3RT2015-1AB02
100176180	Bobina 110 V AC 50/60Hz, 1NA	3RT2015-1AF01
100241862	Bobina 110 V AC 50/60Hz, 1NC	3RT2015-1AF02
100176182	Bobina 230 V AC 50/60Hz, 1NA	3RT2015-1AP01
100338876	Bobina 230 V AC 50/60Hz, 1NC	3RT2015-1AP02
100374775	Bobina 400 V AC 50/60Hz, 1NA	3RT2015-1AV01
100374776	Bobina 400 V AC 50/60Hz, 1NC	3RT2015-1AV02
100215617	Bobina 24 V DC, 1NA	3RT2015-1BB41
100185762	Bobina 24 V DC, 1NC	3RT2015-1BB42



Contactador SIRIUS Innovations para motor tamaño S00, 1NA o 1NC integrado dependiendo el modelo  
Catalogo General SIEMENS ed. 2019 - Pág. 55

- Contactor para el freno de pinzas principal y secundario

Los contactores que utilizarán los frenos de pinza principal y secundarios serán el mismo modelo que se adoptó anteriormente para el freno electrohidráulico secundario.

Resumiendo, los contactores seleccionados son los siguientes:

EQUIPO	Pe [Kw]	CONTACTOR	CARACTERISTICAS
Motor de tambor de izaje principal	209,4	3RT1076-6AV36	Contactador Sirius tamaño 12, 2NA+2NC integrados
Freno electrohidráulico principal	3,7	3RT2023-1AP00	Contactador Sirius tamaño S0, 1NA+1NC integrados
Freno electrohidráulico secundario	2,8	3RT2015-1AP01	Contactador Sirius tamaño S00, 1NA
Freno de pinzas principal	2	3RT2015-1AP01	Contactador Sirius tamaño S00, 1NA
Freno de pinzas secundario	2	3RT2015-1AP01	Contactador Sirius tamaño S00, 1NA

### Selección de variadores de velocidad

Los variadores de velocidad los seleccionamos con la corriente asociada a la potencia asignada correspondiente a cada motor.



## SINAMICS

### Variadores de velocidad

#### SINAMIC G120

Nº Almacén	Descripción del producto	Código
<b>MÓDULOS DE POTENCIA PM240-2 (Aplicaciones Generales - Vector Control)</b>		
<b>TENSIÓN DE ENTRADA: TRIFÁSICA 400 V - 3AC 400 V</b>		
ILO = Corriente asignada de salida del variador al motor, basado en el ciclo de sobrecarga normal (Normal Duty).		
Para aplicaciones de alta sobrecarga (Heavy duty) seleccionar una potencia superior a la indicada en la placa del motor.		
<b>Sin filtro CEM</b>		
100337874	Potencia: 0.55kW / 0.75HP, ILO: 1.7A, FSA	6SL3210-1PE11-8UL1
100325179	Potencia: 0.75kW / 1HP, ILO: 2.2A, FSA	6SL3210-1PE12-3UL1
100337875	Potencia: 1.1kW / 1.5HP, ILO: 3.1A, FSA	6SL3210-1PE13-2UL1
100325180	Potencia: 1.5kW / 2HP, ILO: 4.1A, FSA	6SL3210-1PE14-3UL1
100325181	Potencia: 2.2kW / 3HP, ILO: 5.9A, FSA	6SL3210-1PE16-1UL1
100325182	Potencia: 3kW / 4HP, ILO: 7.7A, FSA	6SL3210-1PE18-0UL1
100325183	Potencia: 4kW / 5HP, ILO: 10.2A, FSB	6SL3210-1PE21-1UL0
100325184	Potencia: 5.5kW / 7.5HP, ILO: 13.2A, FSB	6SL3210-1PE21-4UL0
100325185	Potencia: 7.5kW / 10HP, ILO: 18A, FSB	6SL3210-1PE21-8UL0
100325186	Potencia: 11kW / 15HP, ILO: 26A, FSC	6SL3210-1PE22-7UL0
100325187	Potencia: 15kW / 20HP, ILO: 32A, FSC	6SL3210-1PE23-3UL0
100337876	Potencia: 18.5kW / 25HP, ILO: 38A, FSD	6SL3210-1PE23-8UL0
100337877	Potencia: 22kW / 30HP, ILO: 45A, FSD	6SL3210-1PE24-5UL0
100337878	Potencia: 30kW / 40HP, ILO: 60A, FSD	6SL3210-1PE26-0UL0
100337879	Potencia: 37kW / 50HP, ILO: 75A, FSD	6SL3210-1PE27-5UL0
100337880	Potencia: 45kW / 60HP, ILO: 90A, FSE	6SL3210-1PE28-8UL0
100337881	Potencia: 55kW / 75HP, ILO: 110A, FSE	6SL3210-1PE31-1UL0
100361302	Potencia: 75kW / 100HP, ILO: 145A, FSF	6SL3210-1PE31-5UL0
100361303	Potencia: 90kW / 125HP, ILO: 178A, FSF	6SL3210-1PE31-8UL0
100361304	Potencia: 110kW / 150HP, ILO: 205A, FSF	6SL3210-1PE32-1UL0
100361305	Potencia: 132kW / 200HP, ILO: 250A, FSF	6SL3210-1PE32-5UL0
100030024	Potencia: 160kW / 250HP, ILO: 302A, FSGX (PM240 primera generación)	6SL3224-0XE41-3UA0
100030025	Potencia: 200kW / 300HP, ILO: 370A, FSGX (PM240 primera generación)	6SL3224-0XE41-6UA0
100030026	Potencia: 240kW / 400HP, ILO: 477A, FSGX (PM240 primera generación)	6SL3224-0XE42-0UA0



Variadores de velocidad SINAMIC G120 - Catalogo General SIEMENS ed. 2019 - Pág. 104

EQUIPO	CORRIENTE NOM. [A]	TIPO DE VARIADOR DE VELOCIDAD	CODIGO DE VARIADOR DE VELOCIDAD
Motor de tambor de izaje principal	370	Variador de velocidad SINAMIC G120	6SL3224-0XE41-6UA0
Motor de tambor de izaje secundario	58		6SL3210-1PE26-0UL0
Motor del carro	20,5		6SL3210-1PE22-7UL0
Freno electrohidráulico principal	3		6SL3210-1PE13-2UL1
Freno electrohidráulico secundario	2		6SL3210-1PE12-3UL1
Freno de pinzas principal	1,5		6SL3210-1PE11-8UL1
Freno de pinzas secundario	1		6SL3210-1PE11-8UL1
Motor del puente	83		6SL3210-1PE28-8UL0

### Selección de Finales de carrera

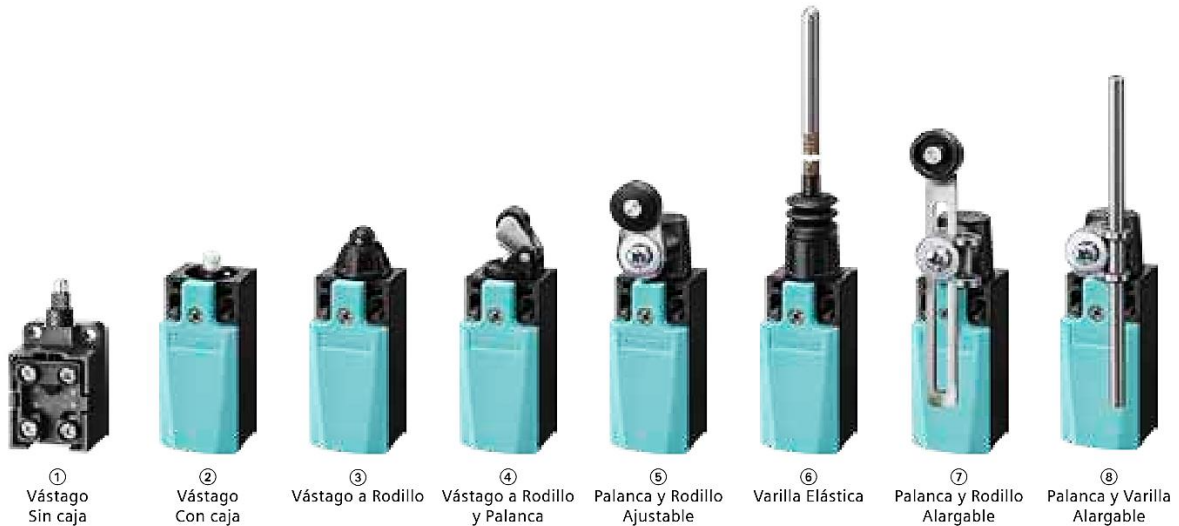
Los finales de carrera adoptados son los siguientes:

## SIRIUS

Aparatos de maniobra, protección y control de motores  
Fines de carrera SIRIUS 3SE5



N° Almacén	Descripción del producto	Código
	Caja Metálica 56 mm, IP67, Acción Lenta, 1NA+1NC	
100034565	Vástago Simple	② 3SE5122-0BC02
100034566	Vástago a Rodillo	③ 3SE5122-0BD02
100034551	Vástago a Rodillo y Palanca	④ 3SE5122-0BE01
100034567	Palanca y Rodillo, Ajustable	⑤ 3SE5122-0BH01
100034568	Varilla Elástica	⑥ 3SE5122-0CR01
100034552	Palanca y Rodillo, Alargable	⑦ 3SE5122-0BH50
100034553	Palanca y Varilla, Alargable	⑧ 3SE5122-0CH80



① Vástago Sin caja

② Vástago Con caja

③ Vástago a Rodillo

④ Vástago a Rodillo y Palanca

⑤ Palanca y Rodillo Ajustable

⑥ Varilla Elástica

⑦ Palanca y Rodillo Alargable

⑧ Palanca y Varilla Alargable

Fines de carrera SIRIUS 3DE5 - Catalogo General SIEMENS ed. 2019 - Pág. 85

Ubicación de los finales de carrera:

Ubicación	TIPO	CODIGO DE VARIADOR DE VELOCIDAD
Tambor principal	Vástago simple	3SE5122-0BC02
Tambor secundario	Vástago simple	3SE5122-0BC02
Carro del puente grúa	Palanca y Varilla, Alargable	3SE5122-0CH80
Vigas testeras del puente grúa	Palanca y Varilla, Alargable	3SE5122-0CH80



## Bibliografía

- Norma CMAA 70 Ed. 1988 Español.
- ASME NOG-01-2015 Rules for Construction of Overhead and Gantry Cranes.
- SPM03 – Guía y elementos para el T.P. N°2: "Proyecto de un puente grúa" – 2005 (*Apunte de la cátedra*).
- Aparatos de elevación y transporte Principios y elementos constructivos – H. Ernst (Tomo 1) – Editorial Blume – Primera edición española [1970].
- Cálculos de elementos de máquinas – Atilio Zanetta Lopez y Horacio J. Davicino
- Apunte de Estabilidad II (UTN Fra – Mecánica) – Ing. Alfredo Omar López
- Catálogo Técnico Miguel Abad (Rev. 5)

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**ASIGNATURA  
CURSO LECTIVO**

**PROYECTO FINAL  
2022**

**TRABAJO PRÁCTICO N°:**

**MÁQUINA ÚNICA**

**TÍTULO:**

-

**DOCUMENTO N°:**

**PRESUPUESTO**

**PROFESOR:**

*Ing. Federico Gastón Trejo Ponce*

**ALUMNOS:**

*Hernán Moran Pereyra  
Facundo Correa  
Juan Juarez  
Claudio Paiz*

**CURSO**

**5-1-S**

**ESPECIALIDAD:**

*Ingeniería Mecánica*

**GRUPO**

**3**

**FECHA DE REALIZACIÓN:**

-

**FECHA DE ENTREGA:**

-

A	FECHA ENTREGA	FECHA DEVOLUCIÓN	OBSERVACIONES
N°	12/8/2022		Primera entrega.

**REVISIONES**

**FECHA Y FIRMA DE APROBACIÓN DEL TRABAJO PRÁCTICO:**

**FIRMA ATP**

**FIRMA JTP**

**FECHA FIRMA**

**PRESUPUESTO****PRECIO UNITARIO CUADRILLA DE OPERARIOS**

Se asumen 10 horas de trabajo diarias representadas en 8 horas regulares y 2 horas extras, esto permitira tener 1 hora de preparacion y manipulacion del material al principio del turno y 1 hora de limpieza y cierre el final del turno.

**Precio unitario de operarios**

Suposiciones

(1) Jornada diaria: 8 horas regulares (HR) + 2 horas extras (HE).

(2) Plantel de operarios: 1 oficial soldador + 2 medio oficial + 1 pintor.

DESCRIPCION	TARIFA/HORA	HORA / DIA	TARIFA / DIA	CANT. / OPER	T. O. / DIA
HR - OFICIAL SOLDADOR	\$ 550,58	8	\$ 4.404,64	1	\$ 4.404,64
HR - MEDIO OFICIAL	\$ 465,74	8	\$ 3.725,92	2	\$ 7.451,84
HR - PINTOR	\$ 550,58	8	\$ 4.404,64	1	\$ 4.404,64
HE - OFICIAL SOLDADOR	\$ 825,87	2	\$ 1.651,74	1	\$ 1.651,74
HE - MEDIO OFICIAL	\$ 698,61	2	\$ 1.397,22	2	\$ 2.794,44
HE - PINTOR	\$ 825,87	2	\$ 1.651,74	1	\$ 1.651,74
<b>COSTO TOTAL OPERARIOS POR DIA</b>					<b>\$ 22.359,04</b>

Notas:

(1) De CCT Nº 260/75 - SALARIOS 2021/2022 - Anexo I, II y III Rama Nº17 Metalmeccanica y otras.

(2) La hora extra se considera un 50% por encima de hora regular por tratarse de día semanal.

**Precio unitario de equipos**

Suposiciones

(1) Autoelevador de 3 Tn de capacidad para transportar y descargar material en lugar de trabajo. (2) Plataforma elevadora 10 m para trabajos en altura.

DESCRIPCION	TARIFA / DIA	CANT. REQUERIDA	TARIFA EQUIPO / DIA
AUTOELEVADOR 3 TN	\$ 3.000,00	1	\$ 3.000,00
PLAT. ELEVADORA 10 M	\$ 2.500,00	2	\$ 5.000,00
<b>COSTO TOTAL ALQUILER DE EQUIPOS POR DIA</b>			<b>\$ 8.000,00</b>
<b>COSTO CUADRILLA POR DIA</b>			<b>\$ 30.359,04</b>

**MANO DE OBRA****SOLDADURA**

COMPONENTE	CANTIDAD (m)	EXCEDENTE 10% (m)	PROD. DIARIA (m)	DIAS CUADRILLA	COSTO TOT. COMPON.
VIGA PRINCIPAL (2 un)	480,80	528,88	25	19,23	\$ 583.865,06
VIGA TESTERA (4 un)	48,80	53,68	25	1,95	\$ 59.260,85
ANCLAJE (4 un)	23,20	25,52	25	0,93	\$ 28.173,19
TAMBOR PRINCIPAL	29,50	32,45	25	1,18	\$ 35.823,67
TAMBOR SECUNDARIO	22,30	24,53	25	0,89	\$ 27.080,26
VIGA TESTERA 1 CARRO	91,70	100,87	25	3,67	\$ 111.356,96
VIGA TESTERA 2 CARRO	94,00	103,40	25	3,76	\$ 114.149,99
ESTRUCTURA CARRO	48,90	53,79	25	1,96	\$ 59.382,28
VIGA TRANSVERSAL (3 un)	84,90	93,39	25	3,40	\$ 103.099,30
SOPORTES CARRO	60,10	66,11	25	2,40	\$ 72.983,13
BALANCIN	0,42	0,46	25	0,02	\$ 510,03
<b>COSTO TOTAL MANO DE OBRA SOLDADURA</b>					<b>\$ 1.195.684,72</b>

**PINTURA**

COMPONENTE	CANTIDAD (m2)	EXCEDENTE 10% (m2)	PROD. DIARIA (m2)	DIAS CUADRILLA	COSTO TOT. COMPON.
VIGA PRINCIPAL (2 un)	293,36	322,70	35	8,38	\$ 254.460,80
VIGA TESTERA (4 un)	197,48	217,23	35	5,64	\$ 171.294,38
ANCLAJE (4 un)	14,48	15,93	35	0,41	\$ 12.559,97
TAMBOR PRINCIPAL	19,58	21,54	35	0,56	\$ 16.983,71
TAMBOR SECUNDARIO	5,99	6,59	35	0,17	\$ 5.195,73
VIGA TESTERA 1 CARRO	19,20	21,12	35	0,55	\$ 16.654,10
VIGA TESTERA 2 CARRO	19,27	21,20	35	0,55	\$ 16.714,82
ESTRUCTURA CARRO	80,36	88,40	35	2,30	\$ 69.704,36
VIGA TRANSVERSAL (3 un)	48,45	53,30	35	1,38	\$ 42.025,59
SOPORTES CARRO	18,44	20,28	35	0,53	\$ 15.994,88
BALANCIN	1,10	1,21	35	0,03	\$ 954,14
<b>COSTO TOTAL MANO DE OBRA PINTURA</b>					<b>\$ 622.542,47</b>

**OTRAS TAREAS**

TAREA	DIAS CUADRILLA	COSTO TAREA
TALADRADO	0,5	\$ 15.179,52
AMOLADO	1,0	\$ 30.359,04
ABULONADO	0,3	\$ 9.107,71
CORTES MENORES	0,5	\$ 15.179,52
MOVIMIENTO DE CARGAS	1,0	\$ 30.359,04
<b>COSTO TOTAL MANO DE OBRA OTRAS TAREAS</b>		<b>\$ 100.184,83</b>

**COSTO TOTAL MANO DE OBRA****\$ 1.918.412,02****COSTO TOTAL MANO DE OBRA USD (1)****USD 13.572,07***Notas:**(1) Se toma el tipo de cambio oficial al 04/08/2022. \$141,35*



### ESTIMADO DE MATERIALES

#### MATERIA PRIMA

COMPONENTE	CT.	UN.	FT. DP. (%)	CT. AJ.	COSTO UNITARIO	COSTO TOT. COMPON.
ACERO VIGA PRINCIPAL (2 un)	75000	kg	101	75750	USD 6,00	USD 454.500,00
ACERO VIGA TESTERA (4 un)	10020	kg	101	10120	USD 6,00	USD 60.721,20
ACERO ANCLAJE (4 un)	2700	kg	102	2754	USD 6,00	USD 16.524,00
ACERO CARRO	26715	kg	102	27249	USD 6,00	USD 163.495,80
TAMBOR PRINCIPAL	5590	kg	102	5702	USD 6,00	USD 34.210,80
TAMBOR PRINCIPAL	1110	kg	102	1132	USD 6,00	USD 6.793,20
BALANCIN	170	kg	102	173,4	USD 6,00	USD 1.040,40
ESMALTE SINTETICO ANTIOXIDO	790	m2	110	869	USD 7,00	USD 6.083,00
ELECTRODO AWS 6010 6 mm	332	kg	110	365,2	USD 11,00	USD 4.017,20
OTROS INSUMOS Y CONSUMIBLES (1)	1213	kg	110	1334	USD 6,00	USD 8.006,13
<b>COSTO TOTAL MATERIA PRIMA</b>					<b>USD</b>	<b>755.391,73</b>

Notas:

(1) Para otros insumos y consumibles se adopto un gasto del 1% respecto al costo total del acero.

#### COMERCIALES MECANICOS

COMPONENTE	CT.	UN.	COSTO UNITARIO	COSTO COMPONENTE
REDUCTOR DE VELOCIDAD PHD-9075-P4-BL-250	1	un	USD 30.125,00	USD 30.125,00
REDUCTOR DE VELOCIDAD PHD-9115-P4-BL-100	1	un	USD 37.320,00	USD 37.320,00
ACOPLAMIENTO DE BARRILETE 280 CARGA MAX.180000 Nm	1	un	USD 4.200,00	USD 4.200,00
ACOPLAMIENTO DE BARRILETE 205 CARGA MAX.7000 Nm	1	un	USD 3.780,00	USD 3.780,00
POLEA Ø400 mm 019.40.15	2	un	USD 2.700,00	USD 5.400,00
POLEA Ø355 mm 019.35.13	1	un	USD 2.300,00	USD 2.300,00
POLEA Ø800 mm	6	un	USD 5.200,00	USD 31.200,00
POLEA DE REENVIO Ø710 mm	4	un	USD 4.500,00	USD 18.000,00
RUEDA DE CARRO SERIE MA1 630H	4	un	USD 4.000,00	USD 16.000,00
<b>COSTO TOTAL COMERCIALES MECANICOS</b>			<b>USD</b>	<b>148.325,00</b>

#### COMERCIALES ELECTRICOS

COMPONENTE	CT.	UN.	COSTO UNITARIO	COSTO COMPONENTE
MOTOR WEG W22 40 HP	1	un	USD 2.316,00	USD 2.316,00
MOTOR WEG W22 270 HP	1	un	USD 15.105,00	USD 15.105,00
MOTORREDUCTOR AUH 90 TD-B14.0-300-3-96.3	1	un	USD 26.465,00	USD 26.465,00
FRENO DE PINZA Ringspann DT 315 FEM activador 455	2	un	USD 3.100,00	USD 6.200,00
FRENO DE PINZA Ringspann DT 200 FEM activador 452	1	un	USD 2.200,00	USD 2.200,00
FRENO DE DISCO Pintsch Bubenzer serie SF modelo SF30	1	un	USD 3.500,00	USD 3.500,00
FRENO DE DISCO Pintsch Bubenzer serie SF modelo SF15	1	un	USD 1.900,00	USD 1.900,00
APAREJO N 12 M4 25tn	1	un	USD 29.000,00	USD 29.000,00
APAREJO N 80 M4 160tn	1	un	USD 130.000,00	USD 130.000,00
APAREJO N 100 M4 200tn	1	un	USD 190.000,00	USD 190.000,00
POLIPASTO ELECTRICO A CADENA 5 tn 9 m	1	un	USD 10.328,90	USD 10.328,90
<b>COSTO TOTAL COMERCIALES ELECTRICOS</b>			<b>USD</b>	<b>417.014,90</b>





## ESTIMADO DE MATERIALES

## COMERCIALES PROTECCION ELECTRICA

COMPONENTE	CT.	UN.	COSTO UNITARIO	COSTO COMPONENTE
IN. AUT. EN CAJA MOLDEADA 3VA1450-4EF32-0AA0	1	un	USD 1.754,83	USD 1.754,83
RELE SIRIUS 160A-630A 3RB2066-1MC2	1	un	USD 558,56	USD 558,56
GUARDAMOTOR SIRIUS 3RV2 54A-65A 3RV2031-4JA10	1	un	USD 229,87	USD 229,87
GUARDAMOTOR SIRIUS 3RV2 18A-25A 3RV2031-4DA10	1	un	USD 161,63	USD 161,63
RELE SIRIUS 2,8A-4A 3RU2116-1EB0	1	un	USD 69,32	USD 69,32
RELE SIRIUS 1,8A-2,5A 3RU2116-1CB0	1	un	USD 69,32	USD 69,32
RELE SIRIUS 1,4A-2A 3RU2116-1BB0	1	un	USD 69,32	USD 69,32
RELE SIRIUS 0,9A-1,25A 3RU2116-0KB0	1	un	USD 69,32	USD 69,32
GUARDAMOTOR SIRIUS 3RV2 75A-93A 3RV2041-4YA10	1	un	USD 286,75	USD 286,75
CONTACTOR SIRIUS TAM. 12 2NA+2NC 3RT1076-6AV36	1	un	USD 2.487,24	USD 2.487,24
CONTACTOR SIRIUS TAM. S0, 1NA+1NC 3RT2023-1AP00	1	un	USD 44,49	USD 44,49
CONTACTOR SIRIUS TAM. S00 1NA 3RT2015-1AP01	3	un	USD 37,17	USD 111,51
VAR. VEL. SINAMIC G120 200Kw 370A 6SL3224-0XE41-6UAO	1	un	USD 9.077,66	USD 9.077,66
VAR. VEL. SINAMIC G120 30Kw 60A 6SL3210-1PE26-0ULO	1	un	USD 3.082,15	USD 3.082,15
VAR. VEL. SINAMIC G120 11Kw 26A 6SL3210-1PE22-7ULO	1	un	USD 1.287,60	USD 1.287,60
VAR. VEL. SINAMIC G120 1,1Kw 3,1A 6SL3210-1PE13-2UL1	1	un	USD 310,93	USD 310,93
VAR. VEL. SINAMIC G120 0,75Kw 2,2A 6SL3210-1PE12-3UL1	1	un	USD 281,24	USD 281,24
VAR. VEL. SINAMIC G120 0,55Kw 1,7A 6SL3210-1PE11-8UL1	2	un	USD 269,17	USD 538,34
VAR. VEL. SINAMIC G120 45Kw 90A 6SL3210-1PE28-8ULO	1	un	USD 4.568,43	USD 4.568,43
VASTAGO SIMPLE 3SE5122-0BC02	2	un	USD 48,06	USD 96,12
PALANCA Y VARILLA ALARGABLE 3SE5122-0CH80	2	un	USD 54,85	USD 109,70
<b>COSTO TOTAL PROTECCION ELECTRICA</b>			<b>USD</b>	<b>25.264,33</b>

## COSTO TOTAL MATERIALES

USD 1.345.995,96

## ESTIMADO SUBCONTRATISTAS

COMPONENTE	CT.	UN.	COSTO UNITARIO	COSTO TRABAJO
MANO DE OBRA ELECTRICA	25	hs	USD 30,00	USD 750,00
CORTE LASER	15	hs	USD 100,00	USD 1.500,00
PRUEBA DE CARGA	10	hs	USD 25,00	USD 250,00
TRATAMIENTO TERMICO	61450	kg	USD 0,33	USD 20.278,50
TORNEADO PESADO	50	hs	USD 75,00	USD 3.750,00
<b>COSTO TOTAL SUBCONTRATISTAS</b>			<b>USD</b>	<b>26.528,50</b>

## TOTALES

ITEMS	TOTALES
MANO DE OBRA	USD 13.572,07
MATERIALES	USD 1.345.995,96
SUBCONTRATISTAS	USD 26.528,50
<b>SUBTOTAL</b>	<b>USD 1.386.096,53</b>



**MARGENES DE BENEFICIOS**

**GASTOS GENERALES E INTERNOS**

ITEMS	PORCENTAJE	TOTALES	
GESTION DE PROYECTOS/ADMINISTRACION	7,0	USD	97.026,76
INSTALACIONES TEMPORALES Y CONTROL	2,0	USD	27.721,93
SEGUROS	1,0	USD	13.860,97
PROGRAMA DE SEGURIDAD	0,5	USD	6.930,48
FORMACION Y CERTIFICACIONES	1,0	USD	13.860,97
PERMISIONES	0,5	USD	6.930,48
GANANCIA	10,0	USD	138.609,65
<b>ESTIMADO TOTAL</b>		<b>USD</b>	<b>1.691.037,77</b>

MANUAL DE OPERACIÓN Y  
MANTENIMIENTO

## Tabla de contenido

<b>1. Objetivo.....</b>	<b>3</b>
<b>2. Alcance.....</b>	<b>3</b>
<b>3. Prevenciones generales durante las reparaciones.....</b>	<b>3</b>
<b>4. Mantenimiento de las pistas de rodadura.....</b>	<b>4</b>
<b>5. Cables.....</b>	<b>4</b>
<b>5.1 LUBRICACIÓN DE CABLES EN SERVICIO .....</b>	<b>4</b>
<b>5.2 MANTENIMIENTO, INSPECCIÓN Y CRITERIO DE SUSTITUCIÓN DE LOS CABLES .....</b>	<b>5</b>
<b>5.3 ESTADO DEL CABLE ANTES DE SU INSTALACIÓN.....</b>	<b>5</b>
<b>5.4 MANTENIMIENTO.....</b>	<b>5</b>
<b>5.5 INSPECCIONES Y FRECUENCIA .....</b>	<b>6</b>
5.5.1 INSPECCIONES DIARIAS .....	6
5.5.2 INSPECCIONES ESPECIALES.....	6
5.5.3 PUNTOS QUE DEBERÁN SER INSPECCIONADOS .....	6
5.5.4 TERMINACIONES CON EXCLUSIÓN DE LAS ESLINGAS.....	7
5.5.5 CRITÉRIOS DE SUSTITUCIÓN .....	7
5.5.6 NATURALEZA Y Nº DE ROTURA DE LOS ALAMBRES.....	8
5.5.7 ROTURAS DE ALAMBRES EN LA ZONA DE LA TERMINACIÓN .....	8
<b>6. GRAPAS DE AMARRE DEL CABLE.....</b>	<b>8</b>
<b>7. TERMINAL DE CUÑA.....</b>	<b>8</b>
<b>8. GANCHOS .....</b>	<b>8</b>
<b>9. POLEAS Y TAMBORES.....</b>	<b>9</b>
<b>10. CAMBIO DE RODAMIENTO DEL TAMBOR .....</b>	<b>10</b>
<b>11. PROCEDIMIENTO PARA DESMONTAR EL APAREJO .....</b>	<b>10</b>
<b>12. Plan de mantenimiento .....</b>	<b>11</b>
12.1 VERIFICACIÓN DIARIA.....	11
12.2 VERIFICACIÓN PERIÓDICA .....	12
<b>13. Engrase.....</b>	<b>13</b>
13.1 Tabla de engrase .....	13
<b>14. Traslación .....</b>	<b>14</b>
14.1 Periodicidad de las inspecciones .....	14
14.2 Cambio de grasa .....	14
<b>15. Componentes de recambio .....</b>	<b>16</b>
<b>16. Anexo .....</b>	<b>17</b>
16.1 Ejemplos típicos de los diferentes defectos que pueden producirse en un cable ..	17



## 1. Objetivo

El objetivo de este manual es recomendar los procedimientos primordiales de mantenimiento para Grúas y asegurar el desarrollo normal de estas actividades para un trabajo seguro y óptimo.

Para que la Grúa se conserve confiable, es de suma importancia seguir un plan regular de mantenimiento preventivo.

En este manual van indicadas las inspecciones de cada parte. Las piezas cuyas instrucciones de mantenimiento indican que deben ser inspeccionadas tanto diaria como semanalmente, breve examen todos los días y serán inspeccionadas a fondo cada semana. Esto es válido también para otros casos similares donde se indican dos periodicidades de inspección.

## 2. Alcance

Este procedimiento está dirigido a personal involucrado en los trabajos de mantenimiento de puente grúa, este trabajo debe ser desarrollado bajo condiciones de eficiencia, calidad y seguridad evitando cualquier tipo de incidentes que puedan dañar el recurso humano, material y ambiental.

## 3. Prevencciones generales durante las reparaciones

En caso de reparaciones eventuales, atender a los siguientes cuidados:

- Asegurarse de desconectar totalmente la Grúa.
- Aislar el espacio comprendido por la zona de trabajo rotulando claramente como ZONA DE PELIGRO GRÚA EN REPARACION.
- Los trabajos se efectuarán siempre después de informar a la persona responsable.
- Caso de transitar en la misma pista dos ó más grúas, deberán ser tomadas precauciones para la Grúa en reparación para que no sea alcanzado por los demás.
- Cuando fuera posible, posicionar la Grúa en el extremo de la pista para facilitar el acceso de los operarios de mantenimiento.
- La reparación se efectuará siempre que sea posible fuera del horario de trabajo.
- Al término de la reparación y después de verificado por la persona responsable de la fábrica, se hará la entrega de la Grúa reparada, informando las tareas realizadas.
- Las maniobras de pruebas correspondientes solo podrán ser ejecutadas por los operadores de la Grúa.

## 4. Manutención de las pistas de rodadura

La inspección y mantenimiento de las vías es importante para la conservación en perfectas condiciones de las ruedas de traslación, de los mecanismos y la estructura.

Además de las inspecciones que recomendamos como regulares, se debe examinar los carriles inmediatamente después de cualquier indicio de trepidación, ó cuando haya un desgaste excesivo de los aros ó pestañas de las ruedas.

Cuando las pistas fueran montadas en terrenos transitorios, las inspecciones deberán ser con mayor frecuencia.

## 5. Cables

### 5.1 LUBRICACIÓN DE CABLES EN SERVICIO

Es conveniente reponer la grasa cada 3 meses de acuerdo con las condiciones climáticas del lugar. El lubricante más indicado es grasa Cálcica Grafitada, que cumpla las siguientes funciones:

- A. Disminuye la fricción entre los alambres y cordones facilitando un deslizamiento relativo.
- B. Evita la corrosión del cable.
- C. Preserva el alma textil.

Para esta operación es necesario primero limpiar con una escoba de acero los restos de grasa anterior y el polvo adherido. Se recomienda realizar el engrase valiéndose de un trapo impregnado de aceite, preferiblemente caliente. El lubricante a ser aplicado reunirá las siguientes condiciones:

- A. Ser suficientemente fluido para penetrar en el interior del cable.
  - B. Sea adherente para que no se escurra.
  - C. Exento de residuos ácidos.
- En caso de productos de alta viscosidad se puede aplicar en caliente, haciendo una consulta previa al fabricante del lubricante.

Se recomienda mantener en cada instalación las anotaciones indicando:

- A. Fecha de instalación
- B. Características del cable.
- C. Intervalo para engrase y grasa indicada.

D. Anotaciones complementarias.

## 5.2 MANTENIMIENTO, INSPECCIÓN Y CRITERIO DE SUSTITUCIÓN DE LOS CABLES

En este apartado nos remitimos a la norma UNE58-111-91 equivalente a ISO 4309-1990.

### 5.3 ESTADO DEL CABLE ANTES DE SU INSTALACIÓN

El usuario deberá asegurarse de su instalación. Para la sustitución de un cable se utilizará otro del mismo tipo que el sustituido. Si se empleara otro tipo, el usuario se asegurará que posea al menos propiedades equivalentes a los del cable sustituido.

Cuando la longitud necesaria de un cable se toma de otro de mayor longitud, es preciso hacer una ligadura en ambas partes del corte o emplear otro procedimiento conveniente para evitar el destrenzado del cable a partir del extremo.

Antes de la colocación del nuevo cable, es preciso comprobar que las gargantas de los tambores y de las poleas corresponden al diámetro del cable.

Se deberá almacenar los cables en local frío y seco y en temperatura constante. Es importante no dejar en el suelo. Nunca colocar los cables en lugares expuestos a gases ácidos, vapores y otros agentes corrosivos.

Para retirar el cable del carrete, es conveniente colocar una barra a través de este y levantarlo en caballetes para poder girar libremente.

Cuando el cable está en rollos, se deberá rodar sobre el piso de modo que se pueda enrollar o desenrollar de forma natural.

### 5.4 MANTENIMIENTO

El mantenimiento del cable deberá efectuarse en función del aparato, de su empleo, de su entorno y del tipo de cable. Salvo indicación contraria del fabricante del aparato o del cable, éste se limpiará si es posible y se impregnará de grasa o aceite particularmente en las zonas de flexión al paso sobre las poleas.



El lubricante de mantenimiento deberá ser compatible con las grasas de origen empleadas en la fabricación del cable.

Una menor vida del cable puede ser el resultado de una falta de mantenimiento, particularmente cuando el aparato de elevación trabaja en medio corrosivo y en algunos casos si por razones ligadas a su utilización no puede emplearse lubricante alguno.

## 5.5 INSPECCIONES Y FRECUENCIA

El desgaste de los cables y en función del tipo de trabajo que realizan, esto provoca una disminución del coeficiente de seguridad de trabajo.

A fin de evitar roturas es necesario inspeccionar periódicamente los cables. Esta inspección sirve para conocer los factores que más influyen en su desgaste y así corregir y disminuir una acción de estas.

### 5.5.1 INSPECCIONES DIARIAS

En la medida de lo posible, todas las partes visibles de los cables deberán ser examinadas diariamente a fin de determinar los signos de deterioro y las deformaciones. Deberá darse atención particular a los puntos de amarre de los cables con el aparato. Todo cambio sensible o sospecha del estado del cable deberá ser señalado y seguido de un examen por una persona competente.

### 5.5.2 INSPECCIONES ESPECIALES

- En todos los casos cuando un incidente ha podido causar desgastes en los cables y/o en los puntos de amarre, o en alguna circunstancia como cuando un cable ha sido puesto en servicio después de su desmontaje, el cable deberá ser nuevamente inspeccionado.
- En todos los casos en que un aparato de elevación haya sido puesto fuera de servicio durante cierto período, los cables deberán ser inspeccionados antes de comenzar un nuevo trabajo.

### 5.5.3 PUNTOS QUE DEBERÁN SER INSPECCIONADOS

Cuando sea necesario inspeccionar el cable en toda su longitud, es preciso examinar particularmente:

- Los puntos de amarre a las extremidades de los cables activos y de los cables durmientes.
- Las partes del cable que pasan por las poleas del aparejo y de reenvío, y para los aparatos que efectúan un trabajo repetitivo, los

puntos de paso sobre las poleas en el lugar correspondiente a las tomas de la carga, véase anexo A.

- Las partes del cable que pasan sobre las poleas de compensación.
- Las partes del cable que pueden estar sometidas a la abrasión por factores externos.
- El examen interno para la corrosión y la fatiga.

Los resultados de la inspección deben ser recogidos en la ficha de inspección del cable.

#### 5.5.4 TERMINACIONES CON EXCLUSIÓN DE LAS ESLINGAS

El cable deberá ser examinado en la zona donde encuentran las fijaciones de los extremos, zona crítica en lo que respecta a rotura de alambres y a la corrosión.

Las uniones extremas de los cables están sujetas en porta cuñas, no permitiéndose otros tipos de amarre.

#### 5.5.5 CRITÉRIOS DE SUSTITUCIÓN

Puede basarse la seguridad de explotación de los cables en servicio en los siguientes criterios.

- naturaleza y número de roturas de alambres;
- roturas de alambres en la zona de la terminación;
- nidos de roturas de hilo;
- escalonamiento en el tiempo del número de las roturas de alambres;
- rotura de un cordón;
- reducción del diámetro del cable debido a la rotura del alma;
- disminución de la elasticidad;
- desgaste externo e interno;
- corrosión externa e interna;
- deformación;
- deterioro producido por el calor o por un fenómeno eléctrico;
- tasa de aumento del alargamiento permanente;

Todos estos criterios son a examinar separadamente. Sin embargo la yuxtaposición de ciertas alteraciones en ciertas zonas puede dar lugar a un efecto acumulativo que deberá ser tenido en cuenta por la persona competente al decidir la sustitución o puesta en servicio del cable.

En cualquier caso, es preciso investigar si los desperfectos no están producidos por un defecto del aparato y caso de ser así, proceder a su reparación antes de la colocación del nuevo cable.

#### 5.5.6 NATURALEZA Y Nº DE ROTURA DE LOS ALAMBRES

La concepción general de un aparato de elevación es tal, que no permite una vida indefinida de los cables.

En los cables con 6 u 8 cordones, los alambres rotos están en la mayoría de los casos en la capa exterior. No es lo mismo en los cables con varias capas de cordones, en los cuales las roturas se producen en el interior y son por tanto "no visibles".

En cuanto al establecimiento de los criterios de sustitución de cables anti giratorios, se deberá tener en cuenta la composición, la longitud en servicio y la manera de como es utilizado el cable.

Atención particular requiere toda superficie seca o que presente una lubricación alterada.

#### 5.5.7 ROTURAS DE ALAMBRES EN LA ZONA DE LA TERMINACIÓN

Un número de roturas, aunque fuera pequeño, en la zona de la terminación o en su proximidad, indica que las tensiones que se ejercen son muy elevadas y pueden ser debidas a un montaje incorrecto de la terminación. Es necesario hallar la causa exacta del deterioro y si es posible rehacer la terminación de manera muy esmerada, al cortar el cable si quedara una longitud suficiente para una posterior utilización.

## 6. GRAPAS DE AMARRE DEL CABLE

Se comprobará visualmente estado de dichas grapas.

## 7. TERMINAL DE CUÑA

Se comprobará visualmente el terminal de cuña observando que el cable no se ha movido y que la cuña está presionando. En caso de encontrarse alguna deformación se aconseja cambiar el terminal de cuña.

## 8. GANCHOS

- Deben ser mantenidos en buen estado y verificar que no tengan fisuras o mordeduras.
- Inspeccionar el anillo giratorio y los rodamientos.
- Inspeccionar las poleas del gancho.

- Limpiar el interior de las cubiertas del fondo de las poleas, caso que existan, evitando que se impregnen de polvo.

## 9. POLEAS Y TAMBORES

Es primordial para la vida del cable que el perfil de las gargantas, de las poleas y de las ranuras de los tambores estén siempre en buen estado.

Por esto deben ser inspeccionados periódicamente estas partes, tomando las medidas necesarias si fuesen observadas señales de desgaste excesivo o defectos causados por los cables.

También es de gran importancia el correcto enrollamiento de los cables en los tambores, para evitar un dañificado prematuro de los cables, eliminando la tendencia a enrollar incorrectamente.

Inspeccionar la forma que los cables se enrollan en los tambores durante la rotación, en todo el curso. Si el enrollamiento tiende a ser desordenado, verifique cuidadosamente el motivo.

- Inspeccionar las grapas de los cables en los tambores.
  - Inspeccionar las ranuras de los tambores.
  - Observar si hay desgastes entre las ranuras, en este caso, esmerilar para darles radios suaves.
  - Asegurar que las ranuras no tengan aumentado la profundidad excesivamente.
  - Inspeccionar las gargantas de las poleas.
1. Asegurarse de que no haya rayamiento excesivo debido a los cables en las gargantas de las poleas.
  2. Asegurarse de que las gargantas de las poleas no tengan aumentado la profundidad excesivamente debido a desgaste.
  3. Asegurarse de que los laterales de las gargantas de las poleas no estén desgastados excesivamente.
  4. Asegurarse de que las esquinas de las gargantas de las poleas no estén desgastadas. Si estuviesen, esmerilar para darles radios suaves.
- Comprobar los ruidos y la temperatura de los rodamientos de las poleas.
  - Inspeccionar para ver si hay señales de grietas capilares en las poleas y en los tambores.

## 10. CAMBIO DE RODAMIENTO DEL TAMBOR

Para el cambio del rodamiento del tambor, proceder de la siguiente manera:

Soltar los tornillos de sujeción de la Reductora al bastidor, calzar levemente el tambor.

Retirar la Caja Reductora con su motor completo, guía de cable con su soporte de guiado, cable soltando del enganche, pasando por las poleas y desmontar el rodamiento con extractor.

- Montar el rodamiento con ligeros golpes, previa limpieza y lubricación del mismo.
- Una vez montado el rodamiento en el tambor, proceder al montaje de todos los elementos mencionados respetando la secuencia de desmontaje.

## 11. PROCEDIMIENTO PARA DESMONTAR EL APAREJO

- La primera operación a realizar es bajar al suelo a una zona previamente desalojada.
- Se debe tener cuidado al apoyar el aparejo para desmontar, para que el peso de ejes y poleas no se transmita a los protectores de las poleas.
- Colocar el aparejo de forma que el disco de apriete se fije por el lado de encima.
- Retirar el disco de apriete para liberar la protección lateral de la polea, luego soltar las poleas con sus rodamientos correspondientes.
- Soltar la placa de retención posicionada en parte inferior del aparejo, para de esta forma poder ser desmontada la placa central y poleas centrales.
- Utilizar extractores para desmontar poleas y rodamientos.
- Comprobar el estado de los rodamientos y cambiar los que estuviesen dañados.
- Antes del montaje, limpiar los rodamientos, ejes y poleas, asegurándose de que estén limpios de polvo. A continuación Lubricar las superficies de contacto y proceder al montaje de todos los elementos con prensa (respetar la secuencia de desmontaje).

En caso de no ser posible con estas herramientas, provocar un deslizamiento con ligeros golpes.

## 12. Plan de mantenimiento

### 12.1 VERIFICACIÓN DIARIA

- Freno: Verificar el buen funcionamiento del freno.
- Interruptor de fin de carrera: Verificar su buen funcionamiento.
- Cable de acero: Verificar su estado, si existe ruptura de hilos y si está bien lubricado.

## 12.2 VERIFICACIÓN PERIÓDICA

TRABAJOS A EFECTUAR	Verificación a la puesta en servicio en fábrica	Primeras revisiones		Intervalos de las revisiones		
		3 meses	12 meses	12 meses	24 meses	48 meses
<b>Reductor de elevación y reductor del carro.</b>						
Verificar niveles y proceder al llenado si es necesario	x					
Primer vaciado.			x			
Control del nivel de aceite.				x		
Vaciados posteriores						x
<b>Freno de elevación y de traslación carro.</b>						
Medir el juego de freno y regularlo si es necesario, en la traslación carro		x		x		
Observar el desgaste del disco de freno y cambiarlo si es necesario.		x		x		
<b>Cable guía y muelle guía</b>						
Grapas y estado de sujeción de las mismas.			x	x		
Engrase.			x	x		
Verificación del estado de desgaste de la guía.		x		x		
Verificación del estado del muelle de la guía.		x		x		
<b>Aparejo y poleas</b>						
Verificación del gancho, giro de gancho y lengüeta.			x	x		
Observación de desgaste de poleas de aparejo y reenvío así como rodamiento que llevan.			x	x		
<b>Limitador de carga.</b>						
Verificación de su buen funcionamiento.	x		x	x		
<b>Ruedas del carro y rodadura.</b>						
Verificar el desgaste de las ruedas, estado de los rodamientos, estado de la rodadura y estado de los topes del carro y de la rodadura.			x	x		
<b>Ejes y piñones de la transmisión del carro.</b>						
Verificación de su estado, holguras y rodamientos.			x	x		
<b>Manguera de alimentación y carros portacables.</b>						
Verificación de su estado.			x	x		
<b>Borneros y empalmes</b>						
Verificación de su estado.			x	x		
<b>Bortonera.</b>						
Verificación del buen estado de la manguera y pulsadores, así como su correcto funcionamiento.			x	x		
<b>Ruidos.</b>						
Verificar que no existen ruidos extraños en el funcionamiento de los motores, reductores y demás elementos del polipasto del carro.			x	x		

## 13. Engrase

Todos los rodamientos tanto de ruedas como de poleas son de engrase de por vida.

Los reductores de elevación y de traslación van en cárter cerrado con una lubricación mediante grasa fluida.

En principio la grasa fluida de los reductores no será cambiada más que en la revisión general marcada en el Plan de mantenimiento de este manual. Entonces se vaciará la reductora de lubricante usado, una vez lo cual se procederá al llenado con el nuevo lubricante.

El cable, la guía y el tambor serán engrasados conforme a lo descrito en los puntos de este manual.

### 13.1 Tabla de engrase

CANTIDAD DE LUBRICANTE (kg) SEGÚN MODELO DE POLIPASTO						
PUNTO DE ENGRASE	TIPO DE LUBRIFICACIÓN	TIPO DE LUBRICANTE	GHB (Kg)	GHD (Kg)	GHE (Kg)	GHF (Kg)
Reductor de elevación.	BARBOTEÓ	VERKOL WG				
Cable.	PINCEL	CÁLCICA GRAFITADA				
Tambor.						
Guía de cable.						
Ranurado del tambor-eje reductor. (caso de desmontarse)						
Rodamiento axial de gancho.		GRASA RF-3				
Reductor de traslación.	BARBOTEÓ	VERKOL WG				
Engranajes de la transmisión. (en el caso de polipastos monorraflés).	PINCEL	COBERTONE-1				



## 14. Traslación

### 14.1 Periodicidad de las inspecciones

Objeto	Diario	6 meses	1 año	Método
Funcionamiento freno	X			Test en funcionamiento
Conexiones eléctricas		x		Visual, sin oxidación en tornillos
Ruido		x		Auricular
Espacio de aire del freno			x	Ver sección motores
Fuga de grasa del reductor y motor			x	Visual
Tornillos de fijación del motor y reductor			x	Manual
Desgaste del reductor			x	Visual, manual

### 14.2 Cambio de grasa

La lubricación es de por vida, cuando la temperatura está entre -20 C y +40 C.

Los engranes han sido lubricados con grasa semifluida.

Si es necesario, se cambiará la grasa como sigue:

- Desmontar la maquinaria. Separar el motor del reductor. Desmontar el reductor.
- Limpiar las partes con aguarrás.
- Para la re-lubricación, emplear la grasa indicada en la tabla 3. Lubricar los rodamientos. Montar el reductor y extender la grasa por los dientes de las ruedas del reductor.
- Unir el motor al reductor y montar la maquinaria en la estructura construida. Atornillar los tornillos a los pares indicados en la tabla 4.

Modelo	Tipo de grasa Fluida	Cantidad (kg)
RFS/125-3T	VERKOL-WG	0,5
RFS/160-3T	VERKOL-WG	1
RFS/250-3T	VERKOL-WG	1,25
RFS/400-3T	VERKOL-WG	2
RFS/630-3T	VERKOL-WG	5,5
RFS/160-4T	VERKOL-WG	1,25
RFS/250-4T	VERKOL-WG	2
RFS/400-4T	VERKOL-WG	3

Lubricantes recomendados para reductores

Marca	Tipo			
	Verkol-WG	Calcica Grafitada	Grasa RF-3	Cobertone-1
VERKOL	Verkol-WG			
TEXACO	Marfak 00			
SOPAO GRASA	Super gr. 888			
SHELL	Shell Tivela Compound A	Barbatia grease-2	Alvania grease-3	Corbula grease-B
MOBIL OIL	Mobilplex 44	Mobilgrease Graphited n°3	Mobilux-3	Mobiltac-81
KLÜBER	Structovis Poo Natosbin B1600EP			
G.P.M.	Silicium R Geargras			
B.P.	Energrease F6-00-EP	Energrease PR-EP-2	Energrease LS-3	Energrease GG
ESSO	Nebula EP-6F	Vanestan	Beacon-3	Cazar K-1

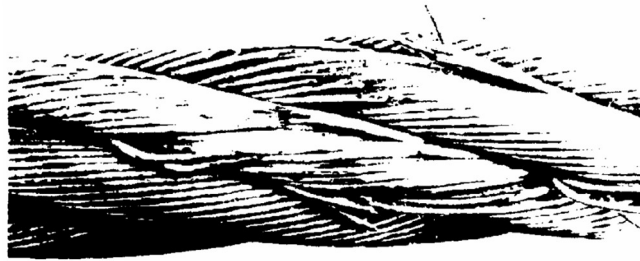
### Equivalencia de grasas para engranajes

## 15. Componentes de recambio

Rodamientos	Tipo	Fabricante	Modelo	Cantidad		
Rodamiento del eje del tambor - Iz. Prin.	Rodamiento de doble hilera de rodillos a rotula	SKF	23030 CC/W33	1		
Rodamientos de las poleas de la pasteca principal - Iz. Prin.	Rodamiento de doble hilera de rodillos cilindricos	...	SL04PP 5036	6		
Rodamientos de las poleas de reenvío - Iz. Prin.	Rodamiento de doble hilera de rodillos cilindricos	...	SL04PP 5034	4		
Rodamiento del eje del tambor secundario - Iz. Sec.	Rodamiento de doble hilera de rodillos a rotula	SKF	23022 CC/W33	1		
Rodamientos de las poleas de la pasteca secundaria - Iz. Sec.	Rodamiento de doble hilera de rodillos cilindricos	...	SL04PP 5015	2		
Rodamientos de la polea de reenvío - Iz. Sec.	Rodamiento de doble hilera de rodillos cilindricos	...	SL04PP 5013	1		
Rodamientos de las ruedas del carro	Rodamiento de doble hilera de rodillos a rotula	SKF	22326 CW33	8 (2 por rueda)		
Componentes de Carro	Tipo	Fabricante	Modelo	Cantidad		
Ruedas	Ruedas para rieles	Miguel Abad	MA1 630 H	4		
Tornillos de rueda	Tornillos rosca métrica	...	M30 x 100mm	16		
Acoplamientos y poleas de freno	Tipo	Fabricante	Modelo	Cantidad		
Acoplamiento motor/reductor - Iz. Prin.	Acoplamiento de engranajes con polea de freno	Tecnon	TADF/BDF 103	1		
Polea de freno del freno de seguridad - Iz. Prin.	Polea de frenado por fricción	Miguel Abad	Mod. AP - Diam. 13"	1		
Acoplamiento de tambor - Iz. Prin.	Acoplamiento de barrilete	Miguel Abad	ART 280	1		
Acoplamiento motor/reductor - Iz. Sec.	Acoplamiento de engranajes	Tecnon	Serie 1000 TADF/B	1		
Polea de freno del freno de seguridad - Iz. Sec.	Polea de frenado por fricción	Miguel Abad	Mod. AP - Diam. 8"	1		
Acoplamiento de tambor - Iz. Sec.	Acoplamiento de barrilete	Miguel Abad	ART 250	1		
Cables	Tipo	Fabricante	Diámetro	Longitud		
Cable de carga - Iz. Prin.	Cable Warrington-Seale 6x36 + 7x7	IPH	32mm	150m (por lado)		
Cable de carga - Iz. Sec.	Cable Warrington-Seale 6x36 + 7x7	IPH	19mm	50m (por lado)		
Lubricantes y grasas	Tipo	Fabricante			Cantidad	
		EXXON MOBILE	SHELL	TOTAL		
Aceite para reductor - Iz. Prin. - Iz. Sec.	Aceite para engranaje	SPARTAN EP320	MOBILGEAR 632	OMALA 320	CARTER EP320	310 Lts.
Grasa para reductor - Iz. Prin. - Iz. Sec.	Grasa para rodamientos	BEACON EP2	MOBILPLEX 48	ALVANIA EP2	MULTIS EP2	5 Lts.
Aceites para frenos	Tipo	Fabricante			Cantidad	
		ESSO	SHELL	CHEVRON		
Freno de emergencias - Iz. Prin.	Aceite hidráulico	SPINESSO 10	TELLUS OIL 10	SPINDEL OIL 10	60 Lts.	
Freno de emergencias - Iz. Sec.	Aceite hidráulico	SPINESSO 10	TELLUS OIL 10	SPINDEL OIL 10	40 Lts.	
Freno de seguridad - Iz. Prin.	Aceite hidráulico	SPINESSO 10	TELLUS OIL 10	SPINDEL OIL 10	4,5 Lts.	
Freno de seguridad - Iz. Sec.	Aceite hidráulico	SPINESSO 10	TELLUS OIL 10	SPINDEL OIL 10	2,5 Lts.	
Motor eléctrico	Tipo	Fabricante	Modelo	Cantidad		
Motorreductor	Motorreductor de reductor plano	DEMAG	AUH 90 TD-B14.0-300-1-96,3 ZBE 160 A 4 B140	1		

## 16. Anexo

### 16.1 Ejemplos típicos de los diferentes defectos que pueden producirse en un cable



Roturas y arranques de alambres en dos cordones consecutivos (trenzado cruzado). El cable debe ser retirado



Fuerte desgaste y numerosas roturas de alambres (trenzado cruzado). El cable debe ser retirado inmediatamente



Roturas de alambres en un mismo cordón asociadas a un ligero desgaste. Justifica una operación posterior si ésta es la peor condición (rotura de alambres al ras de la bolsa; esto puede impedir un daño posterior a los hilos adyacentes).

### Desgaste

Ligeras diferencias de espesor en los alambres de relleno. Ligeras reducción del diámetro del cable.



Las diferencias de espesor se acentúan en los hilos de relleno.



Las diferencias de espesor se alargan, afectando a todos los hilos de cada cordón. La reducción de sección del cable es notable.  
*Examinar atentamente los otros criterios.*



Las diferencias de espesor aparecen casi juntas, los cordones aparecen ligeramente aplastados, algunos alambres están muy adelgazados.  
Puede justificar una retirada. Tener en cuenta los otros criterios y aumentar la frecuencia de las inspecciones.



Las diferencias de espesor se tocan, los alambres se aflojan y la reducción media del diámetro puede estimarse en el 40%.  
*Retirada inmediata.*



Ejemplo de la progresión del desgaste y la corrosión externa de un cable cruzado.

## Corrosión externa

Principio de oxidación superficial.



El cable se hace rugoso al tacto.  
Oxidación superficial.



La oxidación está más acentuada.



La superficie de los alambres está muy afectada por la oxidación.



Superficie muy picada y alambre completamente flojo.  
*Retirada inmediata.*





Numerosas roturas de alambres a la altura de la polea de compensación (y a veces oculta por ésta). El cable debe ser retirado.



Roturas de alambres a la altura de la polea de compensación y asociadas con un desgaste profundo sobre una pequeña longitud ocasionado por el bloqueo de la polea. El cable debe ser retirado.



Ejemplo de un cable que presenta una fuerte corrosión interna. Es de notar la desaparición de los alambres de relleno de los cordones en contacto con el alma (observación posible abriendo el cable).

Observar también una fuerte constricción y una deformación de los alambres de los cordones. El cable debe ser retirado inmediatamente.



Deformación en tirabuzón: el eje longitudinal del cable toma la forma de una hélice.

Si la deformación excede del valor límite, el cable debe ser retirado.



Deformación en cesta de un cable de varias capas de cordones.  
El cable debe ser retirado inmediatamente.



Quebradura o extrusión del alma de acero generalmente como consecuencia de una deformación en cesta en una zona próxima.  
El cable debe ser retirado inmediatamente





Un sólo cordón es afectado por la extrusión de los hilos, aunque el examen de una mayor longitud del cable muestra que el defecto se repite regularmente sobre el mismo cordón a distancias de un paso.



Agravación del defecto anterior en un grado justifican la retirada inmediata del cable.



Aumento local del diámetro de un cable con capa de relleno, motivado por la extrusión del alma de acero con varios cordones, resultado del efecto de choques. Debe ser retirado inmediatamente.



Aumento local del diámetro del cable debido a la nudosidad del alma textil que aparece desgredada entre los cordones.  
El cable debe ser retirado.



Coca muy grave.  
Observar la expansión del alma textil.  
El cable debe ser retirado inmediatamente.



Cable puesto en servicio a pesar de presentar una coca y que ahora está sometido a un desgaste localizado y a una deformación típica. El cable debe ser retirado.



Disminución local del diámetro del cable, teniendo tendencia los cordones exteriores a ocupar el lugar del alma. Observar la presencia de alambres rotos. El cable debe ser retirado inmediatamente.



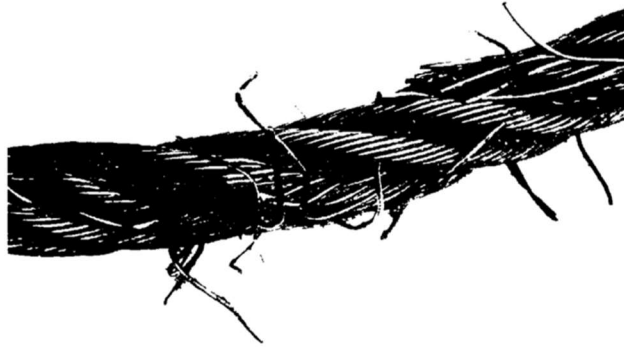
Aplastamiento por acción mecánica que da lugar a un laminado del cable.  
El cable debe ser retirado.



Aplastamiento por acción mecánica aplicada sobre una cierta longitud de un cable con varias capas de cordones. Observar el aplastamiento y el alargamiento del paso de los cordones exteriores así como su desunión.  
El cable debe ser retirado.



Ejemplo de codo muy marcado.  
El cable debe ser retirado.



Ejemplo de un cable salido de una garganta de polea y atascado. Esto ha producido una deformación y rotura de alambres así como la rotura parcial de cordones.

El cable debe ser retirado inmediatamente.























Efecto acumulativo de las alteraciones.

Fuerte desgaste de los alambres de relleno que han sufrido un laminado que ha provocado su aflojamiento y un principio de deformación en cesta. Pueden observarse numerosos alambres rotos.

El cable debe retirarse inmediatamente.

## 16.2 Cuadro de mando.

Significado	Descripción	Ilustración
<b>Toma y cese del mando</b>		
Toma de mando	Un brazo doblado y con la mano en la cadera. El otro brazo levantado por encima de la cabeza y palma de la mano al frente.	
Cese de mando	De cara al gruista, partiendo de los dos brazos cruzados bajo el rostro, se extienden a los lados a la altura del pecho.	
<b>Movimientos verticales</b>		
Subir el gancho (elevar carga)	Antebrazo hacia arriba, dedo índice hacia arriba y describiendo un círculo.	
Elevar gancho lentamente	Dedo índice hacia arriba describiendo un círculo y palma de la otra mano sobre él (como fijando un tope).	
Levantar pluma	Una mano con el dedo pulgar hacia arriba, con el puño cerrado, y moviéndose de abajo a arriba.	
Levantar pluma lentamente	Dedo pulgar de una mano hacia arriba y palma de la otra mano sobre él (como marcando un tope).	
Levantar pluma y bajar carga	Una mano con el dedo pulgar hacia arriba, con el puño cerrado, y moviéndose de abajo a arriba. La otra mano, con el dedo índice extendido hacia abajo describiendo un círculo.	
Bajar gancho (arriar la carga)	Mano con el dedo índice hacia abajo describiendo un círculo.	
Bajar gancho lentamente	Mano con el dedo índice hacia abajo describiendo un círculo. La otra mano debajo con la palma hacia arriba y extendida (como marcando un tope).	
Bajar la pluma (abatir pluma)	Mano con el puño cerrado y el dedo pulgar hacia abajo, moviéndose de arriba a abajo.	
Bajar pluma lentamente	Mano con el puño cerrado y el dedo pulgar hacia abajo, moviéndose de arriba abajo. Debajo la palma de la otra mano extendida (como marcando un tope).	

Significado	Descripción	Ilustración
Bajar pluma y elevar carga	Una mano con el antebrazo y dedo índice hacia arriba describiendo un círculo. La otra mano, con el puño cerrado y el dedo pulgar hacia abajo, moviéndose de arriba a abajo.	
<b>Otros movimientos</b>		
Girar la pluma en la dirección indicada por el dedo	Brazo extendido indicando con el dedo índice la dirección de giro.	
Avanzar en la dirección indicada por el señalista	Con el movimiento de la mano extendida se indica la dirección (sentido de la palma de la mano).	
Sacar pluma (telescopiar pluma)  NOTA ATENCIÓN. Este movimiento no puede efectuarse en carga en la mayoría de las grúas. Consúltese con las instrucciones del fabricante	Se extienden el brazo y también la mano con la palma hacia abajo, parando brevemente al final de la extensión.	
Meter pluma (recoger el telescopado de pluma)  NOTA ATENCIÓN. Este movimiento no puede efectuarse en carga en la mayoría de las grúas. Consúltese con las instrucciones del fabricante	Con el brazo y mano extendidos, se cierra el puño, manteniéndolo cerrado brevemente.	
Alto (detención de un movimiento anterior)	Mano extendida a la altura de la cabeza con la palma dirigida al frente.	
Parada general o Detención Urgente	Brazos en cruz, palmas de las manos hacia abajo.	
Bajar pluma OPCIONAL (abatir pluma, cuando la distancia o visibilidad lo aconsejen)	Movimiento de giro descendente del antebrazo con la mano extendida y la palma hacia abajo deteniendo brevemente al final del giro de abatimiento.	
Subir pluma OPCIONAL (levantar pluma, cuando la distancia o visibilidad lo aconsejen).	Movimiento de giro ascendente, del antebrazo con la mano extendida y la palma hacia abajo deteniendo brevemente al final del recorrido de giro.	

## NOTAS

1) En maniobras de izado con dos grúas a la vez, el señalista, de acuerdo con los grúas, podrá utilizar medio cuerpo para los ademanes dirigidos a una de las grúas y el otro medio cuerpo para la otra Grúa. Esto, lógicamente, es sólo para los ademanes que no requieran la utilización de los dos brazos a la vez. En este último caso, el señalista, tendría que dirigirse primero a una Grúa, poniéndose de frente a ella y después a la otra.

2) Los ademanes de subir o bajar pluma, cuando sean realizados a gran distancia, puede ser que tengan dificultad de visualización (al no distinguirse bien el dedo pulgar). En ese caso, el ademán de bajar (abatir) pluma, podrá sustituirse por un movimiento de giro descendente del antebrazo con la mano extendida y la palma hacia abajo, deteniendo brevemente al final del giro de abatimiento. Del mismo modo,

el ademán de subir pluma puede sustituirse por otro giro, pero ascendente, con el brazo y mano en la misma posición.

En los lugares donde se utilicen aparatos de elevación y se empleen los ademanes codificados, se instalarán paneles en el lugar y disposición apropiadas para que pueda ser observado por el personal que ha de emplearlos.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA



ASIGNATURA: Proyecto Final

TRABAJO PRÁCTICO Nº: 2

TÍTULO: Planos Puente Grúa

PROFESOR: Ing. Federico G. Trejo Ponce

JEFE DE T.P.: Ing. Diego A. Peretti

AYUDANTE: Ing. Hernan Muzyka – Ing. Babez Fernando – Ing. Agustín Troncoso

ALUMNO/S: Moran Pereyra Hernán

Correa Facundo

Juárez Juan

Paíz Claudio

CURSO: 5º 1ª

ESPECIALIDAD: Ing. Mecánica

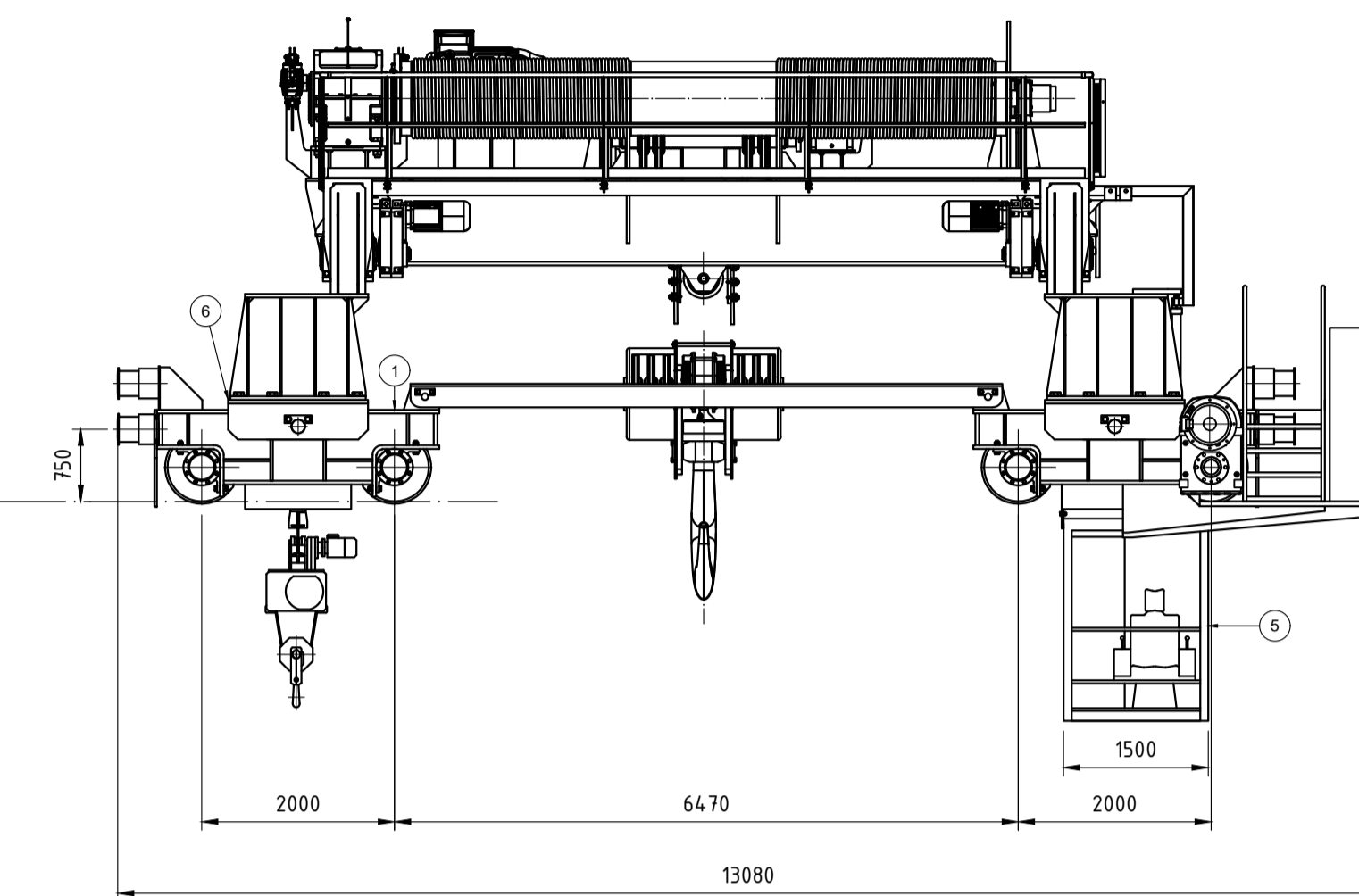
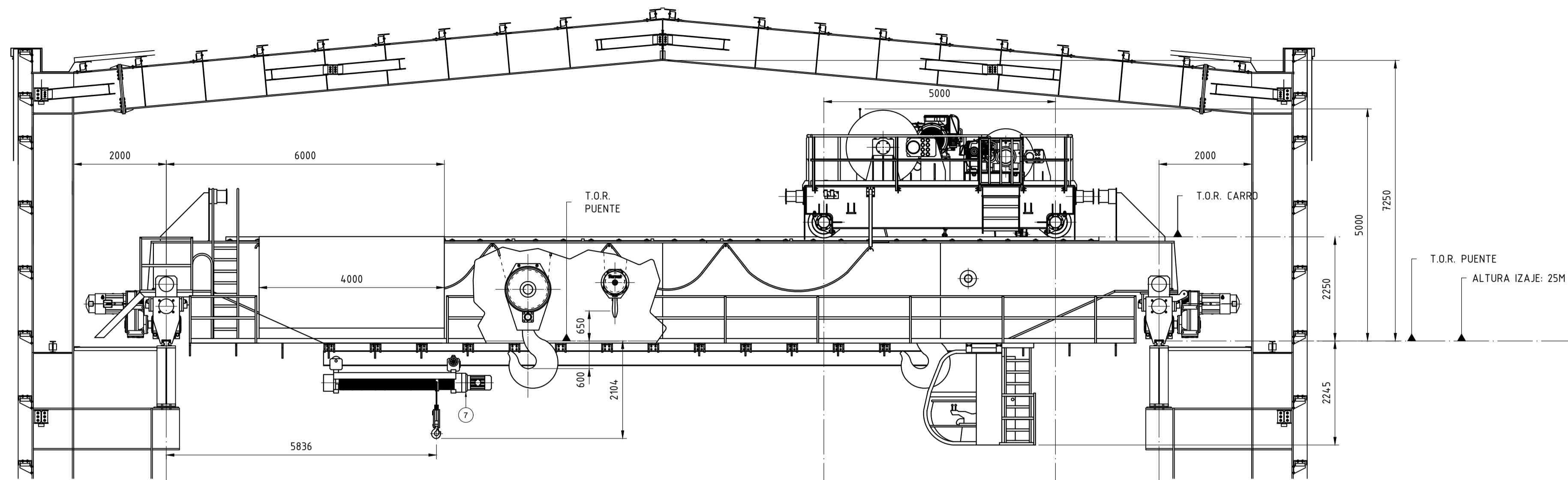
GRUPO: 3

FECHA DE REALIZACIÓN: 12/08/2022

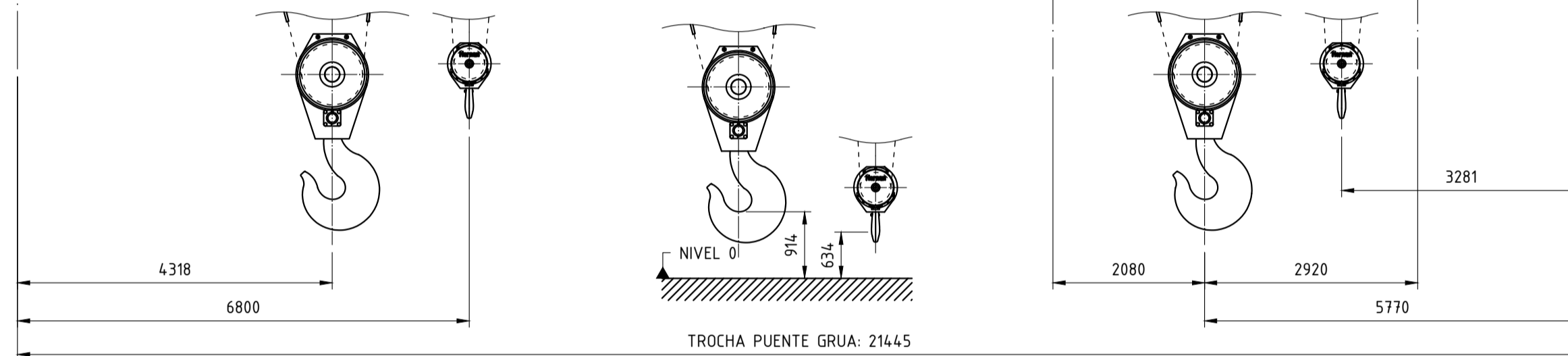
FECHA Y FIRMA DE LA APROBACIÓN DEL T.P.:

FIRMA DEL ALUMNO:

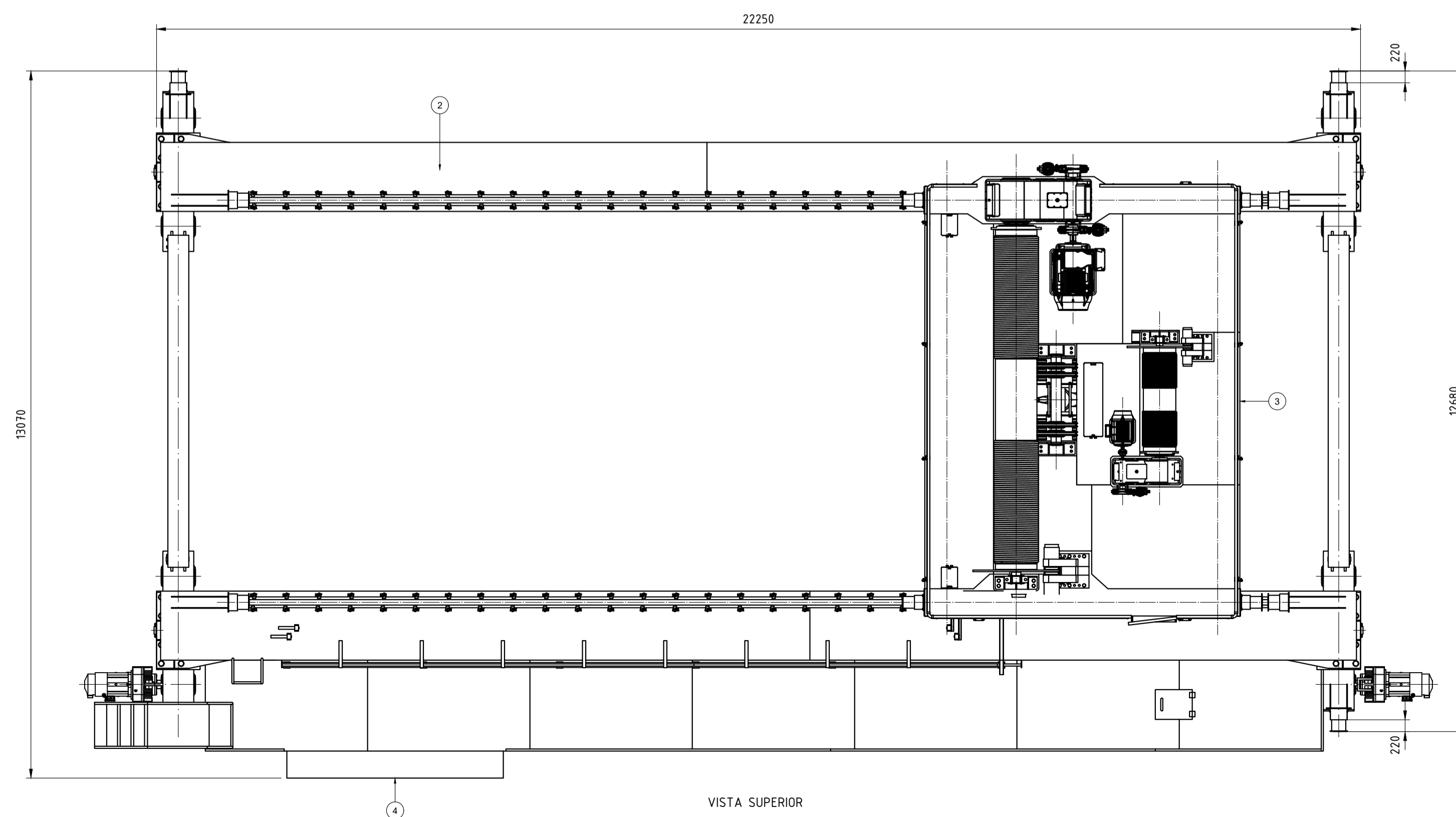




VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR

DATOS RELEVANTES

GENERAL	
Norma de diseño	ASME NCG-1 2015 / CMAA 70 2010
Clase	C
Denominación de la grúa	CJPP-150T
Trocha de puente	21445 mm
Trocha de carro	7440 mm
Peso puente grúa	350 Tn

	IZAJEZ	
	IZAJE PRINCIPAL	IZAJE AUXILIAR
Carga nominal (bajo gancho)	150 Tn	20 Tn
Altura de izaje	23000 mm	23000 mm
Velocidad de izaje	6 m/min	6 m/min
Motor	WEG 200 KW - 1500 RPM	WEG 30 KW - 1500 RPM
Diámetro de cable	Ø32mm 6x36WS • 7x7 (Alma Acero) Grado 1960	Ø19mm 6x36WS • 7x7 (Alma Acero) Grado 1960
Cantidad de partes de cable	12	4
Pasteca	060.100.M4	022.12.M4
IZAJE DESPLAZABLE	FORVIS FV4 4020 MONORRIEL con Mando remoto	

TRASLACION CARRO	
Velocidad de traslación	30 m/min
Motorreductor	DEMAG AUH 90 TD-B14.0-300-1-96.3 ZBE 160 A 4 B 14.0 (11 Kw) CANTIDAD: 2
Diámetro de rueda	630 mm
Riel	DIN A100

TRASLACION PUENTE	
Velocidad de traslación	60 m/min
Motorreductor	SEW FA157/GDRN 255 M4/TF/AKBW/V/PT (45 Kw) CANTIDAD: 2
Diámetro de rueda	710 mm
Riel	DIN A120

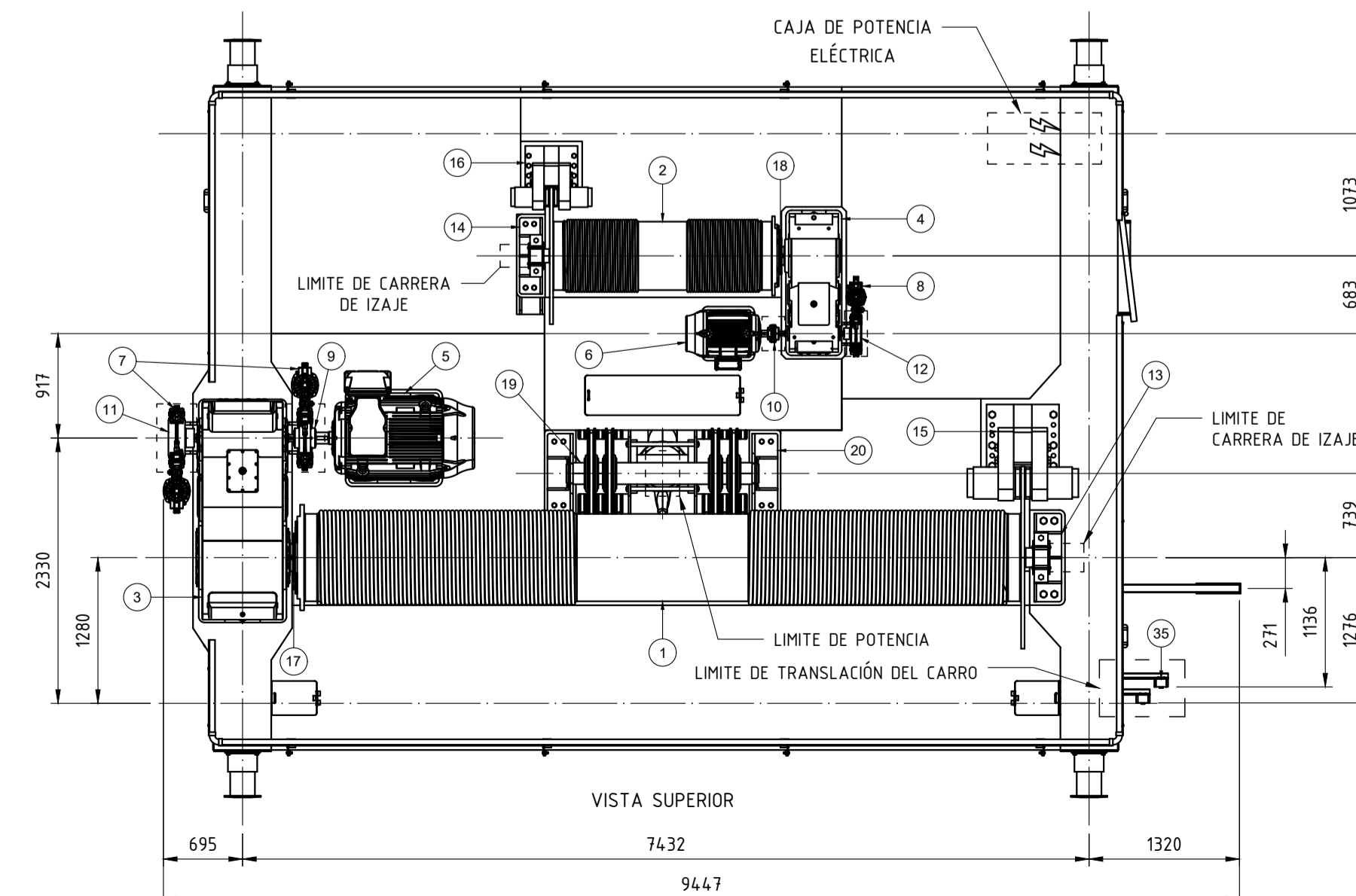
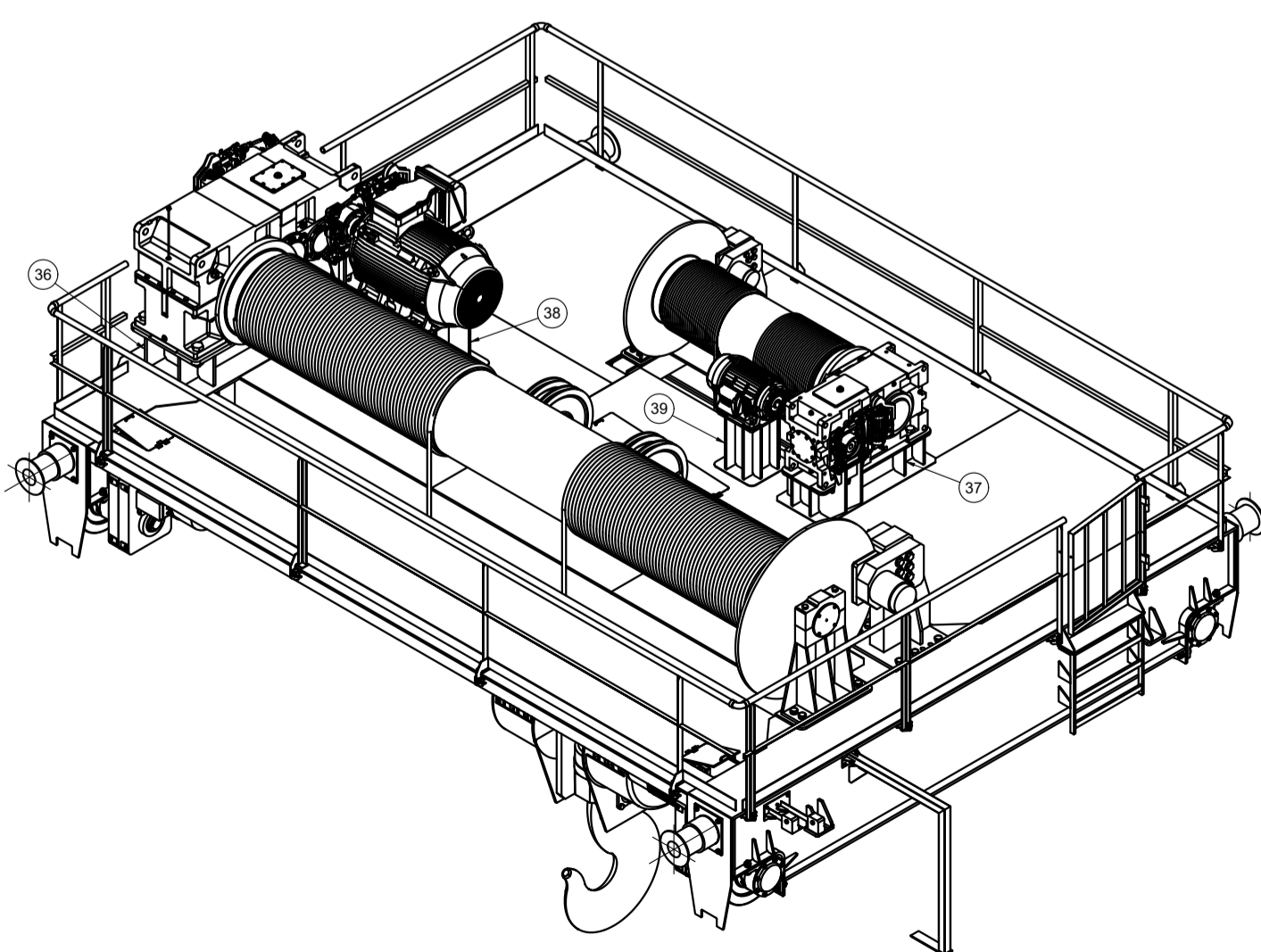
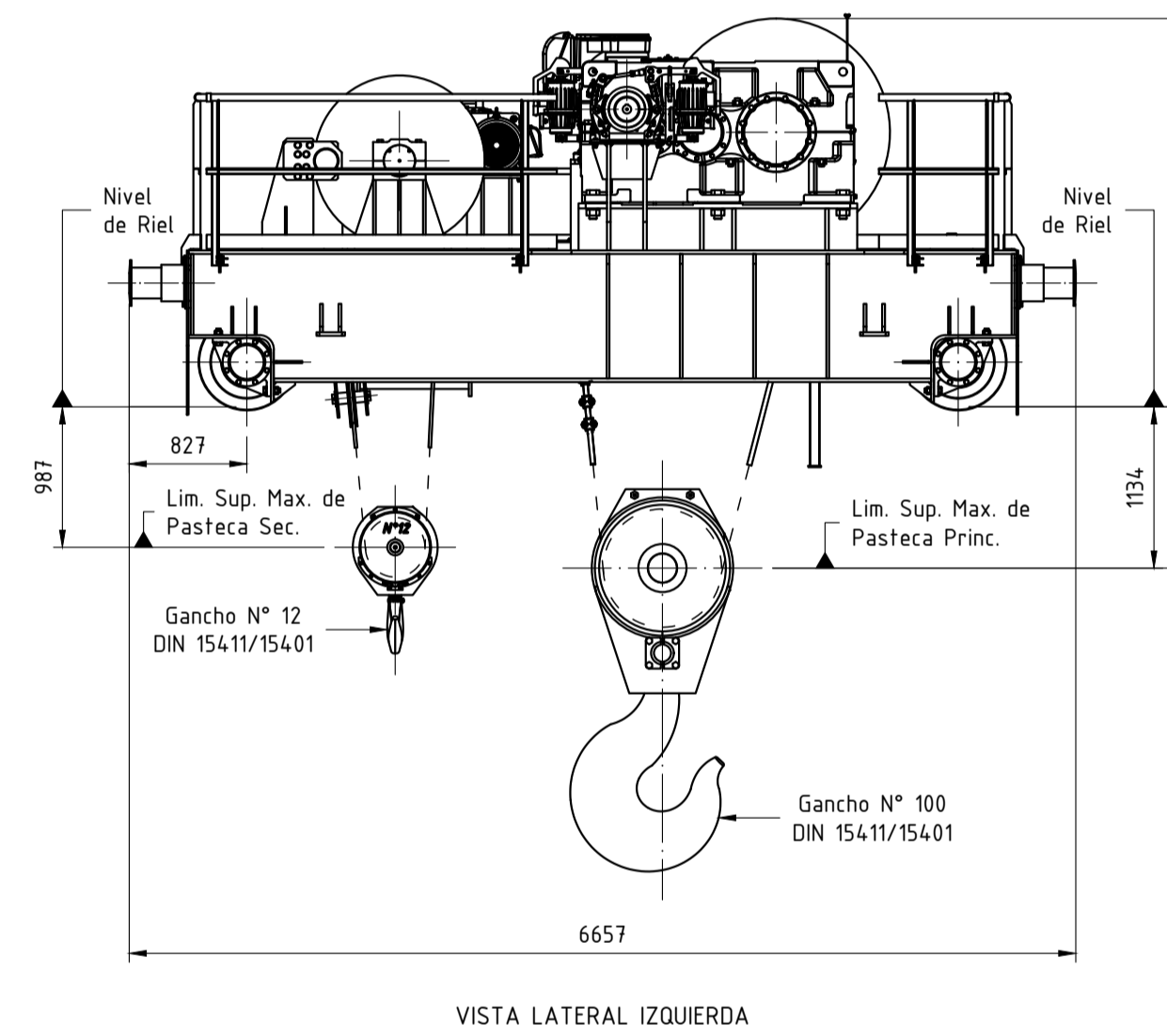
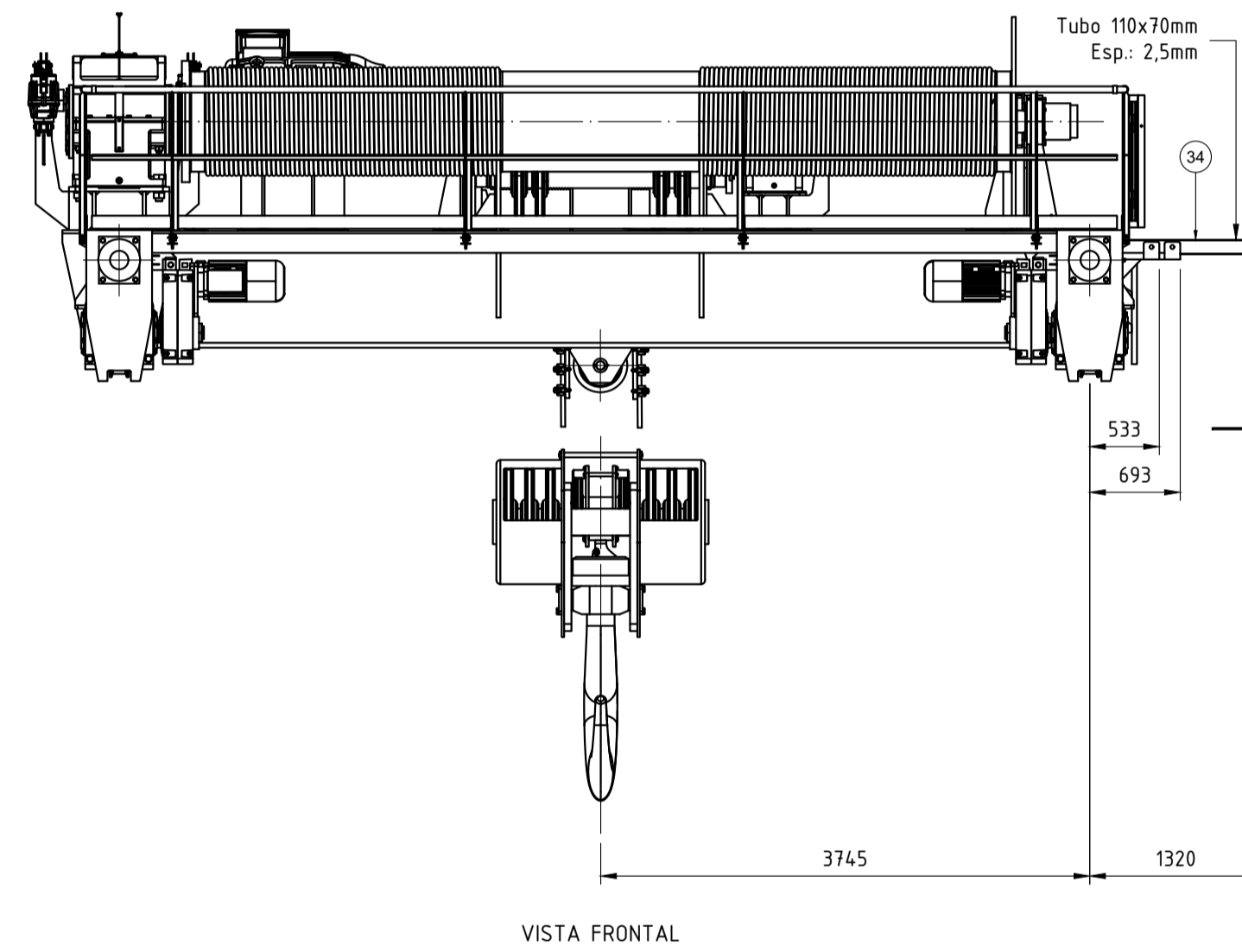
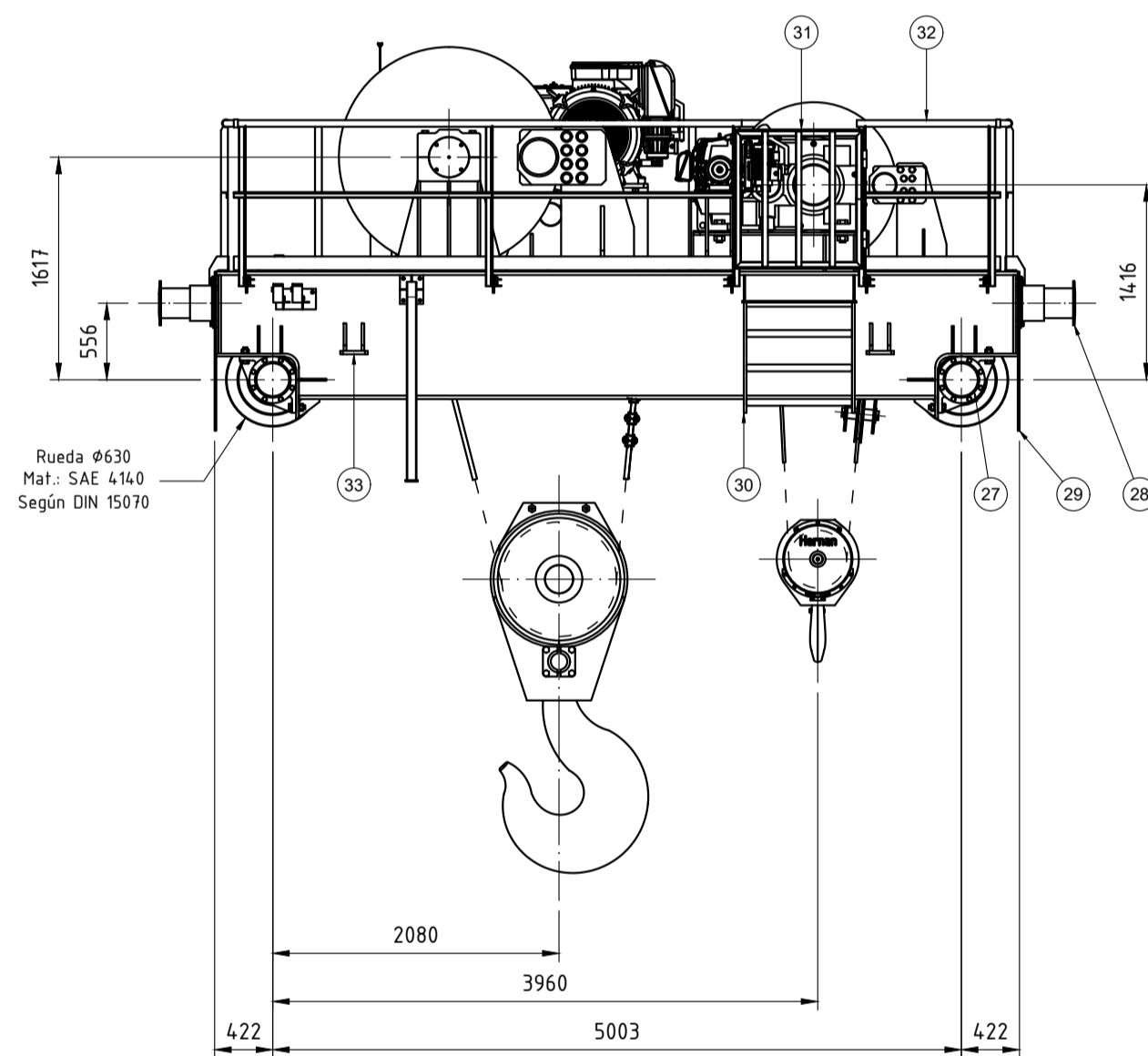
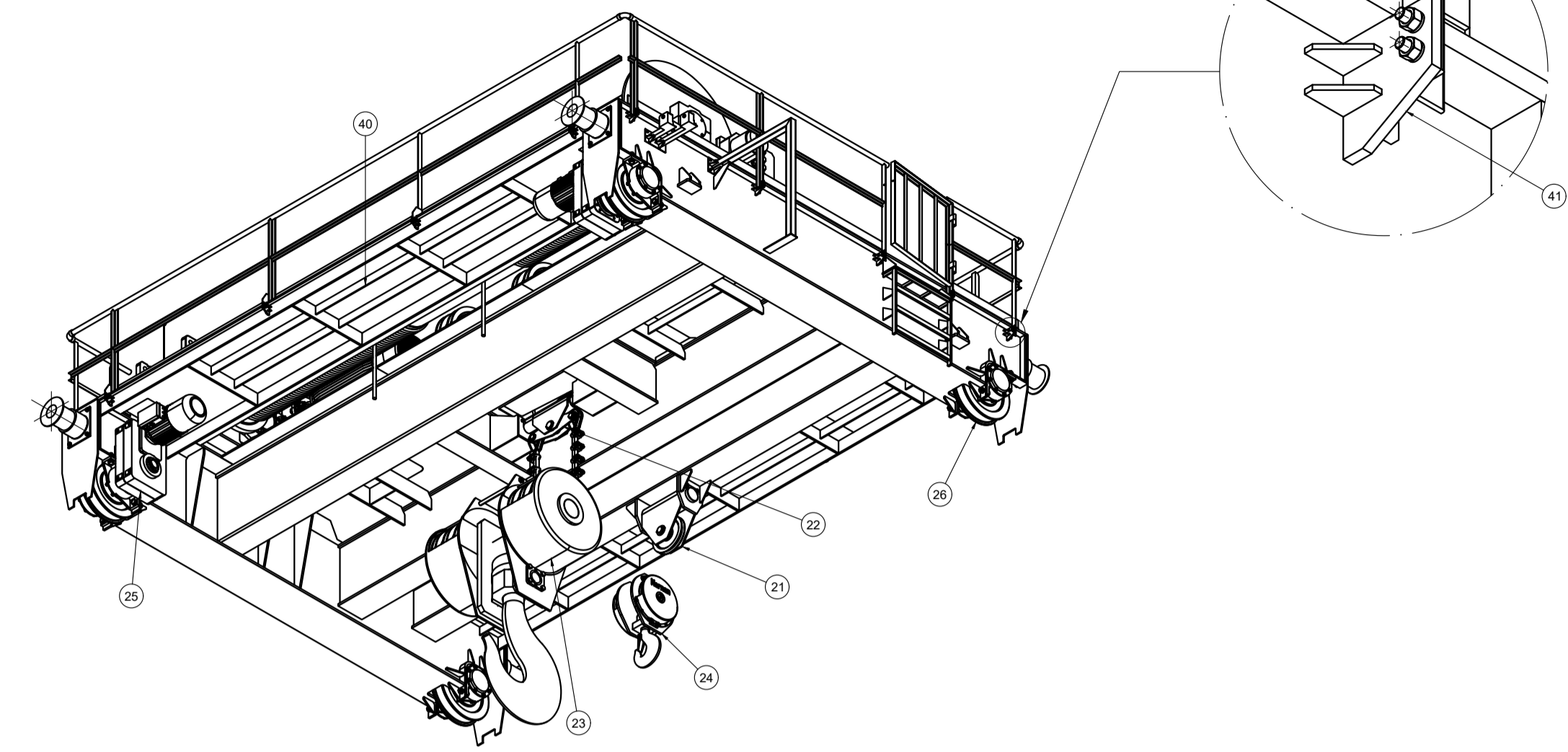
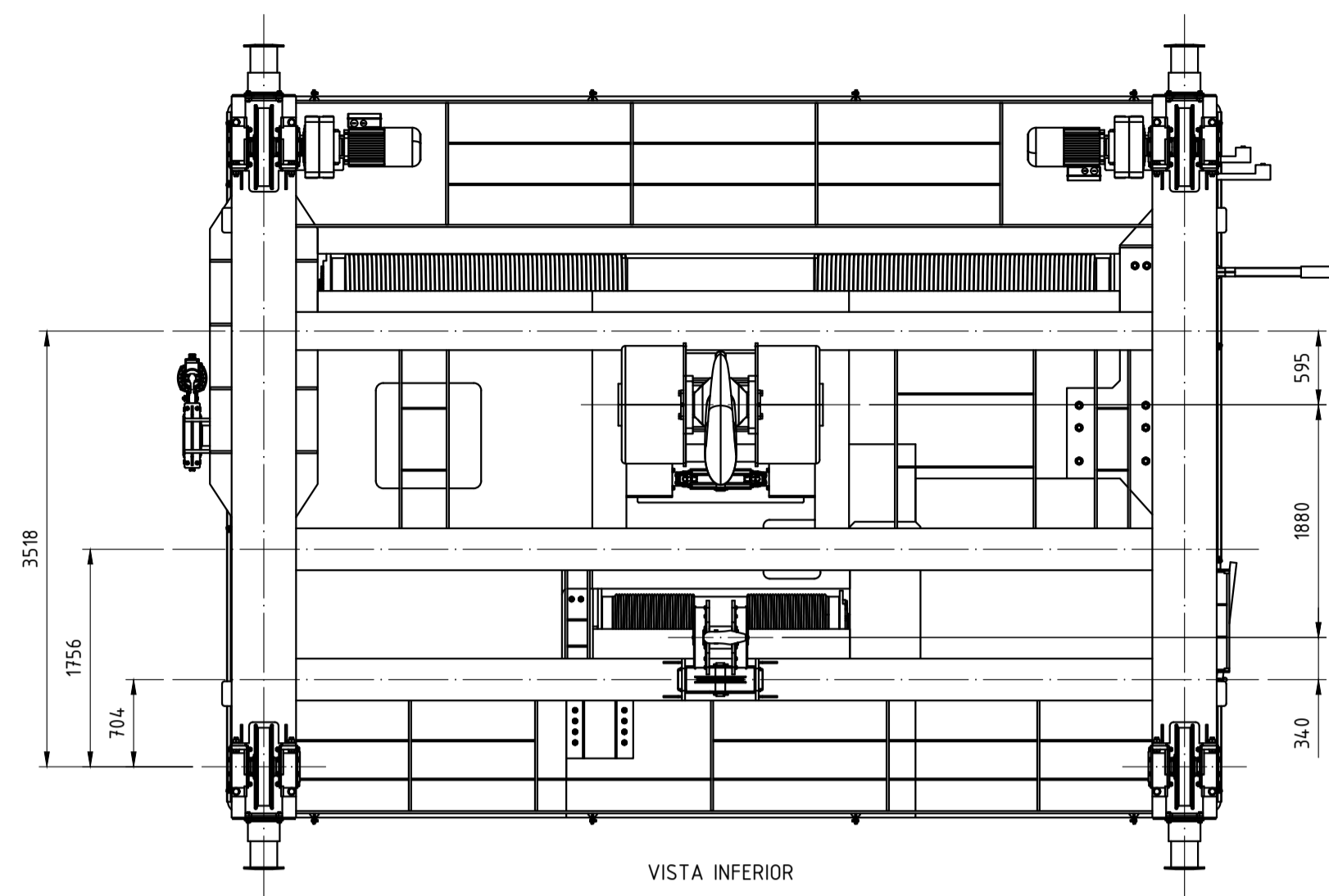
N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C	Ob
7	CARRO DESPLAZABLE	1	-	-					X
6	ANLAJE VIGA PRINCIPAL - TESTERA	1	-	PG-15	X				
5	CABINA	1	-	-	X				
4	TABLERO ELECTRICO	1	-	-	X				
3	CARRO PRINCIPAL	1	-	PG-05	X				
2	VIGA PRINCIPAL	2	-	PG-13	X				
1	VIGA TESTERA - ESTRUCTURA BOOGIE	4	-	PG-14	X				

Agregado de cotas generales; referencias a planos; notas; vistas.		F. Correa	01	20-07-22
Descripción		Autor	Rev.	Fecha

UTN FRA - PROYECTO FINAL

Diseño: Grupo 3	Título: CONJUNTO GENERAL PUENTE GRUA 150 TN	Año: 2022
Aprobó:		Especif. Tecn. N°
Fecha:		

Escala: 1:75	Tolerancias no indicadas	Plano N°:
A1	Longitudinales: ±0,1	PG-01
	Angulares: ±30°	
	Rugosidad: 32√	



DATOS RELEVANTES

IZAJE PRINCIPAL

- MOTOR: Fabricante WEG, 200kW de potencia, 4 polos, 1490rpm, par nominal de 1280Nm.
- REDUCTOR: Fabricante Sumitomo, 4 etapas, 312kW de potencia, 1500rpm de entrada, 15rpm de salida.
- PASTECA: Fabricante Miguel Abad, 25Tn de capacidad max., 6 poleas.
- CABLE: Fabricante IPH, Ø32 6x36WS.

IZAJE SECUNDARIO

- MOTOR: Fabricante WEG, 30kW de potencia, 4 polos, 1465rpm, par nominal de 195Nm.
- REDUCTOR: Fabricante Sumitomo, 4 etapas, 35kW de potencia, 1500rpm de entrada, 6rpm de salida.
- PASTECA: Fabricante Miguel Abad, 25Tn de capacidad max., 2 poleas.
- CABLE: Fabricante IPH, Ø19 6x36WS.

CARRO

- MATERIAL DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO: IRAM IAS-F24 o ASTM A36.
- RUEDAS DEL CARRO + CAJERA: Fabricante Miguel Abad, Ø630, ruedas forjadas mat. SAE 4140.
- MOTOREDUCTORES DE TRANSLACIÓN: Fabricante DEMAG

Motor: 11kW de potencia, 4 polos, 1460rpm.

Reductor: Árbol hueco, par de salida 6934Nm, 15rpm de salida.

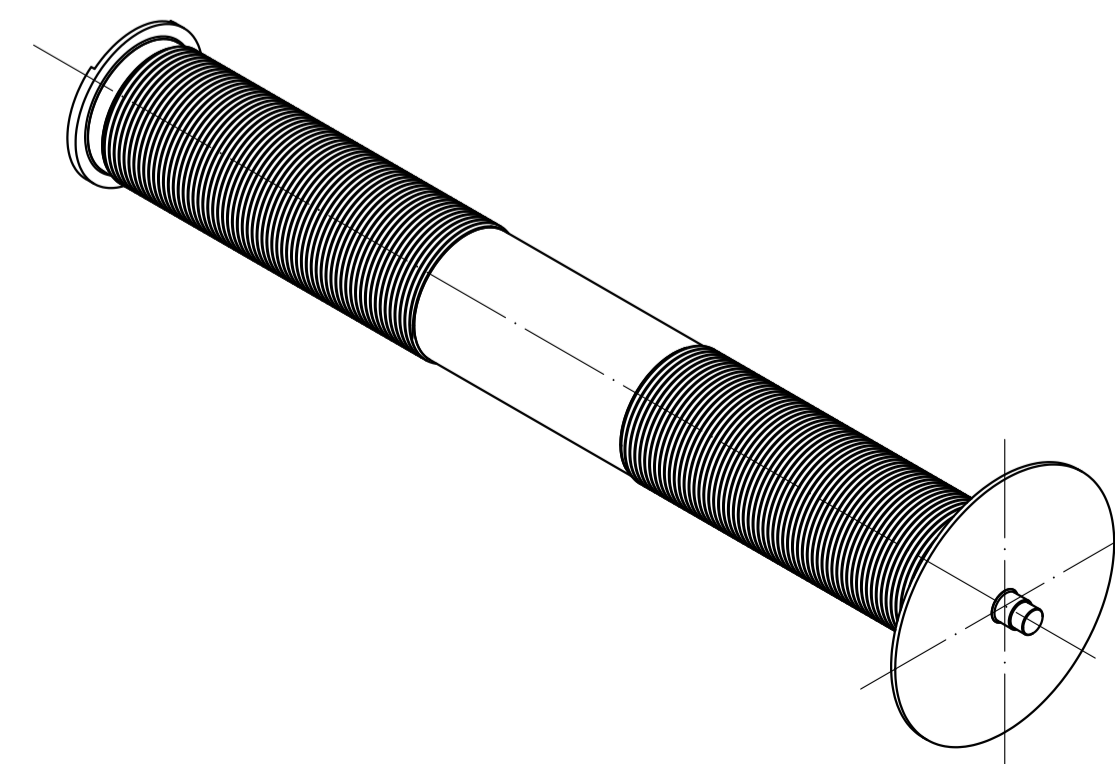
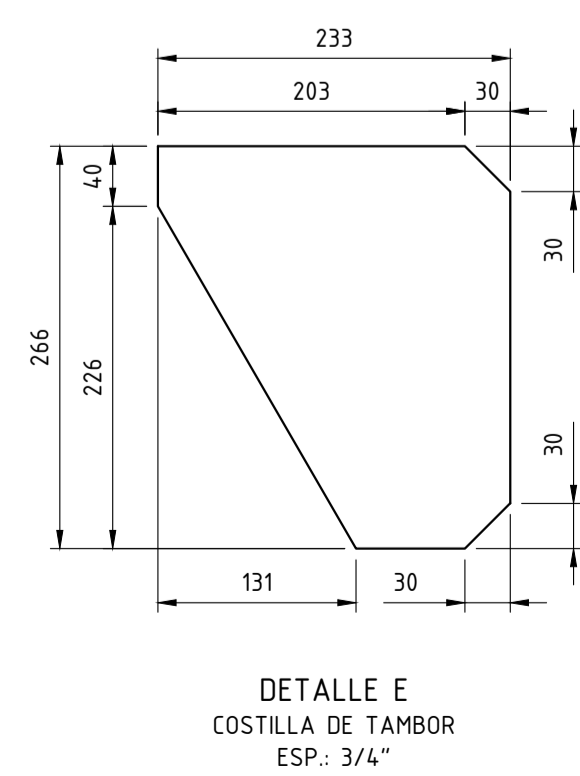
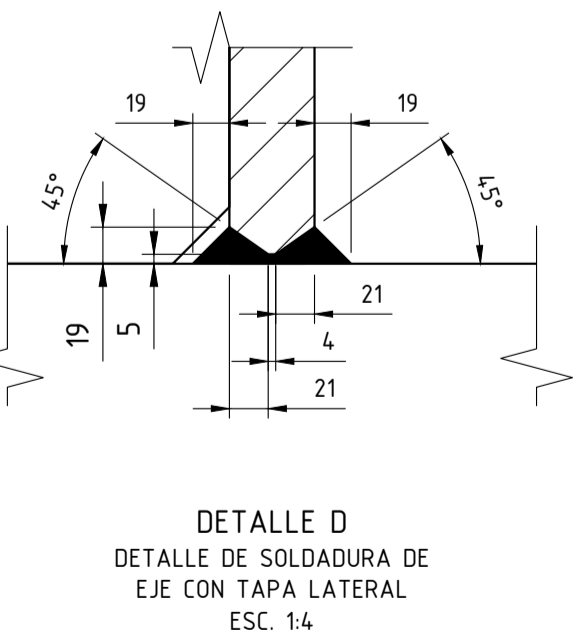
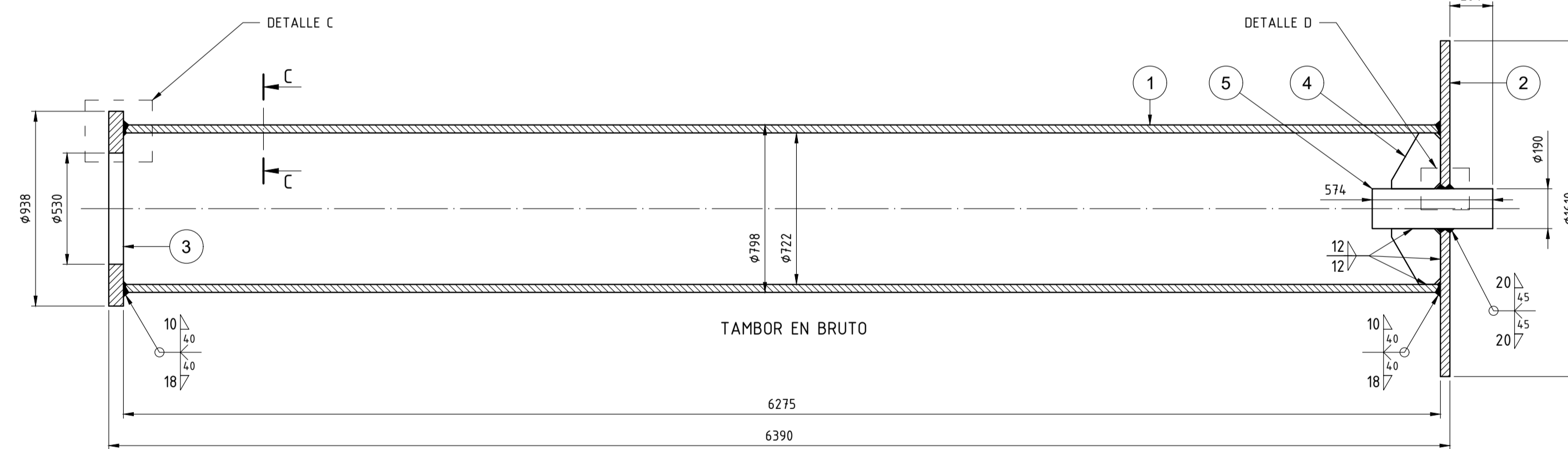
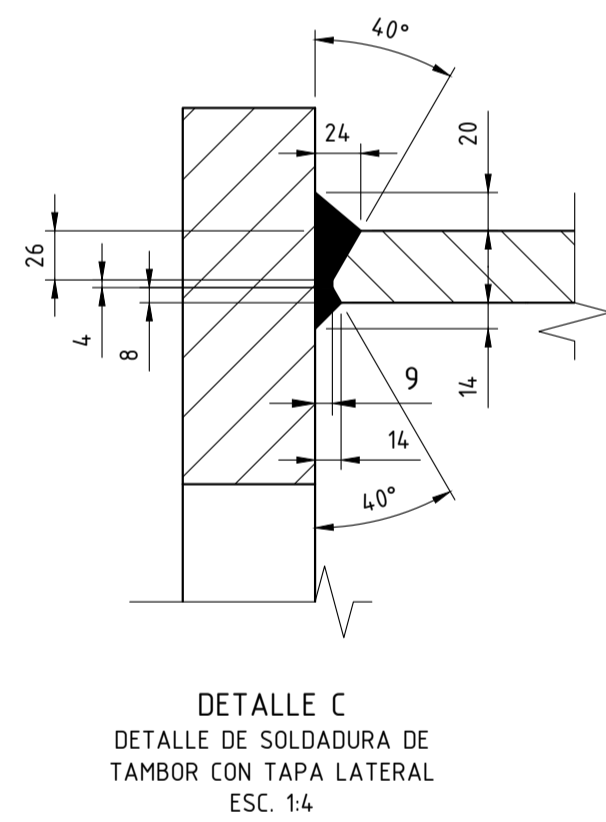
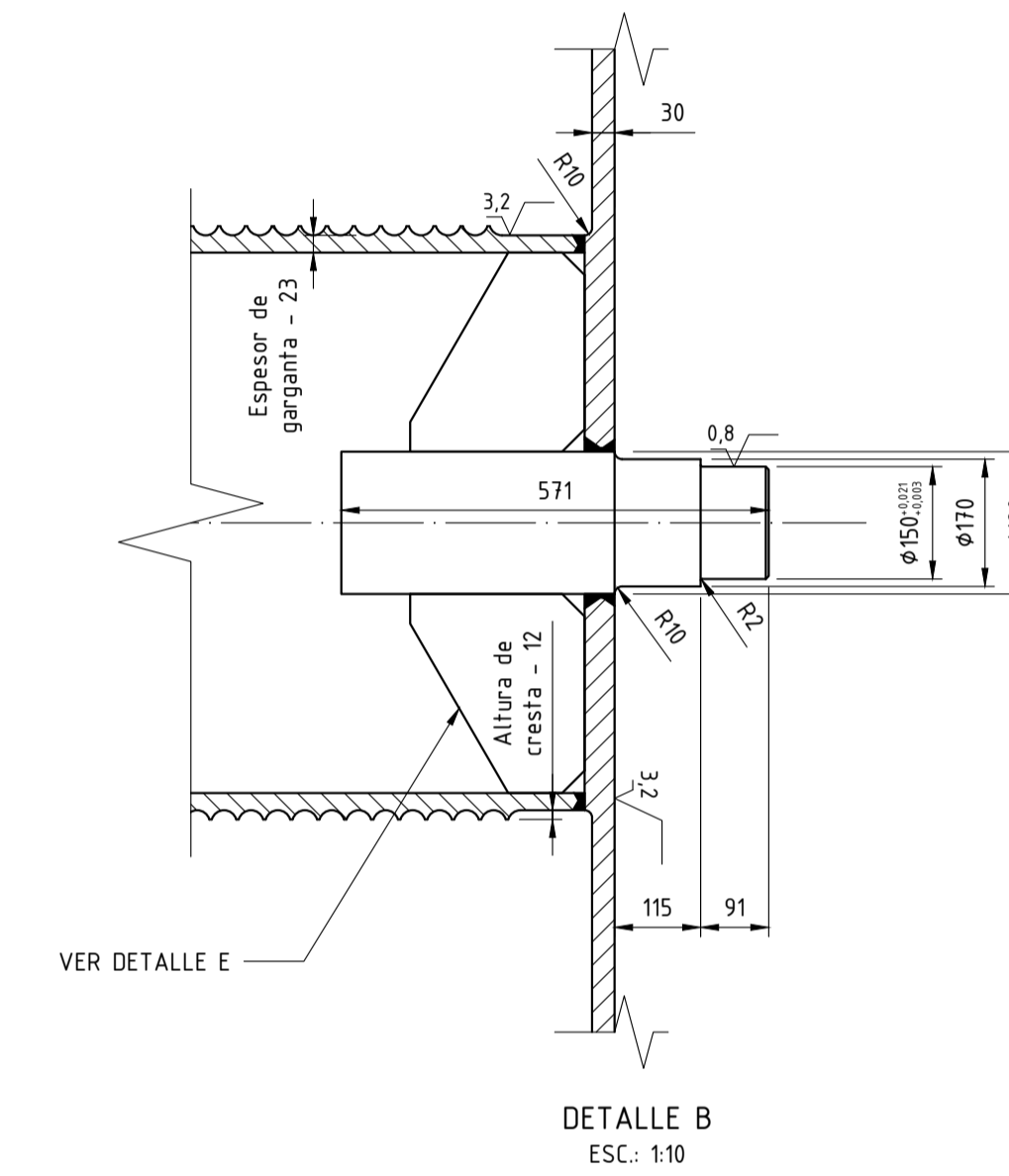
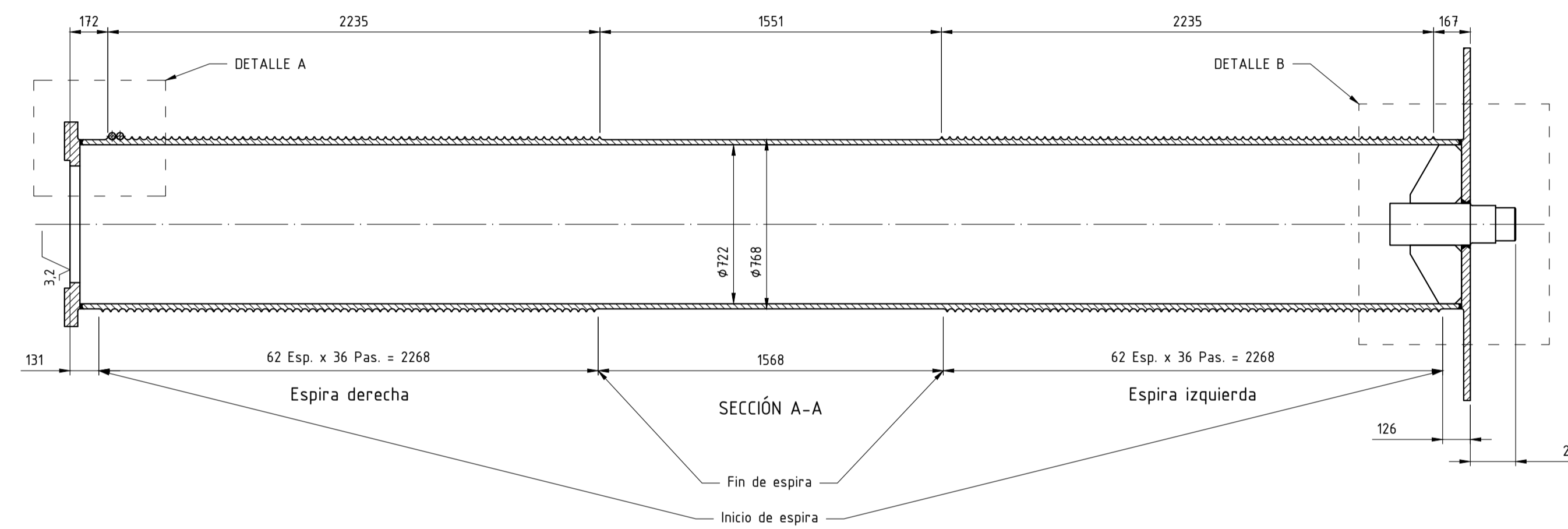
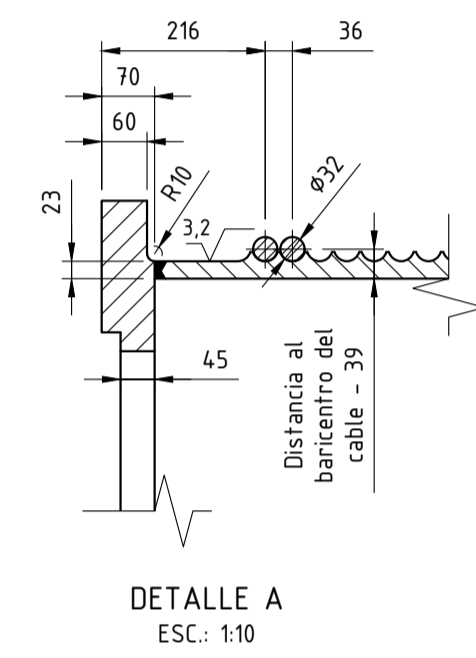
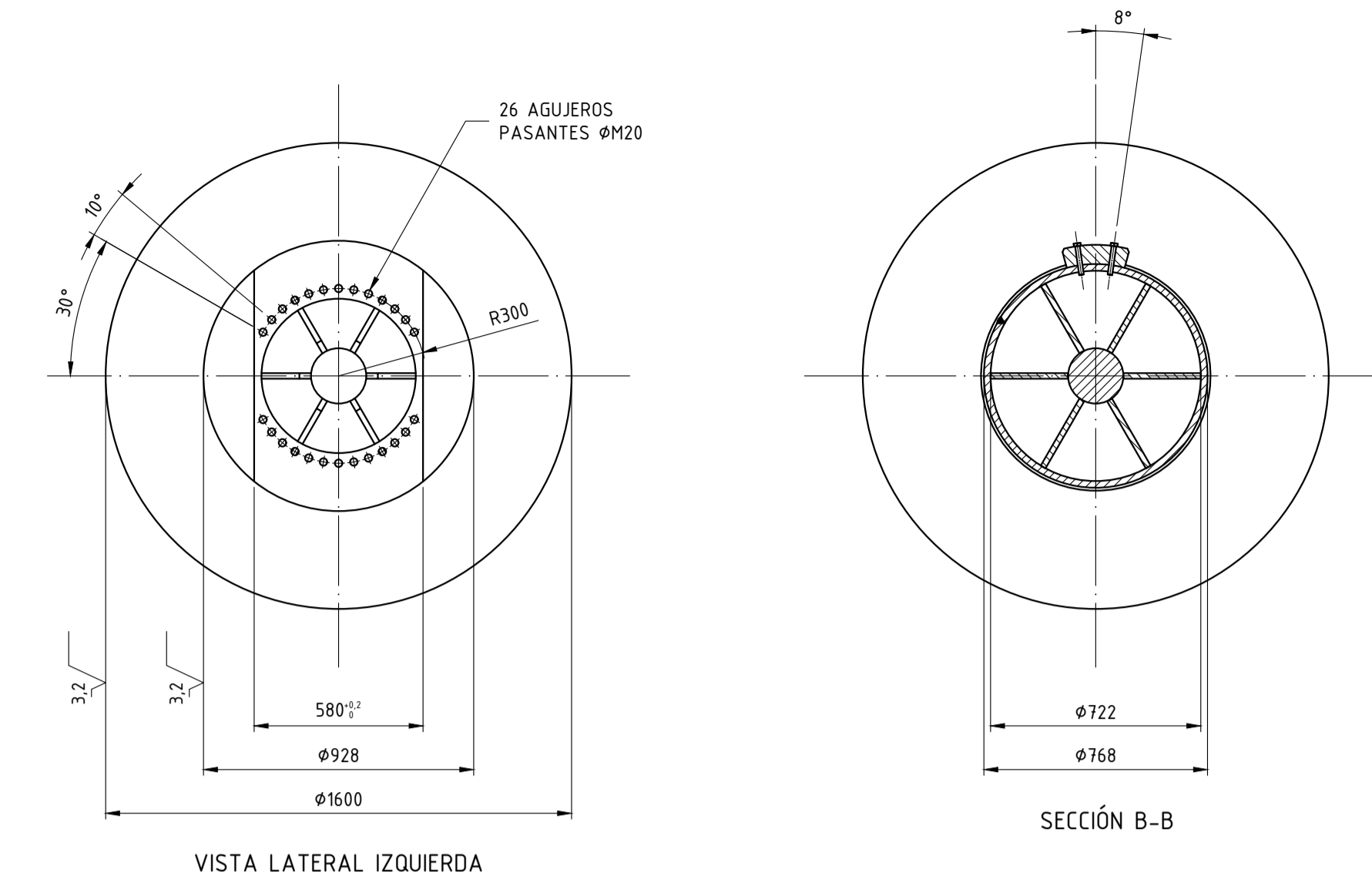
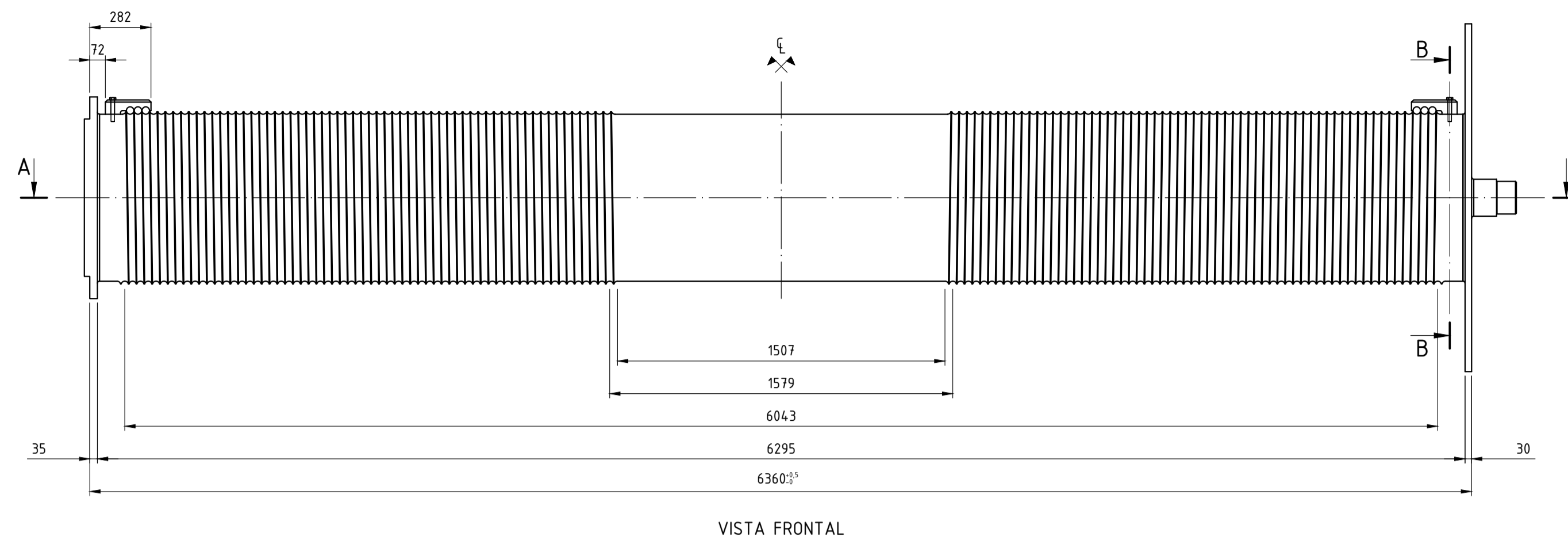
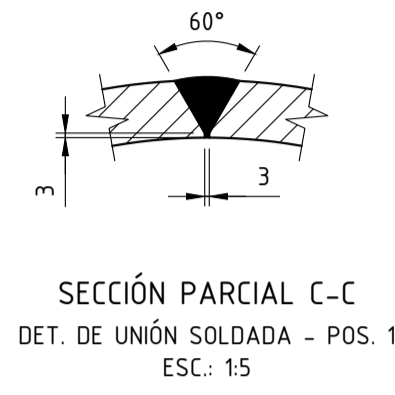
41	Oreja de fijación de baranda	17	IRAM IAS - F24					X	
40	Basidor	1	IRAM IAS - F24	PG-05				X	
39	Soporte de motor - Iz. Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-10				X	
38	Soporte de motor - Iz. Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-10				X	
37	Soporte de reductor - Iz. Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-10				X	
36	Soporte de reductor - Iz. Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-10				X	
35	Limite de carrera de translación del carro	1	COMERCIAL				X		
34	Soporte de desplazamiento del cable	1	IRAM IAS - F24				X		
33	Apoyo de elevación por gato hidráulico	4	IRAM IAS - F24				X		
32	Baranda - Perfiles L 2"x4" y 1 1/2"x4" - Caño 1 1/2" Sch 40	1	IRAM IAS - F24				X		
31	Puerta reja de acceso - Perfil L 2" x 1/2"	1	IRAM IAS - F24				X		
30	Escalera de acceso	1	IRAM IAS - F24				X		
29	Chapa guarda riel	4	IRAM IAS - F24				X		
28	Amortiguador Galvi - Cap. 1530Kgf	4	COMERCIAL				X		
27	Caja porta rodamiento de las ruedas del carro	8	ASTM A27 60/30				X		
26	Rueda del carro - MA1 630 H	4	42CrMo4				X		
25	Moto-reductor de translación del carro - 6934Nm	2	COMERCIAL				X		
24	Aparejo de 2 poleas Øn 400 - Iz. sec.	1	COMERCIAL				X		
23	Aparejo de 6 poleas Øn 800 - Iz. prin.	1	COMERCIAL				X		
22	Sistema balancín Iz. principal	1	IRAM IAS - F24	PG-11			X		
21	Polea de reenvío Iz. secundario Øn 355	1	42CrMo4				X		
20	Soporte del eje de las poleas de reenvío Iz. princ.	2	IRAM IAS - F24				X		
19	Sistema de poleas de reenvío Iz. principal Øn 710	4	42CrMo4				X		
18	Acoplamiento de barrilete Tamb. secundario	1	COMERCIAL				X		
17	Acoplamiento de barrilete Tamb. principal	1	COMERCIAL				X		
16	Freno de emergencia sec. Serie SF/Mod SF15	1	COMERCIAL				X		
15	Freno de emergencia prin. Serie SF/Mod SF30	1	COMERCIAL				X		
14	Caja soporte - porta rodamiento secundario	1	IRAM IAS - F24	PG-10			X		
13	Caja soporte - porta rodamiento principal	1	IRAM IAS - F24	PG-10			X		
12	Polea de freno Iz. sec. - Mod. AP Øn 8"	1	42CrMo4				X		
11	Polea de freno Iz. princ. - Mod. AP Øn 13"	1	42CrMo4				X		
10	Acoplamiento de engranajes sec. serie 1000 TADF/B	1	COMERCIAL				X		
9	Acoplamiento de engranajes prin. TADF/BDF	1	COMERCIAL				X		
8	Freno secundario de pinza DT 200 FEM - Act. 452	1	COMERCIAL				X		
7	Freno principal de pinza DT 315 FEM - Act. 455	2	COMERCIAL				X		
6	Motor secundario WEG 30kw - Carcasa 200L	1	COMERCIAL				X		
5	Motor principal WEG 200kw - Carcasa 355M/L	1	COMERCIAL				X		
4	Reductor secundario Sumitomo PHD-9075-P4-BL-250	1	COMERCIAL				X		
3	Reductor principal Sumitomo PHD-9115-P4-BL-100	1	COMERCIAL				X		
2	Tambor secundario	1	IRAM IAS - F24	PG-04			X		
1	Tambor principal	1	IRAM IAS - F24	PG-03			X		
N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C	Ob

Correc. de escala de plano. H. Pereyra 01 12-06-22

Descripción Autor Rev. Fecha

UTN FRA - PROYECTO FINAL

Diseño: Grupo 3	Título:	Año: 2022
Aprobó:	CONJUNTO CARRO	Especif. Tecn. N°
Fecha:		
Escala: 1:50	Tolerancias no indicadas	Plano N°:
A1	Longitudinales: ±0,1	PG-02
	Angulares: ±30°	
	Rugosidad: √	



Nota  
Las espiras se mecanizaran luego de la soldadura y el tratamiento térmico de destensado.

Soldadura  
Utilizar electrodos o alambre de aporte según norma AWS 6010 para las pasadas de raíz y según norma AWS 7018 para las pasadas siguientes.

Terminación y pintura  
1°- Cantos vivos terminar a 3x45°.  
2°- Eliminar el óxido mediante cepillado energético a mano o mediante una herramienta de cepillado eléctrica.  
3°- Aplicar 2 pasadas de trióxido al cromo de zinc aprobado por IRAM.  
4°- Terminar con 2 pasadas de esmalte sintético amarillo, con espesor mínimo de capa de 50µm.

No pintar sobre las espiras.

Por conjunto del carro ver el plano PG-02

N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C	Ob.
5	Barra circular maciza Ø190 - long. 574mm	1	SAE 1045						X
4	Chapa Esp. 3/4" - 223x266mm	6	IRAM IAS F24						X
3	Chapa Esp. 2 3/4" - Ø938mm	1	IRAM IAS F24						X
2	Chapa Esp. 1 3/4" - Ø1610mm	1	IRAM IAS F24						X
1	Chapa Esp. 1 1/2" - 6275x2318mm + (50mm)	1	ASTM A516 Gr. 70						X

a: El ancho de la chapa será la suma de 2318mm + 50mm, los 50mm extra de material sirven para que la máquina roladora pueda sujetar a la chapa para comenzar el proceso de rolado.

Unif. de cotas, agr. de det. E, agr. de ref. a planos, plano en esc. norm. H. Pereyra 01 12-06-22

Descripción Autor Rev. Fecha

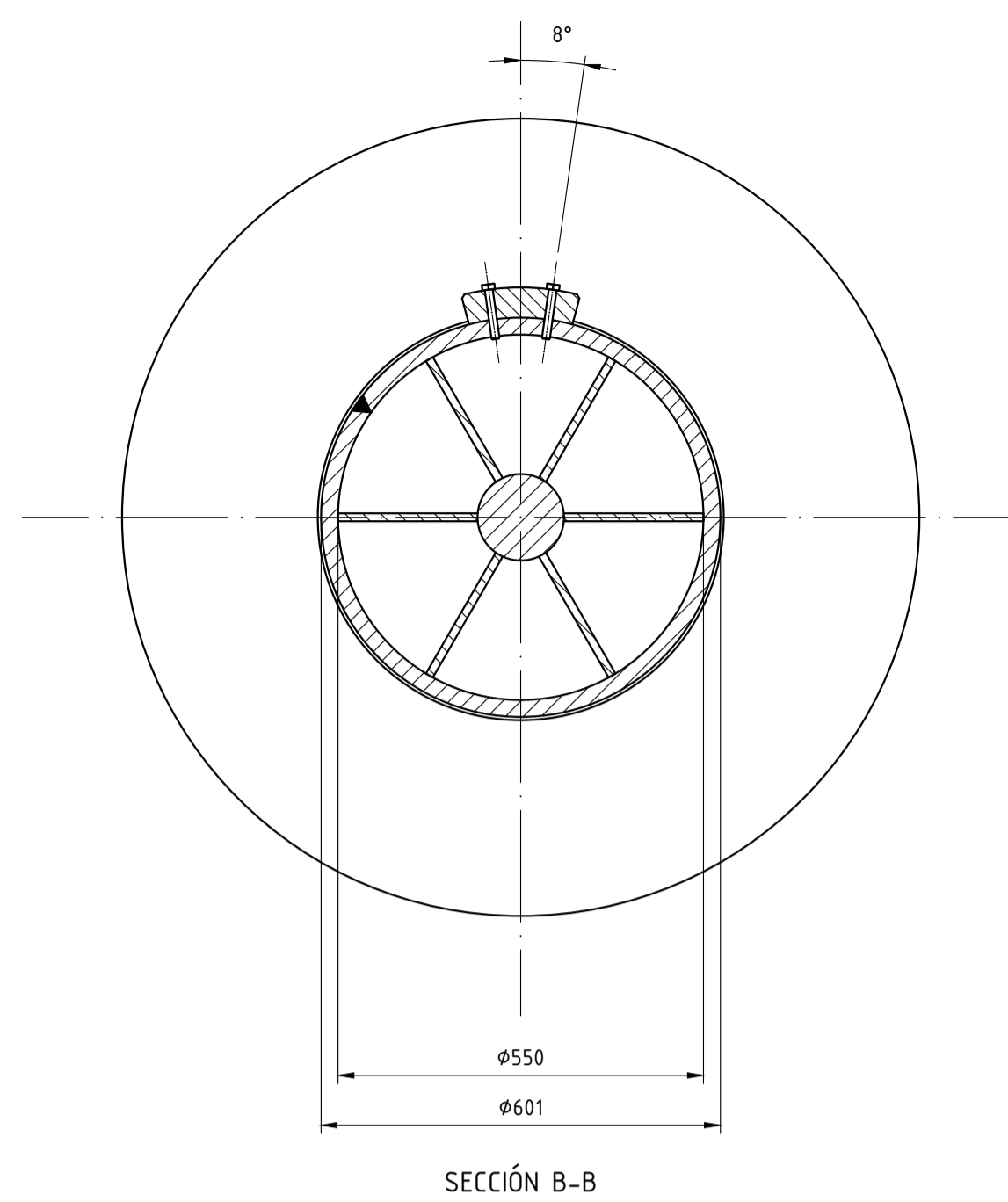
UTN FRA - PROYECTO FINAL

Diseño: Grupo 3 Título: TAMBOR PRINCIPAL Año: 2022

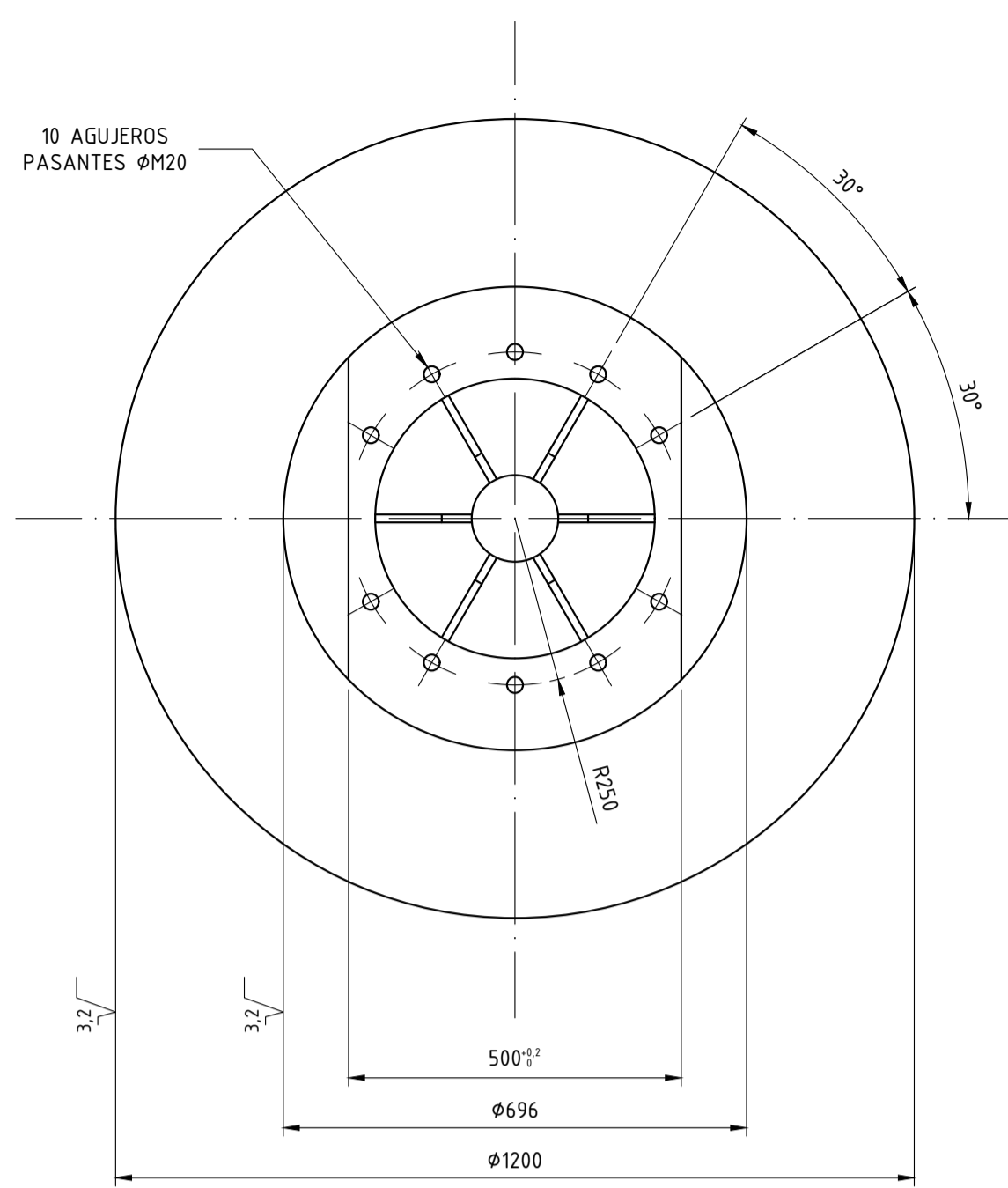
Aprobó: Fecha: Especific. Tecn. N°

Escales: 1:20 Tolerancias no indicadas Plano N°:

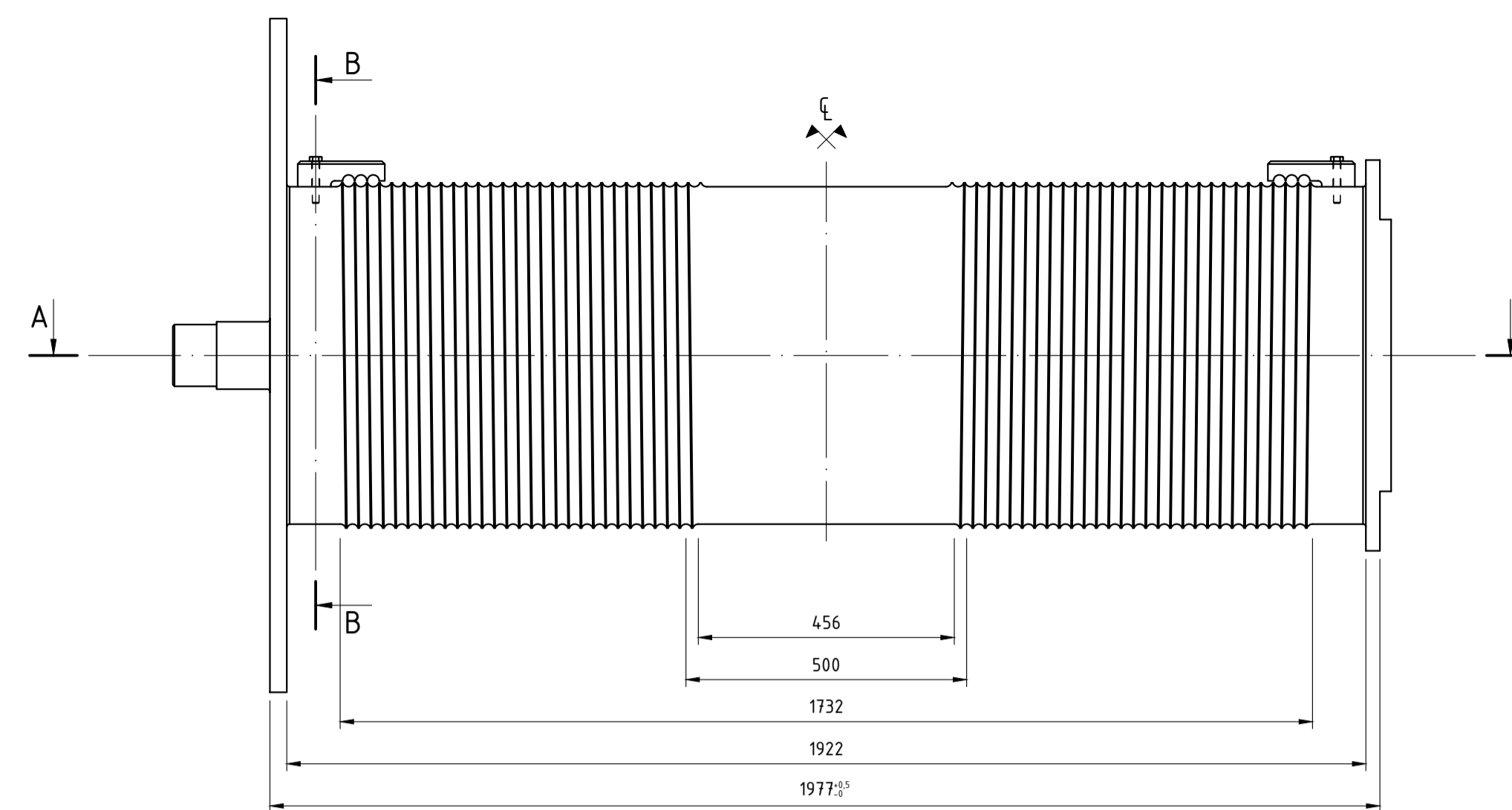
A1 Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30° Rugosidad: 32√ PG-03



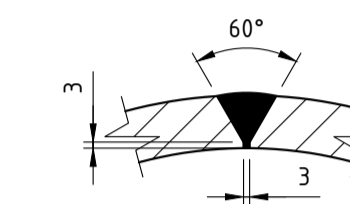
SECCIÓN B-B



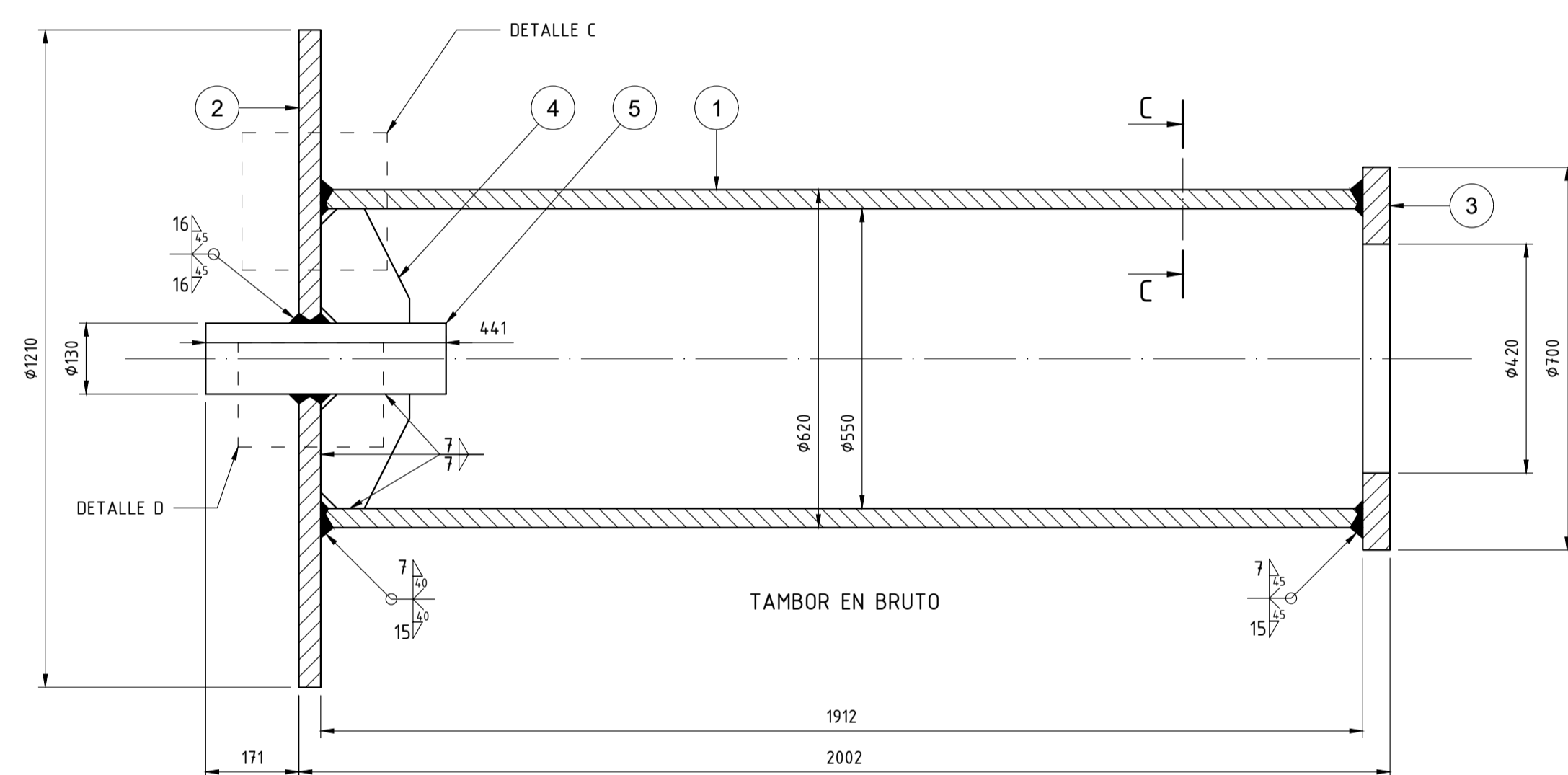
VISTA LATERAL DERECHA



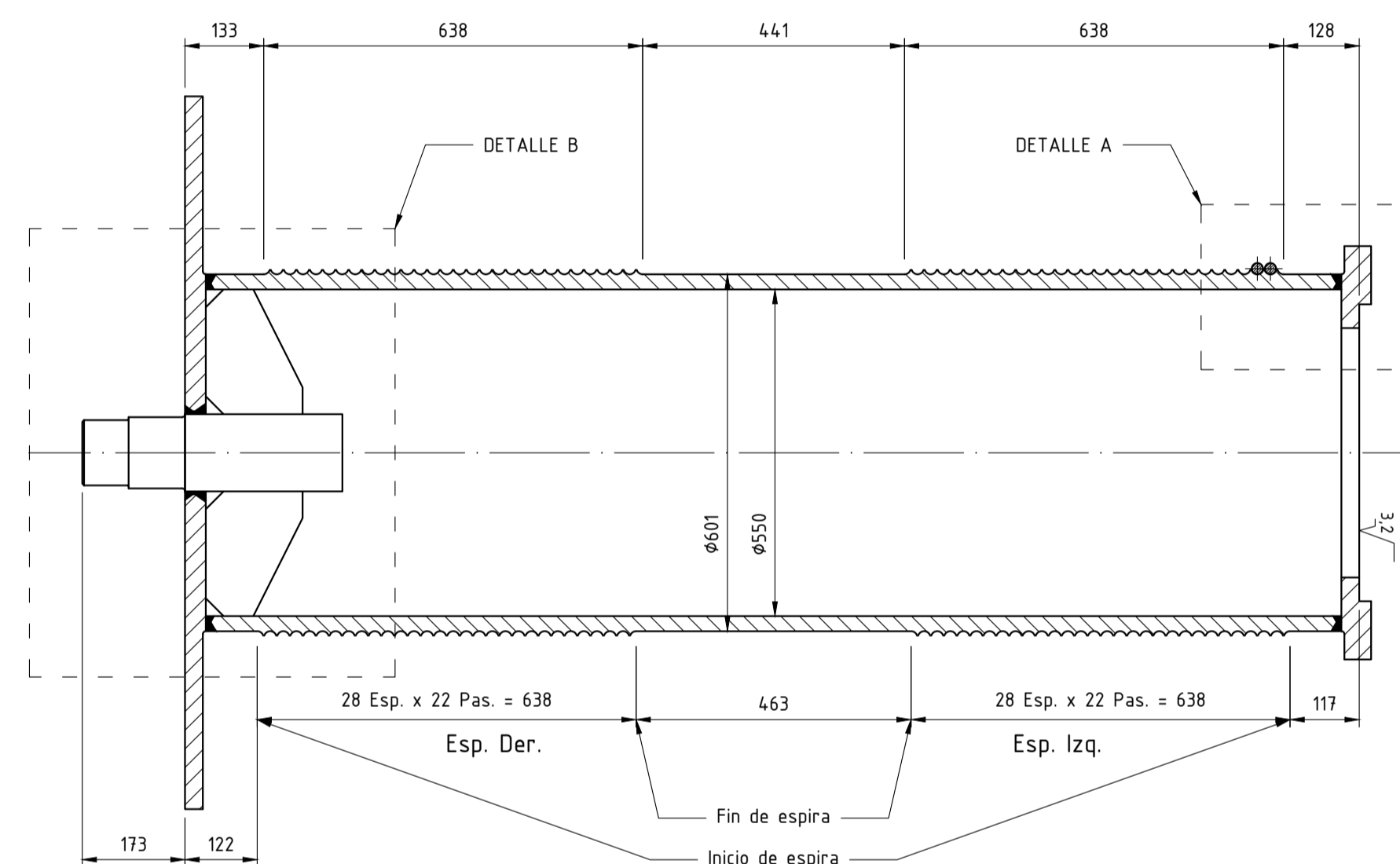
VISTA FRONTAL



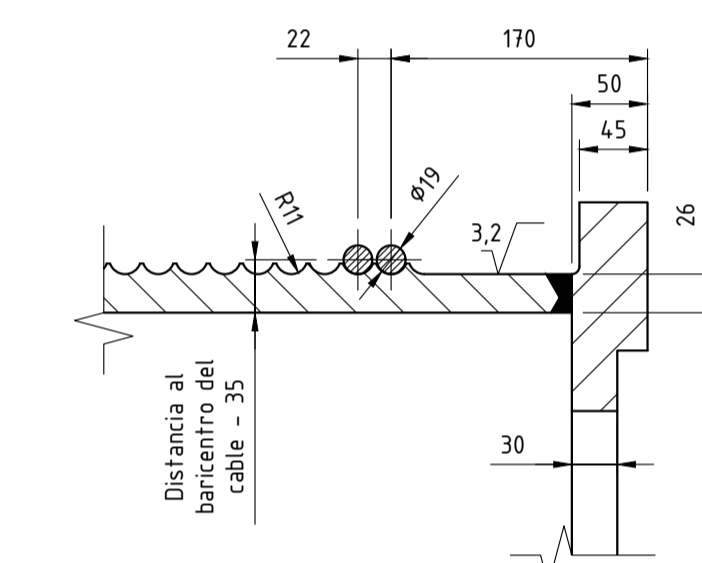
SECCIÓN PARCIAL C-C  
DET. DE UNIÓN SOLDADA - POS. 1  
ESC.: 15



TAMBOR EN BRUTO



SECCIÓN A-A



DETALLE A  
ESC. 15

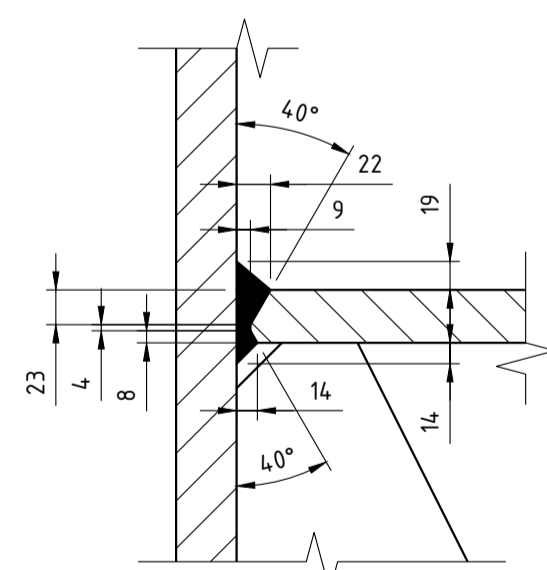
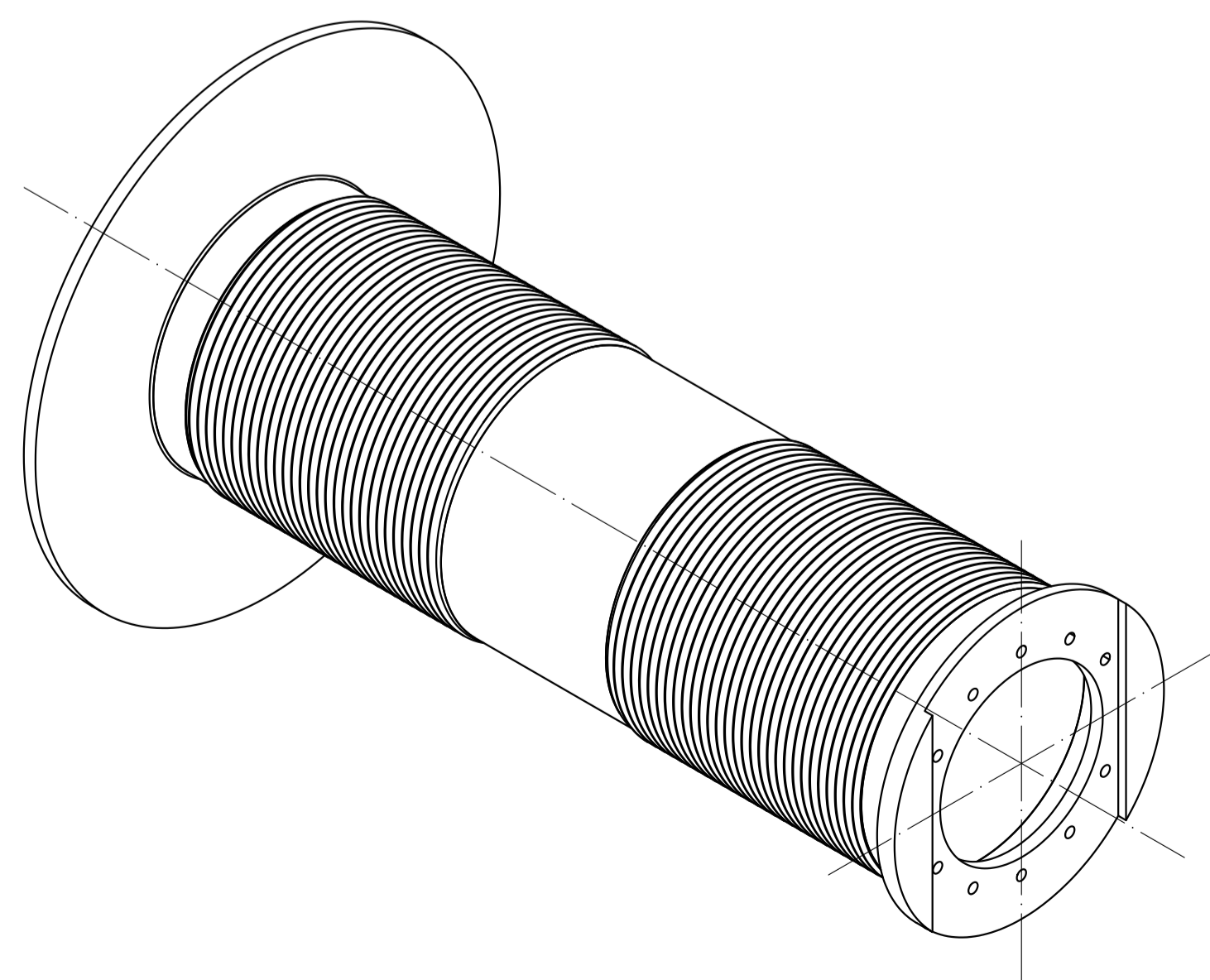
Nota  
Las espiras se mecanizaran luego de la soldadura y el tratamiento térmico de destensado.

Soldadura  
Utilizar electrodos o alambre de aporte según norma AWS 6010 para las pasadas de raíz y según norma AWS 7018 para las pasadas siguientes.

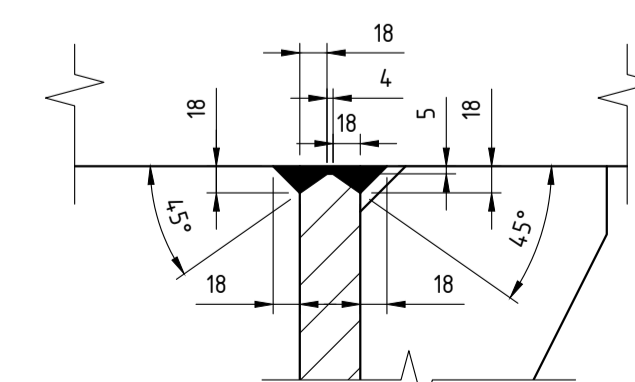
- Terminación y pintura  
1°- Cantos vivos terminar a 3x45°.  
2°- Eliminar el óxido mediante cepillado enérgico a mano o mediante una herramienta de cepillado eléctrica.  
3°- Aplicar 2 pasadas de trióxido al cromo de zinc aprobado por IRAM.  
4°- Terminar con 2 pasadas de esmalte sintético amarillo, con espesor mínimo de capa de 50µm.

No pintar sobre las espiras.

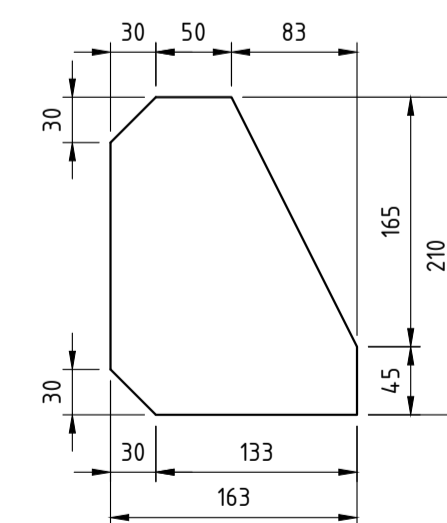
Por conjunto del carro ver el plano PG-02



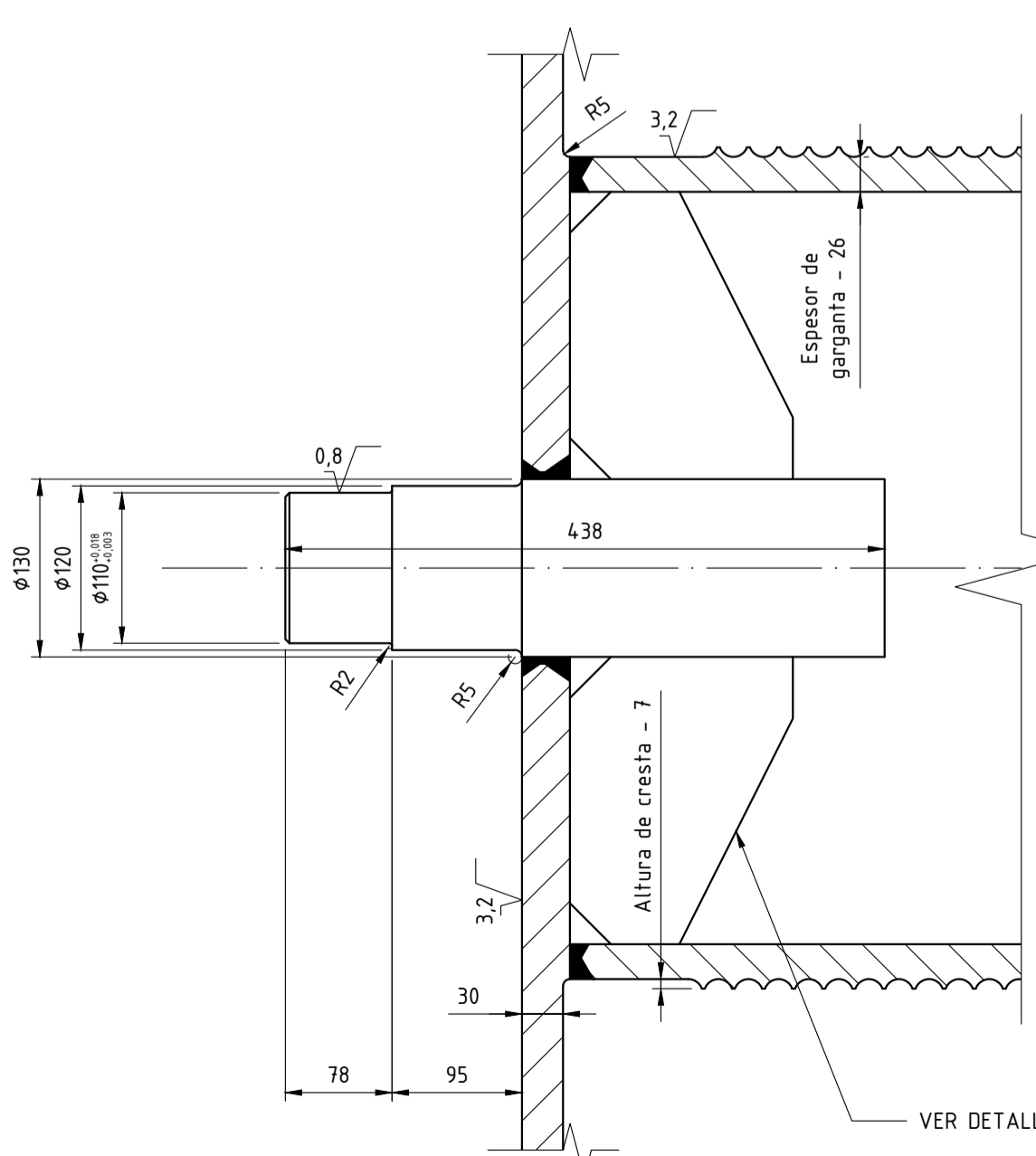
DETALLE C  
DETALLE DE SOLDADURA DE  
TAMBOR CON TAPA LATERAL  
ESC. 15



DETALLE D  
DETALLE DE SOLDADURA DE  
EJE CON TAPA LATERAL  
ESC. 15



DETALLE E  
COSTILLA DE TAMBOR  
ESP.: 1/2"



DETALLE B  
ESC. 15

N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C	Ob.
5	Barra circular maciza Ø130 - long. 441mm	1	SAE 1045						X
4	Chapa Esp. 1/2" - 163x210mm	6	IRAM IAS F24						X
3	Chapa Esp. 2" - Ø700mm	1	IRAM IAS F24						X
2	Chapa Esp. 1 1/2" - Ø1210mm	1	ASTM A516 Gr. 70						X
1	Chapa 1 3/8" - 1912x1948mm + (50mm)	1	IRAM IAS F24						X

a: El ancho de la chapa será la suma de 1948mm + 50mm, los 50mm extra de material sirven para que la máquina roladora pueda sujetar a la chapa para comenzar el proceso de rolado.

Unif. de cotas, agr. de det. E, agr. de ref. a planos, plano en esc. norm. H. Pereyra 01 12-06-22

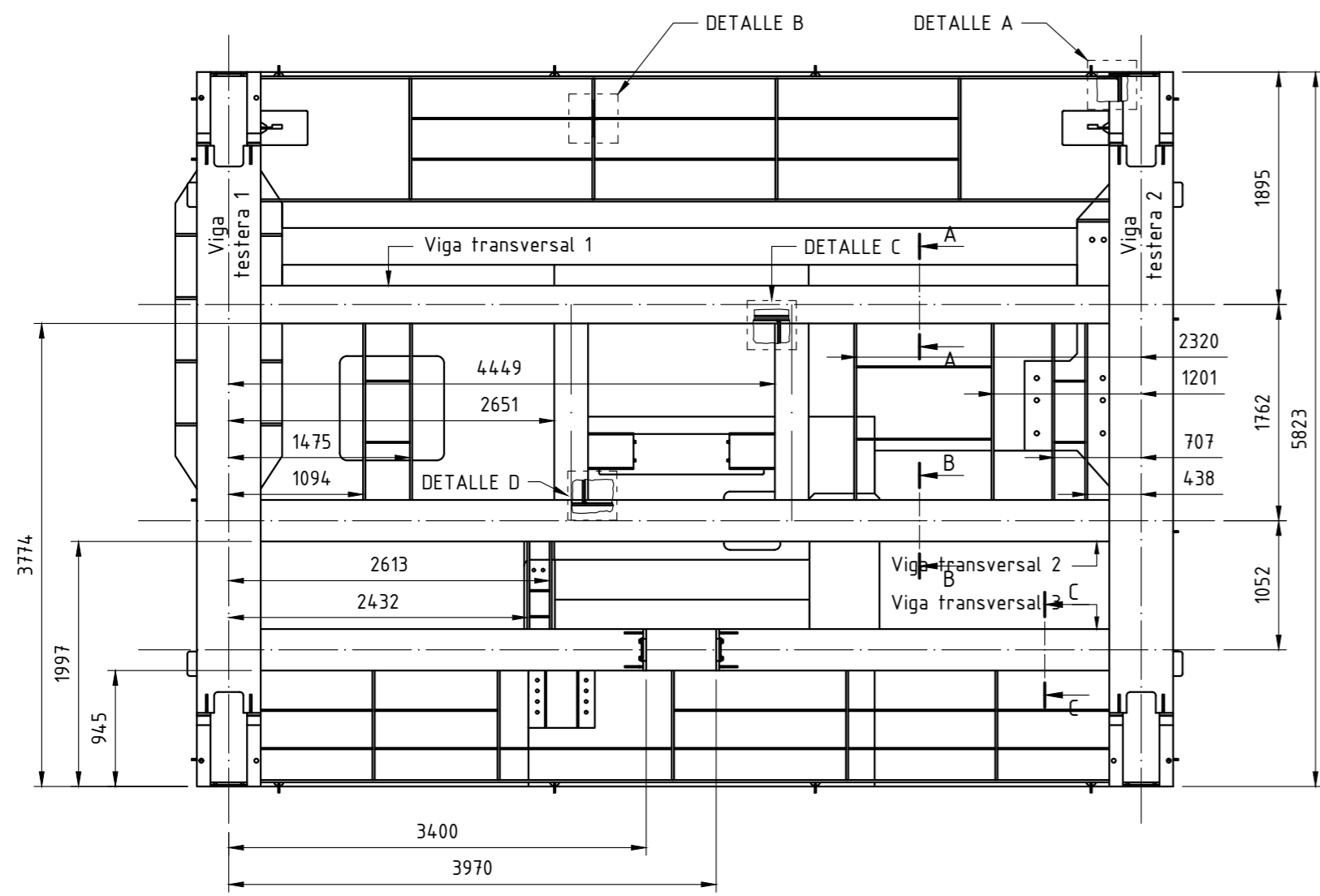
Descripción Autor Rev. Fecha

UTN FRA - PROYECTO FINAL

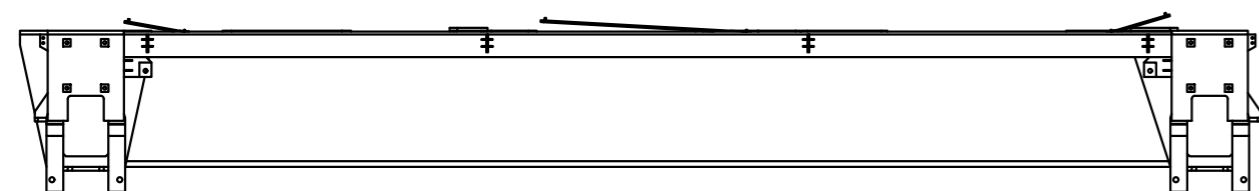
Diseño: Grupo 3 Título: TAMBOR SECUNDARIO Año: 2022  
Aprobó: Especific. Tecn. N°

Escala: 1:10 Tolerancias no indicadas Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30° Rugosidad: 3.2  
A1 Plano N°: PG-04

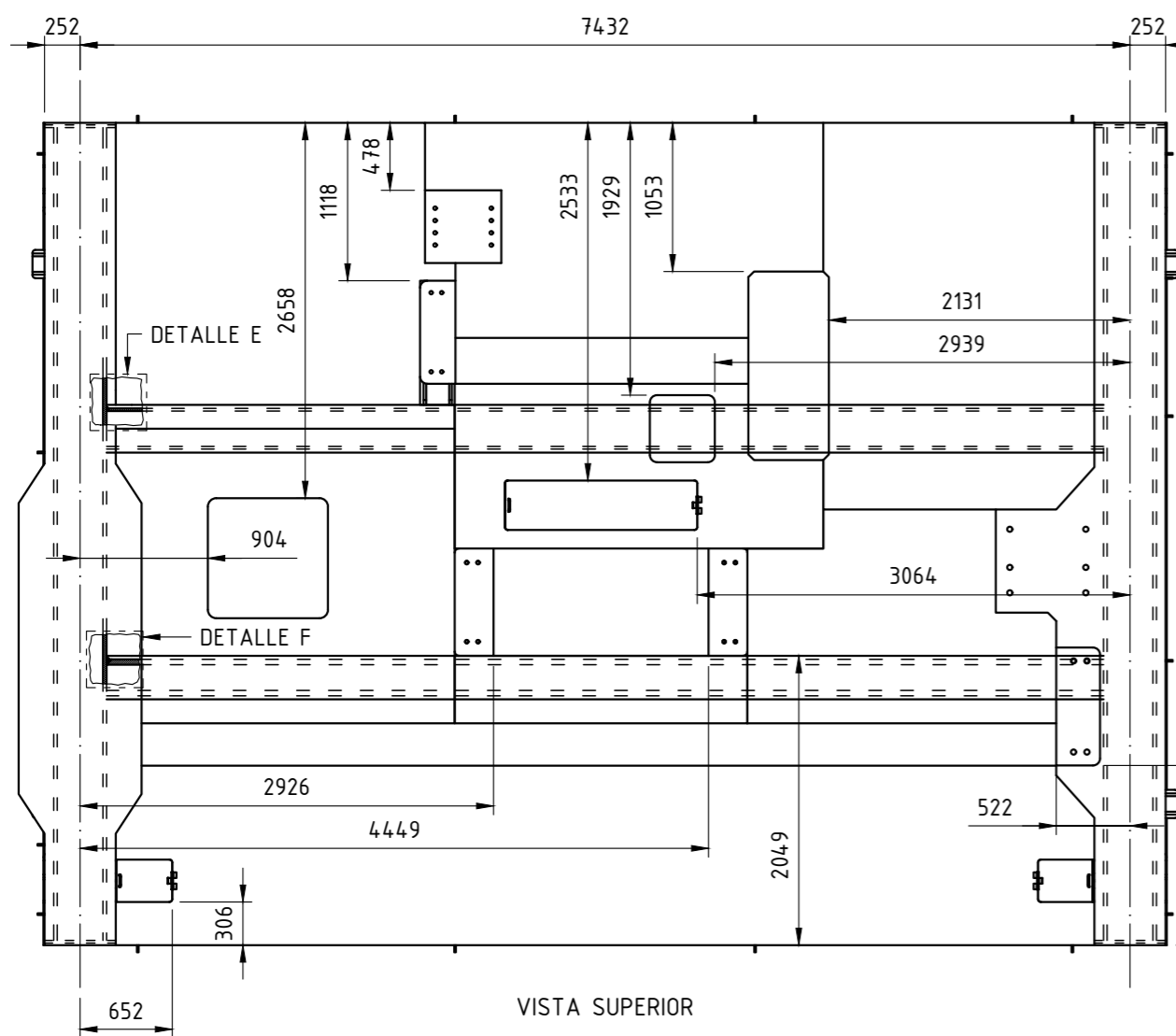




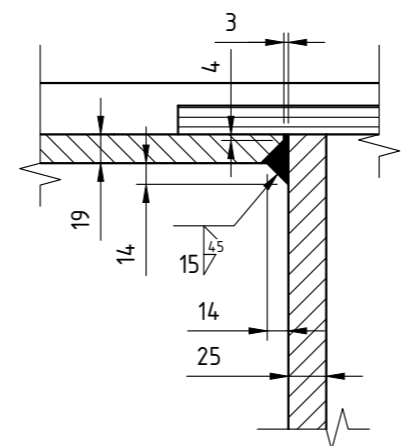
VISTA INFERIOR



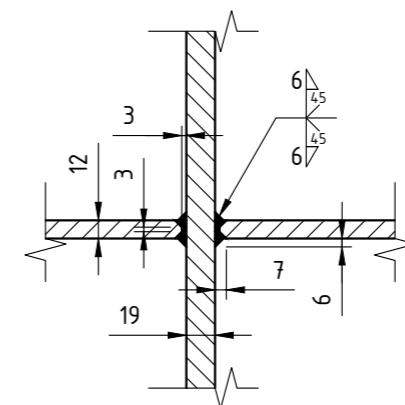
VISTA FRONTAL



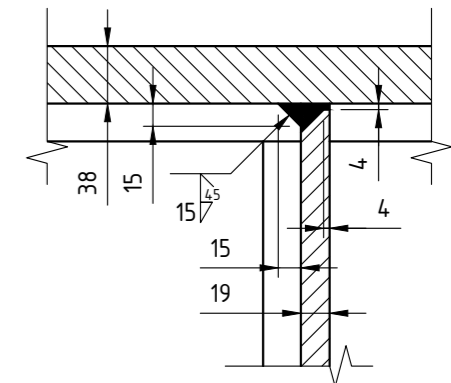
VISTA SUPERIOR



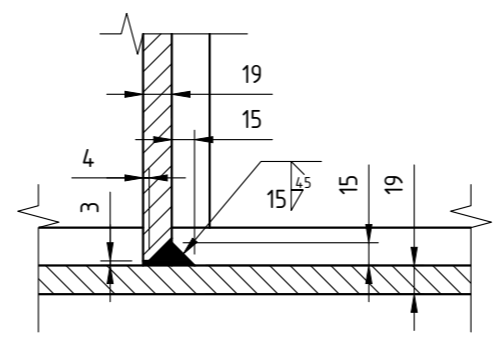
DETALLE A  
DETALLE DE SOLDADURA ENTRE ESTRUCTURA  
SOPORTE DEL PISO Y ALMA DE VIGA TESTERA  
ESC. 1:5



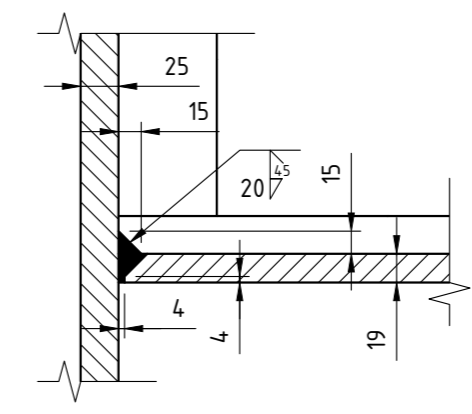
DETALLE B  
DETALLE DE SOLDADURA ENTRE CHAPAS  
DE ESTRUCTURA SOPORTE DEL PISO  
ESC. 1:5



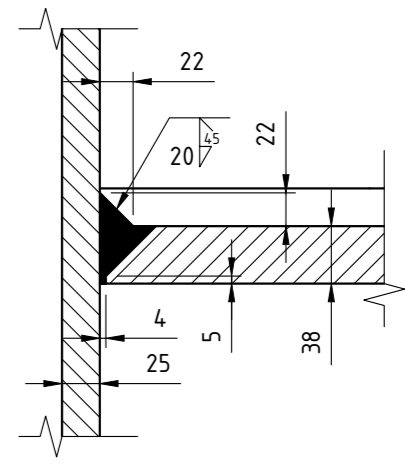
DETALLE C  
DETALLE DE SOLDADURA ENTRE ALMA DE VIGA TRASVERSAL  
1 Y ALMA DE VIGA SOPORTE SISTEMA DE REENVÍO  
ESC. 1:5



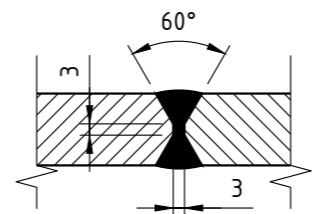
DETALLE D  
DETALLE DE SOLDADURA ENTRE ALMA DE VIGA TRASVERSAL  
2 Y ALMA DE VIGA SOPORTE SISTEMA DE REENVÍO  
ESC. 1:5



DETALLE E  
DETALLE DE SOLDADURA ENTRE ALMA DE VIGA  
TRASVERSAL 2 Y ALMA DE VIGA TESTERA DEL CARRO  
ESC. 1:5



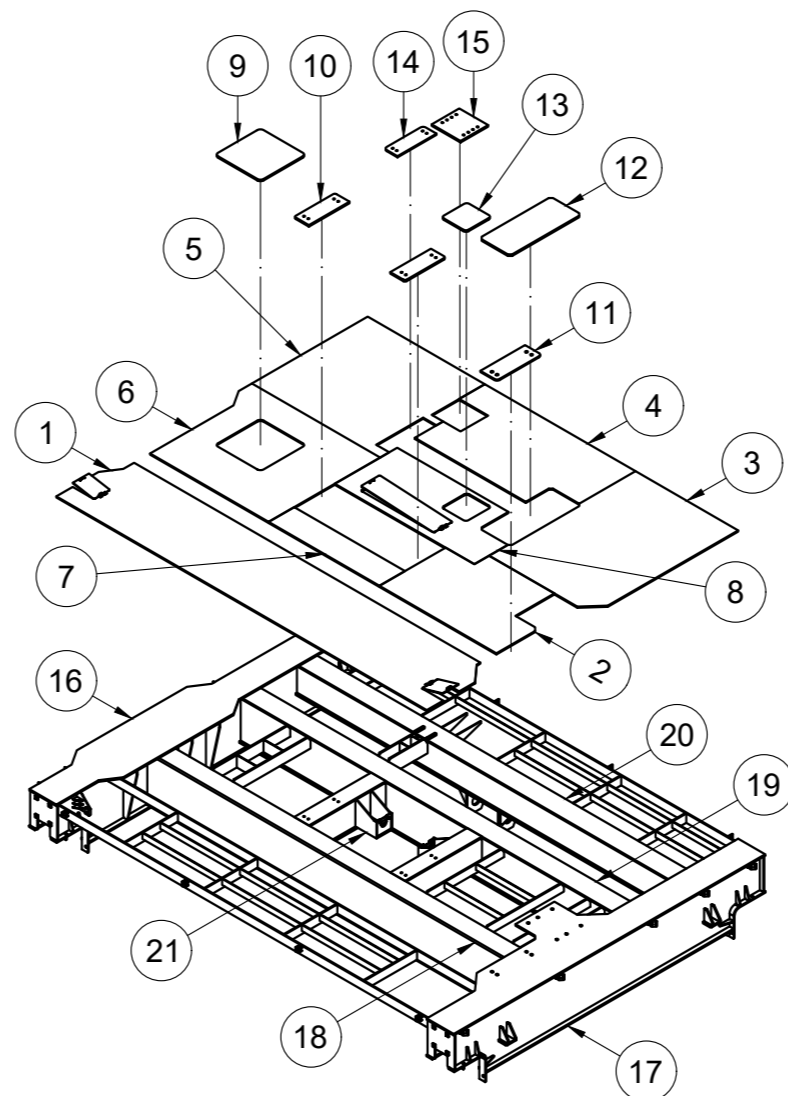
DETALLE F  
DETALLE DE SOLDADURA ENTRE ALMA DE VIGA  
TRASVERSAL 1 Y ALMA DE VIGA TESTERA DEL CARRO  
ESC. 1:5



DETALLE DE SOLDADURA  
DEL PISO DEL CARRO  
ESC. 1:2

NOTA

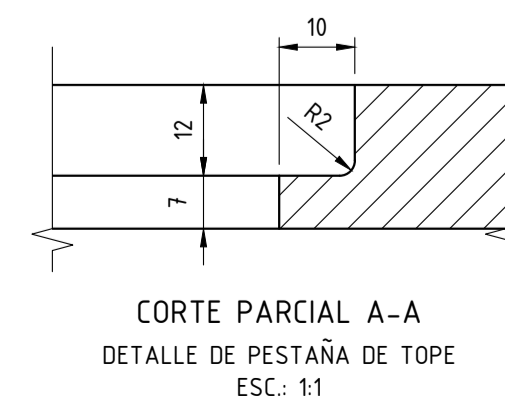
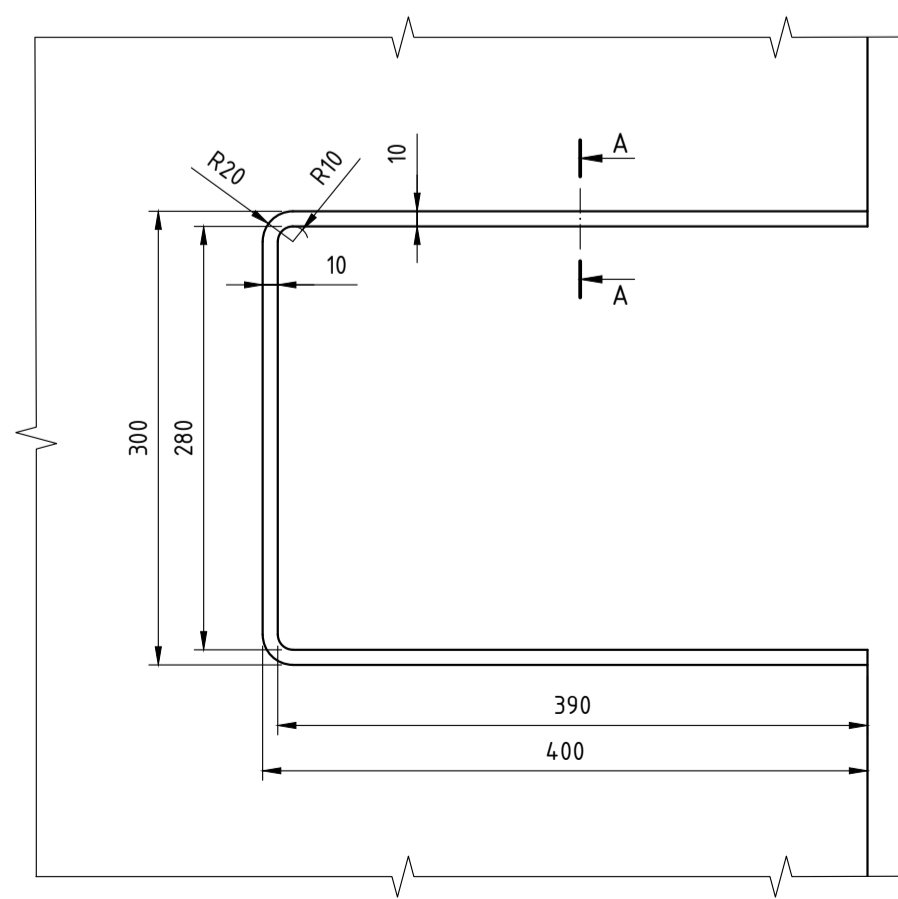
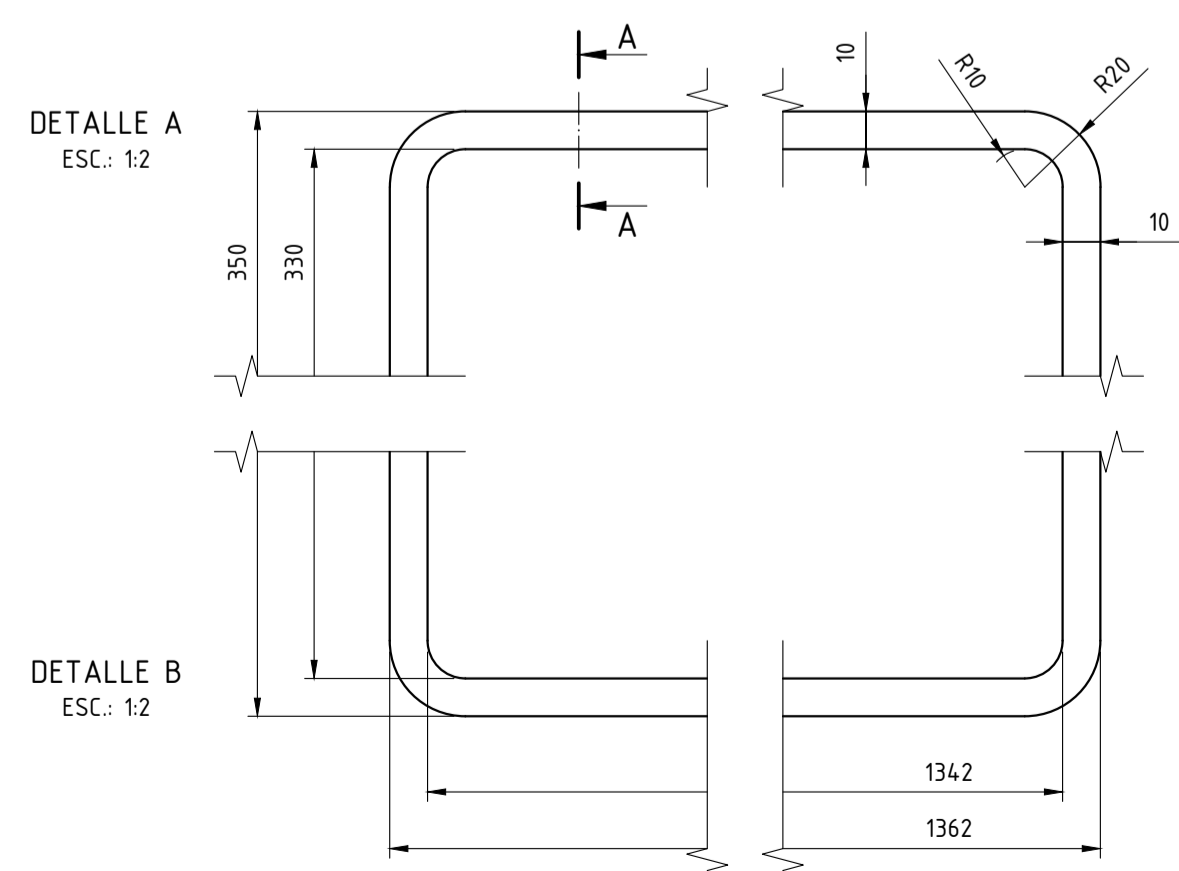
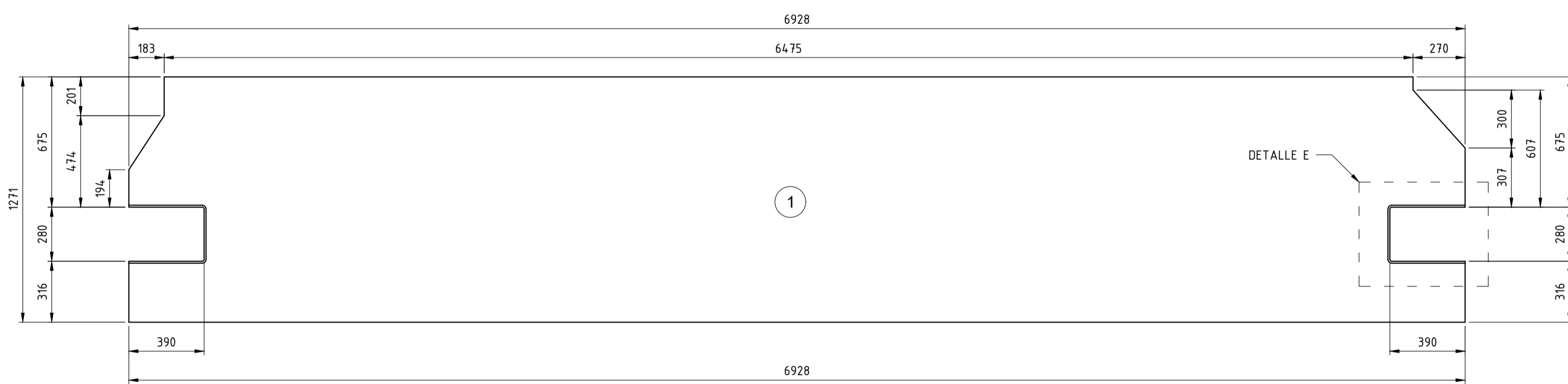
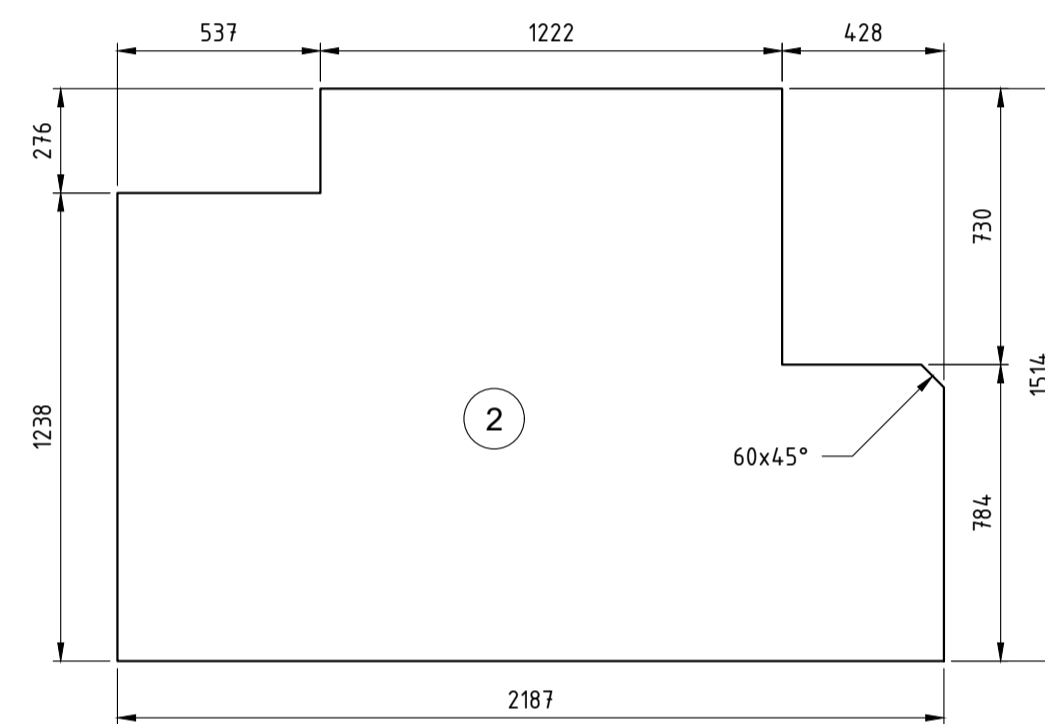
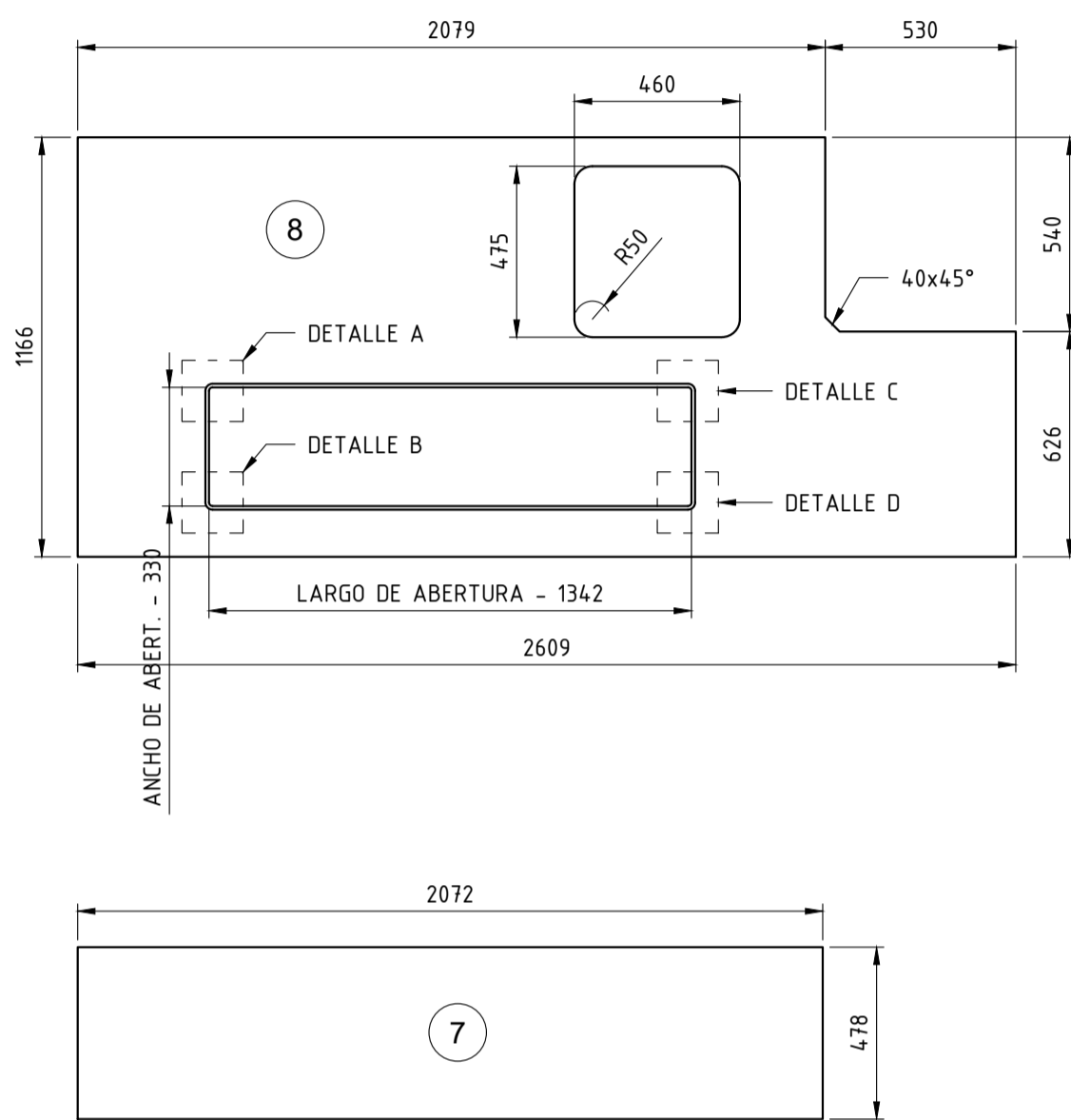
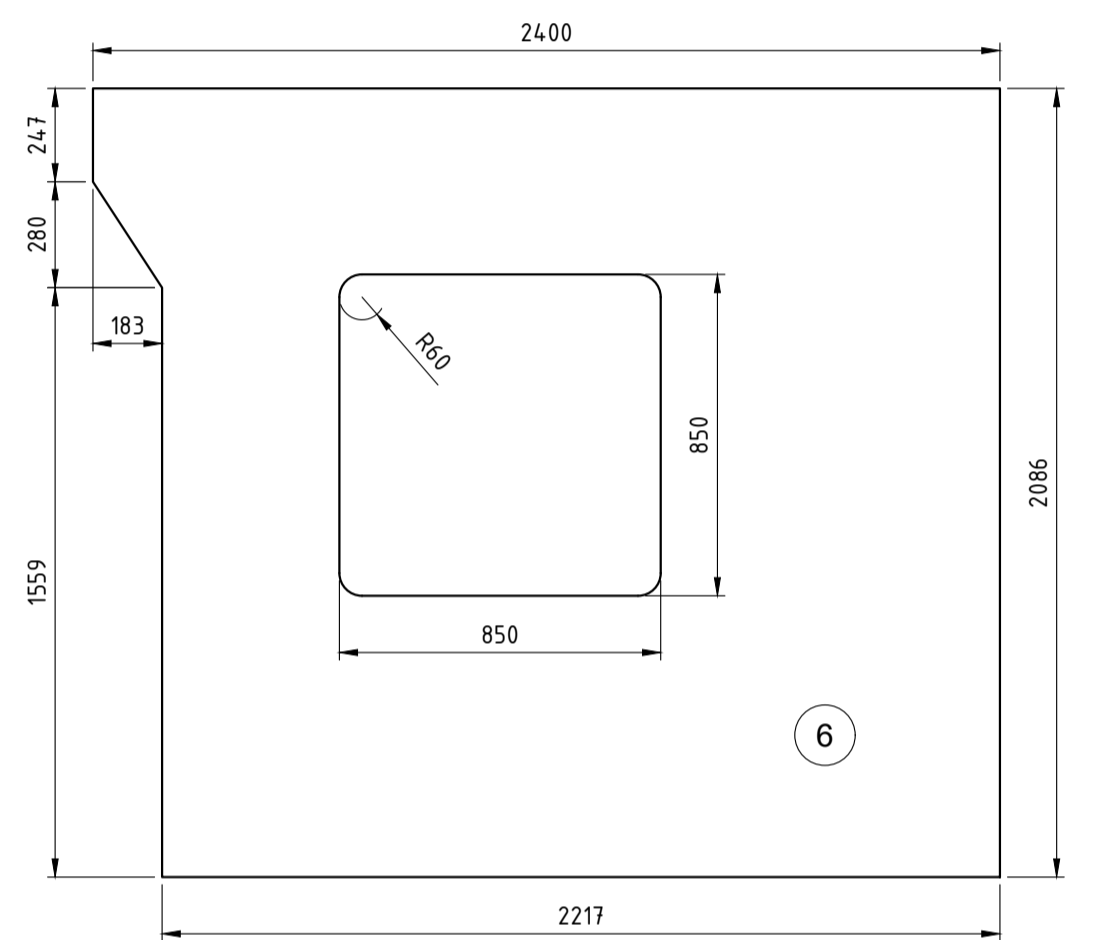
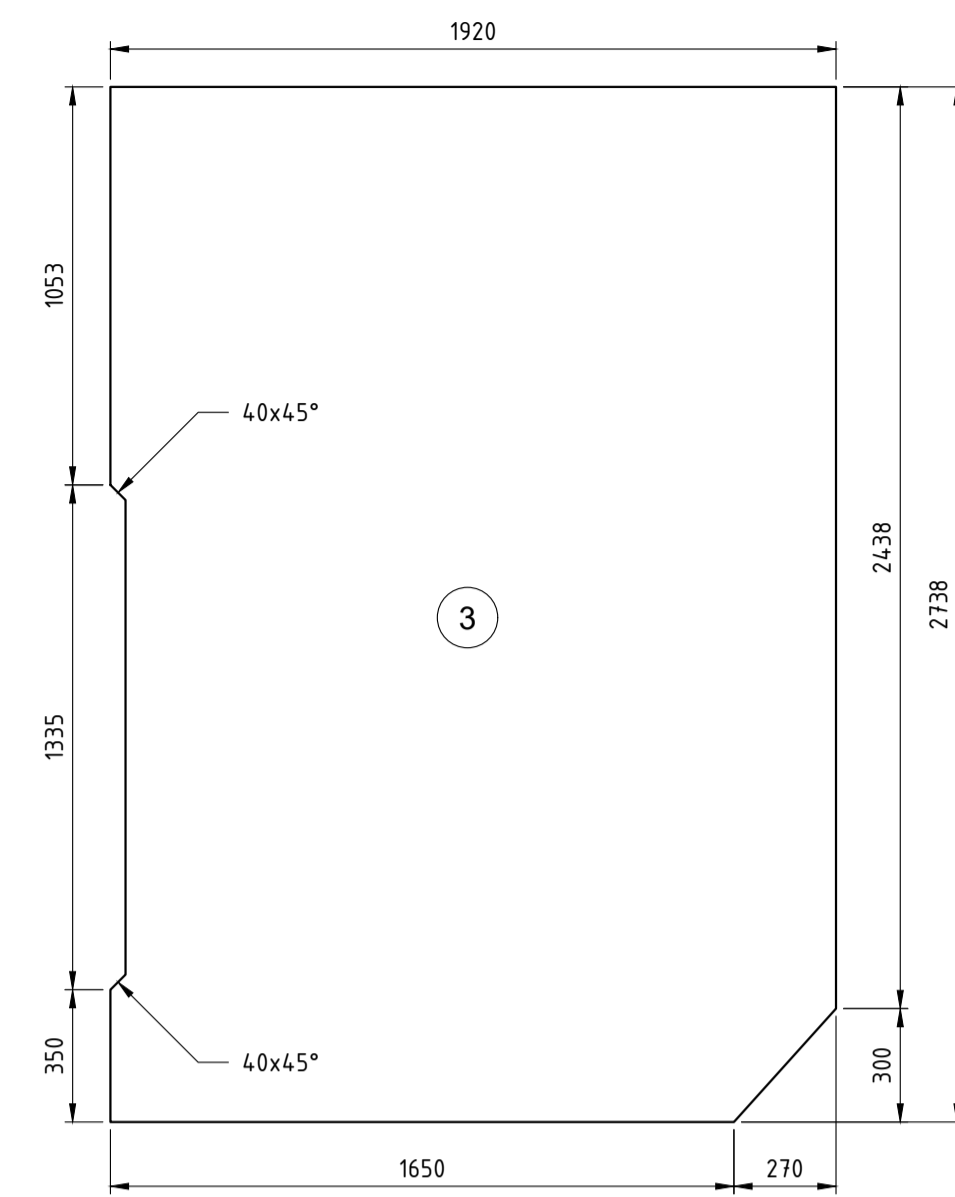
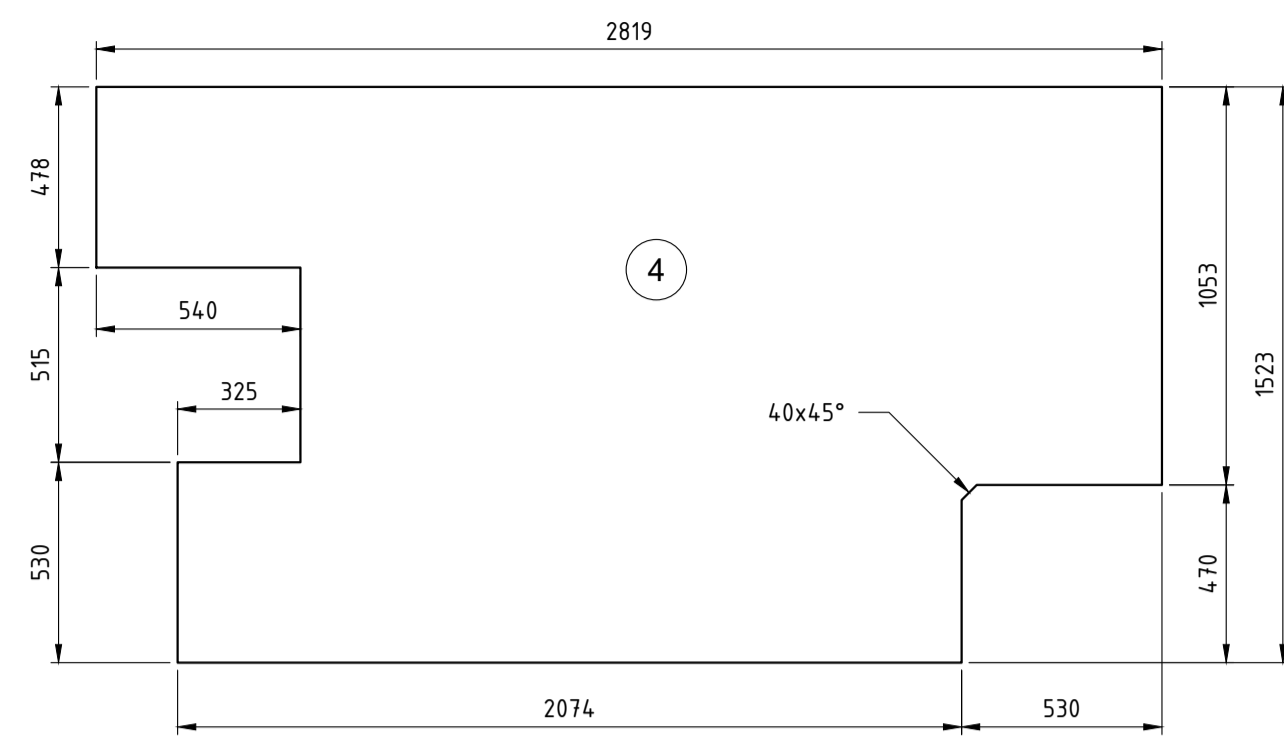
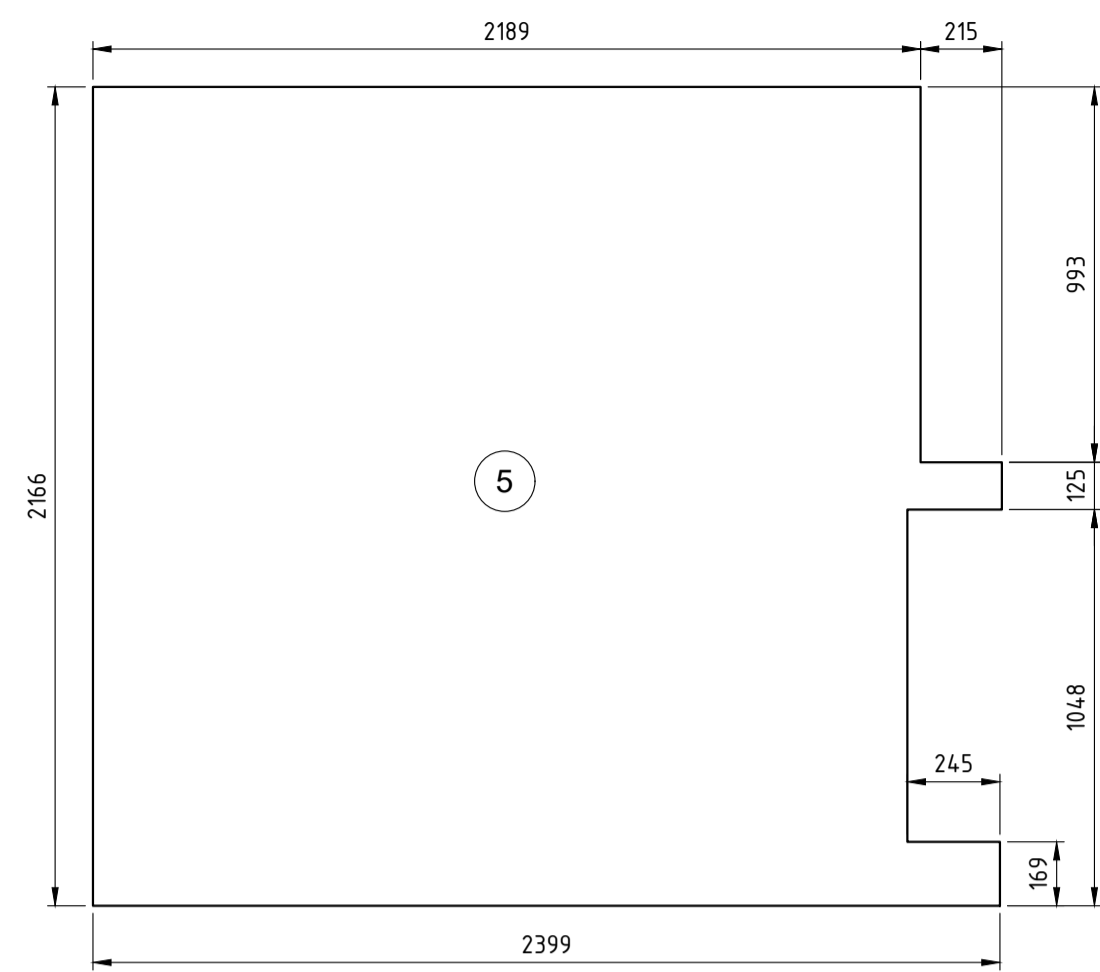
- Por las chapas del piso del carro ver plano PG-06.
- Por vigas testeras del carro ver plano PG-07.
- Por vigas transversales del carro ver plano PG-09.



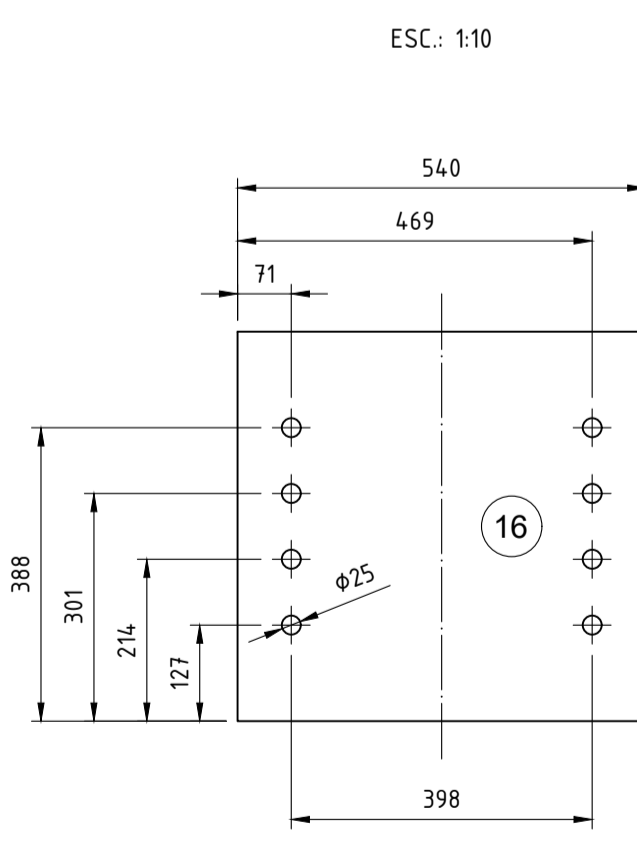
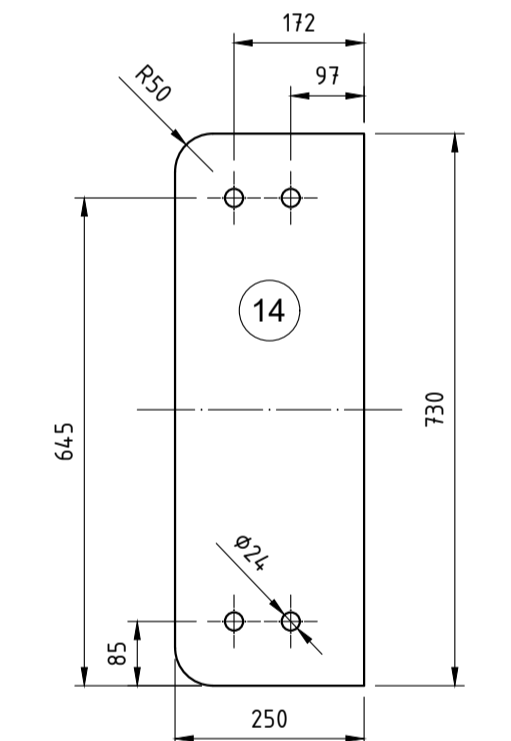
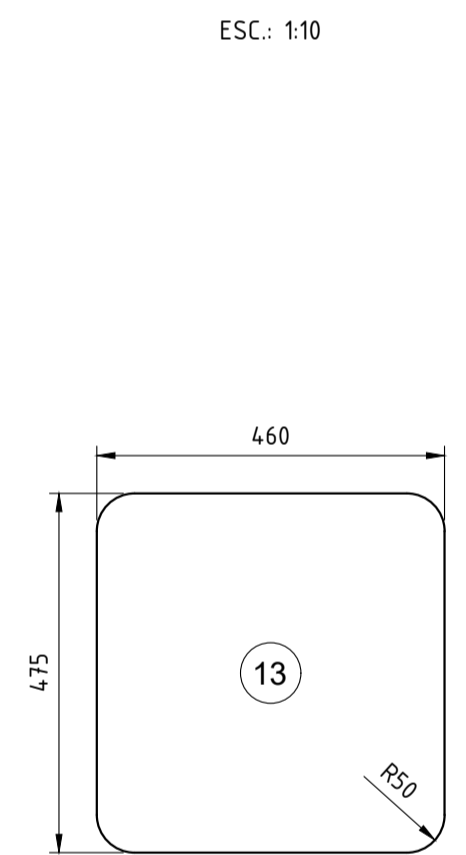
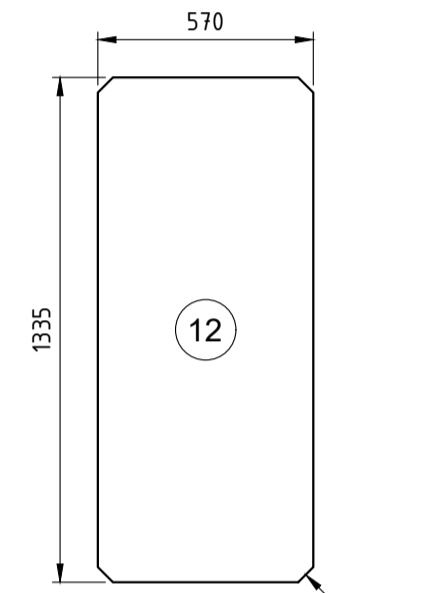
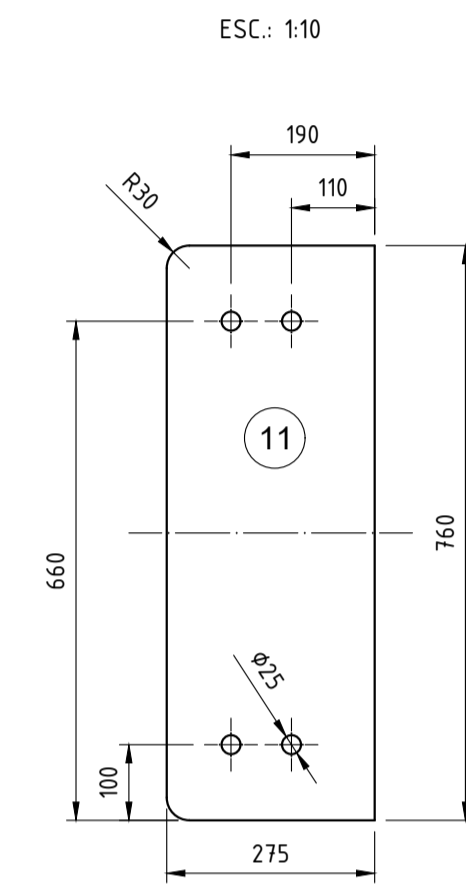
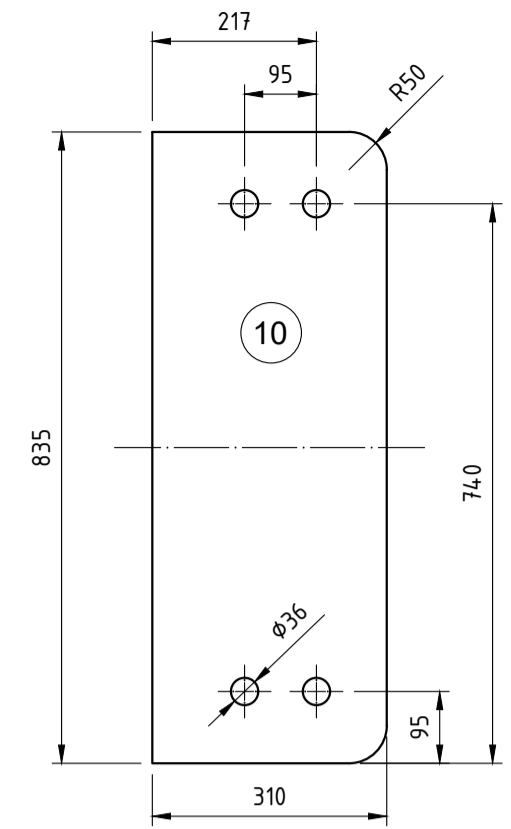
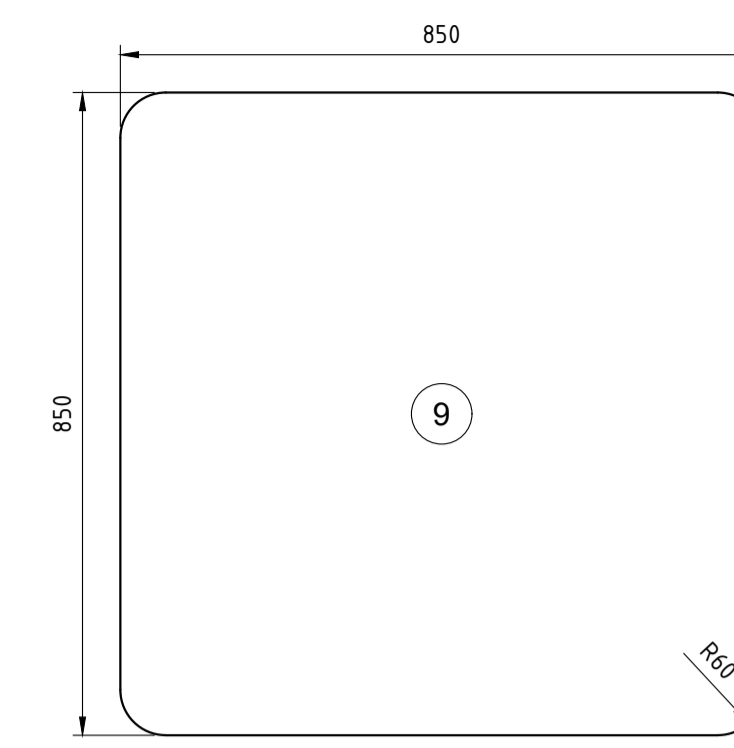
21	Soporte del eje del balancín - Iz. Princ.	1	IRAM IAS F24				X		
20	Viga transversal 3 del carro	1	IRAM IAS F24				X		
19	Viga transversal 2 del carro	1	IRAM IAS F24				X		
18	Viga transversal 1 del carro	1	IRAM IAS F24				X		
17	Viga testera 2 del carro	1	IRAM IAS F24	PG-07			X		
16	Viga testera 1 del carro	1	IRAM IAS F24	PG-07			X		
15	Chapa Esp. 1" - 540x515mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
14	Chapa Esp. 3/4" - 250x730mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
13	Chapa Esp. 1" - 460x475mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
12	Chapa Esp. 1" - 570x1335mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
11	Chapa Esp. 1" - 275x760mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
10	Chapa Esp. 3/4" - 310x835mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
9	Chapa Esp. 1" - 850x850mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
8	Chapa Esp. 3/4" - 2609x1166mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
7	Chapa Esp. 3/4" - 2072x478mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
6	Chapa Esp. 3/4" - 2400x2086mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
5	Chapa Esp. 3/4" - 2399x2166mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
4	Chapa Esp. 3/4" - 2819x1523mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
3	Chapa Esp. 3/4" - 1920x2738mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
2	Chapa Esp. 3/4" - 2187x1514mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X		
1	Chapa Esp. 3/4" - 6928x1271mm	1	IRAM IAS F24	PG-06			X	a	
N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C	Ob.

Plano en esc. norm, colocación de títulos a vistas, referencias.			H. Pereyra	01	12-06-22
Descripción			Autor	Rev.	Fecha
<b>UTN FRA - PROYECTO FINAL</b>					
Diseño: Grupo 3		Título:		Año: 2022	
Aprobó:		ESTRUCTURA DEL CARRO		Especif. Tecn. N°	
Fecha:					
Escala:	1:50	Tolerancias no indicadas		Plano N°:	
A2		Longitudinales: ±0,1		<b>PG-05</b>	
		Angulares: ±30°			
		Rugosidad: $\sqrt{32}$			

CHAPAS DEL PISO DEL CARRO



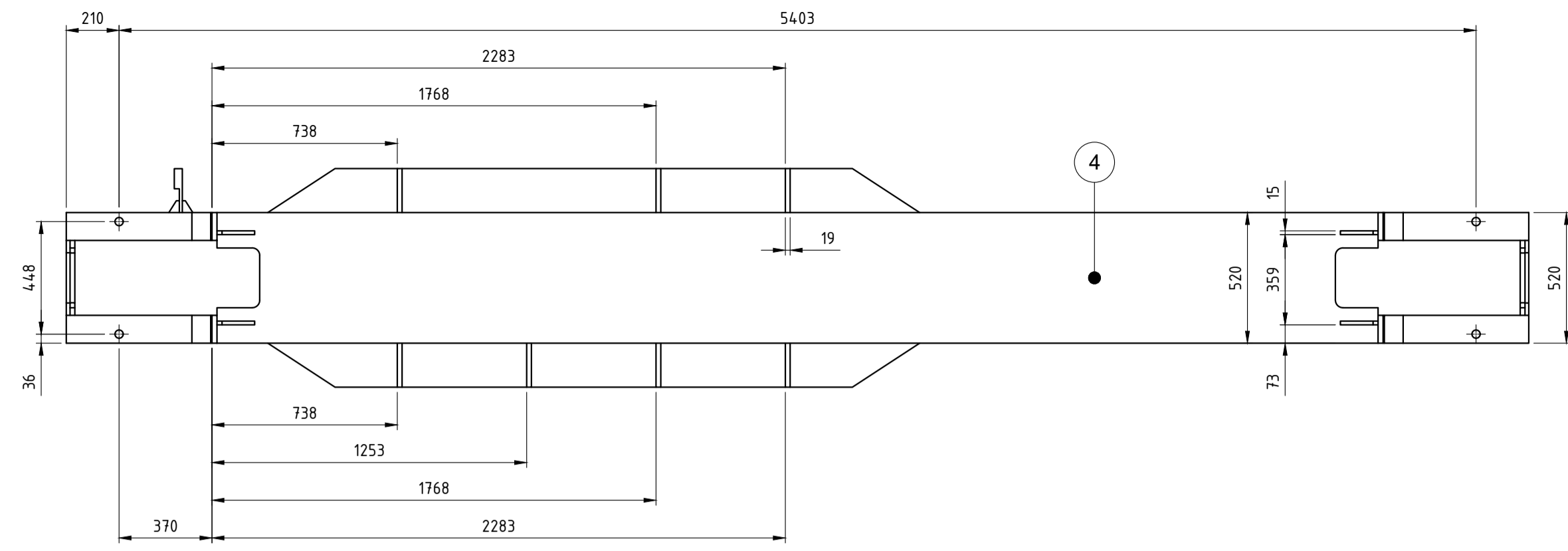
BASES DE APOYO DE LOS EQUIPOS



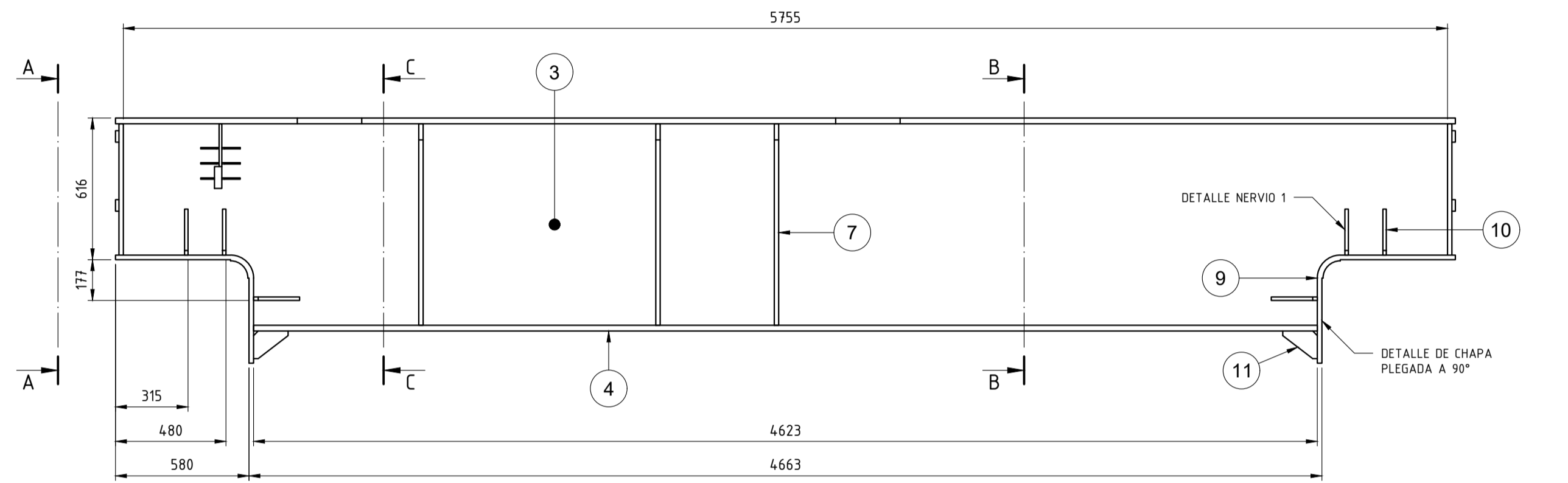
NOTA  
- Por la estructura del carro ver plano PG-05, en el mismo se encuentra la lista de materiales que numera la posición de las chapas que figuran en esta plano.

Plano en esc. norm.; detalles A, B, C, D y E; referencias.		H. Pereyra	01	12-06-22
Descripción		Autor	Rev.	Fecha
<b>UTN FRA - PROYECTO FINAL</b>				
Diseño: Grupo 3		Título:		Año: 2022
Aprobó:		CHAPAS DEL PISO DEL CARRO		Especif. Tecn. N°
Fecha:		Plano N°:		PG-06
Escala: 1:20	Tolerancias no indicadas		Longitudinales: ±0,1	
A1	Angulares: ±30°		Rugosidad: 32	

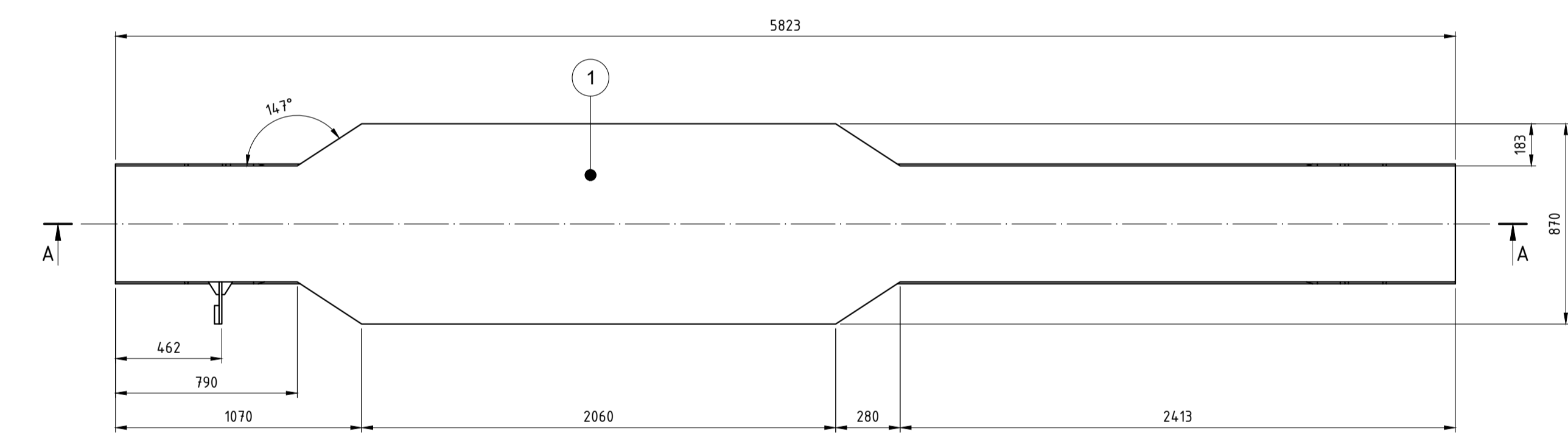
VIGA TESTERA 1



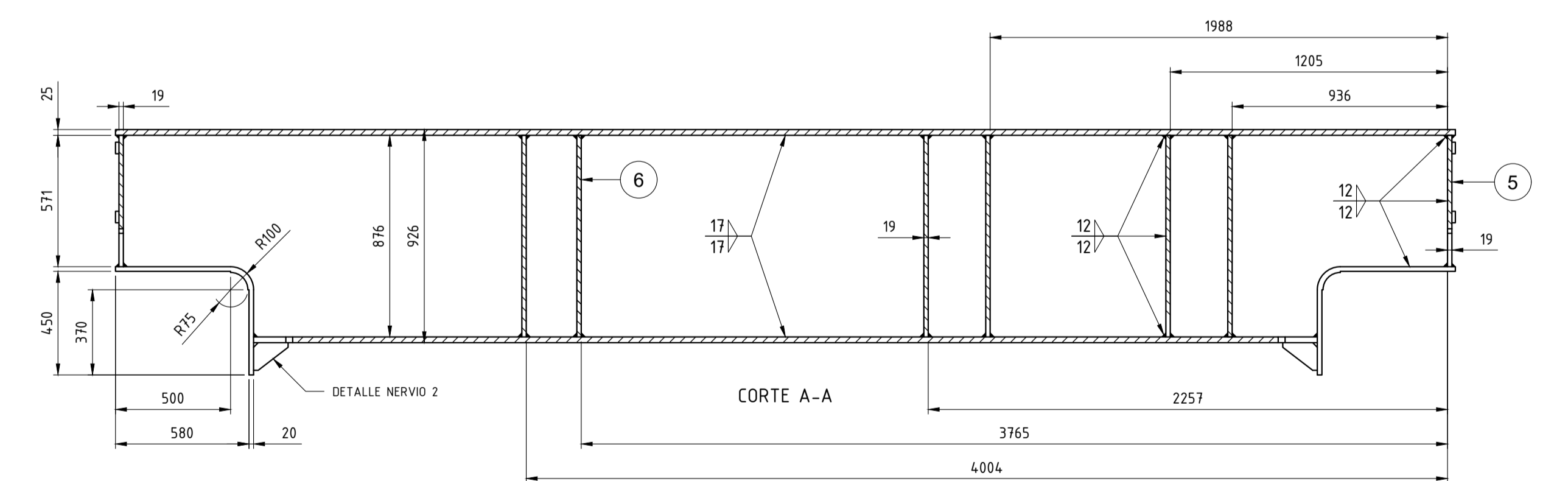
VISTA INFERIOR



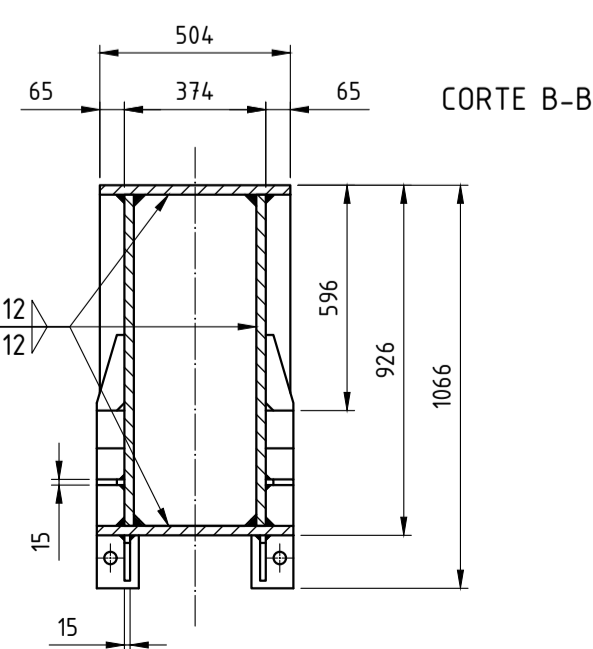
VISTA LATERAL



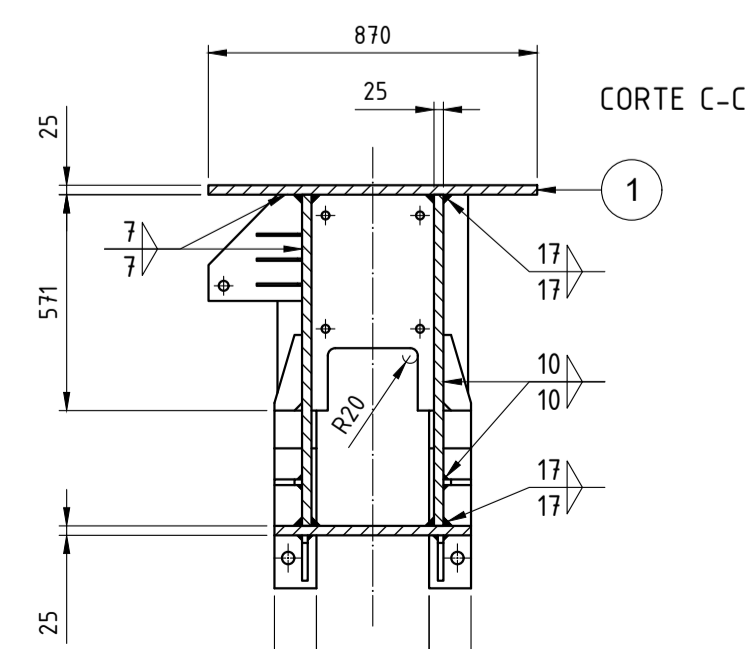
VISTA SUPERIOR



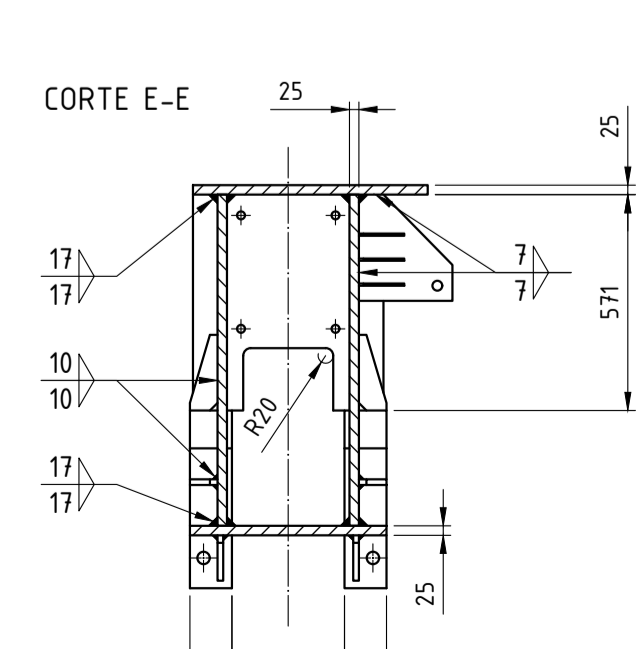
CORTE A-A



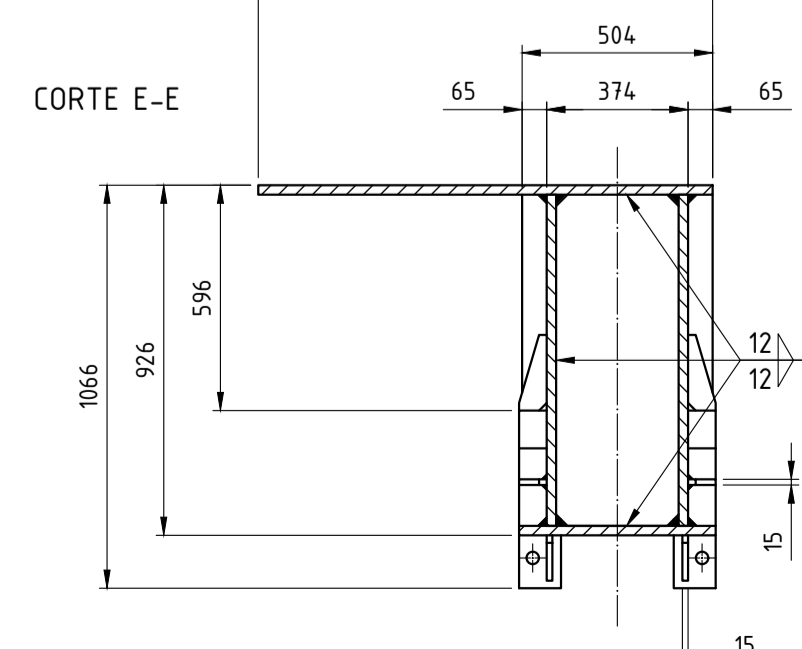
CORTE B-B



CORTE C-C

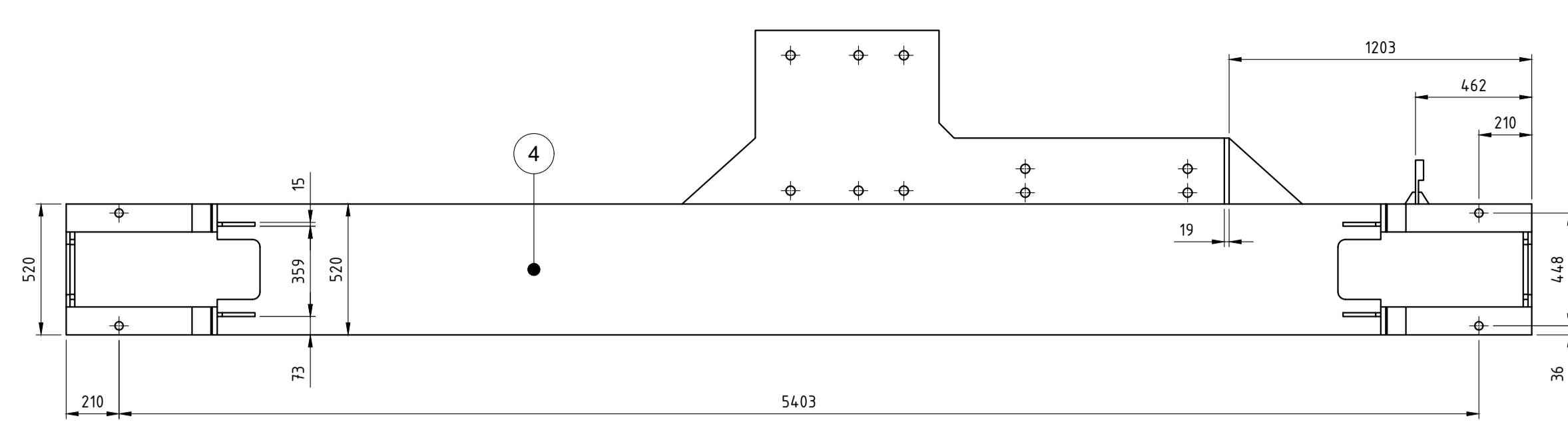


CORTE E-E

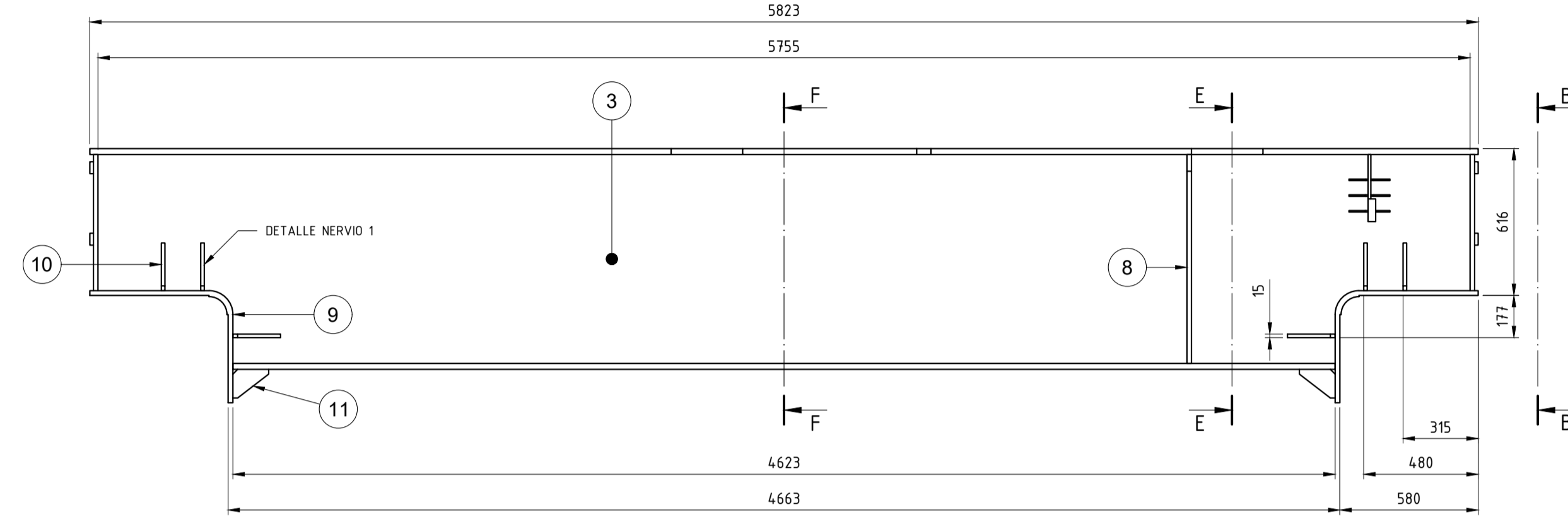


CORTE E-E

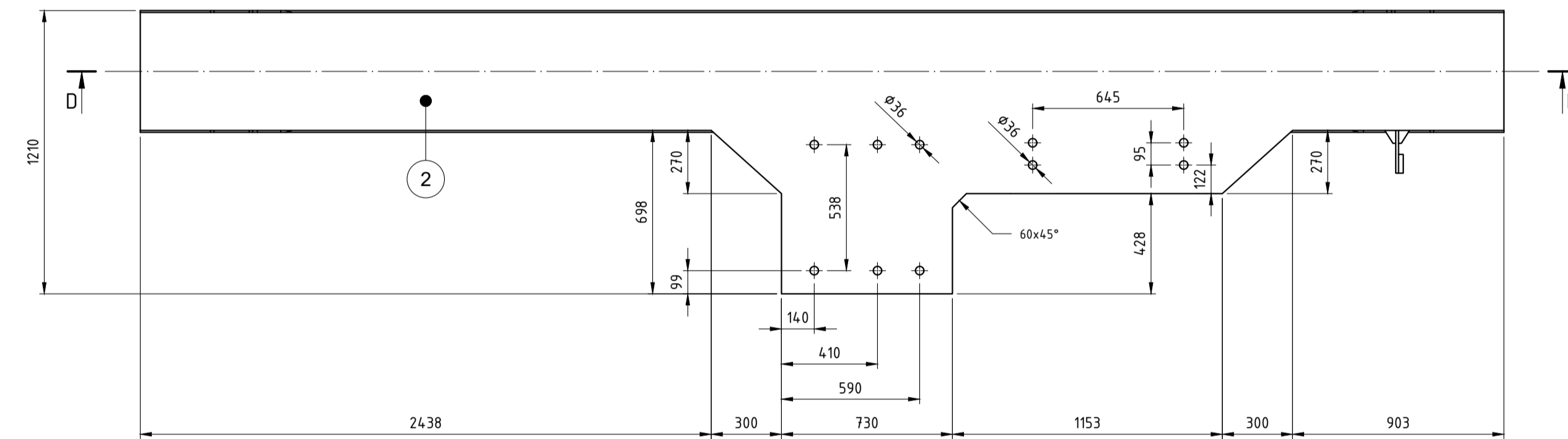
VIGA TESTERA 2



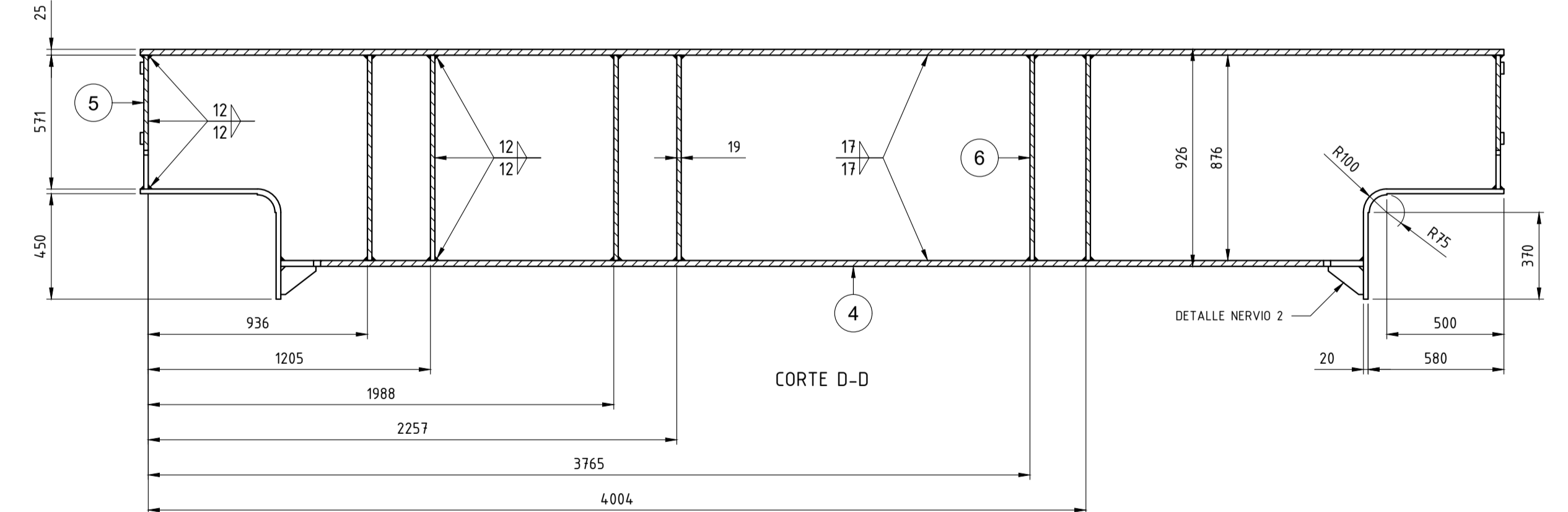
VISTA INFERIOR



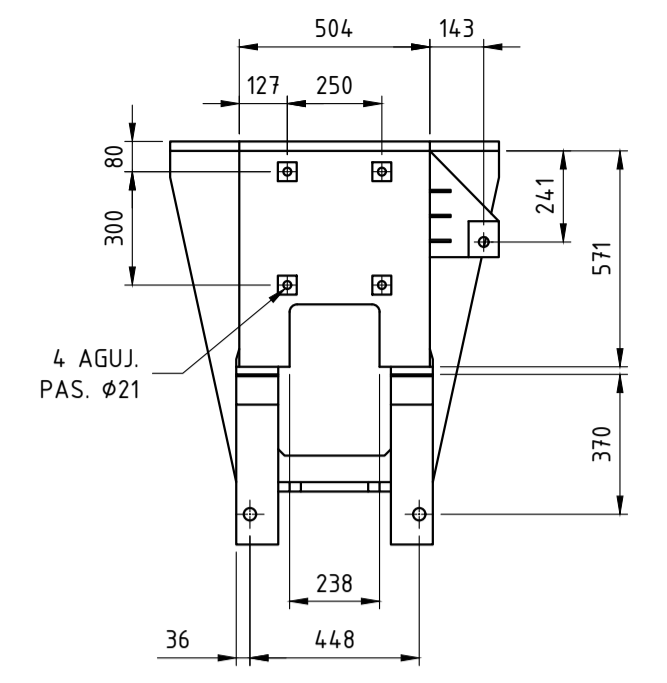
VISTA LATERAL



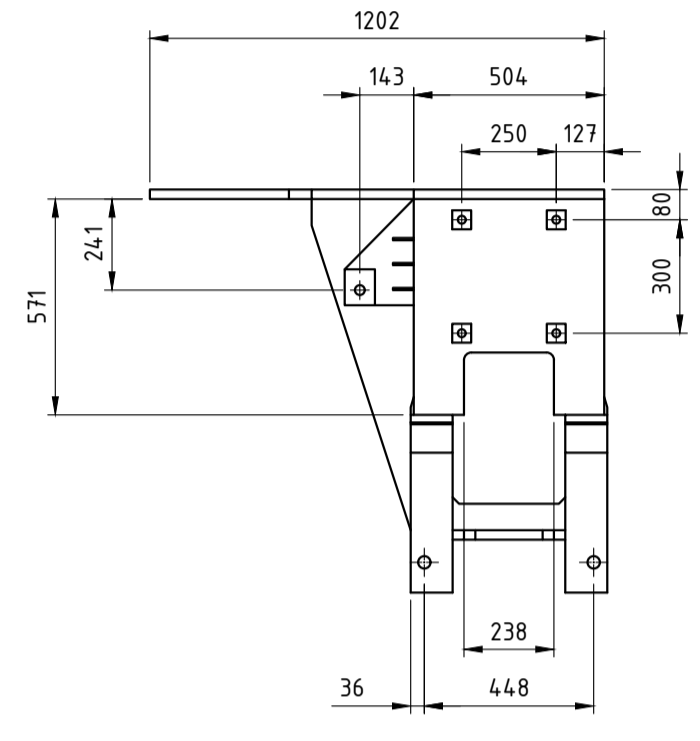
VISTA SUPERIOR



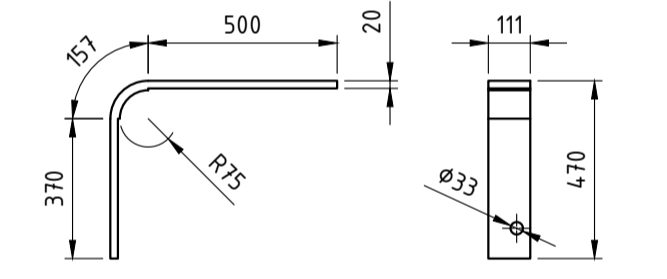
CORTE D-D



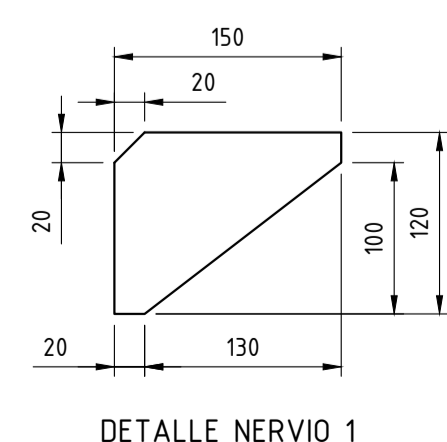
VISTA A-A



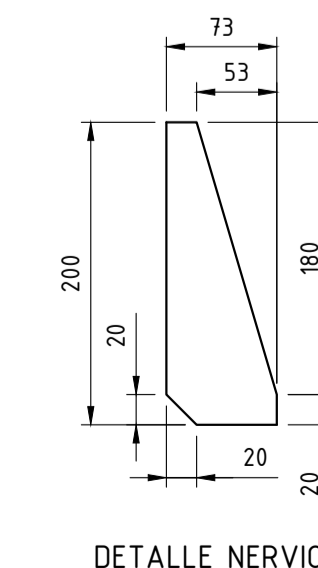
VISTA B-B



DETALLE CHAPA PLEGADA A 90°



DETALLE NERVIOS 1  
ESC.: 1:5

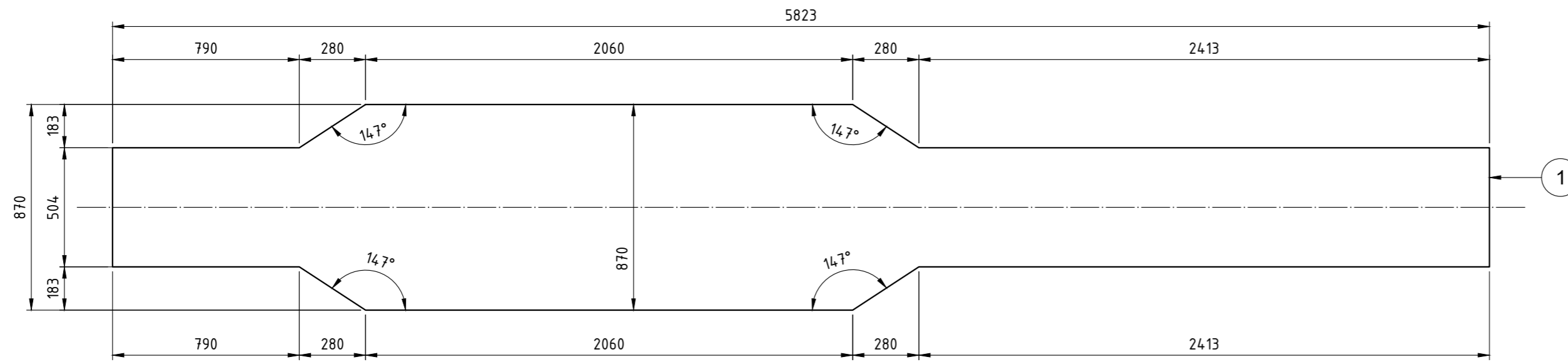


DETALLE NERVIOS 1  
ESC.: 1:5

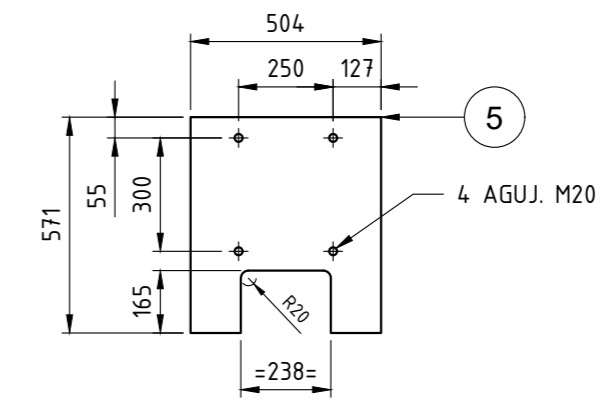
NOTA

- Por la estructura del carro ver plano PG-05
- Por la lista de materiales ver plano PG-08

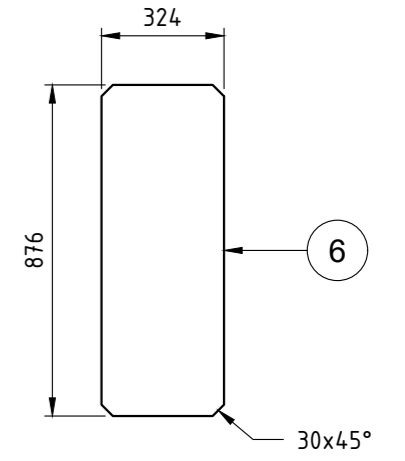
Plano en esc. normalizada		H. Pereyra	01	12-06-22
Descripción		Autor	Rev.	Fecha
UTN FRA - PROYECTO FINAL				
Diseño: Grupo 3		Título:		Año: 2022
Aprobó:		VIGAS TESTERAS DEL CARRO		Especif. Tecn. N°
Fecha:				
Escala: 1:20		Tolerancias no indicadas		Plano N°:
A1		Longitudinales: ±0,1		PG-07
		Angulares: ±30°		
		Rugosidad: 32		



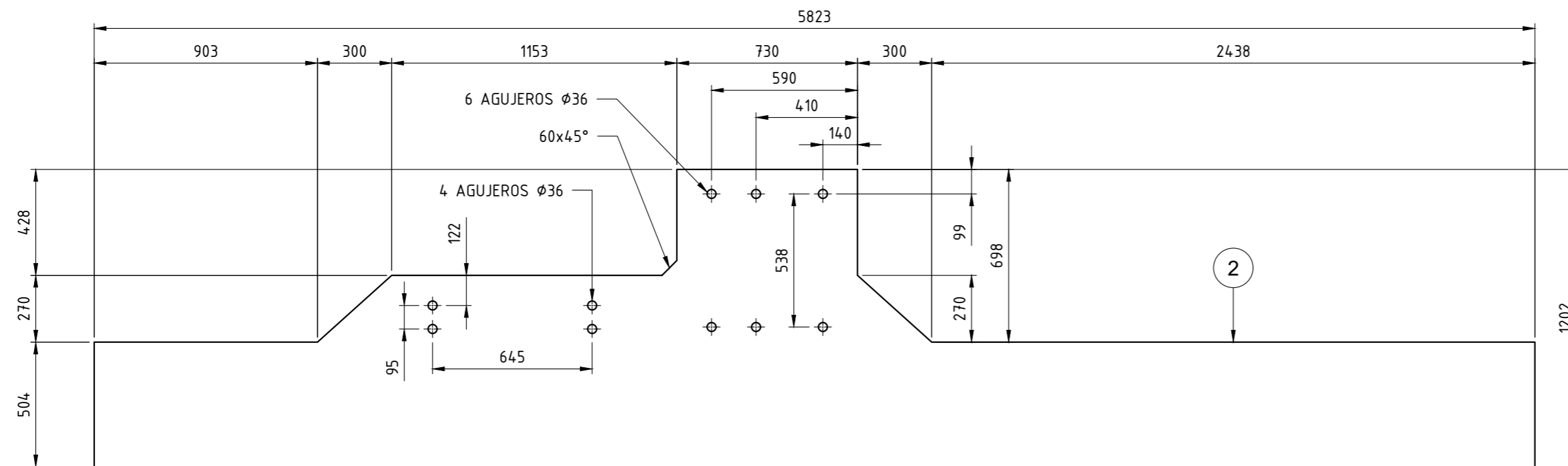
PLATABANDA SUPERIOR DE VIGA TESTERA DEL CARRO - LADO REDUCTOR



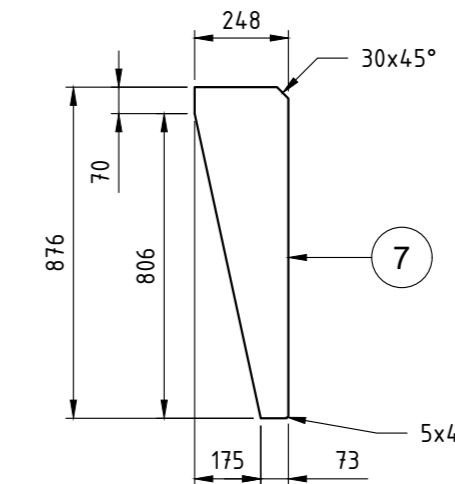
TAPA FRONTAL Y POSTERIOR DE VIGA TESTERA DE CARRO



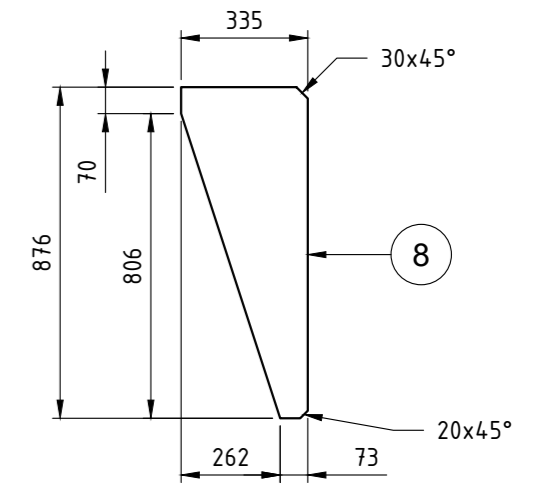
RIGIDIZADOR



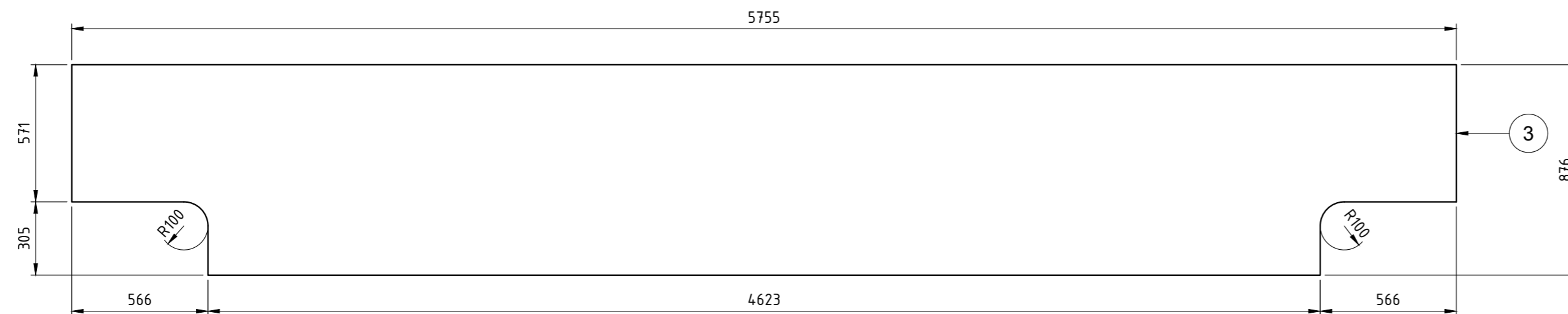
PLATABANDA SUPERIOR DE VIGA TESTERA DEL CARRO - LADO EJE



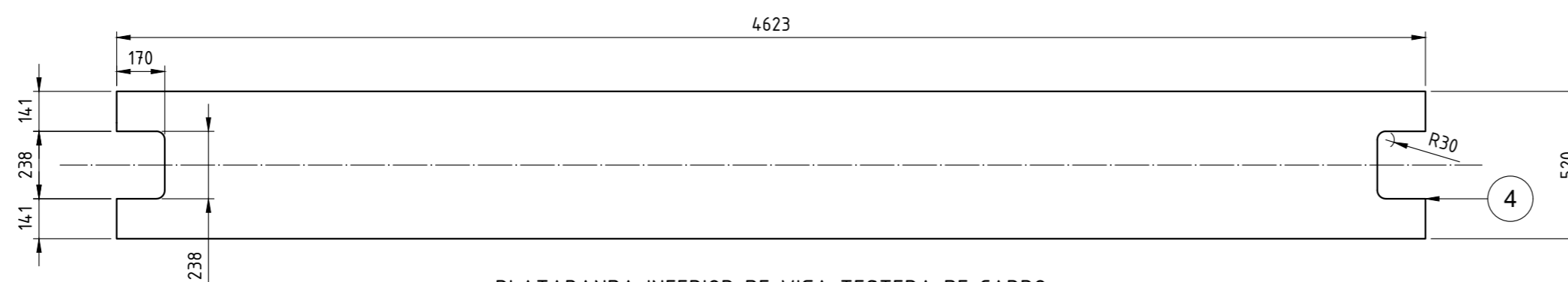
CARTELA DE VIGA TESTERA DE CARRO LADO REDUCTOR



CARTELA DE VIGA TESTERA DE CARRO LADO EJE



ALMA DE VIGA TESTERA DEL CARRO



PLATABANDA INFERIOR DE VIGA TESTERA DE CARRO

NOTA

- Por detalles generales ver plano PG-07.

11	Chapa Esp. 1" - 275x760mm	1	IRAM IAS F24					X	
10	Chapa Esp. 3/4" - 310x835mm	1	IRAM IAS F24					X	
9	Chapa Esp. 1" - 850x850mm	1	IRAM IAS F24					X	
8	Chapa Esp. 3/4" - 335x876mm	1	IRAM IAS F24	PG-07				X	
7	Chapa Esp. 3/4" - 248x876mm	7	IRAM IAS F24	PG-07				X	
6	Chapa Esp. 3/4" - 324x876mm	12	IRAM IAS F24	PG-07				X	
5	Chapa Esp. 3/4" - 504x571mm	4	IRAM IAS F24	PG-07				X	
4	Chapa Esp. 1" - 520x4623mm	2	IRAM IAS F24	PG-07				X	
3	Chapa Esp. 1" - 876x5755mm	4	IRAM IAS F24	PG-07				X	
2	Chapa Esp. 1" - 1202x5823mm	1	IRAM IAS F24	PG-07				X	
1	Chapa Esp. 1" - 870x5823mm	1	IRAM IAS F24	PG-07				X	a
N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C	Ob.

Agregado de cotas generales; referencias a planos.

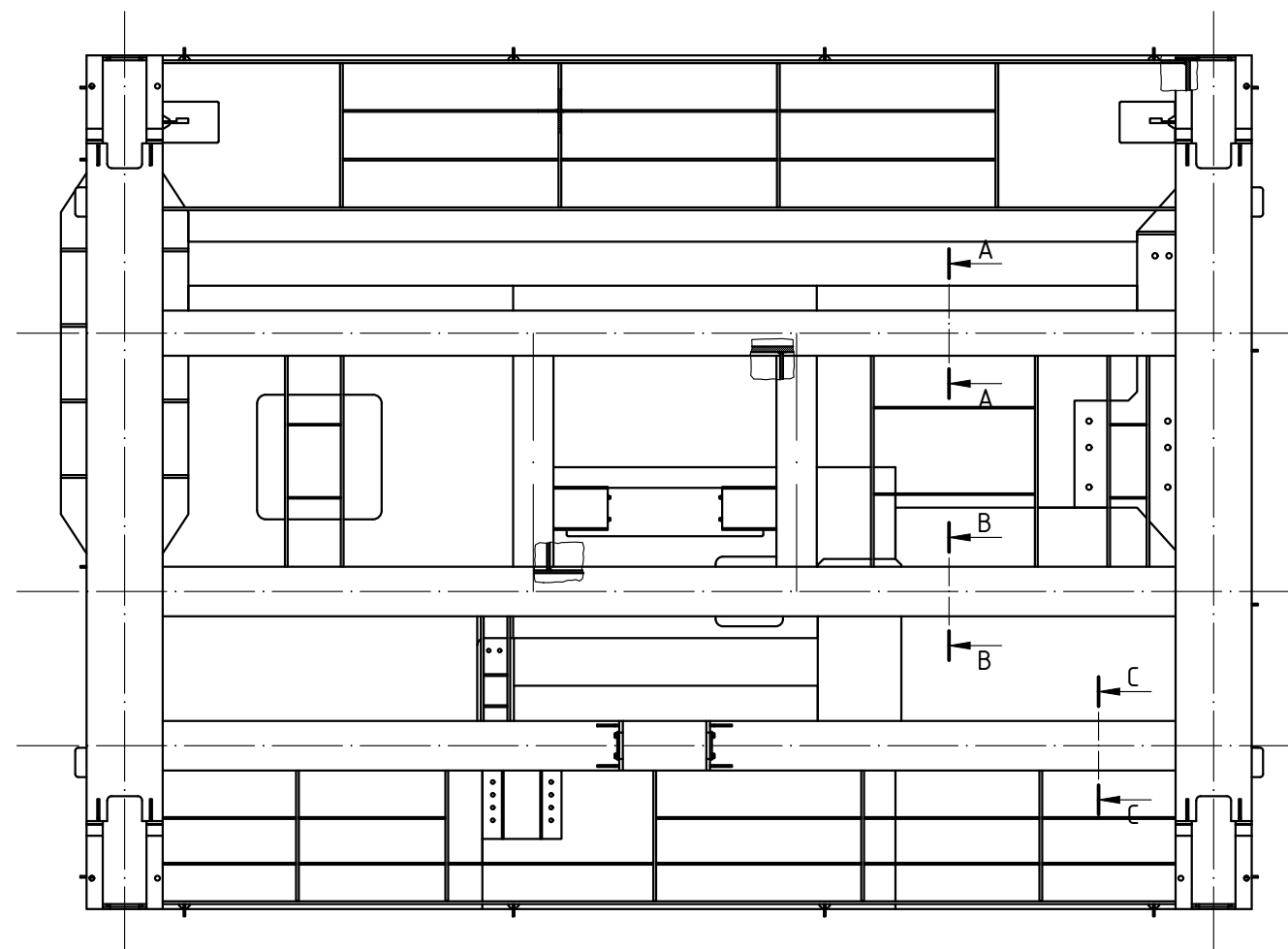
H. Pereyra 01 12-06-22

Descripción Autor Rev. Fecha

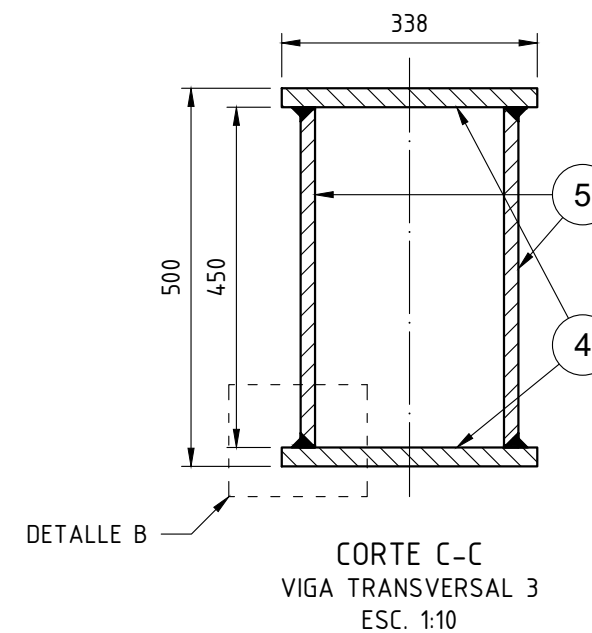
UTN FRA - PROYECTO FINAL

Diseño: Grupo 3	Título: CHAPAS DE LAS VIGAS TEST. DEL CARRO	Año: 2022
Aprobó:		Especif. Tecn. N°
Fecha:		
Escala: 1:20	Tolerancias no indicadas Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30° Rugosidad: $\sqrt{32}$	Plano N°: PG-08
A2		



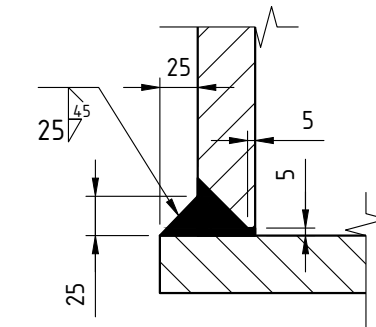


VISTA INFERIOR DEL CARRO  
ESC. 1:5

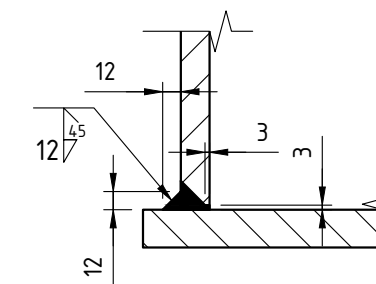


DETALLE B

CORTE C-C  
VIGA TRANSVERSAL 3  
ESC. 1:10



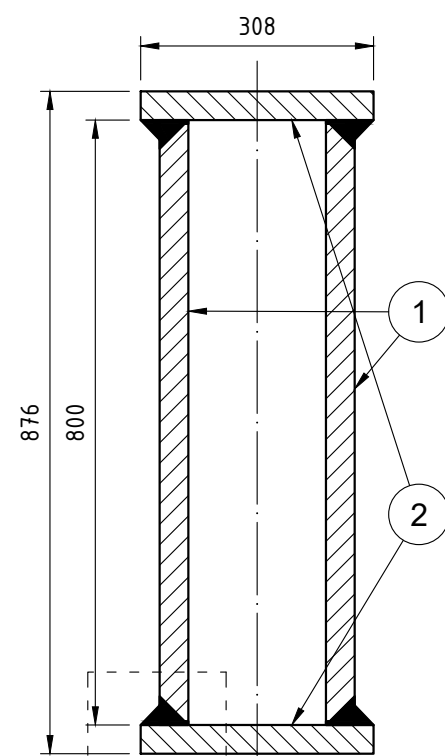
DETALLE A  
ESC. 1:5



DETALLE B  
ESC. 1:5

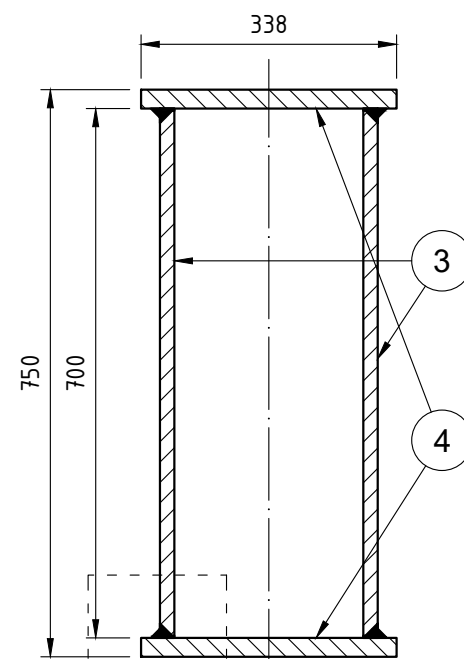
NOTA

- Por estructura del carro ver plano PG-05.
- Por las vigas testeras del carro ver plano PG-07.



DETALLE A

CORTE A-A  
VIGA TRANSVERSAL 1  
ESC. 1:10



DETALLE B

CORTE B-B  
VIGA TRANSVERSAL 2  
ESC. 1:10

N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C	Ob.
5	Chapa Esp. 3/4" - 450x7058mm	2	IRAM IAS F24					X	c
4	Chapa Esp. 1" - 338x7058mm	4	IRAM IAS F24					X	b
3	Chapa Esp. 3/4" - 700x7058mm	2	IRAM IAS F24					X	b
2	Chapa Esp. 1 1/2" - 308x7058mm	2	IRAM IAS F24					X	a
1	Chapa Esp. 1 1/2" - 800x7058mm	2	IRAM IAS F24					X	a

a: Esta viga pertenece a la posición 18 en el plano PG-05.

b: Esta viga pertenece a la posición 19 en el plano PG-05.

c: Esta viga pertenece a la posición 20 en el planos PG-05.

Plano en esc. norm, colocación de títulos a vistas, referencias. H. Pereyra 01 12-06-22

Descripción Autor Rev. Fecha

UTN FRA - PROYECTO FINAL

Diseño: Grupo 3 Título: Año: 2022

Aprobó: VIGAS TRANSVERSALES DEL CARRO Especific. Tecn. N°

Fecha:

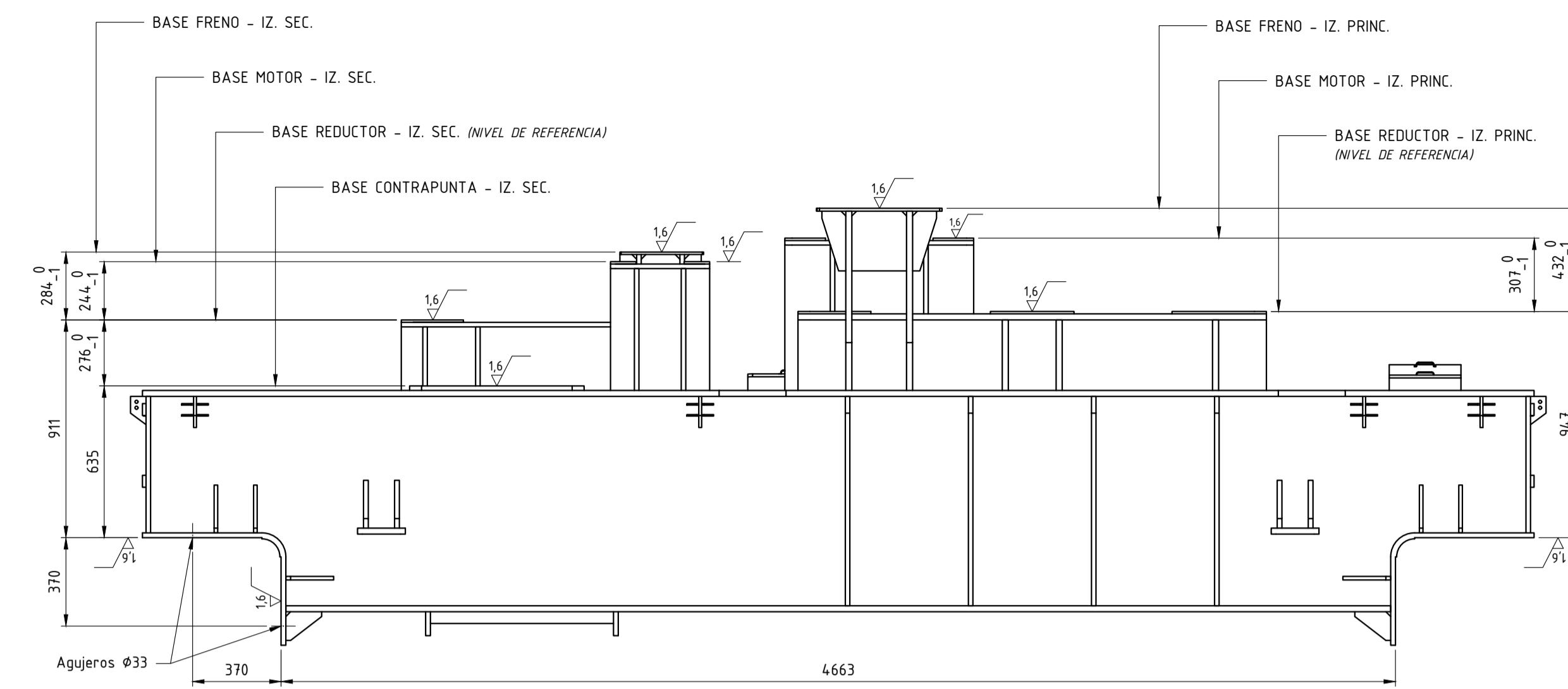
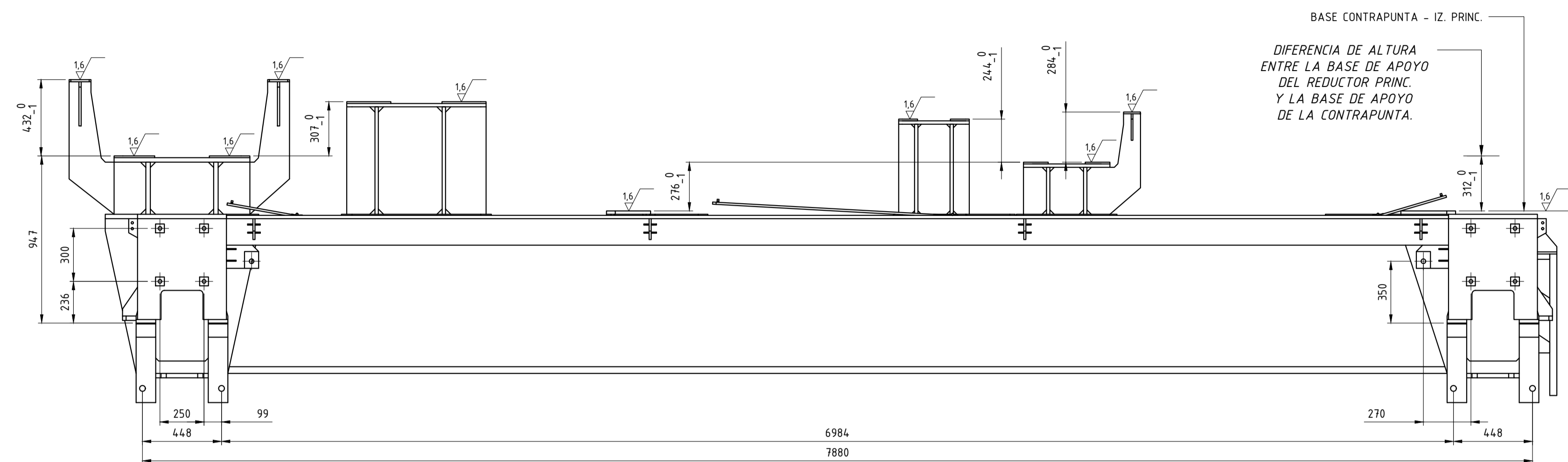
Escala: 1:50 Tolerancias no indicadas Longitudinales: ±0,1

A3 Angular: ±30°

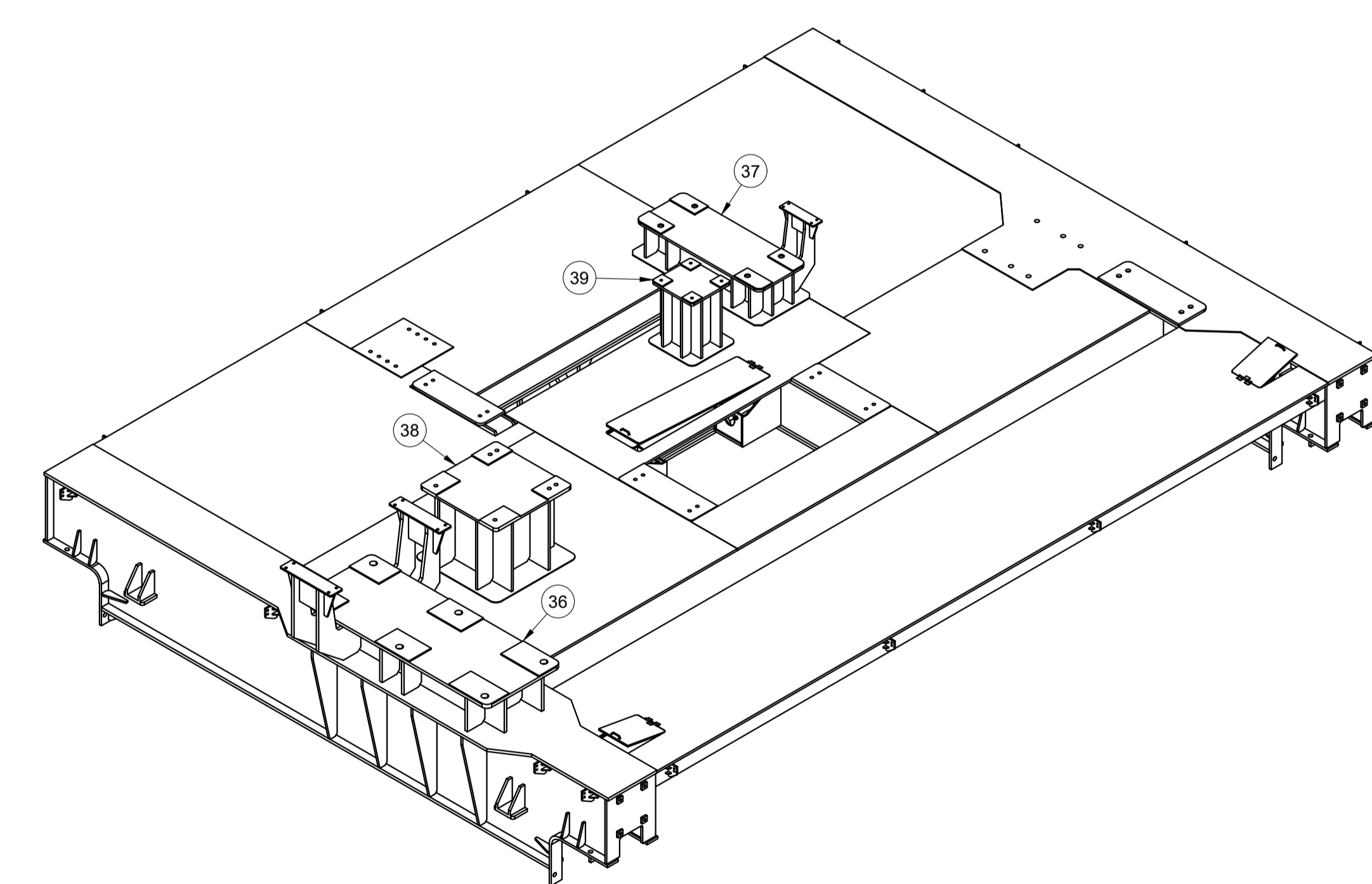
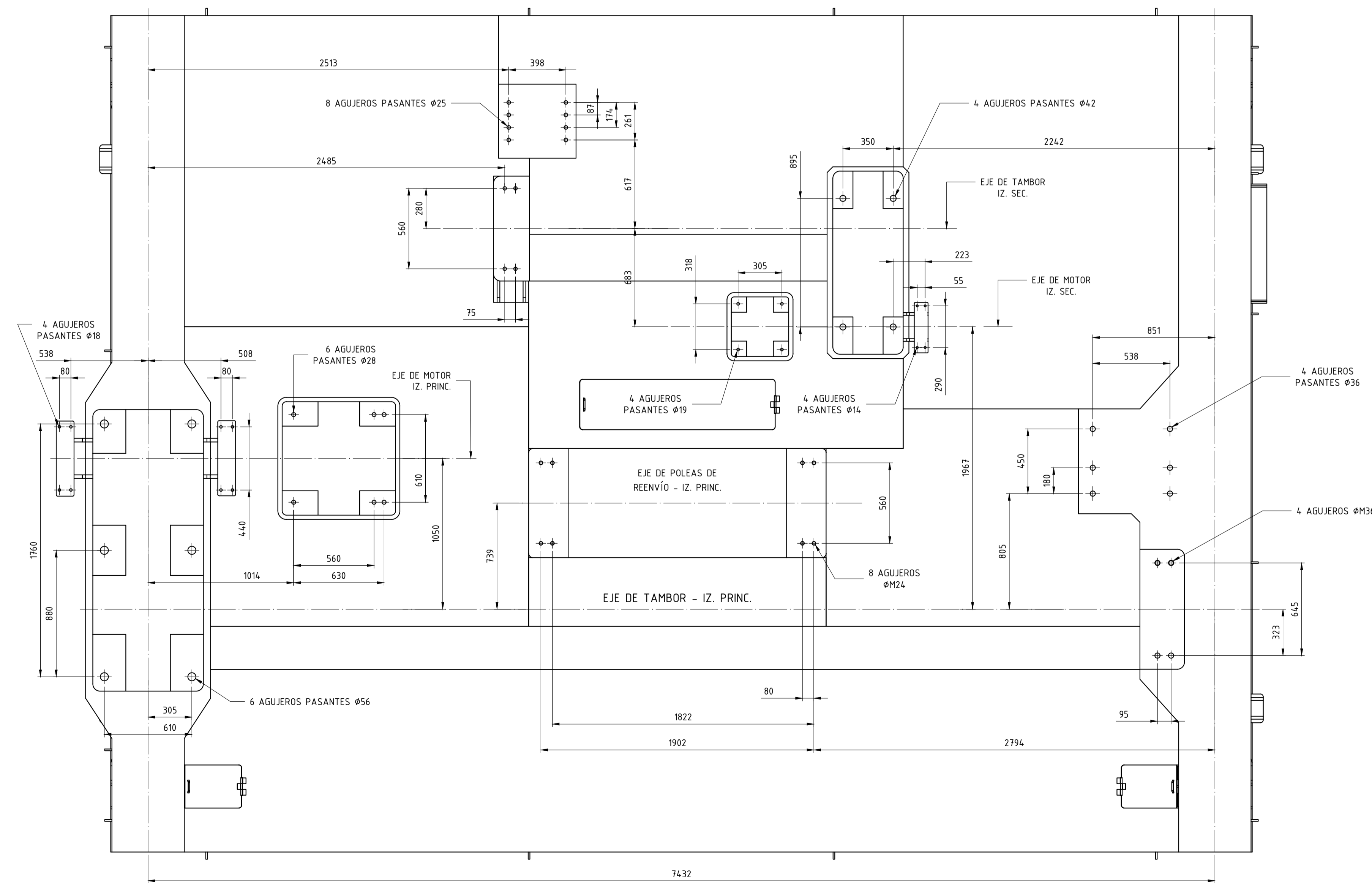
Rugosidad: 3.2

Plano N°:

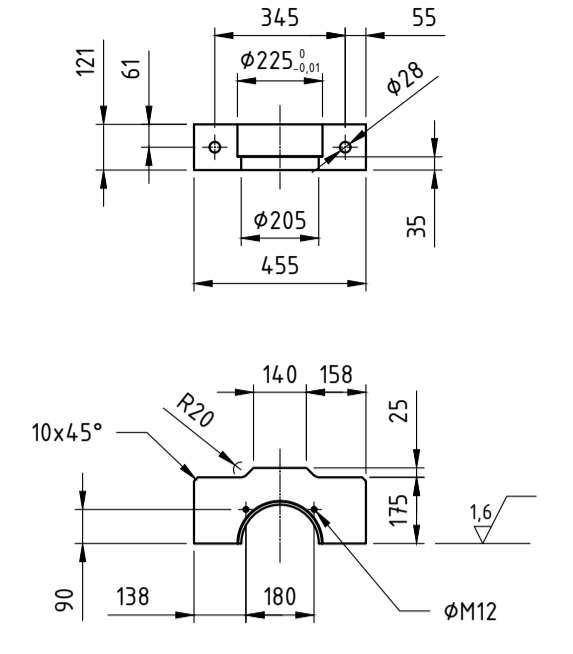
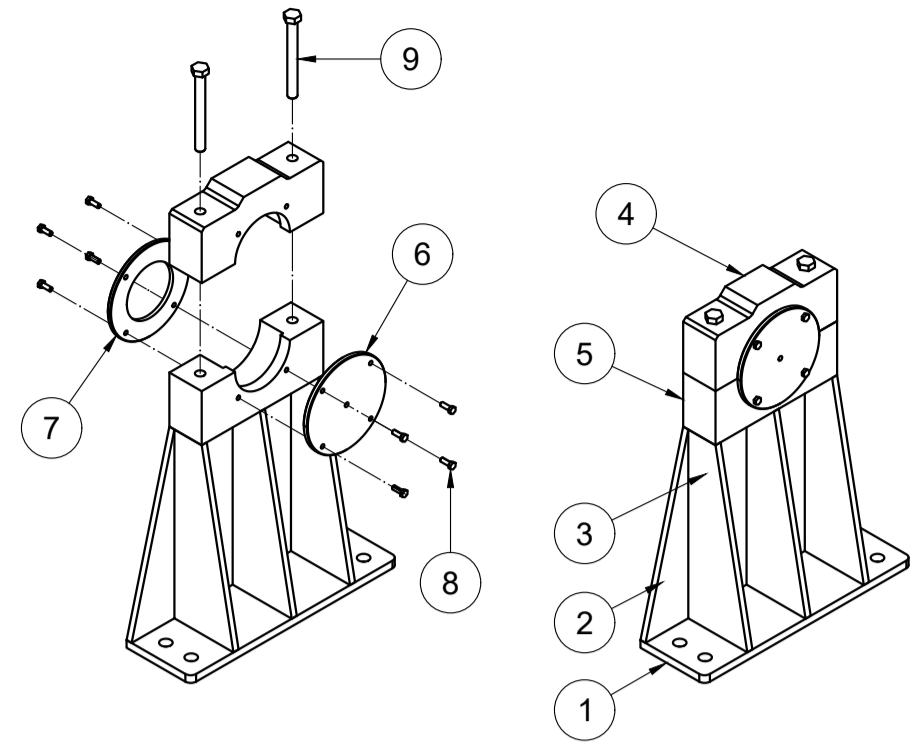
PG-09



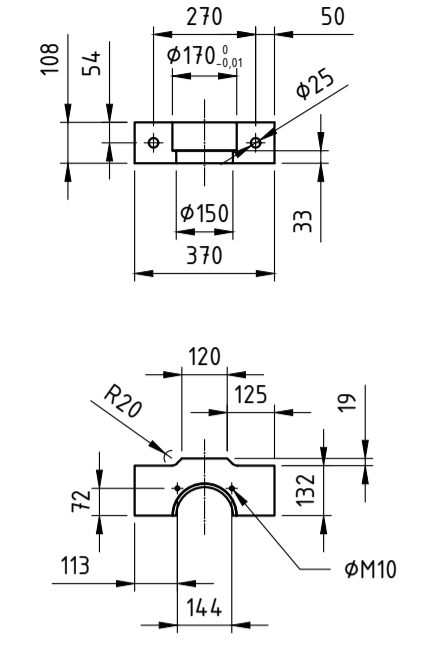
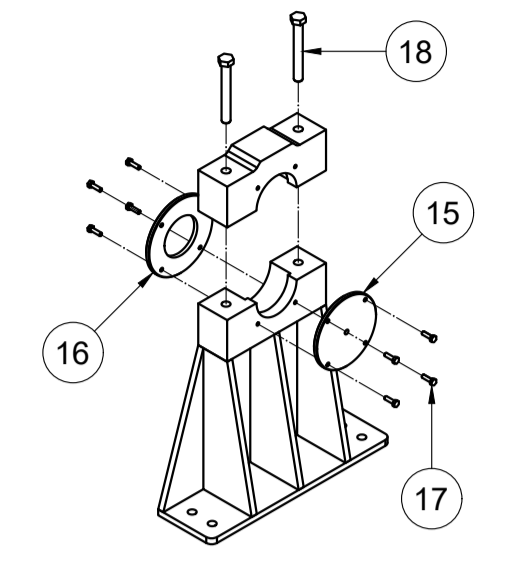
**NOTA**  
MECANIZAR LAS BASES SUPERIORES DE LOS SOPORTES TOMANDO COMO REFERENCIA LAS BASES DE LOS REDUCTORES.



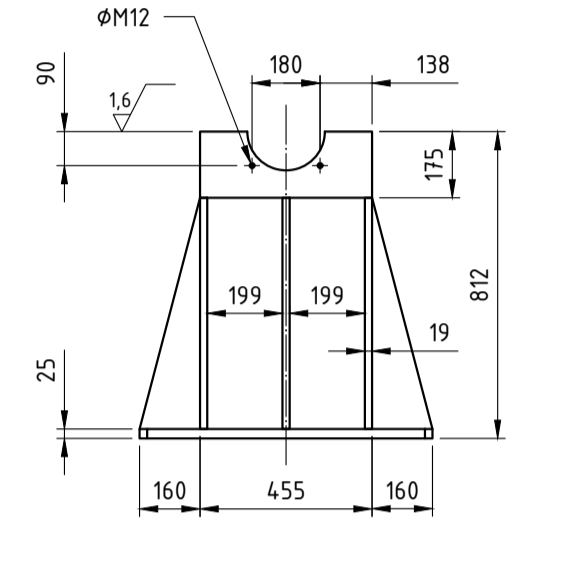
Descripción	Autor	Rev.	Fecha
UTN FRA - PROYECTO FINAL			
Diseño: Grupo 3	Título: UBICACIÓN DE SOPORTES Y BASES DE APOYO		Año: 2022
Aprobó:			Especif. Tecn. N°
Fecha:			
Escala: 1:20	Tolerancias no indicadas Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30^\circ$ Rugosidad: $\sqrt{32}$		Plano N°: PG-10
A1			



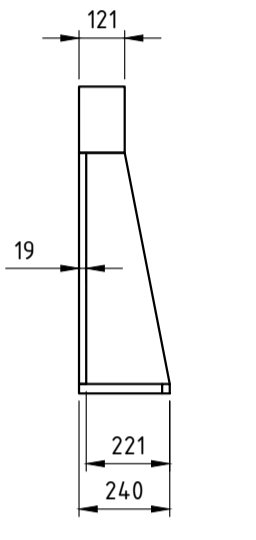
AGARRE SUPERIOR



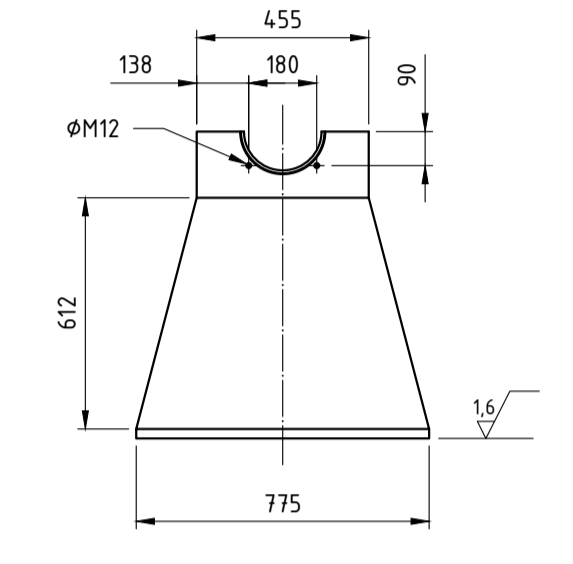
AGARRE SUPERIOR



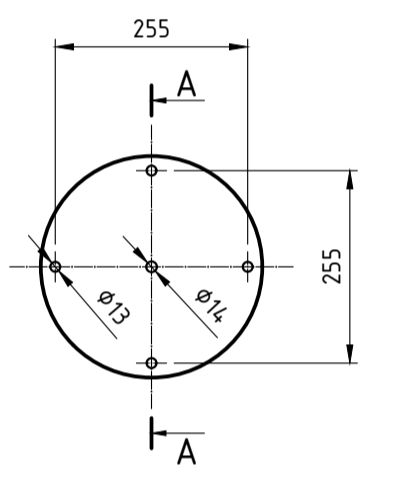
SOPORTE PORTA RODAMIENTO IZAJE PRINCIPAL



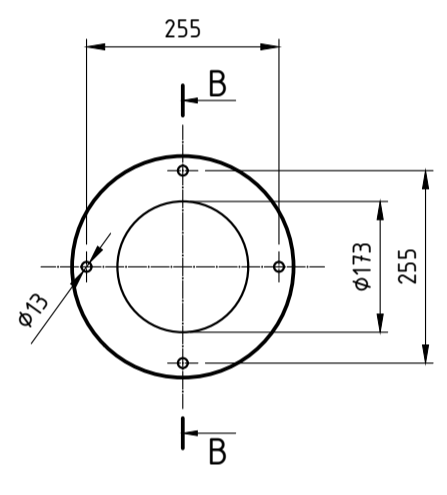
SECCIÓN A-A



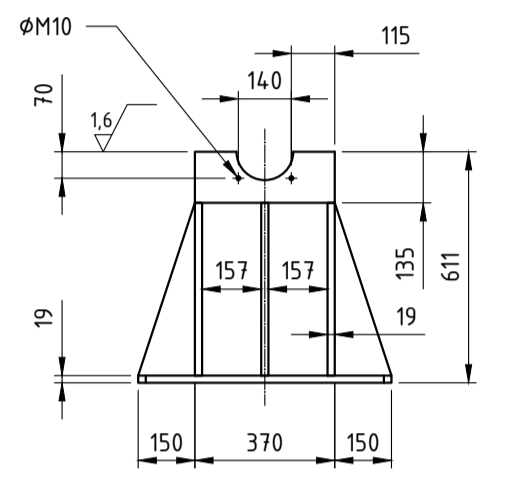
TAPA DE CIERRE ESC. 1:10



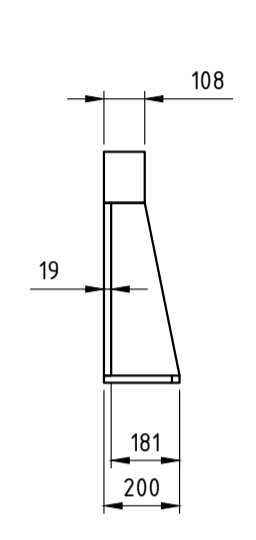
SECCIÓN B-B



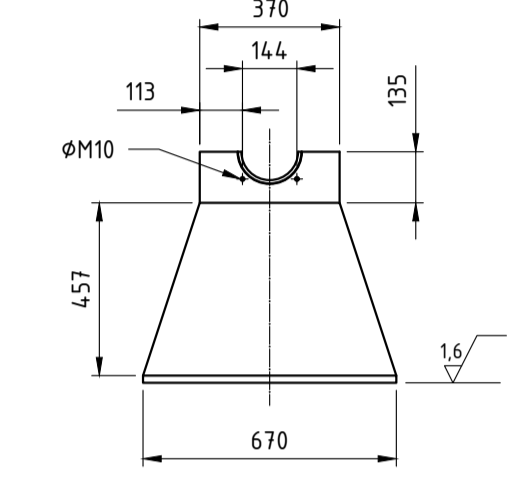
TAPA LADO EJE ESC. 1:10



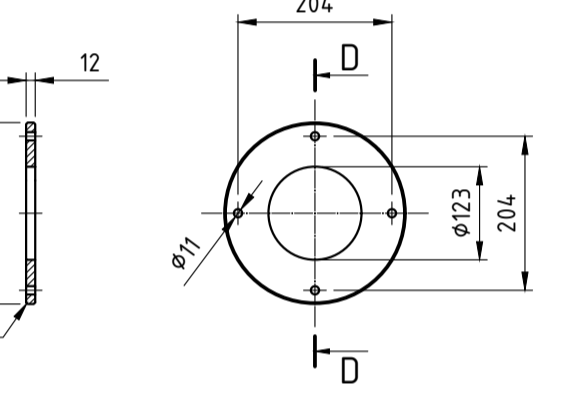
SOPORTE PORTA RODAMIENTO IZAJE SECUNDARIO



SECCIÓN C-C

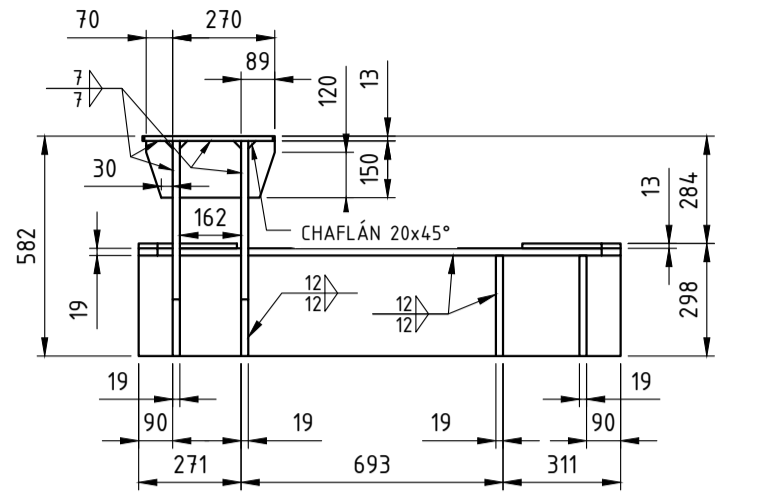
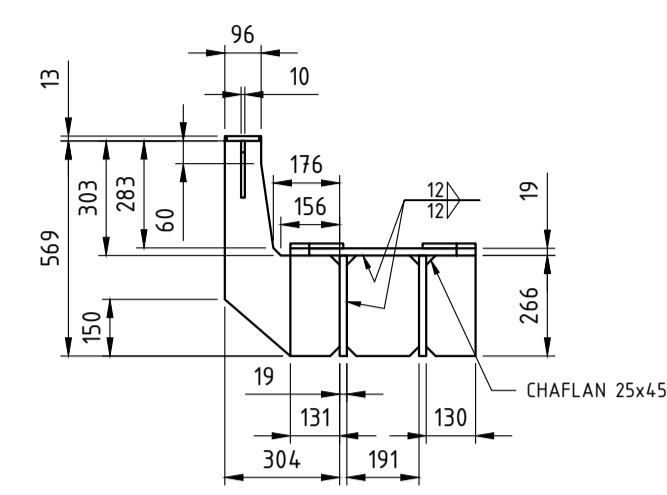


TAPA DE CIERRE ESC. 1:10

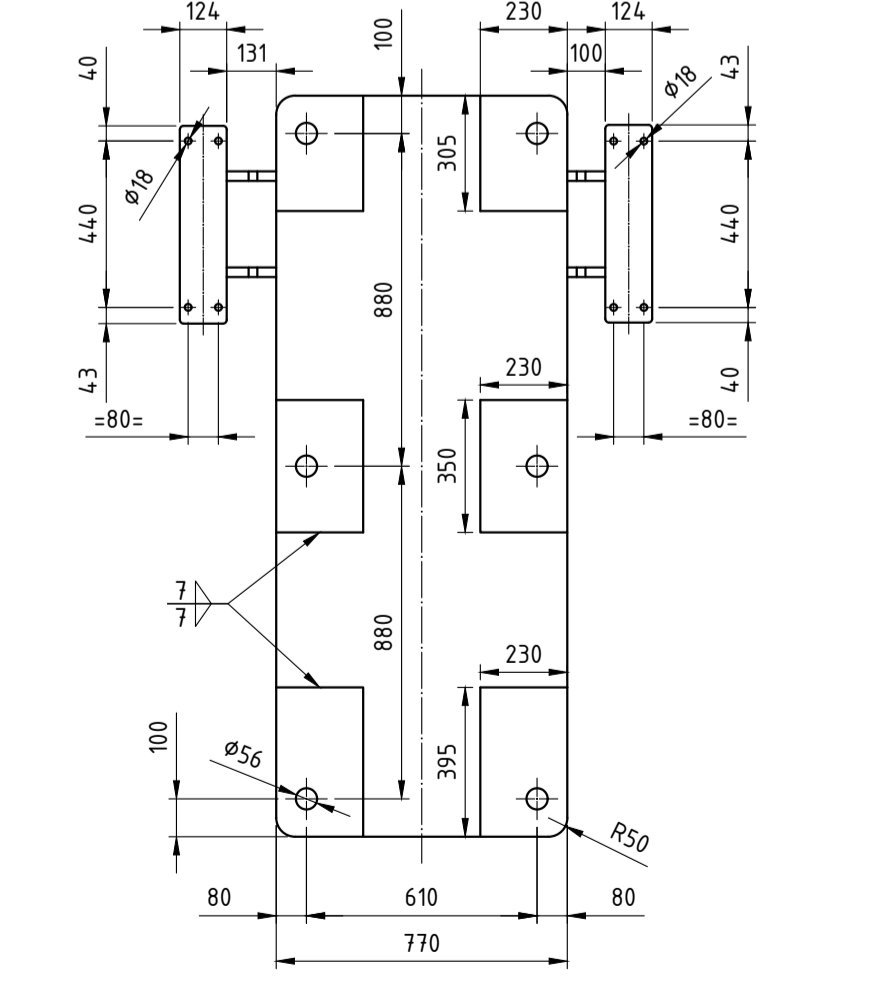
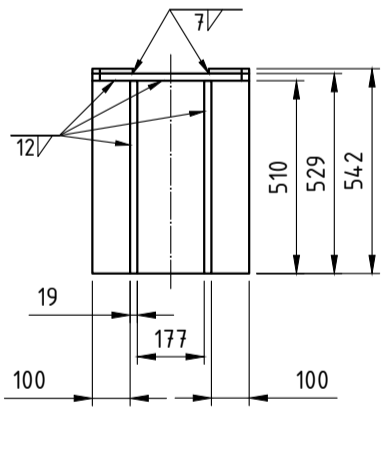
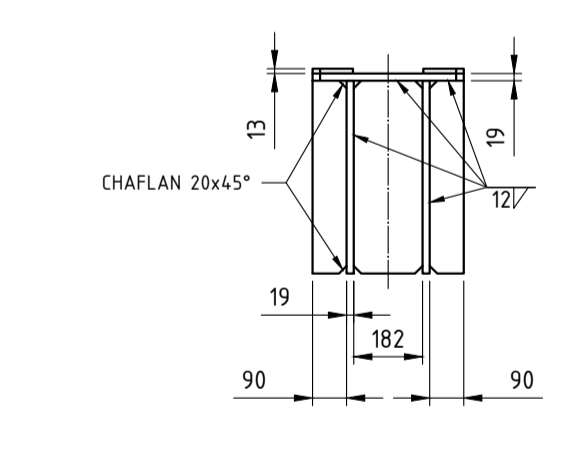
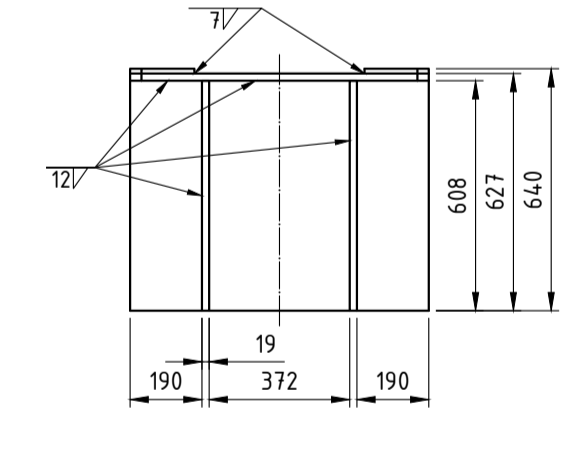
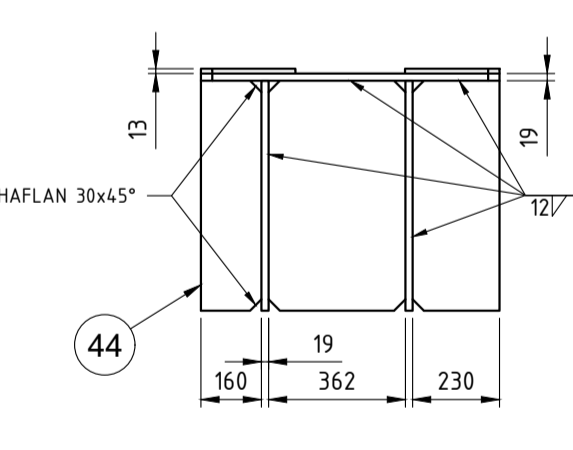
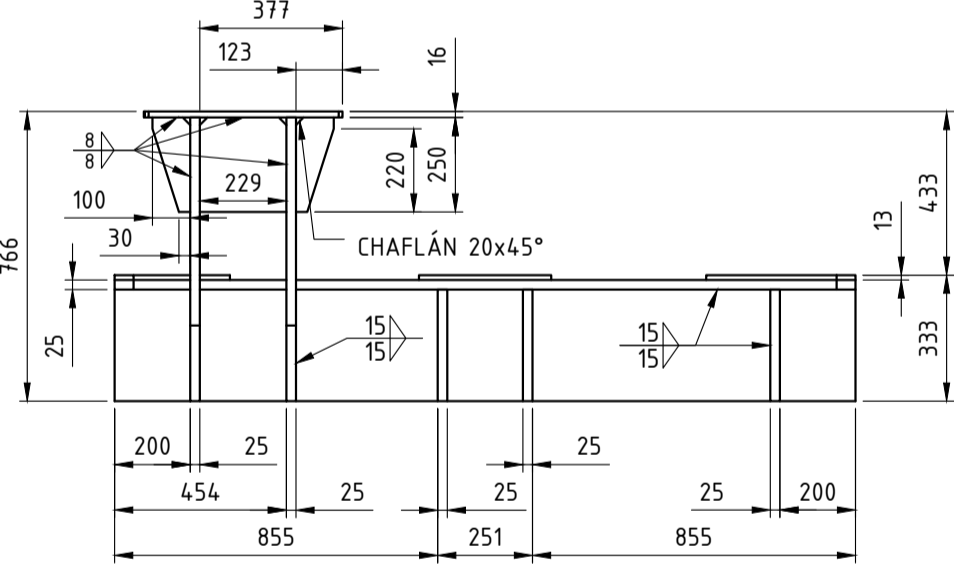
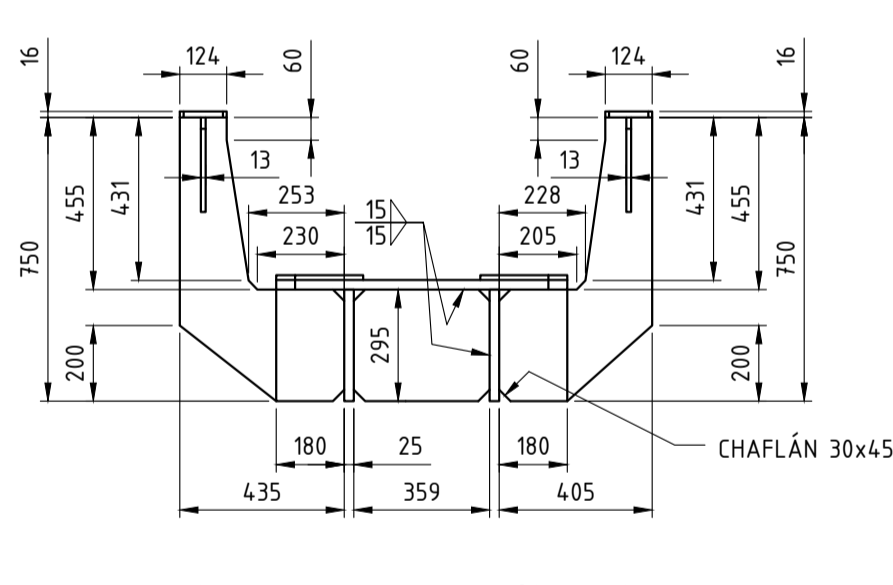
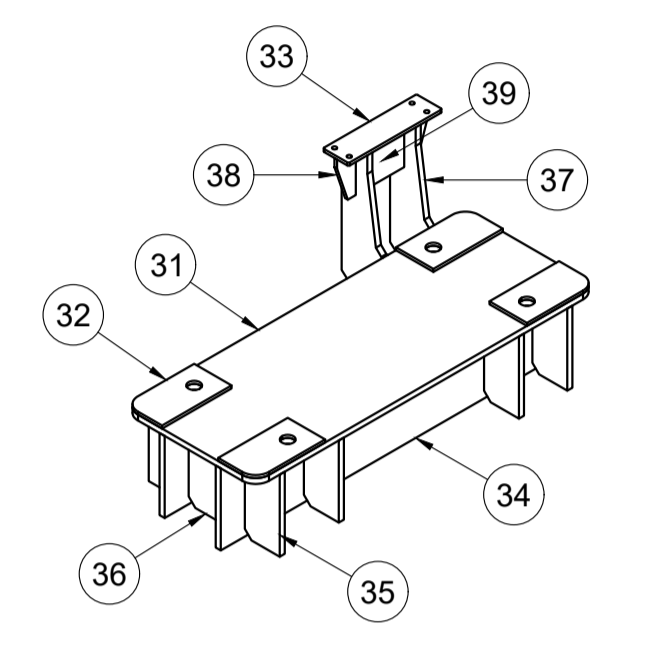
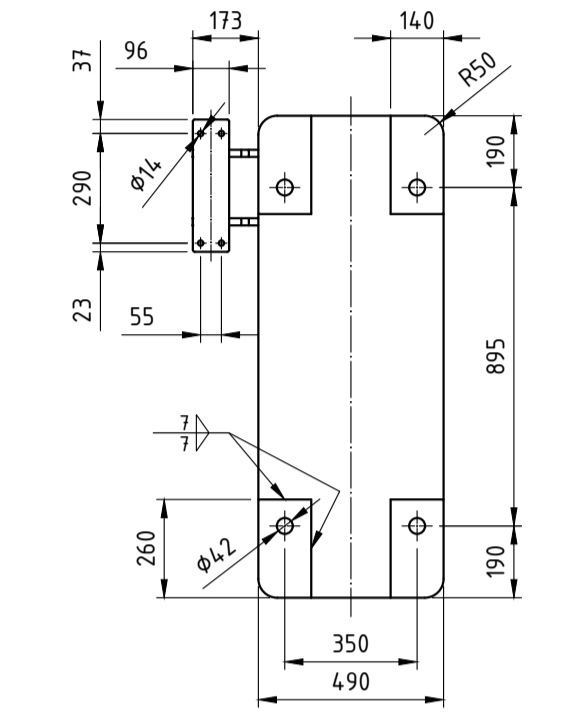


SECCIÓN D-D

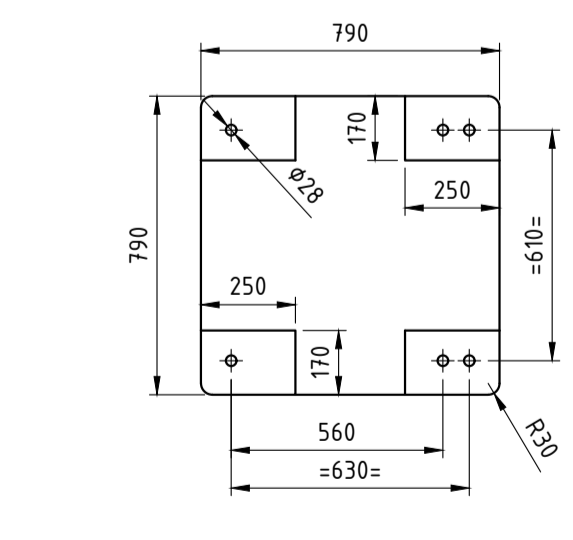
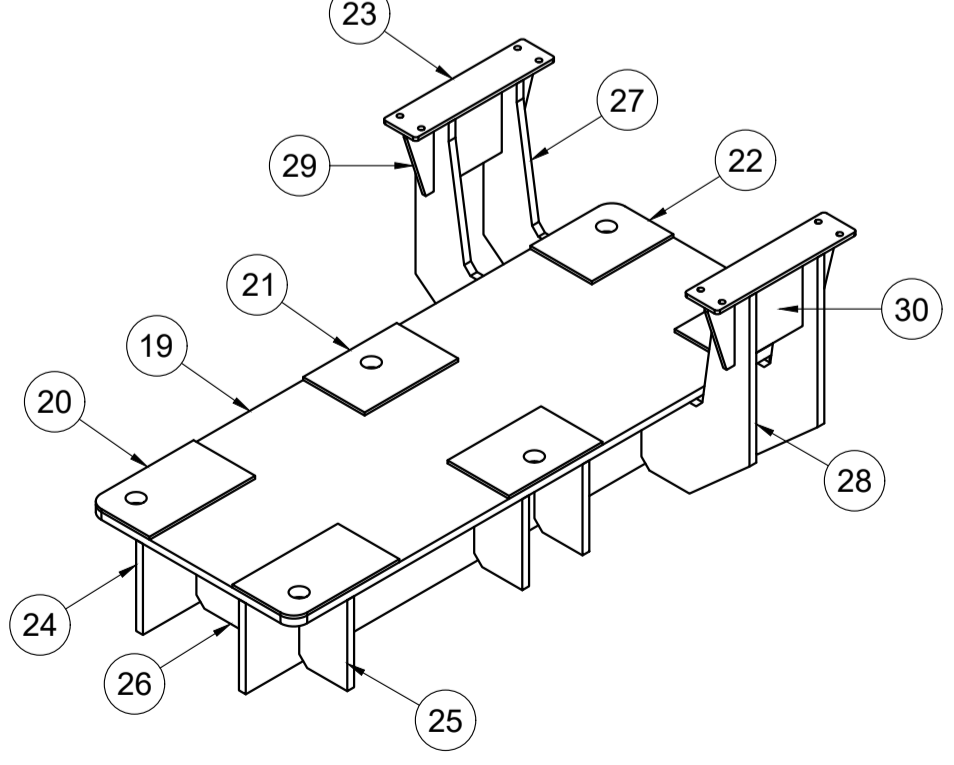
TAPA LADO EJE ESC. 1:10



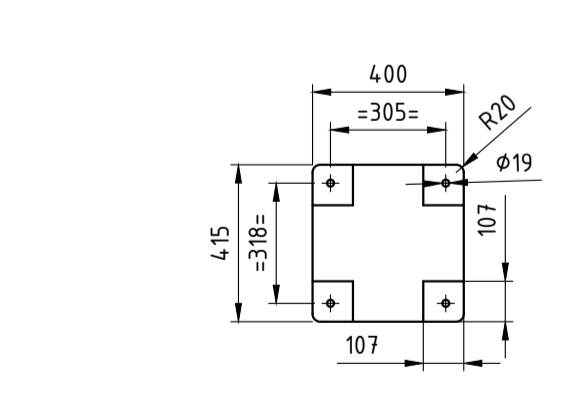
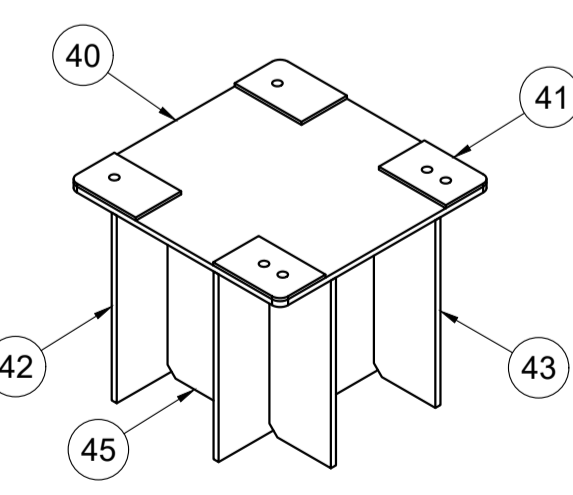
SOPORTE DE REDUCTOR Y FRENO IZAJE SECUNDARIO



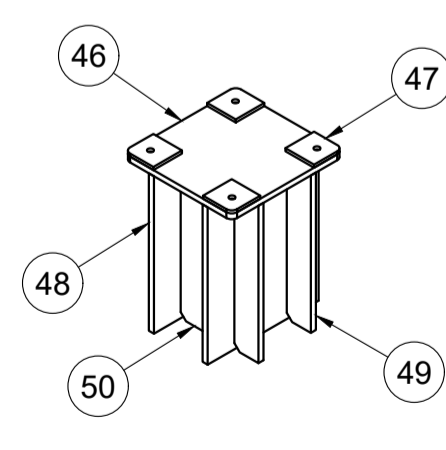
SOPORTE DE REDUCTOR Y FRENO IZAJE PRINCIPAL



SOPORTE DE MOTOR IZAJE PRINCIPAL



SOPORTE DE MOTOR IZAJE SECUNDARIO



Nota

Soldadura

Utilizar electrodos o alambres de aporte según norma AWS 6010 para la pasada de raíz y según norma AWS 7018 para las pasadas siguientes. Simbología según norma AWS A2.4.

Terminación y pintura

- 1- Los cantos vivos se terminaran con 3x45°.
- 2- Eliminar el óxido mediante cepillado energético o con electro-herramienta con cepillo de alambre.
- 3- Aplicar dos manos de antióxido al cromato de zinc aprobado por IRAM.
- 4- Terminar con dos manos de esmalte sintético amarillo, con espesor mínimo de capa de 50 micrones.

Descripción	Autor	Rev.	Fecha
<b>UTN FRA - PROYECTO FINAL</b>			
Diseño: Grupo 3	Título: SOPORTES		Año: 2022
Aprobó:			Especif. Tecn. N°
Fecha:			
Escala: 1:20	Tolerancias no indicadas		Plano N°: PG-11
A1	Longitudinales: ±0,1 Angulares: ±30° Rugosidad: 3,2		

Nº	Denominación	Cnt.	Material	Plano Nº	F	A	T	C	Ob.
1	Plancha base 25x775x240mm - Iz. Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		a
2	Chapa 19x775x612mm - Iz. Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
3	Plancha de refuerzo 19x612x221mm - Iz. Princ.	3	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
4	Porta rodamiento - parte superior - Iz. Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-09	X				
5	Porta rodamiento - parte inferior - Iz. Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-09	X				
6	Tapa frontal de porta rodamiento - Iz Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
7	Tapa posterior de porta rodamiento - Iz Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
8	Tornillo M12 Long. 32mm - Iz. Princ.	8	COMERCIAL	PG-09		X			
9	Tornillo M27 Long. 250mm - Iz. Princ.	2	COMERCIAL	PG-09		X			
10	Plancha base 19x670x200mm - Iz. Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
11	Chapa 19x670x457mm - Iz. Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
12	Plancha de refuerzo 19x457x181mm - Iz. Sec.	3	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
13	Porta rodamiento - parte superior - Iz. Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09	X				
14	Porta rodamiento - parte inferior - Iz. Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09	X				
15	Tapa frontal de porta rodamiento - Iz Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
16	Tapa posterior de porta rodamiento - Iz Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
17	Tornillo M10 Long. 32mm - Iz. Sec.	8	COMERCIAL	PG-09		X			
18	Tornillo M24 Long. 190mm - Iz. Sec.	2	COMERCIAL	PG-09		X			
19	Plancha 25x1960x770mm - Sop. Red. Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
20	Base de apoyo 1 10x395x230mm - Sop. Red. Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
21	Base de apoyo 2 10x350x230mm - Sop. Red. Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
22	Base de apoyo 3 10x305x230mm - Sop. Red. Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
23	Base de apoyo 12x523x124mm - Sop. Freno Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
24	Chapa vertical 25x1960x295mm - Sop. Red. Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
25	Refuerzo lateral 25x295x180mm - Sop. Red. Princ.	6	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
26	Refuerzo central 25x359x295mm - Sop. Red. Princ.	5	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
27	Refuerzo freno 25x750x435mm - Sop. Freno Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
28	Refuerzo freno 25x750x405mm - Sop. Freno Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
29	Cartela lateral 12,7x250x100mm - Sop. Freno Princ.	4	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
30	Cartela central 12,7x250x229mm - Sop. Freno Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
31	Plancha 19x1275x490mm - Sop. Red. Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
32	Base de apoyo 10x260x140mm - Sop. Red. Sec.	4	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
33	Base de apoyo 10x350x96mm - Sop. Freno Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		

Observaciones:

a: xx.

Proy:

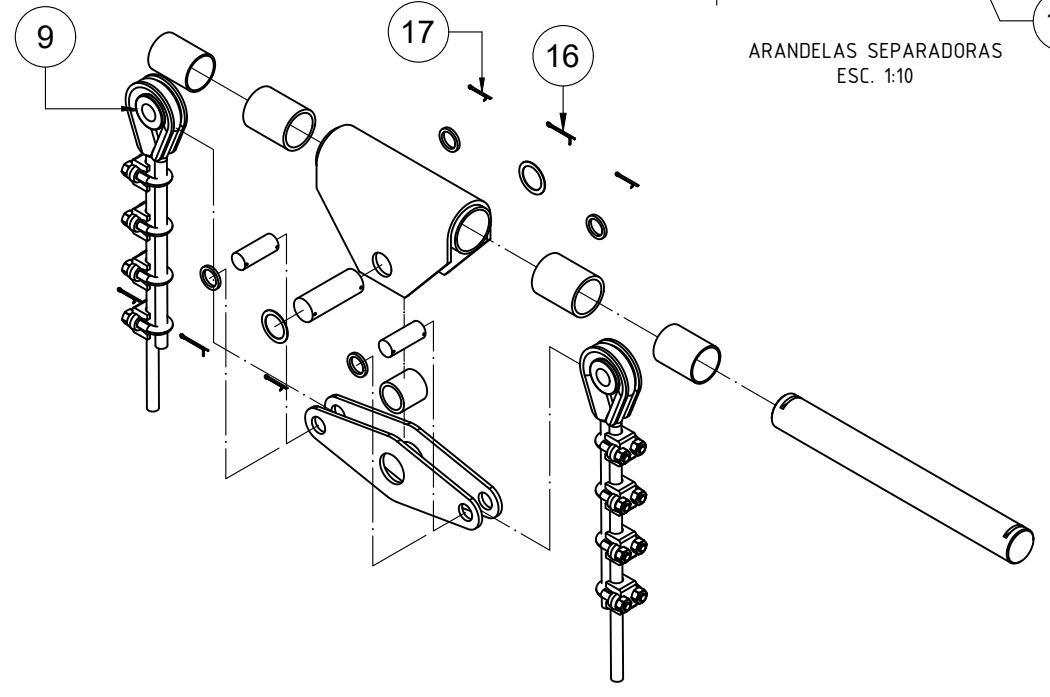
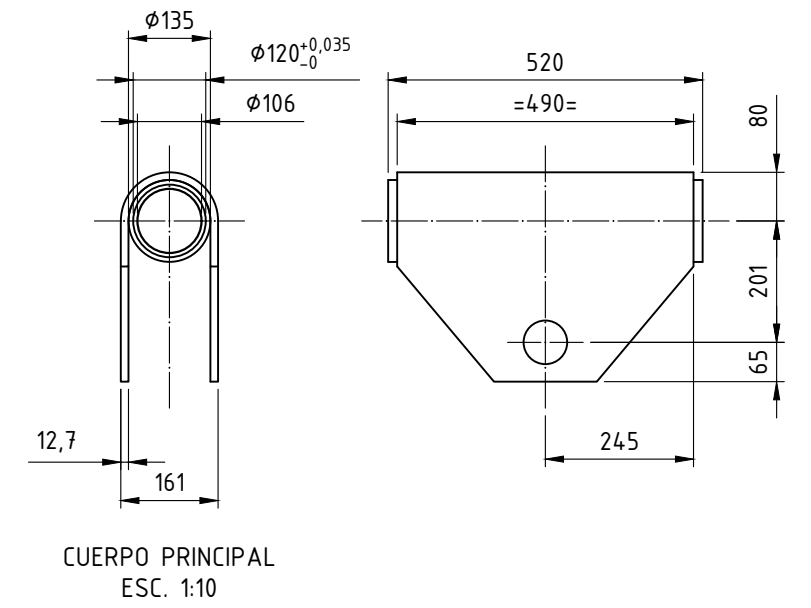
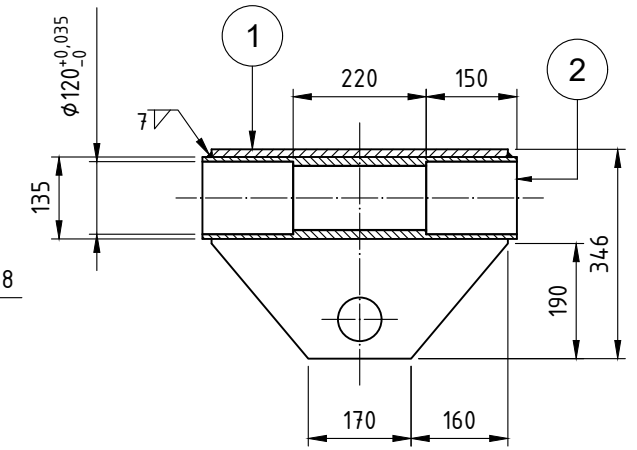
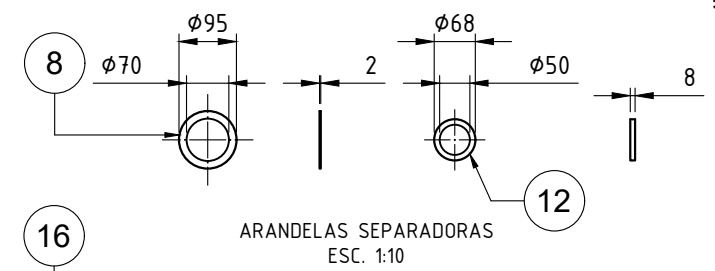
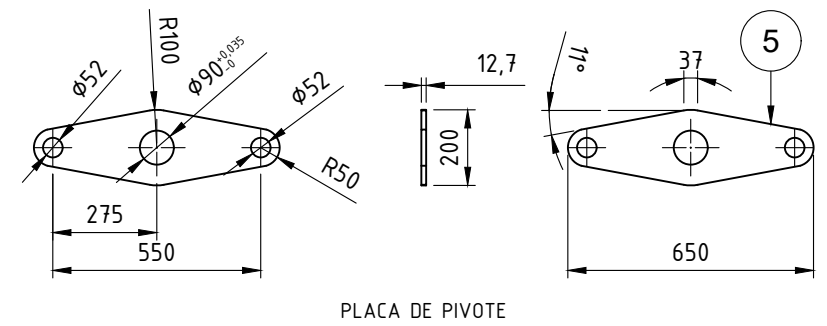
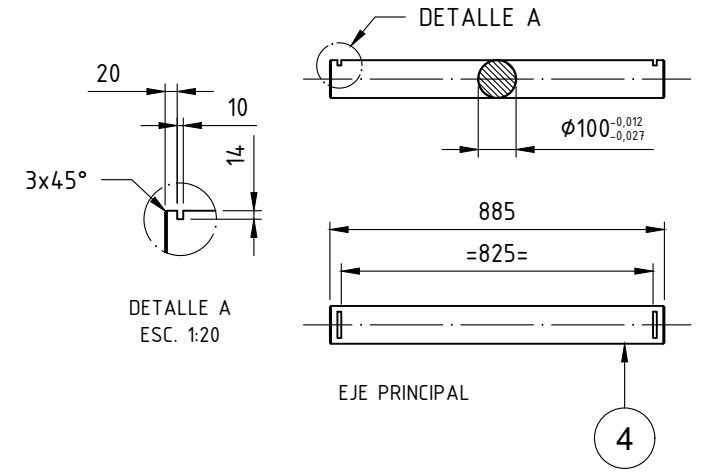
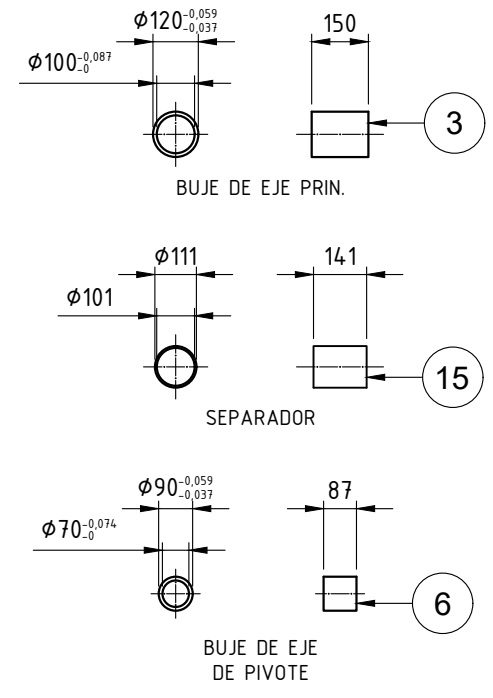
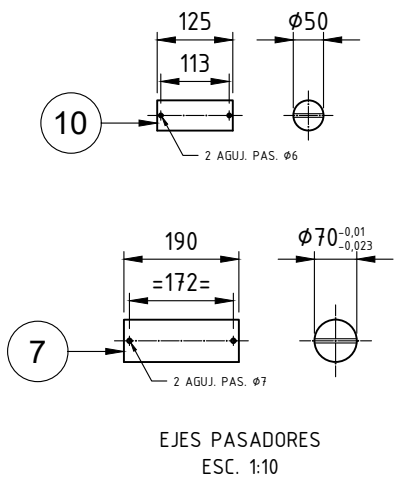
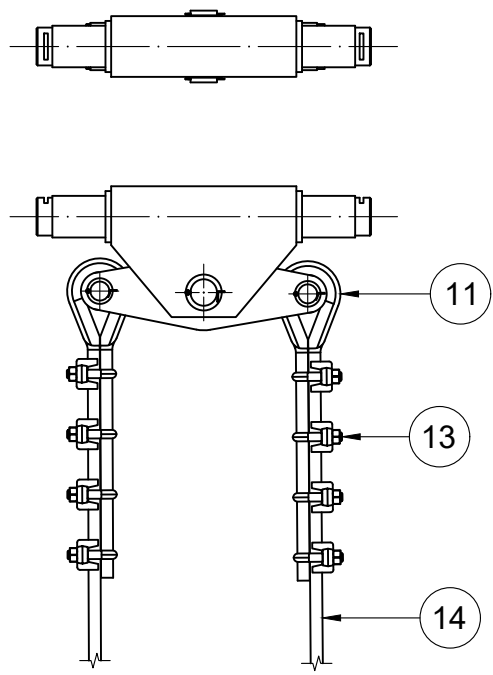
Aprob:

Fecha:

Nº	Denominación	Cnt.	Material	Plano Nº	F	A	T	C	Ob.
34	Chapa vertical 19x1275x266mm - Sop. Red. Sec.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		a
35	Refuerzo lateral 19x266x131mm - Sop. Red. Sec.	6	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
36	Refuerzo central 19x266x191mm - Sop. Red. Sec.	4	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
37	Refuerzo freno 19x569x304mm - Sop. Freno Sec.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
38	Cartela lateral 10x150x70mm - Sop. Freno Sec.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
39	Cartela central 10x162x150mm - Sop. Freno Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
40	Placa base 10x790x790mm - Sop. Motor Princ.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
41	Base de apoyo 10x250x170mm - Sop. Motor Princ.	4	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
42	Placa vertical 19x790x608mm - Sop. Motor Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
43	Refuerzo lateral 1 19x608x230mm - Sop. Motor Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
44	Refuerzo lateral 2 19x608x160mm - Sop. Motor Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
45	Refuerzo central 19x608x362mm - Sop. Motor Princ.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
46	Placa base 19x415x400mm - Sop. Motor Sec.	1	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
47	Base de apoyo 10x107x107mm - Sop. Motor Sec.	4	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
48	Placa vertical 19x510x415mm - Sop. Motor Sec.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
49	Refuerzo lateral 19x510x90mm - Sop. Motor Sec.	4	IRAM IAS - F24	PG-09			X		
50	Refuerzo central 19x510x182mm - Sop. Motor Sec.	2	IRAM IAS - F24	PG-09			X		

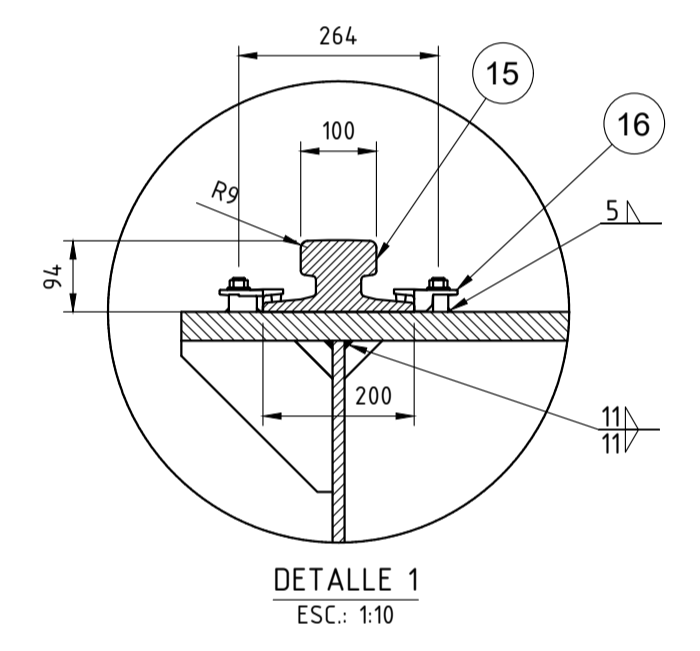
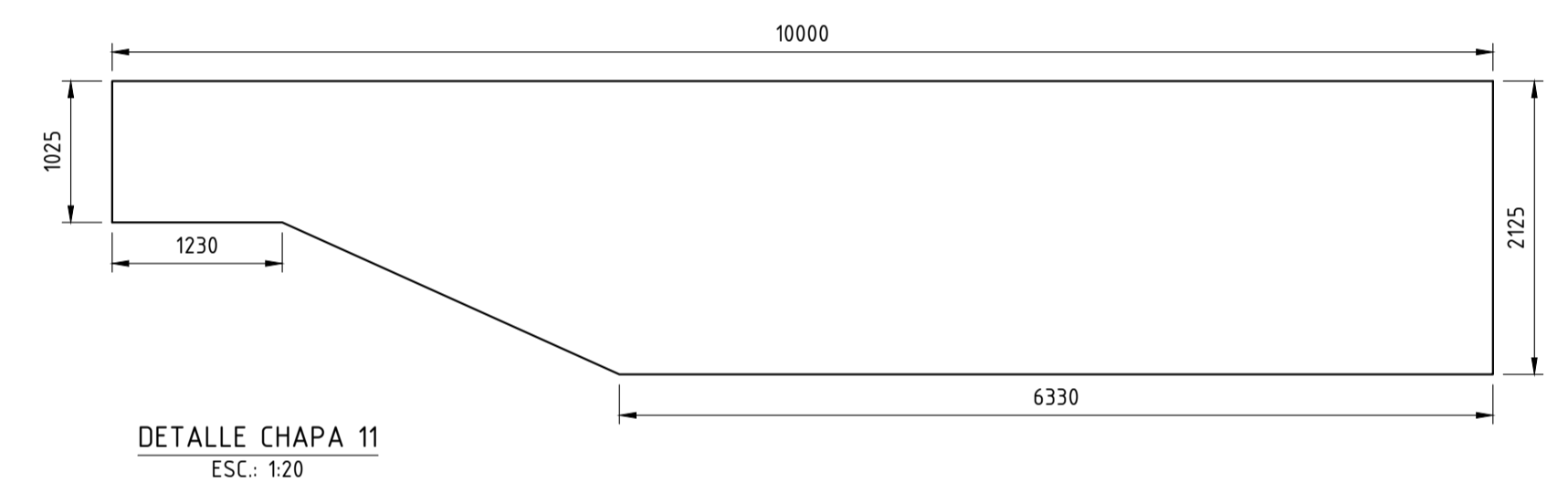
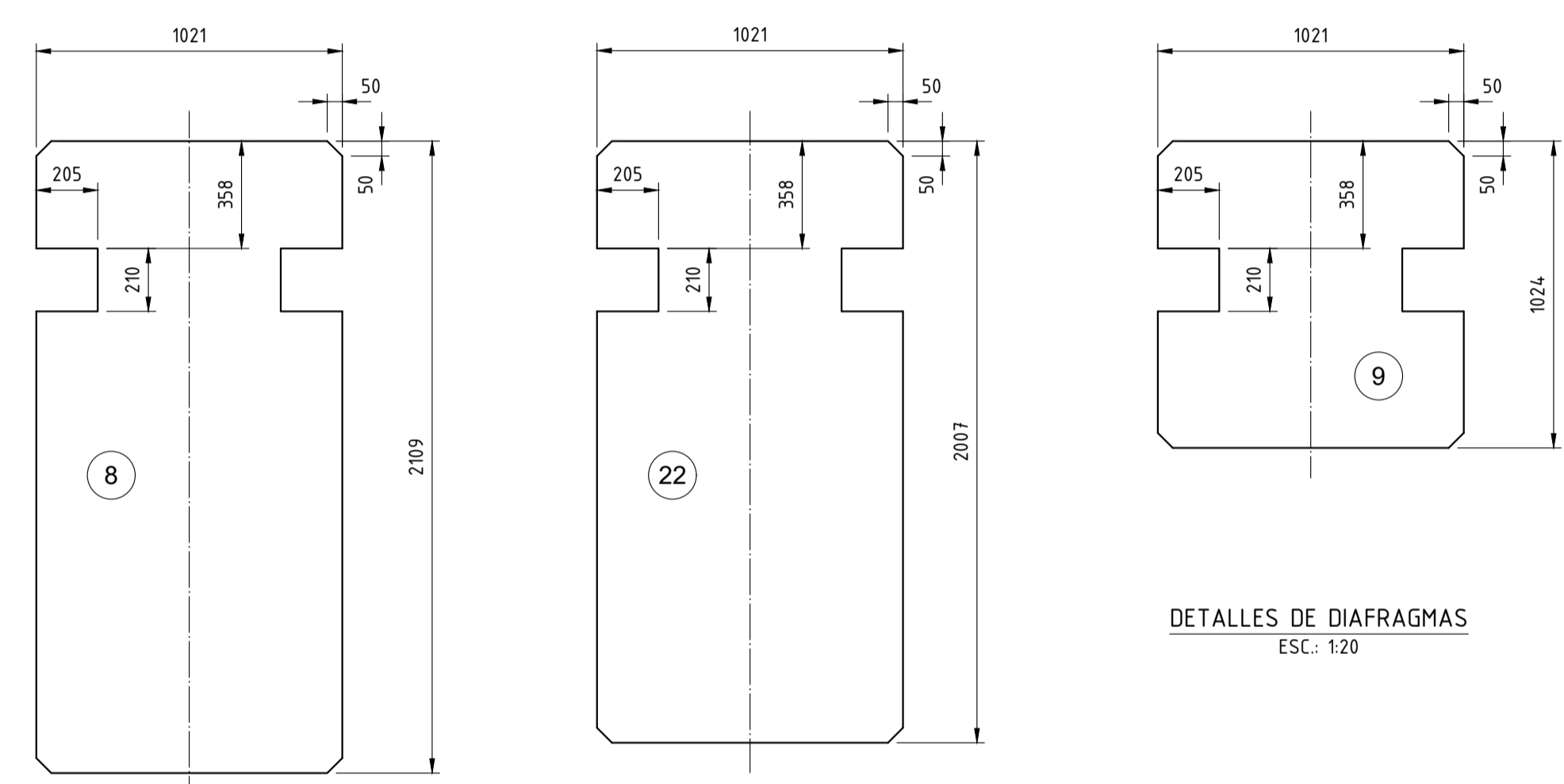
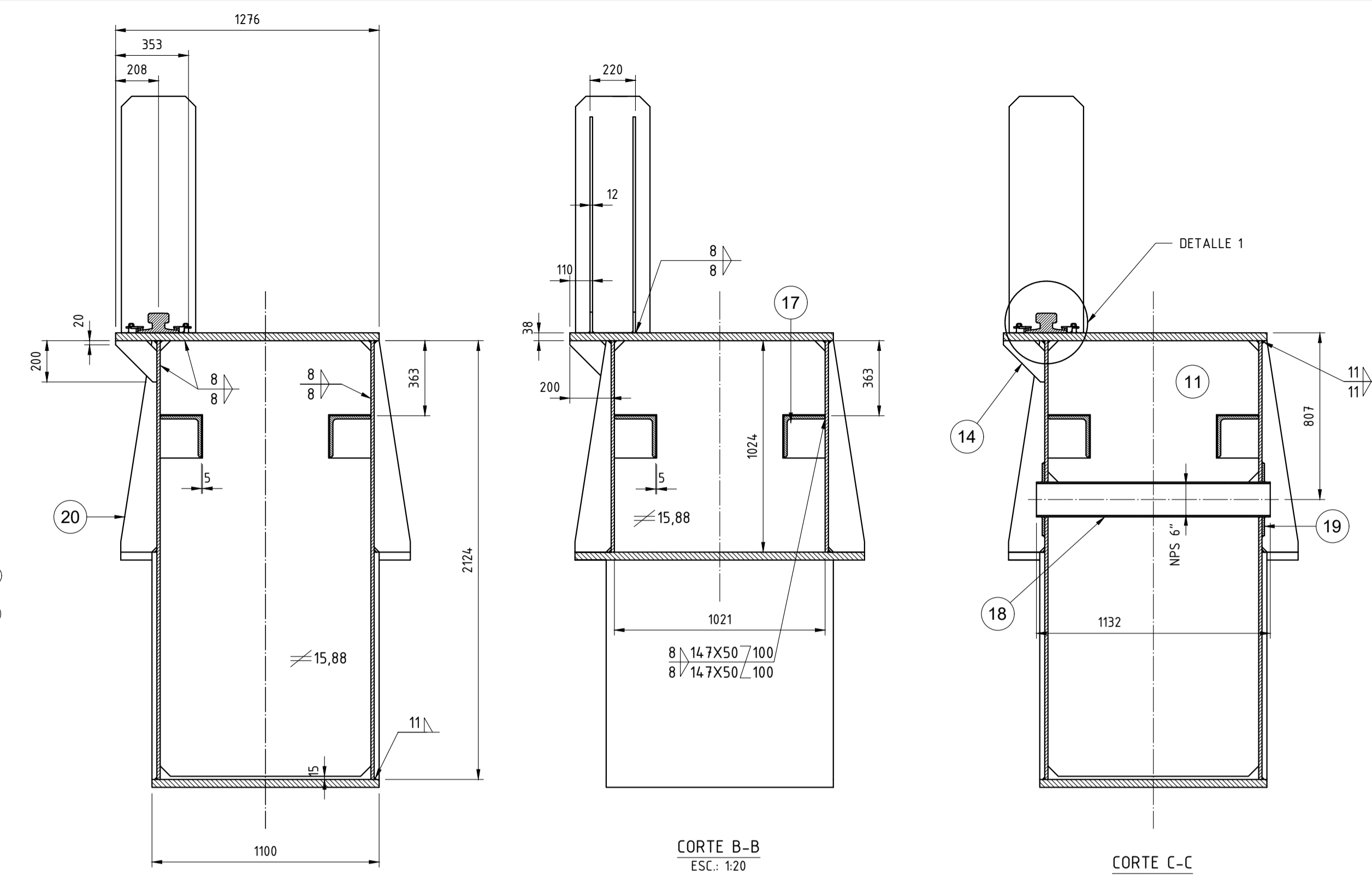
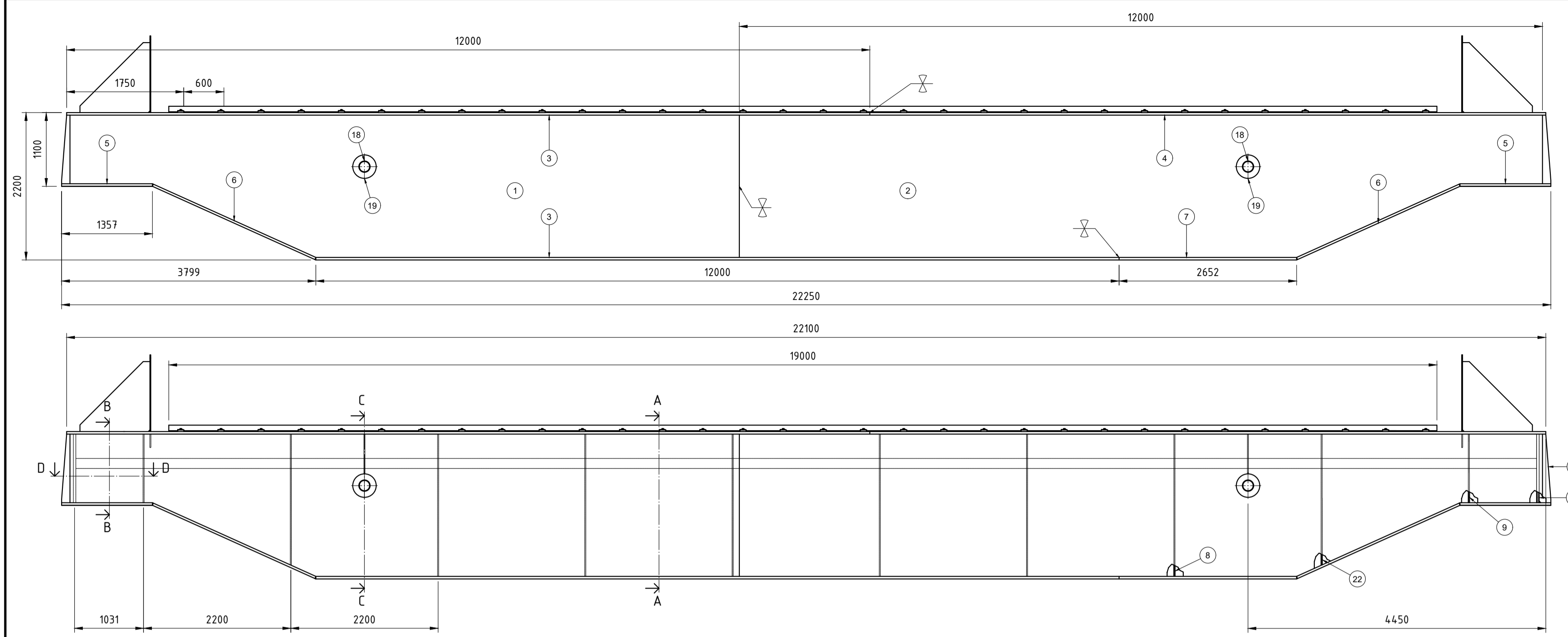
Observaciones:  
a: xx.

Proy:  
Aprob:  
Fecha:



Descripción		Autor	Rev.	Fecha
<b>UTN FRA - PROYECTO FINAL</b>				
Diseño: Grupo 3		<b>Título:</b>  <b>BALANCIN</b>		Año: 2022
Aprobó:				Especif. Tecn. N°
Fecha:				
Escala: 1:20		Tolerancias no indicadas Longitudinales: $\pm 0,1$ Angulares: $\pm 30^\circ$ Rugosidad: $\sqrt{3,2}$		Plano N°:  <b>PG-12</b>
A3				

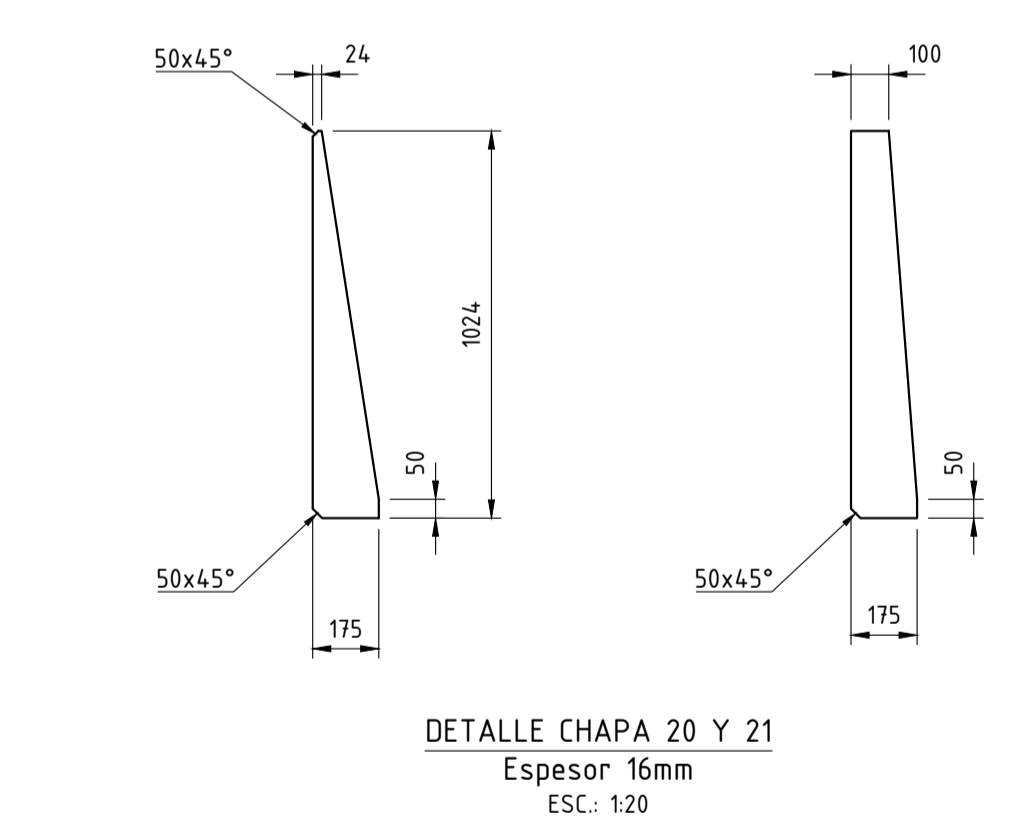
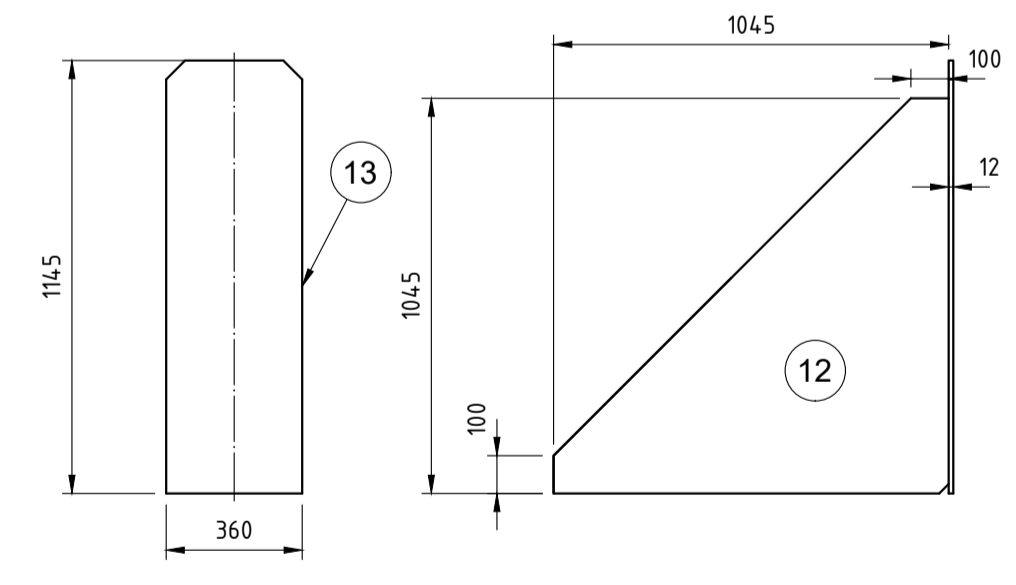
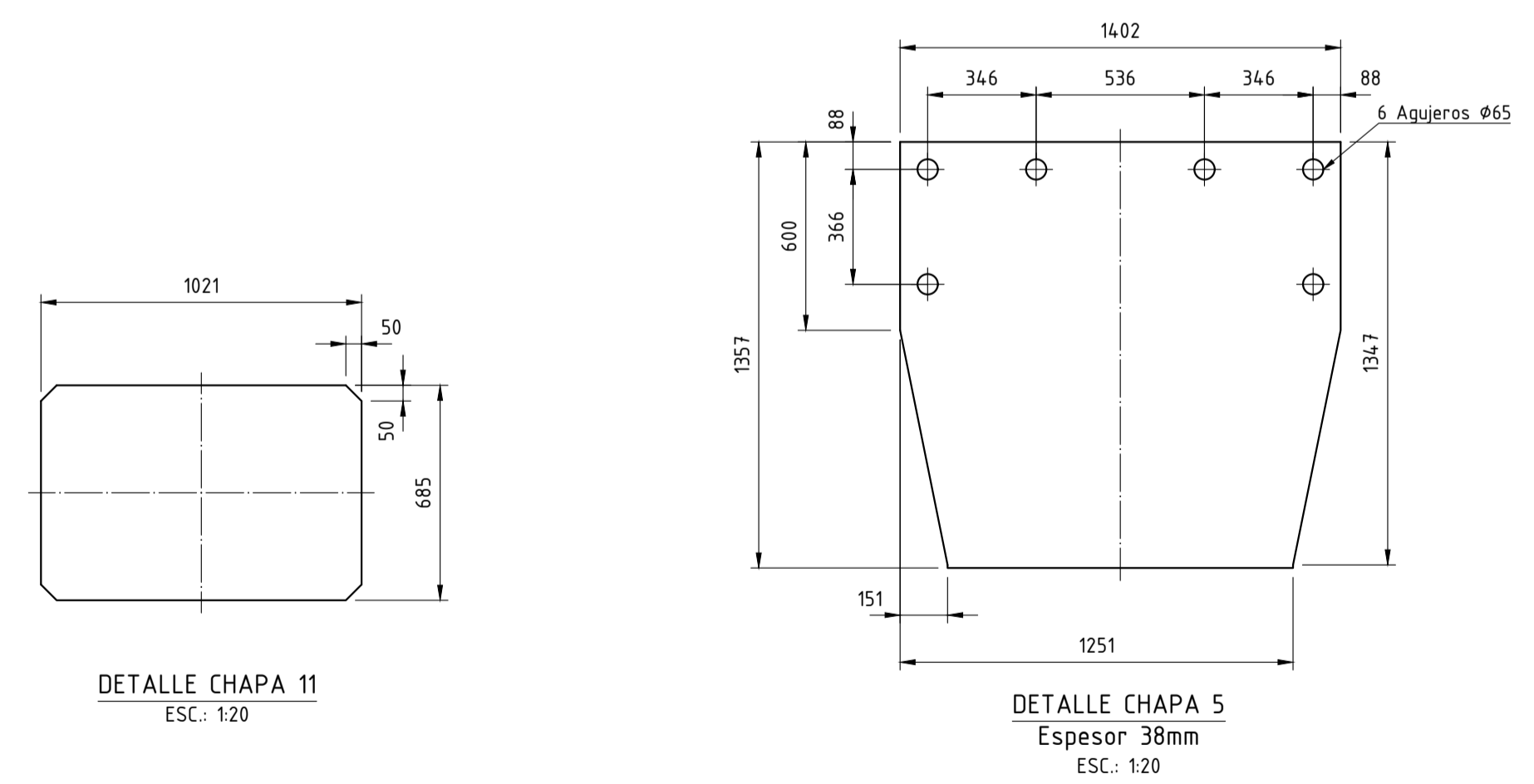




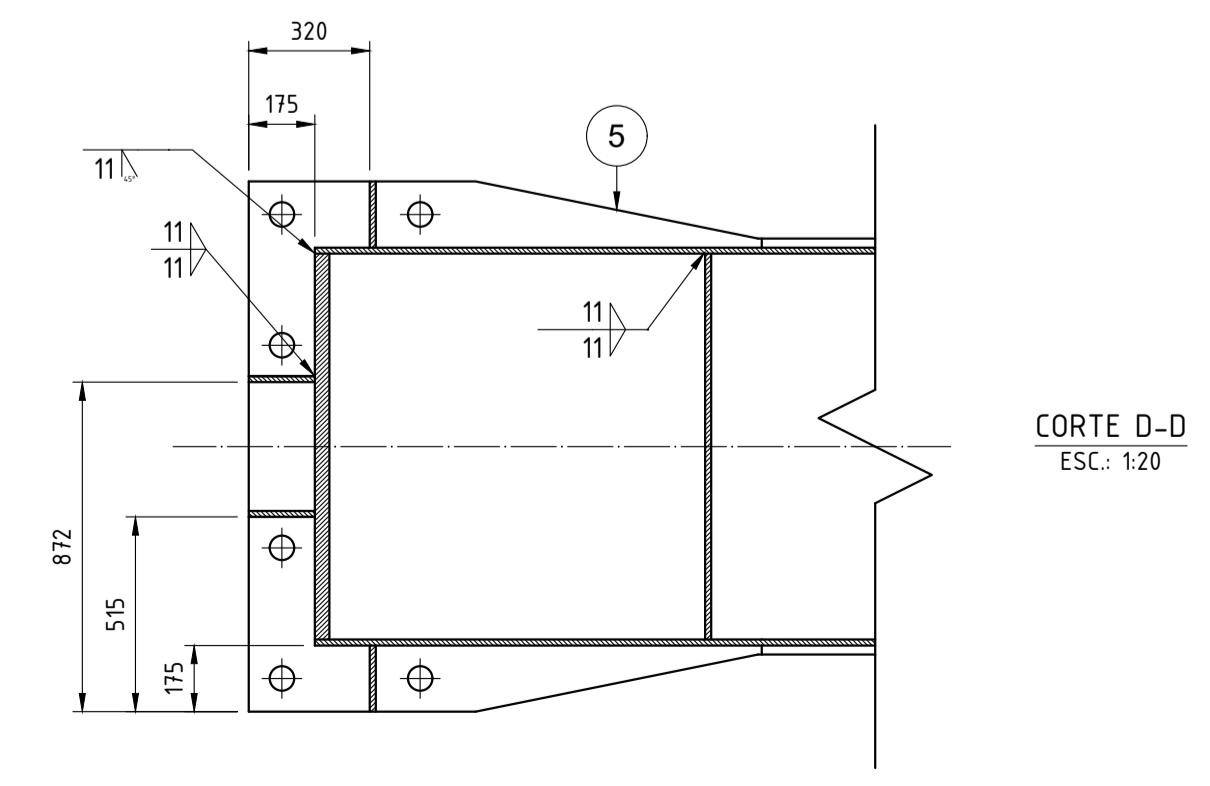
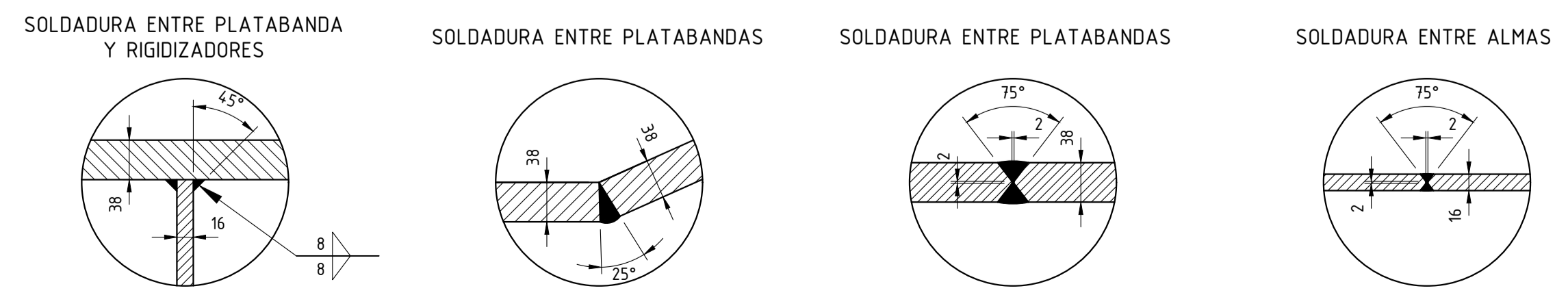
**ESPECIFICACIONES DE SOLDADURA**  
 Utilizar electrodo o alambre de aporte según Norma AWS 6010 para la pasada de raíz del cordón, y según Norma AWS 105 para las siguientes pasadas.

**ESPECIFICACIONES DE TERMINACIÓN Y PINTURA**  
 A.- Preparación de superficie mediante chorreado abrasivo en seco, grado SA 2-1/2.  
 B.- Eliminar el óxido mediante cepillado energético o con electrodo-herramienta con cepillo de alambre.  
 C.- Aplicar luego dos manos de antióxido al cromato de zinc aprobado por IRAM.  
 D.- Terminar con dos manos de esmalte sintético amarillo, con el espesor mínimo de cada capa seca de 50 micrones.

PESO DE LA VIGA: 35.700Kg



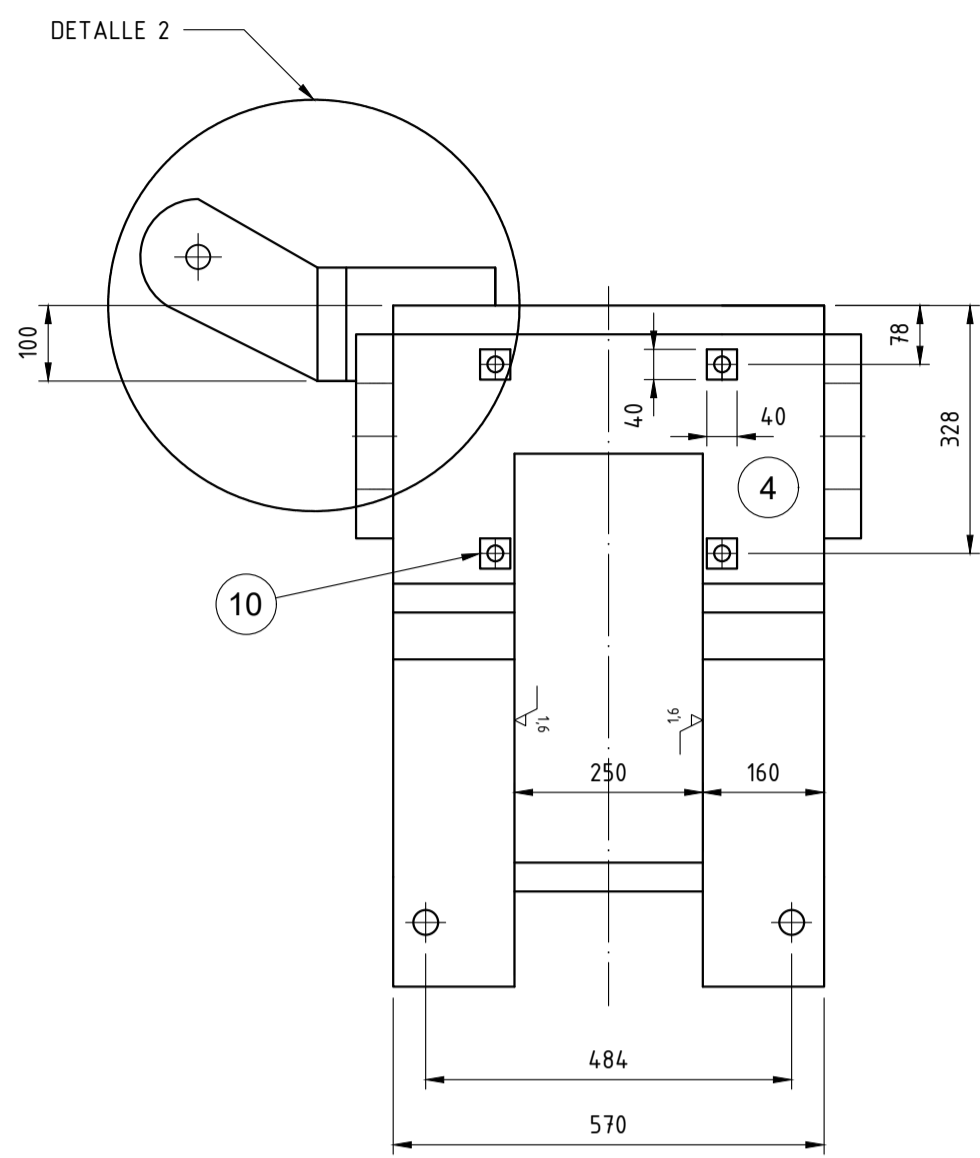
**DETALLE DE SOLDADURA**  
 Escala: 1:5



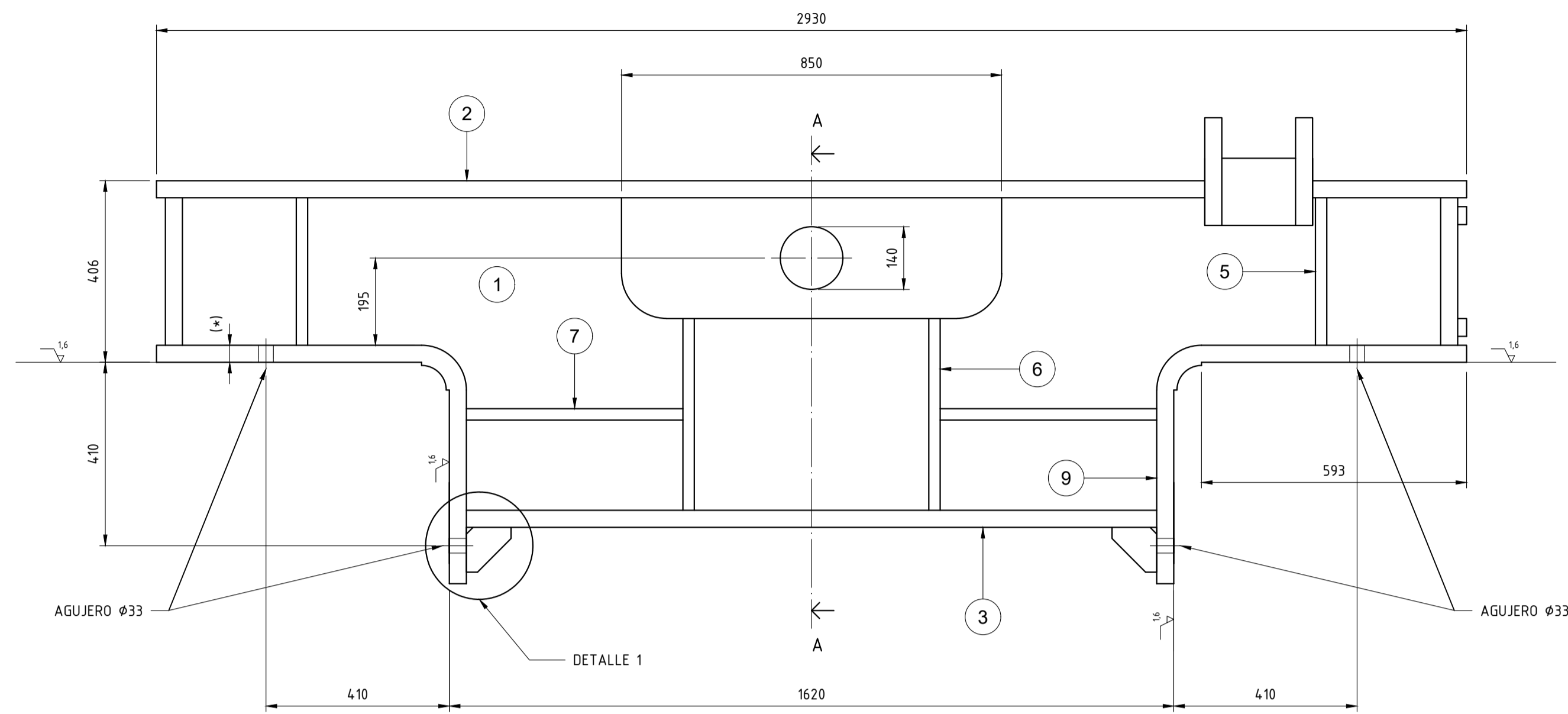
22	Chapa 2008 x 1021 mm esp. 5/8"	2	IRAM IAS - F24				X		
20/1	Chapa 1024 x 175 mm esp. 5/8"	10	IRAM IAS - F24				X		
19	Chapa Ø350 mm esp. 1/2"	4	IRAM IAS - F24				X		
18	Tubo 6" SCH. 40 L: 1132 mm	2	ASTM A-53 S/C				X		
17	Perfil L 200 x 200 x 16 mm	4	IRAM IAS - F24				X		
16	Clips para Riel A-100	76	COMERCIAL				X		
15	Riel A-100	6	COMERCIAL				X		
14	Chapa 200 x 200 mm esp. 5/8"	4	IRAM IAS - F24				X		
13	Chapa 653 x 360 mm esp. 1/2"	2	IRAM IAS - F24				X		
12	Chapa 570 x 570 mm esp. 1/2"	4	IRAM IAS - F24				X		
11	Chapa 1021 x 685 mm esp. 5/8"	2	IRAM IAS - F24				X		
10	Chapa 1024 x 1021 mm esp. 1 1/2"	2	IRAM IAS - F24				X		
9	Chapa 1024 x 1021 mm esp. 5/8"	2	IRAM IAS - F24				X		
8	Chapa 2109 x 1021 mm esp. 5/8"	6	IRAM IAS - F24				X		
7	Chapa 2652 x 1100 mm esp. 1 1/2"	1	IRAM IAS - F24				X		
6	Chapa 2663 x 1100 mm esp. 1 1/2"	2	IRAM IAS - F24				X		
5	Chapa 1403 x 1357 mm esp. 1 1/2"	2	IRAM IAS - F24				X		
4	Chapa 10100 x 1276 mm esp. 1 1/2"	1	IRAM IAS - F24				X		
3	Chapa 12000 x 1276 mm esp. 1 1/2"	2	IRAM IAS - F24				X		
2	Chapa 12000 x 2124 mm esp. 5/8"	2	IRAM IAS - F24				X		
1	Chapa 10000 x 2124 mm esp. 5/8"	2	IRAM IAS - F24				X		
N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C	Ob

Correc. de cofas; longitud de riel desplazamiento de carro principal.		F. Correa	01	20-07-22
Descripción		Autor	Rev.	Fecha
<b>UTN FRA - PROYECTO FINAL</b>				
Diseño: Grupo 3	Título:		Año: 2022	
Aprobó:	VIGA PRINCIPAL		Especif. Tecn. N°	
Fecha:				
Escala: 1:50	Tolerancias no indicadas		Plano N°:	
A1	Longitudinales: ±0,1		PG-13	
	Angulares: ±30°			
	Rugosidad: 32√			



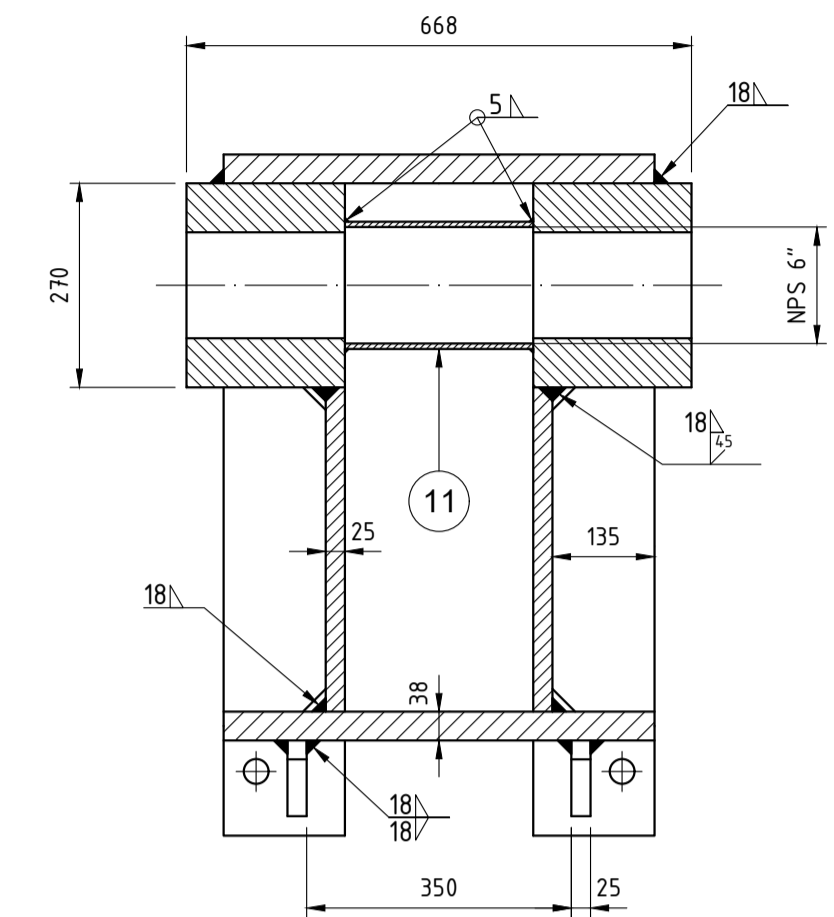


VISTA LATERAL DERECHA

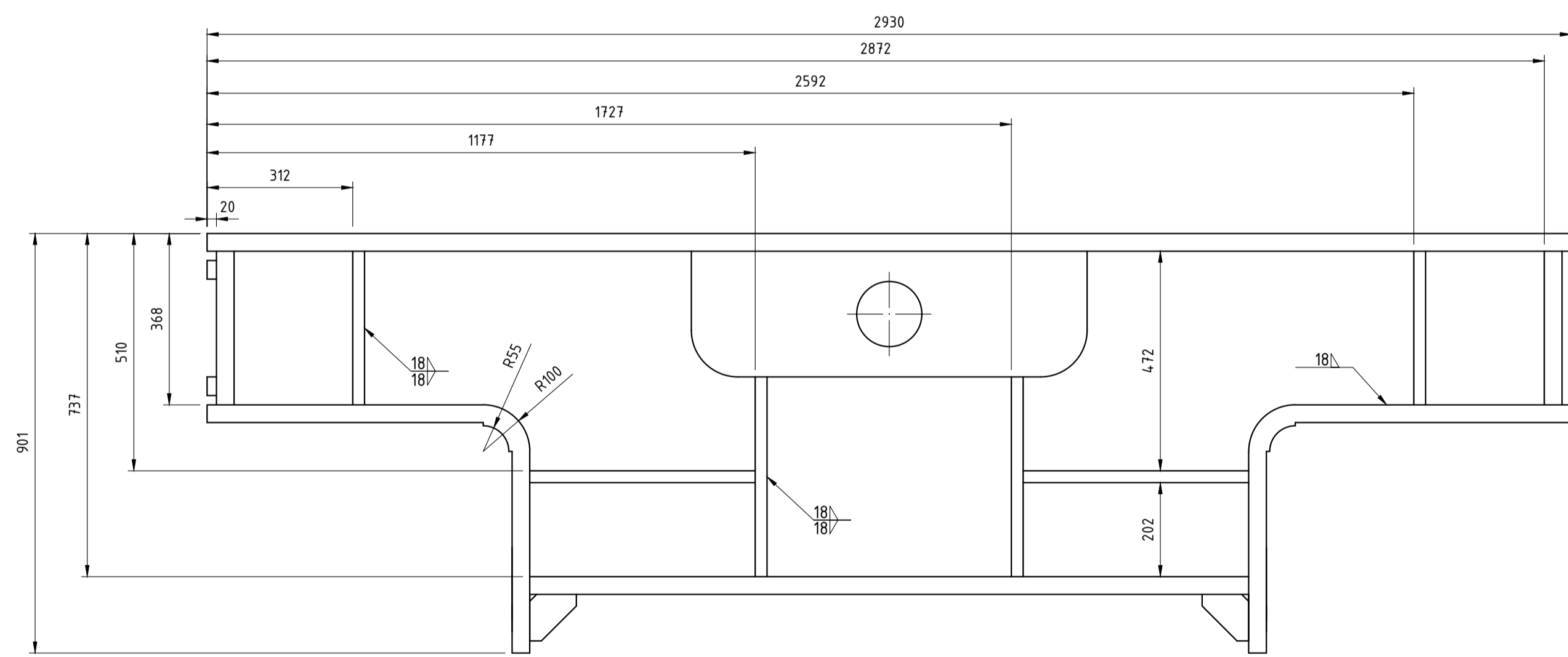


(\*) Luego del mecanizado Esp. minimo: 33mm

VISTA PRINCIPAL  
PLANO DE MECANIZADO

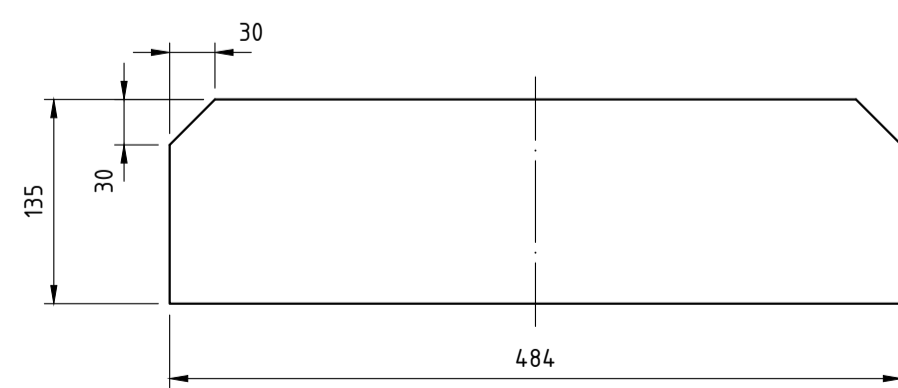


CORTE A-A  
Escala 1:10

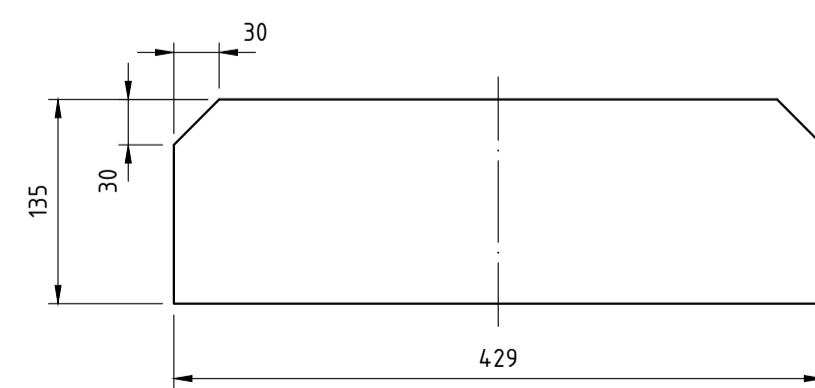


PLANO EN BRUTO

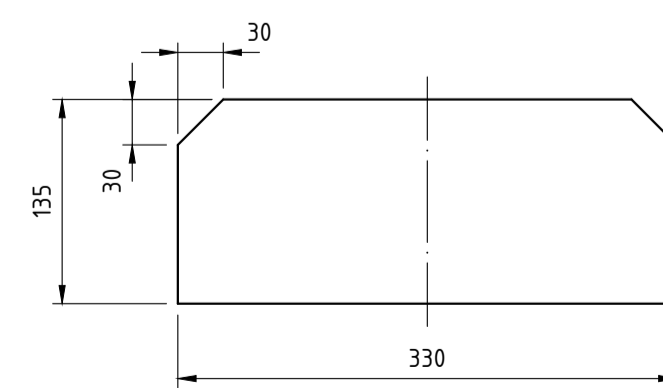
DETALLE DE NERVIOS  
Escala 1:5



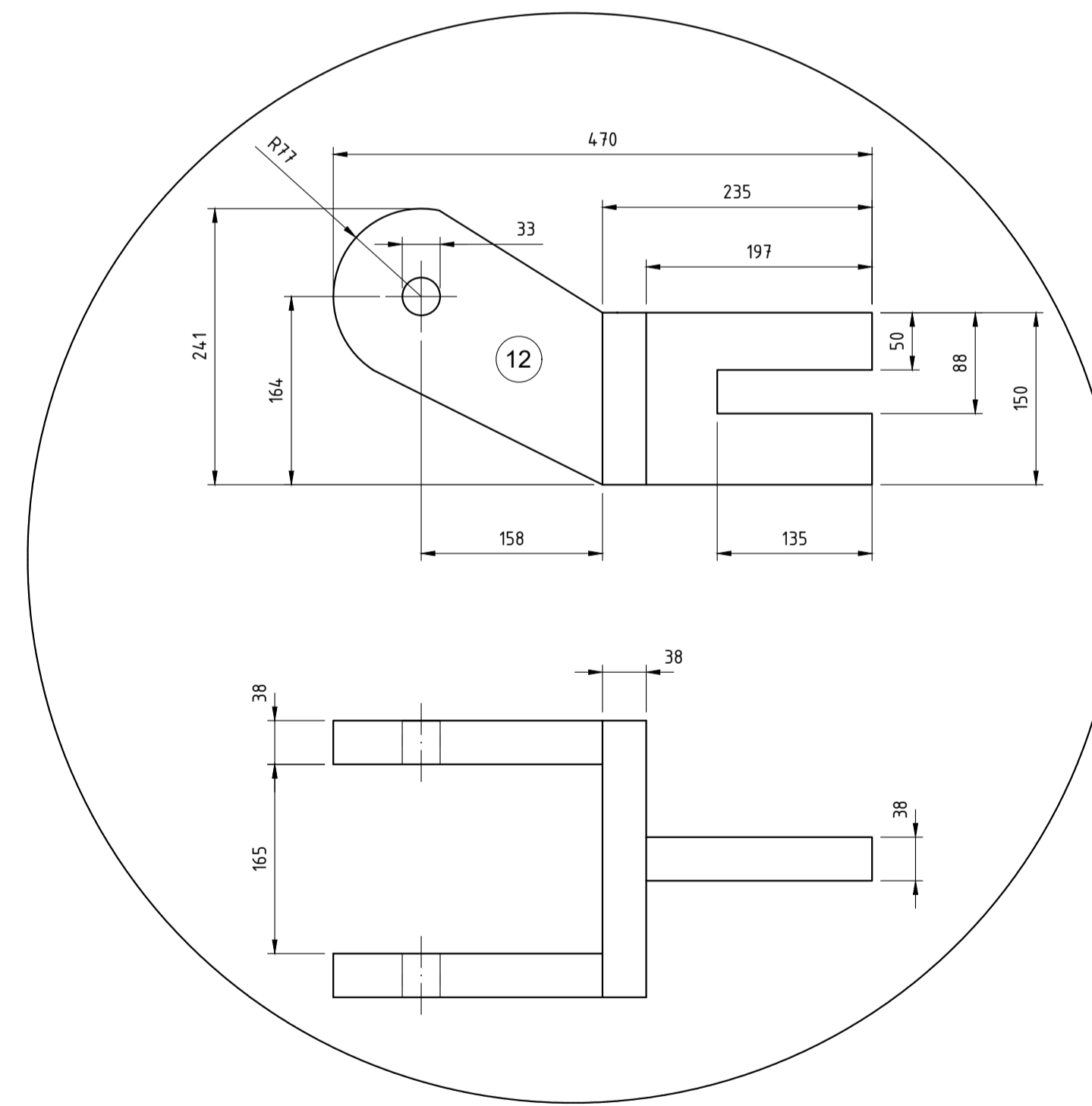
CHAPA 7 - CANT: 16



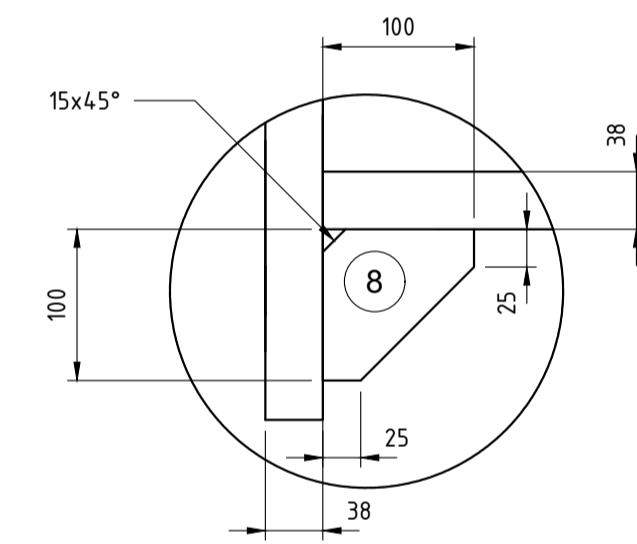
CHAPA 6 - CANT: 16



CHAPA 5 - CANT: 16



DETALLE 2  
Escala 1:5



DETALLE 1  
Escala 1:5

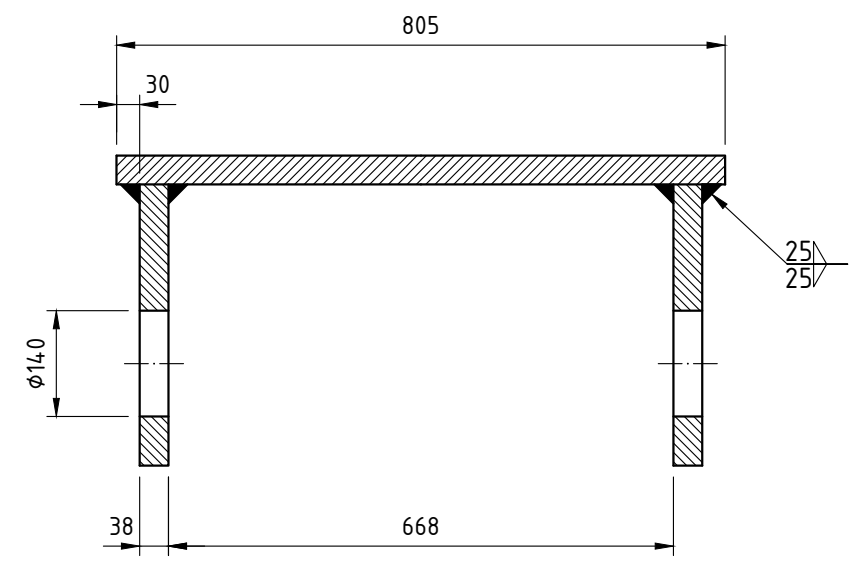
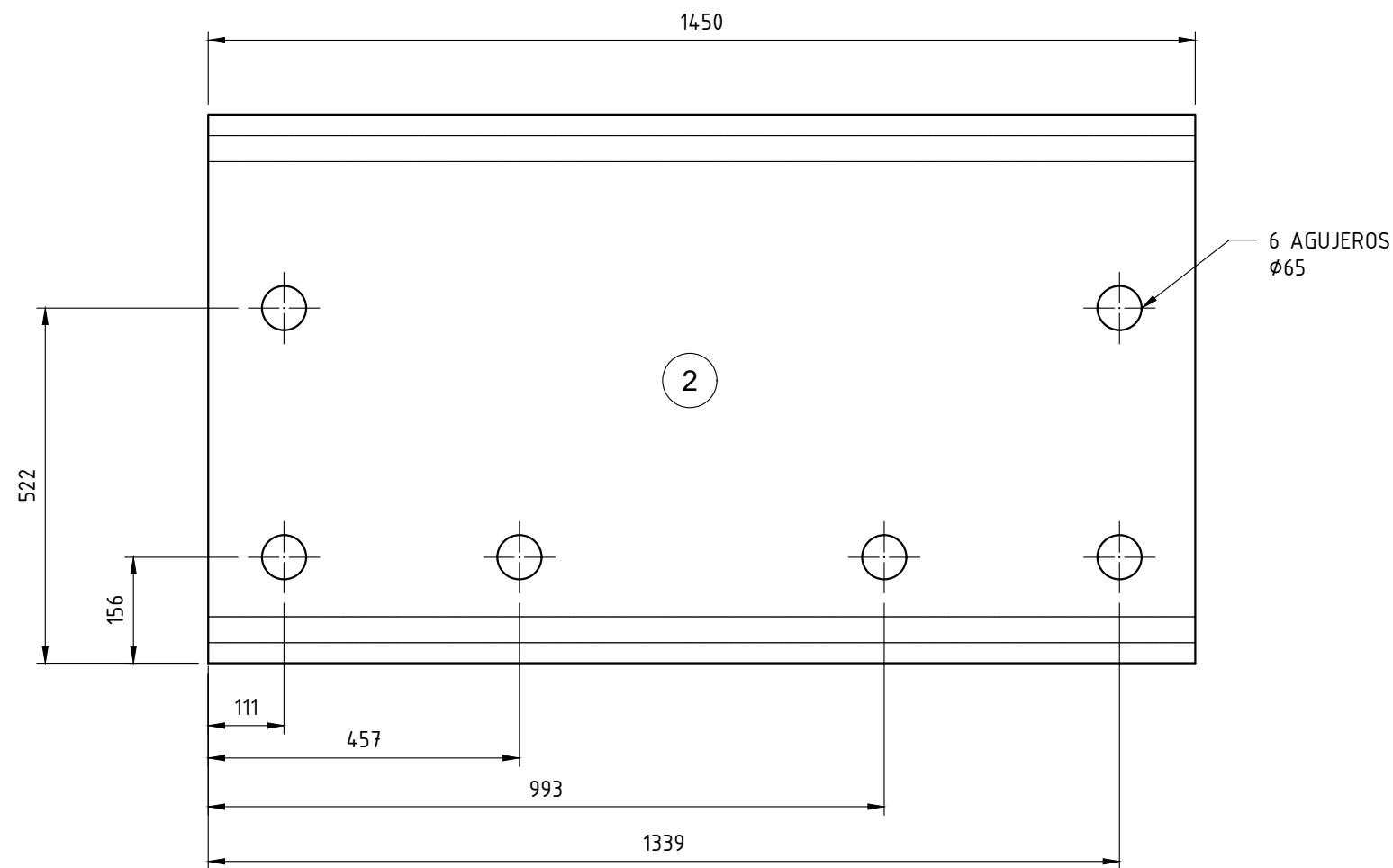
N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C	Ob
12	Chapa 500 x 500 mm esp. 1 1/2"	1	IRAM IAS - F24						X
11	Tubo 6" SCH. 40 L: 250mm	4	ASTM A-53 S/C						X
10	Chapa 40 x 40 mm esp. 20mm	16	IRAM IAS - F24						X
9	Chapa 1327 x 570 mm esp. 1 1/2"	8	IRAM IAS - F24						X
8	Chapa 100 x 100 mm esp. 1"	16	IRAM IAS - F24						X
7	Chapa 484 x 135 mm esp. 1"	16	IRAM IAS - F24						X
6	Chapa 429 x 135 mm esp. 1"	16	IRAM IAS - F24						X
5	Chapa 330 x 135 mm esp. 1"	16	IRAM IAS - F24						X
4	Chapa 570 x 330 mm esp. 1 1/2"	8	IRAM IAS - F24						X
3	Chapa 1544 x 570 mm esp. 1 1/2"	4	IRAM IAS - F24						X
2	Chapa 2930 x 570 mm esp. 1 1/2"	4	IRAM IAS - F24						X
1	Chapa 2814 x 700 mm esp. 1"	8	IRAM IAS - F24						X

Correc. de cotas. F. Correa 01 20-07-22  
 Descripción Autor Rev. Fecha

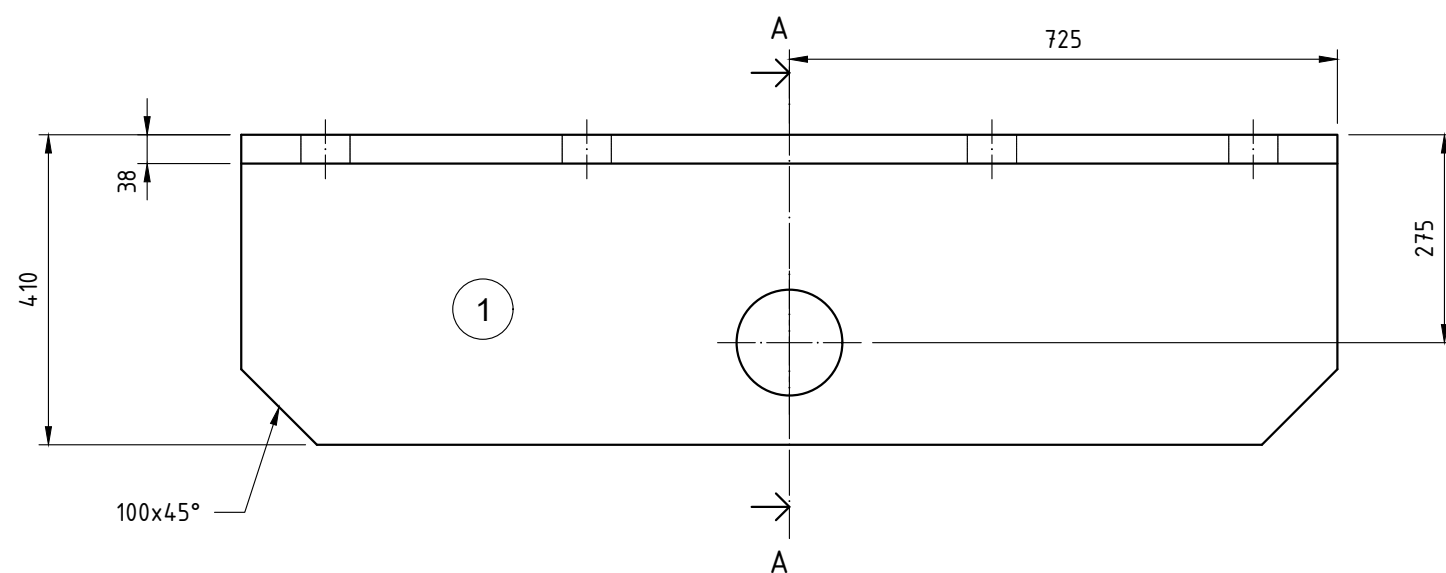
UTN FRA - PROYECTO FINAL

Diseño: Grupo 3 Título: VIGA TESTERA Año: 2022  
 Aprobó: Especific. Tecn. N°  
 Fecha:

Escala: 1:10 Tolerancias no indicadas  
 Longitudinales: ±0,1  
 Angulares: ±30°  
 Rugosidad: 32  
 Plano N°: PG-14



CORTE A-A  
Escala 1:10



2	Chapa 1450 x 805 mm esp. 1 1/2"	4	IRAM IAS - F24				X	
1	Chapa 1450 x 340 mm esp. 1 1/2"	8	IRAM IAS - F24				X	
N°	Denominación	Cant.	Material	Plano N°	F	A	T	C Ob.
Correc. de cotas.				F. Correa	01	20-07-22		
Descripción				Autor	Rev.	Fecha		
<b>UTN FRA - PROYECTO FINAL</b>								
Diseño: Grupo 3		<b>Título:</b> <b>ANCLAJE</b>				Año: 2022		
Aprobó:						Especif. Tecn. N°		
Fecha:								
Escala:	1:10					Plano N°:		
A3						<b>PG-15</b>		
				Tolerancias no indicadas				
				Longitudinales: ±0,1				
				Angulares: ±30°				
				Rugosidad: $\sqrt{3.2}$				

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL  
AVELLANEDA



ASIGNATURA: Proyecto Final

TRABAJO PRÁCTICO N°: 3

TITULO: Válvula Globo NPS 2 Serie 300

PROFESOR: Ing. Federico Trejo Ponce

JEFE DE TRABAJO PRÁCTICO: Ing. Diego A. Peretti

AYUDANTE: Ing. Hernan Muzyka – Ing. Babez Fernando – Ing. Agustín Troncoso

ALUMNO/S:

Juarez, Juan  
Paiz, Claudio  
Correa, Facundo  
Moran Pereyra, Hernan

CURSO: 5° 1ª

ESPECIALIDAD: Mecánica

GRUPO: 3

FECHA DE REALIZACIÓN: 15/04/2022

FECHA DE FIRMA DE LA APROBACIÓN DEL T.P.:

FIRMA DE ALUMNOS:



*“Válvula de control tipo globo guiada por jaula y accionada mediante un motor eléctrico.”*

**Contenido.**

<b>VALVULA DE CONTROL – NPS 2 CL 300.</b>	<b>4</b>
1. Datos para el diseño	4
2. Material del cuerpo - ASME B16.34:2017.	4
3. Rating presión-temperatura - ASME B16.34:2017	7
4. Cuerpo de la válvula	8
4.1 Diámetro interior mínimo - API STD 602:2015 / ASME B16.34:2017 / ASME B16.5:2013.	8
4.2 Espesor de pared	11
4.2.1 Espesor de pared del cuerpo y bonete de la válvula - ASME B16.34:2017 / API STD 602:2015.	11
4.2.2 Espesor de pared en la conexión de la válvula - API STD 602:2015.	12
4.2.3 Espesor de pared en el cuello de la válvula - ASME B16.34:2017.	12
4.3 Conexión en el extremo.	13
4.3.1 Tipo de brida - ASME B16.10:2017.	13
4.3.2 Especificaciones de la brida - ASME B16.5:2013.	13
4.3.3 Pernos de la brida - ASME B16.5:2013 / API STD 623:2013.	15
4.3.4 Tuercas de unión - ASME B18.2.2:2010.	19
4.3.5 Arandelas de unión - ASME B18.21.1:2009.	20
4.3.6 Junta de la unión - ASME B16.20:2012.	21
4.3.7 Verificación de los pernos de unión - ASME B16.34:2017.	23
4.4 Dimensión cara a cara - ASME B16.10:2017 / IEC 60534-3-1:2001.	25
5. Bonete de la válvula	28
5.1 Espesor de pared en el bonete de la válvula – API STD 602:2015.	28
5.2 Unión entre bonete y cuerpo - API STD 602:2015 / BS 1873:1975 / API STD 623:2013.	28
5.3 Pernos de unión - ASME B16.5:2013.	29
5.4 Tuercas de unión - ASME B18.2.2:2010.	32
5.5 Arandelas de unión - ASME B18.21.1:2009.	34
5.6 Junta de la unión - API STD 602:2015.	34
5.7 Verificación de los pernos de unión - ASME B16.34:2017.	35
5.8 Junta de grafito.	36
6. Empaquetadura.	37
6.1 Diámetro mínimo del vástago - API STD 602:2015.	37



6.2	Selección del tipo de empaquetadura. ....	38
6.3	Ancho radial nominal de la empaquetadura - API STD 623:2013. ....	42
6.4	Selección del material de la empaquetadura. ....	42
6.5	Altura mínima total de la empaquetadura no comprimida - API STD 602:2015. ....	46
6.6	Profundidad nominal de la caja de empaquetadura - API STD 623:2013. ....	46
6.7	Diámetro interior nominal de la caja de empaquetadura - API STD 623:2013. ....	47
6.8	Espesor de pared en la extensión de la cámara de empaquetadura de la válvula - API STD 602:2015. ....	47
6.9	Tapón para lubricación. ....	48
7.	Prensaestopa. ....	49
7.1	Diseño - API STD 623:2013 / API STD 602:2015. ....	49
7.2	Pernos ojal - API STD 602:2015. ....	50
7.3	Tuercas de unión - ASME B18.2.2:2010. ....	51
7.4	Buje pasador. ....	53
8.	Sistema de cierre. ....	54
8.1	Sistema adoptado. ....	54
8.2	Vástago. ....	57
8.2.1	Diseño. ....	57
8.2.2	Acople vástago – obturador. ....	60
8.3	Obturador – API STD 602:2015 / API STD 623:2013. ....	62
8.3.1	Junta de sellado. ....	64
8.4	Asiento – API STD 602:2015 / API STD 623:2013. ....	65
8.4.1	Junta de asiento. ....	66
8.5	Jaula. ....	67
9.	Actuador eléctrico. ....	69
9.1	Carrera nominal del obturador. ....	69
9.2	Selección del actuador. ....	69
10.	Yugo. ....	72
10.1	Diseño - API STD 623:2013. ....	72
10.2	Altura del yugo. ....	73
11.	Sistema de conexión al actuador. ....	75
11.1	Conector del vástago de la válvula. ....	76
11.2	Contratuercas hexagonales. ....	78
11.3	Conector abrazadera. ....	79
11.3.1	Pernos de la abrazadera. ....	80
11.3.2	Tuercas de unión - ASME B18.2.2:2010. ....	81



11.4	Escala indicadora de posición. ....	83
11.4.1	Tornillos de unión. ....	84
12.	Capacidades de temperatura de los componentes de la válvula. ....	86



## VALVULA DE CONTROL – NPS 2 CL 300.

### 1. Datos para el diseño.

Tipo de válvula: Globo.

Tamaño: NPS 2.

Clase: ANSI 300

Tipo de conexión: Bridada.

*Nota: La justificación de este tipo de conexión está en la presentación Selección de tamaños.*

### 2. Material del cuerpo - ASME B16.34:2017.

Seleccionamos mismo material que la válvula anterior:

**Material seleccionado: Acero al carbono fundido ASTM A 216 Gr WBC.**

Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo **5 Materiales - 5.1 General**:

*“El cuerpo, el bonete, los pernos de la unión del cuerpo y los pernos del bonete se construirán con los materiales que se enumeran en las respectivas especificaciones de la ASTM a las que se hace referencia en la **tabla 1.**”*

Dentro del mercado nacional podremos encontrar este tipo de válvulas en la siguiente gama de materiales:

- Doma.
  - Hierro fundido (ASTM A 126).
  - Acero al carbono. (ASTM A 216 Gr WBC).
  - Acero cromo-molibdeno. (ASTM A 217 Gr C5).
  - Acero inoxidable. (ASTM CF8M – AISI 316).
- Esferomatic.
  - Acero al carbono fundido. (ASTM A 216 Gr WBC).
  - Acero inoxidable fundido. (ASTM A 351 CF8M).
- Klinger.
  - Hierro fundido.
  - Acero al carbono fundido.
  - Fundición nodular/esferoidal.
  - Acero inoxidable fundido.
- Thorsa.
  - Acero al carbono. (ASTM A 216 Gr WBC).
  - Acero inoxidable. (ASTM A 351 CF8M).
- Tecnival.
  - Hierro fundido (ASTM A 126).
  - Acero al carbono fundido. (ASTM A 216 Gr WBC).
  - Acero inoxidable. (ASTM A 351 CF8M).



En el mercado internacional, Fisher, para sus modelos ED y ET, ofrece los siguientes materiales:

- Fisher.
- Cast iron. (Hierro fundido)
- WCC Carbon Steel. (ASTM A 216 Gr WCC).
- LCC Carbon Steel. (ASTM A 352 Gr LCC).
- WC9 chrome moly Steel. (ASTM A 217 Gr WC9).
- CF8M (cast 316 stainless steel). (ASTM A 351 CF8M).

En la siguiente tabla se muestra un resumen de los materiales ofrecidos en el mercado, a partir de los cuales se seleccionará el material para nuestra válvula:

<b>MATERIAL</b>	<b>DENOMINACION ASTM</b>
FUNDICION NODULAR	-
HERRO FUNDIDO	ASTM A126
ACERO AL CARBONO FUNDIDO	ASTM A216 Gr WCB
	ASTM A216 Gr WCC
ACERO INOXIDABLE FUNDIDO	ASTM A351 CF8M
ACERO CROMO-MOLIBDENO	ASTM A217 Gr 5
	ASTM A217 Gr WC9

Para nuestros diseños descartamos como materiales:

- Hierro fundido / Fundición nodular: Por tener temperaturas de aplicación que no abarcan los rangos de temperaturas para las aplicaciones donde deben utilizarse.
- Acero aleado: Este material no presenta un requerimiento para los fluidos que planeamos manipular, por ende, no sumaremos un costo adicional al producto de no ser necesario, ya que una válvula de acero aleado presenta un precio mayor a una válvula de acero al carbono.

Entre el acero al carbono fundido y acero inoxidable fundido, seleccionaremos el primero pues es el que tiene rangos de aplicación más adecuados para el propósito que deseamos darle a nuestras válvulas.

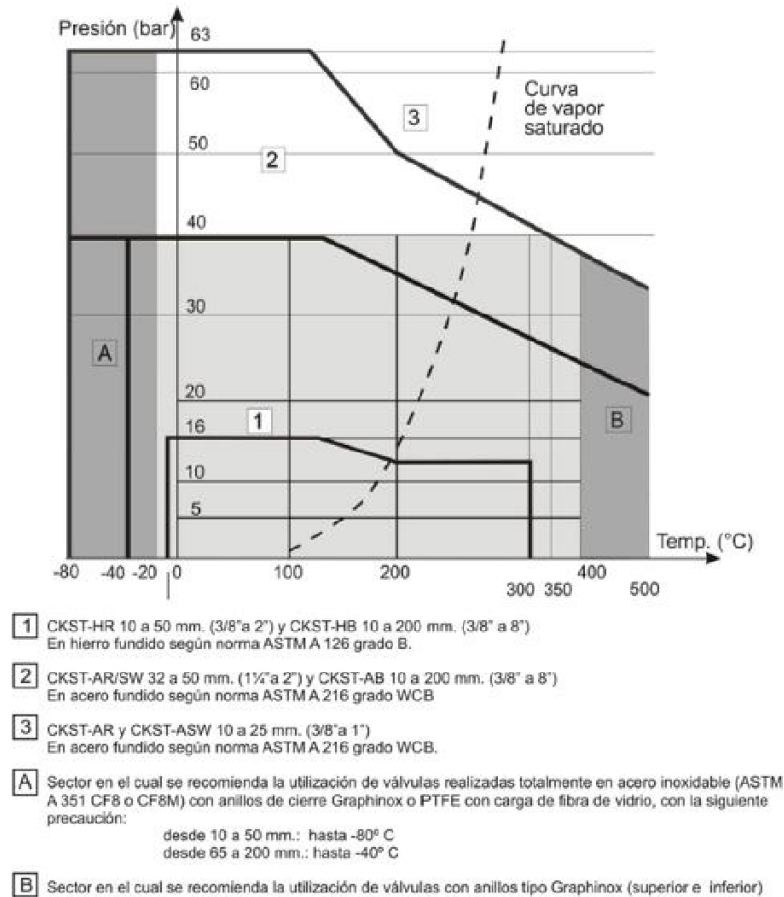
Si bien el acero inoxidable cubre, y excede, el campo de aplicación del acero al carbono, su gran ventaja es trabajar en temperaturas bajo cero (criogénicas) y/o con fluidos denominados “pesados” ya que producen un gran deterioro sobre el cuerpo y los demás componentes de la válvula debido a sus inherentes características químicas. Este material es utilizado en aplicaciones específicas donde una válvula de acero al carbono no podría dar la respuesta adecuada e, incluso, sufrir un desgaste hasta llegar a una posible falla, lo cual se podría traducir en pérdidas de materiales y tiempo de producción, o en la exposición de la salud humana si se trabaja con un fluido altamente nocivo.

Como se explicó en el estudio de mercado, nuestra válvula está orientada a aplicaciones en centrales térmicas generadoras de energía eléctrica, más precisamente orientadas al trabajo con fluidos como vapor, agua o aire, todos ellos en las condiciones que fuesen requeridas por el proceso. Por ende, seleccionar un material como acero inoxidable solo encarecería en producto y no se llegarían a aprovechar las propiedades del material ya que los rangos de operación no lo requieren.



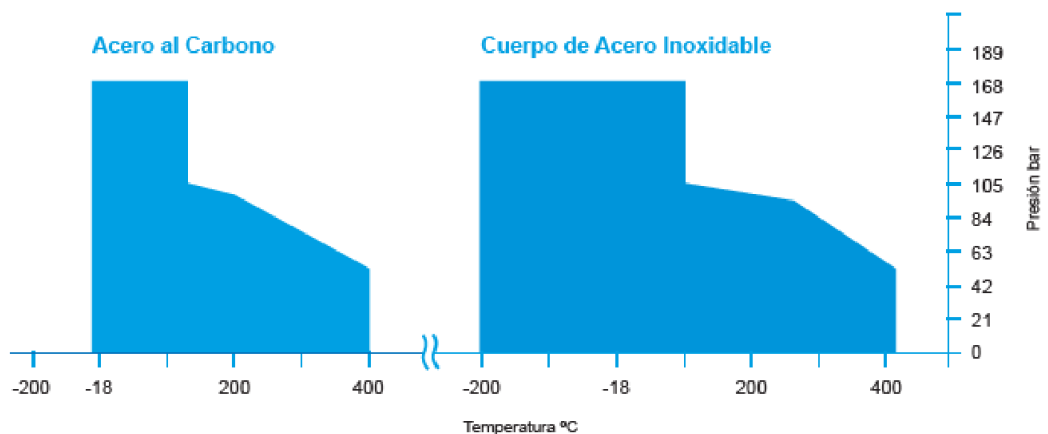


A continuación, se muestran como ejemplo graficas con los rangos de operación (presión y temperatura) de los materiales mencionados:



Referencia catalogo Tecnival.

Tabla 1: Margen de Variación Presión Temperatura



Referencia catalogo Esferomatic.



**Material seleccionado: Acero al carbono fundido ASTM A 216 Gr WCB.**

Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo 5 Materiales - 5.1 General:

*“El cuerpo, el bonete, los pernos de la unión del cuerpo y los pernos del bonete se construirán con los materiales que se enumeran en las respectivas especificaciones de la ASTM a las que se hace referencia en la **tabla 1.**”*

Según la norma **ASME B16.34:2017**, el material seleccionado para el cuerpo y bonete de la válvula se encuentra dentro del **grupo de materiales 1.1** especificado en la **tabla 1.**

**Table 1 Material Specification List: Applicable ASTM Specifications**

Material Group No.	Nominal Designation	Forgings		Castings		Plates		Bars		Tubular	
		Spec. No.	Grade	Spec. No.	Grade	Spec. No.	Grade	Spec. No.	Grade	Spec. No.	Grade
<b>GROUP 1 MATERIALS</b>											
<b>1.1</b>	C-Si	A105	...	<b>A216</b>	<b>WCB</b>	A515	70	A105	...	...	...
	C-Mn-Si	A350	LF2	...	...	A516	70	A350	LF2	A672	C 70
	C-Mn-Si	...	...	...	...	A537	Cl. 1	A696	C	A672	B 70
	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> Ni	A350	LF3	...	...	...	...	A350	LF3	...	...
	C-Mn-Si-V	A350	LF6 Cl. 1	...	...	...	...	A350	LF6 Cl. 1	...	...

### 3. Rating presión-temperatura - ASME B16.34:2017

Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo 2 Rating de presión-temperatura – 2.1 General – 2.1.1 Designación del rating:

*“Las válvulas de extremo bridado se clasificarán solo como clase estándar.”*

*“Salvo lo dispuesto en el **párrafo 2.5**, las clasificaciones tabuladas son las presiones de trabajo máximas permitidas, expresadas como presión del manómetro, a las temperaturas indicadas.”*

*“En todos los casos, las válvulas se construirán de manera que el cuerpo, el bonete, los pernos del cuerpo y los pernos del bonete cumplan los requisitos de clasificación de presión de 38°C (100°F) para la clase de presión designada o la clasificación de presión-temperatura.”*

Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo 2 Rating de presión-temperatura – 2.2 Rating de temperatura.

*“La temperatura que se muestra para una clasificación de presión correspondiente es la temperatura de la envoltura que contiene la presión del componente. En general, esta temperatura es la misma que la del fluido contenido. La utilización de un índice de presión correspondiente a una temperatura distinta de la del fluido contenido es responsabilidad del usuario, con sujeción a los requisitos de los códigos y reglamentos aplicables.”*

Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo 5 Materiales – 5.1 General – 5.1.1 Aplicación.

*“No es necesario que se utilice un material o forma de material idéntico para el cuerpo y el bonete o las partes de la cubierta. Sin embargo, la clasificación aplicada se basará en el cuerpo de la válvula. El bonete o tapa se diseñará y se seleccionará un material de manera que cumpla con la clasificación de presión y temperatura del cuerpo. La selección de los vástagos, discos y otras partes, como las juntas y los pernos del bonete, sujetos a presión y otras cargas, debe ser coherente con la clasificación de presión-temperatura aplicable a la válvula.”*

Para conocer el rating de presión-temperatura de nuestra válvula debemos ingresar a la **tabla 2-1.1** de la norma **ASME B16.34:2017** con los siguientes datos:

- Material: ASTM A216 Gr. WCB.
- Tipo de clase: Estándar.
- Clase: 300.



**Table 2-1.1 Ratings for Group 1.1 Materials**

Temperature, °C	Working Pressures by Class, bar						
	150	300	600	900	1500	2500	4500
-29 to 38	19.6	51.1	102.1	153.2	255.3	425.5	765.9
50	19.2	50.1	100.2	150.4	250.6	417.7	751.9
100	17.7	46.6	93.2	139.8	233.0	388.3	699.0
150	15.8	45.1	90.2	135.2	225.4	375.6	676.1
200	13.8	43.8	87.6	131.4	219.0	365.0	657.0
250	12.1	41.9	83.9	125.8	209.7	349.5	629.1
300	10.2	39.8	79.6	119.5	199.1	331.8	597.3
325	9.3	38.7	77.4	116.1	193.6	322.6	580.7
350	8.4	37.6	75.1	112.7	187.8	313.0	563.5
375	7.4	36.4	72.7	109.1	181.8	303.1	545.5
400	6.5	34.7	69.4	104.2	173.6	289.3	520.8
425	5.5	28.8	57.5	86.3	143.8	239.7	431.5
450	4.6	23.0	46.0	69.0	115.0	191.7	345.1
475	3.7	17.4	34.9	52.3	87.2	145.3	261.5
500	2.8	11.8	23.5	35.3	58.8	97.9	176.3
538	1.4	5.9	11.8	17.7	29.5	49.2	88.6

Estas son los valores de presión máximos a los que puede trabajar la válvula en función de la temperatura a la que se encuentre. Estos valores de presión y temperatura se los adjudicaremos al fluido con el que se opera.

#### 4. Cuerpo de la válvula.

##### 4.1 Diámetro interior mínimo - API STD 602:2015 / ASME B16.34:2017 / ASME B16.5:2013.

Cita: API STD 602:2015, párrafo 5 Diseño – 5.2 Pasaje de flujo.

“5.2.1: El pasaje de flujo incluye la abertura del asiento y los puertos del cuerpo que conducen a esa abertura. Los puertos del cuerpo son los elementos intermedios que unen la abertura del asiento con la conexión final (por ejemplo, el enchufe o la brida).”

“5.2.2: El requisito de área transversal mínima para el paso de flujo de diámetro estándar se aplica tanto a los puertos del cuerpo de la válvula como a la apertura del asiento en ausencia del disco de la válvula. El área transversal mínima del pasaje de flujo no será inferior a la obtenida utilizando los diámetros de la **tabla 3**.”

Para el diseño de nuestra válvula consideraremos que la misma tiene una construcción de puerto estándar, también conocido como puerto reducido.

Para determinar el diámetro interior mínimo ingresaremos a la **tabla 3** de la norma API STD 602:2015 con los siguientes datos:

- Tamaño nominal: NPS 2.
- Tipo de válvula: Globo.
- Clase: 300.



**Table 3—Minimum Diameter of Equivalent Flow Passageway for Standard<sup>(1), (2)</sup> Bore Valves**

DN	Minimum Diameter mm (in.)			NPS
	Class 150, Class 300, Class 600, Class 800 Gate, Globe, or Check Valves	Class 1500		
		Gate Valves	Globe or Check Valves	
8	6 (1/4)	6 (1/4)	5 (3/16)	1/4
10	6 (1/4)	6 (1/4)	5 (3/16)	3/8
15	9 (3/8)	9 (3/8)	8 (5/16)	1/2
20	12 (1/2)	12 (1/2)	9 (3/8)	3/4
25	17 (11/16)	15 (5/8)	14 (9/16)	1
32	23 (15/16)	22 (7/8)	20 (13/16)	1 1/4
40	28 (1 1/8)	27 (1 1/16)	25 (1)	1 1/2
50	36 (1 7/16)	34 (1 3/8)	27 (1 1/16)	2
65	44 (1 3/4)	38 (1 1/2)	34 (1 3/8)	2 1/2
80	50 (2)	47 (1 7/8)	42 (1 11/16)	3
100	69 (2 3/4)	63 (2 1/2)	58 (2 5/16)	4

NOTE 1 The minimum diameter dimensions shown in this table are identical to the inch dimensions shown in API 602, Ninth Edition, and identical to the millimeter dimensions shown in API 602, Eighth and Ninth Editions.

NOTE 2 Either the metric or US Customary dimension may be used to determine the acceptability of the flow passageway.

Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo **6 Dimensiones – 6.1 Dimensiones del cuerpo – 6.1.2 Diámetro interior**.

“...el diámetro interior  $d$  deberá estar de acuerdo con los siguientes requisitos:

- (a) El diámetro interior  $d$  será el diámetro mínimo del paso del flujo, pero no inferior al 90% del diámetro interior básico en el extremo de la válvula, con sujeción a las consideraciones enumeradas en los apartados b) a f).
- (c) En el caso de la construcción de una válvula de varias piezas, en la que el cuerpo consiste en un núcleo central al que se fijan dos piezas finales, el diámetro interior,  $d$ , se determina sólo por uno de los siguientes métodos:
  - (1) De acuerdo con (a).
  - (2) ... “

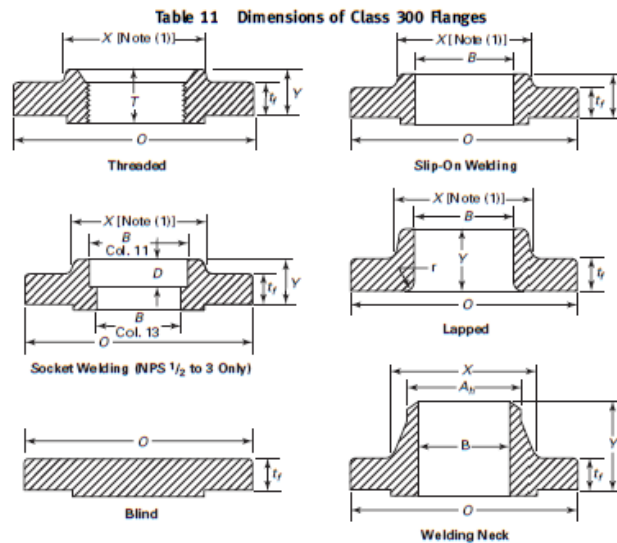
Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo **6 Dimensiones – 6.2 Dimensiones de los extremos – 6.2.2 Extremos bridados**.

“Los extremos con brida se prepararán con el revestimiento de la brida, las superficies de soporte de la tuerca, el diámetro exterior, el grosor y la perforación de acuerdo con los requisitos de ASME B16.5 o ASME B16.47, Serie A o Serie B para:

- (a) Accesorios con bridas para válvulas Clase 150 y Clase 300.
- (b) Bridas para válvulas de Clase 600 y superiores.”

Para determinar el diámetro interior mínimo en el extremo de la válvula ingresaremos a la **tabla 16** de la norma **ASME B16.5:2013** con los siguientes datos:

- Tamaño nominal: NPS 2.
- Tipo de brida: SORF (Slip On Raised Face).



**Table 11 Dimensions of Class 300 Flanges (Cont'd)**

1	2	3	4	5	6	Length Through Hub			10	Bore			14
						7	8	9		11	12	13	
Nominal Pipe Size, NPS	Outside Diameter of Flange, O	Minimum Thickness of Flange, $t_f$ [Notes (2)–(4)]	Minimum Thickness Lap Joint, $t_l$	Diameter of Hub, X	Hub Diameter Beginning of Chamfer Welding, $A_1$ [Note (4)]	Threaded/Slip-On/Socket Welding, Y	Lapped, Y	Welding Neck, Y	Minimum Thread Length Threaded, T [Note (5)]	Minimum Slip-On/Socket Welding, B	Minimum Lapped, B	Welding Neck/Socket Welding, B [Note (6)]	Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe, r
1/2	95	12.7	14.3	38	21.3	21	22	51	16	22.2	22.9	15.8	3
3/4	115	14.3	15.9	48	26.7	24	25	56	16	27.7	28.2	20.9	3
1	125	15.9	17.5	54	33.4	25	27	60	18	34.5	34.9	26.6	3
1 1/4	135	17.5	19.1	64	42.2	25	27	64	21	43.2	43.7	35.1	5
1 1/2	155	19.1	20.7	70	48.3	29	30	67	23	49.5	50.0	40.9	6
2	165	20.7	22.3	84	60.3	32	33	68	29	61.9	62.5	52.5	8
2 1/2	190	23.9	25.4	100	73.0	37	38	75	32	74.6	75.4	62.7	8
3	210	27.0	28.6	117	88.9	41	43	78	32	90.7	91.4	77.9	10
3 1/2	230	28.6	30.2	133	101.6	43	44	79	37	103.4	104.1	90.1	10
4	255	30.2	31.8	146	114.3	46	48	84	37	116.1	116.8	102.3	11
5	280	33.4	35.0	178	141.3	49	51	97	43	143.8	144.4	128.2	11
6	320	35.0	36.6	206	168.3	51	52	97	47	170.7	171.4	154.1	13
8	380	39.7	41.3	260	219.1	60	62	110	51	221.5	222.2	202.7	13
10	445	46.1	47.7	321	273.0	65	65	116	56	276.2	277.4	254.6	13
12	520	49.3	50.8	375	323.8	71	102	129	61	327.0	328.2	304.8	13
14	585	52.4	54.0	425	355.6	75	111	141	64	359.2	360.2	Note (7)	13
16	650	55.6	57.2	483	406.4	81	121	144	69	410.5	411.2	Note (7)	13
18	710	58.8	60.4	533	457.0	87	130	157	70	461.8	462.3	Note (7)	13
20	775	62.0	63.5	587	508.0	94	140	160	74	513.1	514.4	Note (7)	13
24	915	68.3	69.9	702	610.0	105	152	167	83	616.0	616.0	Note (7)	13

Según la norma **ASME B16.34:2017**, el diámetro interior no puede ser menor al 90% del diámetro interior básico en el extremo de la válvula, lo que corresponde a la cota B de la **tabla 16** de la norma **ASME B16.5:2013**, por ende:

$$d \geq B \cdot 0,9$$

$$d \geq 61,9 \text{ mm} \cdot 0,9$$

$$d \geq 55,71 \text{ mm}$$

Esto se corresponde con la norma **API STD 602:2015**, pues la misma establece como diámetro mínimo 36 mm.



**Diámetro interior mínimo (d): 56 mm.**

**4.2 Espesor de pared.**

**4.2.1 Espesor de pared del cuerpo y bonete de la válvula - ASME B16.34:2017 / API STD 602:2015.**

Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo 6 Dimensiones – 6.1 Dimensiones del cuerpo – 6.1.1 Espesor de pared.

“A efectos de inspección, el espesor de la pared de los cuerpos de las válvulas, salvo lo indicado en los párrafos 6.1.3 a 6.1.7, 6.2 y 6.7, no deberá ser inferior a los valores mínimos  $t_m$  que figuran en la tabla 3A o en la tabla 3B o calculados mediante la ecuación que figura en el Apéndice obligatorio VI (que dan esencialmente el mismo resultado).”

“El requisito de espesor mínimo de la pared del cuerpo sólo es aplicable solo si se mide desde las superficies internas mojadas. La determinación del grosor mínimo de la pared no incluirá revestimientos o refuerzos.”

“La interpolación lineal puede utilizarse para valores de espesor de pared intermedios a los enumerados o calculados. Véase el Apéndice no obligatorio B, sección B-4, para una explicación del procedimiento de interpolación.”

Para determinar el espesor mínimo de pared ingresaremos a la **tabla 3A** de la norma **ASME B16.34:2017** con los siguientes datos:

- Clase: 300
- Diámetro interior: 56 mm

**Table 3A Valve Body Minimum Wall Thickness,  $t_m$ , mm**

Inside Diameter, $d$ , mm [Note (1)]	Minimum Wall Thickness, $t_m$ , mm						
	Class 150	Class 300	Class 600	Class 900	Class 1500	Class 2500	Class 4500
3	2.5	2.5	2.8	2.8	3.1	3.6	4.9
6	2.7	2.8	3.1	3.2	3.6	4.6	7.2
9	2.9	3.0	3.3	3.6	4.2	5.6	9.6
12	3.1	3.3	3.6	4.1	4.8	6.6	12.0
15	3.3	3.5	3.8	4.5	5.3	7.7	14.3
18	3.5	3.7	4.1	5.0	5.9	8.7	16.7
21	3.7	4.0	4.3	5.4	6.4	9.7	19.0
24	3.9	4.2	4.6	5.9	7.0	10.7	21.4
27	4.1	4.4	4.9	6.4	7.5	11.7	23.7
31	4.3	4.7	5.1	6.7	8.3	13.1	26.9
35	4.6	5.0	5.3	6.9	9.0	14.5	30.0
40	4.9	5.3	5.6	7.2	9.9	16.2	33.9
45	5.2	5.7	6.0	7.5	10.8	17.9	37.9
50	5.5	6.0	6.4	7.8	11.8	19.6	41.8
55	5.6	6.2	6.7	8.3	12.7	21.3	45.7
60	5.7	6.4	6.8	8.8	13.6	23.0	49.6
65	5.8	6.5	7.2	9.3	14.5	24.7	53.6

Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.3 Espesor de pared.

“5.3.1: Salvo lo dispuesto en 5.3.2.y 5.3.3, los valores mínimos de espesor de pared para los cuerpos de las válvulas, los bonetes y las tapas de las válvulas de retención se indican en la tabla 5. El fabricante, teniendo en cuenta factores como las cargas de atornillado del bonete, la rigidez necesaria para la alineación del vástago, los detalles de diseño de la válvula y las condiciones de funcionamiento especificadas, es responsable de determinar si se requiere un mayor espesor de pared.”

“5.3.3: El espesor mínimo de la pared del bonete para las válvulas de compuerta o de globo, excepto la extensión del cuello que forma la entrada de la cámara de empaque, será conforme a la Tabla 5...”





Para determinar el espesor mínimo de pared ingresaremos a la **tabla 5** de la norma **API STD 602:2015** con los siguientes datos:

- Clase: 300
- Tamaño nominal: NPS 2.

**Table 5—Minimum Wall Thickness for Valve Bodies, Bonnets, and Check Valve Covers**

DN	Minimum Wall Thickness mm (in.)		NPS
	Class 150, Class 300, Class 600, Class 800	Class 1500	
8	3.3 (0.13)	3.8 (0.15)	1/4
10	3.6 (0.14)	4.3 (0.17)	3/8
15	4.1 (0.16)	4.8 (0.19)	1/2
20	4.8 (0.19)	6.1 (0.24)	3/4
25	5.8 (0.23)	7.1 (0.28)	1
32	6.1 (0.24)	8.4 (0.33)	1 1/4
40	6.6 (0.26)	9.7 (0.38)	1 1/2
50	7.4 (0.29)	11.9 (0.47)	2
65	8.4 (0.33)	14.2 (0.56)	2 1/2
80	9.7 (0.38)	16.5 (0.65)	3
100	11.9 (0.47)	21.3 (0.84)	4

If the "minimum flow passage and/or 0.9 x basic inside diameter at valve end" > NPS, the wall thickness determination shall be per B16.34, Section 6 rules.

NOTE Wall thickness values listed for Class 150, Class 300, and Class 600 are those required for Class 800 on the assumption that flanged end and butt-welding end valve bodies of these lower nominal pressures would have extensions added (integral or welded) to Class 800 valve bodies.

Como la norma **API STD 602:2015** nos establece un espesor de pared mínimo mayor que el establecido por la norma **ASME B16.34:2017**, adoptamos el primero tanto como espesor de pared mínimo del cuerpo y espesor de pared mínimo del bonete.

**Espesor de pared mínimo (tm): 7,4 mm.**

#### 4.2.2 Espesor de pared en la conexión de la válvula - API STD 602:2015.

Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.3 Espesor de pared.

*"5.3.2: El espesor mínimo de la pared de la conexión del cuerpo de la válvula será conforme a 5.4.2, 5.4.3, 5.4.4 o 5.4.5, según proceda..."*

Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.4 Cuerpo de la válvula – 5.4.1 General – 5.4.4 Extremos bridados.

*"5.4.4.1: Las bridas de los extremos cumplirán los requisitos dimensionales (revestimiento de la brida, superficies de apoyo de la tuerca, diámetro exterior, grosor y perforación) de la norma ASME B16.5. A menos que se especifique lo contrario, se proporcionarán bridas finales de cara alzada..."*

*"5.4.4.2: Las bridas de los extremos o las bridas del bonete deben estar fundidas o forjadas de forma integral, o soldadas por inercia al cuerpo; excepto aquellas bridas de extremos fundidas o forjadas unidas por soldadura a tope de penetración total, las cuales pueden utilizarse cuando lo apruebe el comprador."*

#### 4.2.3 Espesor de pared en el cuello de la válvula - ASME B16.34:2017.



Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo **6 Dimensiones – 6.1 Dimensiones del cuerpo – 6.1.3 Cuello del cuerpo de la válvula**.

*“A efectos de inspección, el espesor de la pared de los cuellos del cuerpo de la válvula en el momento de la fabricación no será inferior a los valores mínimos que se determinan a continuación:*

*(a) Los cuellos de los cuerpos de las válvulas, salvo en los casos especiales descritos en los apartados b) a d), mantendrán el espesor mínimo de la pared como se describe en los párrafos 6.1.1 y 6.1.2 dentro de una región de  $1,1\sqrt{d \cdot t_m}$  medidos desde el exterior del cuerpo hacia la dirección del cuello.”*

En nuestro caso, debemos mantener un espesor de pared en el cuello del cuerpo de la válvula, hasta una altura de:

$$r = 1,1\sqrt{d \cdot t_m}$$

$$r = 1,1\sqrt{60 \text{ mm} \cdot 7,4 \text{ mm}}$$

$$r = 23,17 \text{ mm}$$

#### 4.3 Conexión en el extremo.

##### 4.3.1 Tipo de brida - ASME B16.10:2017.

Cita: **ASME B16.10:2017**, párrafo **3 Caras de válvulas con bridas – 3.1 Caras normalmente proporcionadas – 3.1.3 7mm Raised face**.

*“Las bridas de las válvulas de acero y aleación de clase 150 y 300 tienen caras levantadas de 2 mm (0,06”), que se incluyen en las dimensiones de cara a cara (o de centro a cara).”*

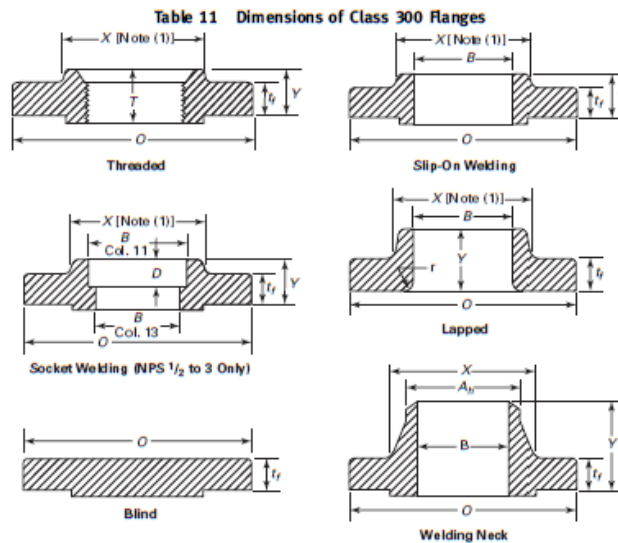
***Tipo de brida: Raised Face 2 mm***

##### 4.3.2 Especificaciones de la brida - ASME B16.5:2013.

En el punto 4.1 del presente trabajo se definió que tamaño nominal de brida utilizaremos para la válvula, por ende, citaremos la **tabla 16** de la norma **ASME B16.5:2013** para conocer las especificaciones dimensionales de la misma, ingresando con los siguientes datos:

- Tamaño nominal: NPS 2.
- Tipo de brida: SORF (Slip On Raised Face).





**Table 11 Dimensions of Class 300 Flanges (Cont'd)**

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Nominal Pipe Size, NPS	Outside Diameter of Flange, $O$	Minimum Thickness of Range, $t_f$ [Notes (2)–(4)]	Minimum Thickness Lap Joint, $t_f$	Diameter of Hub, $X$	Hub Diameter Beginning of Chamfer Welding Neck, $A_{1/2}$ [Note (4)]	Length Through Hub			Minimum Thread Length Threaded, $T$ [Note (5)]	Bore		Welding Neck/Socket Welding, $B$ [Note (6)]	Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe, $r$
						Threaded/Slip-On/Socket Welding, $Y$	Lapped, $Y$	Welding Neck, $Y$		Minimum Slip-On/Socket Welding, $B$	Minimum Lapped, $B$		
1/2	95	12.7	14.3	38	21.3	21	22	51	16	22.2	22.9	15.8	3
3/4	115	14.3	15.9	48	26.7	24	25	56	16	27.7	28.2	20.9	3
1	125	15.9	17.5	54	33.4	25	27	60	18	34.5	34.9	26.6	3
1 1/4	135	17.5	19.1	64	42.2	25	27	64	21	43.2	43.7	35.1	5
1 1/2	155	19.1	20.7	70	48.3	29	30	67	23	49.5	50.0	40.9	6
<b>2</b>	<b>165</b>	<b>20.7</b>	<b>22.3</b>	84	60.3	<b>32</b>	33	68	29	<b>61.9</b>	62.5	52.5	8
2 1/2	190	23.9	25.4	100	73.0	37	38	75	32	74.8	75.4	62.7	8
3	210	27.0	28.6	117	88.9	41	43	78	32	90.7	91.4	77.9	10
3 1/2	230	28.6	30.2	133	101.6	43	44	79	37	103.4	104.1	90.1	10
4	255	30.2	31.8	146	114.3	46	48	84	37	116.1	116.8	102.3	11
5	280	33.4	35.0	178	141.3	49	51	97	43	143.8	144.4	128.2	11
6	320	35.0	36.6	206	168.3	51	52	97	47	170.7	171.4	154.1	13
8	380	39.7	41.3	260	219.1	60	62	110	51	221.5	222.2	202.7	13
10	445	46.1	47.7	321	273.0	65	95	116	56	276.2	277.4	254.6	13
12	520	49.3	50.8	375	323.8	71	102	129	61	327.0	328.2	304.8	13
14	585	52.4	54.0	425	355.6	75	111	141	64	359.2	360.2	Note (7)	13
16	650	55.6	57.2	483	406.4	81	121	144	69	410.5	411.2	Note (7)	13
18	710	58.8	60.4	533	457.0	87	130	157	70	461.8	462.3	Note (7)	13
20	775	62.0	63.5	587	508.0	94	140	160	74	513.1	514.4	Note (7)	13
24	915	68.3	69.9	702	610.0	105	152	167	83	616.0	616.0	Note (7)	13

**Diametro exterior (O): 165 mm**

**Espesor minimo (tf): 20,7 mm**

**Diametro minimo (B): 61,9 mm**

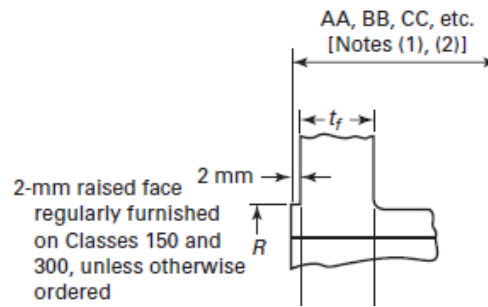
Debemos tener en cuenta que las tolerancias de fabricación (dimensionales y geométricas) para la brida del



extremo están dadas en la norma **ASME B16.5:2013**, párrafo **7 Tolerancias**; en la presente memoria no se mencionan las mismas, pero se tendrán en cuenta a la hora del diseño en detalle de las piezas.

Las especificaciones de la cara de la brida están dadas en la **figura 6** de la norma **ASME B16.5:2013**:

**Fig. 6 End Flange Facings and Their Relationship to Flange Thickness and Center-to-End and End-to-End Dimensions**



La dimensión R la obtenemos de la **tabla 4** de la norma **ASME B16.5:2013**, ingresando con los siguientes datos:

- Tamaño nominal: NPS 2.
- Tipo de brida: Raised face.

**Table 4 Dimensions of Facings (Other Than Ring Joints, All Pressure Rating Classes)**

Nominal Size, NPS	Outside Diameter			Inside Diameter of Large and Small Tongue, U	Inside Diameter of Small Tongue [Note (1)]	Outside Diameter			Inside Diameter of Large and Small Groove, Z	Height		Depth of Groove or Female [Notes (2), (5)]	Minim Outside Di of Raised [Notes (6)] Small Female and Groove, K
	Raised Face Large Male and Large Tongue, R	Small Male, S [Note (1)]	Small Tongue, T			Large Female and Large Groove, W	Small Female, X [Note (1)]	Small Groove, Y		Raised Face [Notes (2), (3)]	Large and Small Male and Tongue [Notes (2), (4)]		
1/2	34.9	18.3	35.1	25.4	...	36.5	19.9	36.5	23.8	...	...	...	44
3/4	42.9	23.8	42.9	33.3	...	44.4	25.4	44.4	31.8	...	...	...	52
1	50.8	30.2	47.8	38.1	...	52.4	31.8	49.2	36.5	...	...	...	57
1 1/4	63.5	38.1	57.2	47.6	...	65.1	39.7	58.7	46.0	...	...	...	67
1 1/2	73.0	44.4	63.5	54.0	...	74.6	46.0	65.1	52.4	...	...	...	73
<b>2</b>	<b>92.1</b>	57.2	82.6	73.0	...	93.7	58.8	84.1	71.4	...	...	...	92
2 1/2	104.8	68.3	95.2	85.7	...	106.4	69.8	96.8	84.1	...	...	...	105
3	127.0	84.1	117.5	108.0	...	128.6	85.7	119.1	106.4	...	...	...	127
3 1/2	139.7	96.8	130.2	120.6	...	141.3	98.4	131.8	119.1	...	...	...	140
4	157.2	109.5	144.5	131.8	...	158.8	111.1	146.0	130.2	...	...	...	157

R: 92,1 mm

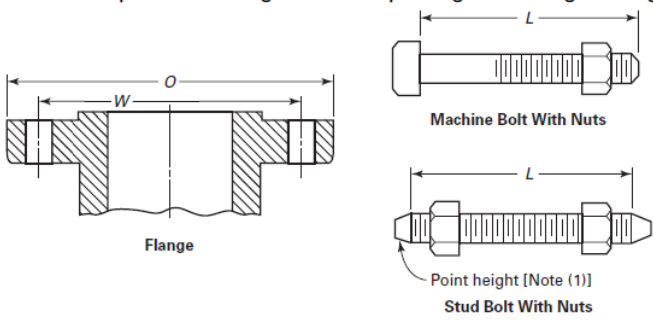
**4.3.3 Pernos de la brida - ASME B16.5:2013 / API STD 623:2013.**

El tamaño nominal de los pernos, longitud, cantidad y su ubicación en la cara de la brida los obtendremos de la **tabla 15** de la norma **ASME B16.5:2013** ingresando con los siguientes datos:

- Tamaño nominal: NPS 2.
- Tipo de brida: Raised face.



(13) Table 10 Templates for Drilling Class 300 Pipe Flanges and Flanged Fittings



Nominal Pipe Size, NPS	Outside Diameter of Flange, O	Drilling [Notes (2), (3)]				Length of Bolts, L [Note (4)]		
		Diameter of Bolt Circle, W	Diameter of Bolt Holes, in.	Number of Bolts	Diameter of Bolts, in.	2-mm Raised Face	Ring Joint	Machine Bolts 2-mm Raised Face
1/2	95	66.7	5/8	4	1/2	65	75	55
3/4	115	82.6	3/4	4	5/8	75	90	65
1	125	88.9	3/4	4	5/8	75	90	65
1 1/4	135	98.4	3/4	4	5/8	85	95	70
1 1/2	155	114.3	7/8	4	3/4	90	100	75
<b>2</b>	165	<b>127.0</b>	<b>3/4</b>	<b>8</b>	<b>5/8</b>	<b>90</b>	100	75
2 1/2	190	149.2	7/8	8	3/4	100	115	85

**Tamaño nominal del perno: 5/8"**  
**Longitud del perno (L) = 90 mm**  
**Cantidad de pernos: 8**  
**Diametro del circulo (W) = 127 mm**  
**Diametro de los agujeros de la brida = 3/4"**

Cita: API STD 623:2013, párrafo 5 Diseño – 5.10 Abulonado.

“5.10.1: El empernado será de serie estándar en pulgadas, excepto si el comprador especifica el empernado de serie métrica. Los pernos para la unión del bonete con el cuerpo serán pernos de espárrago de rosca continua con tuercas hexagonales pesadas y semiacabadas que estén de acuerdo con la norma ASME B18.2.2 o ASME B18.2.4.6M.”

“5.10.5: Pernos con diámetro de 1” y menor deben tener roscado grueso (UNC) o el roscado métrico correspondiente más cercano. Pernos con diámetro mayor a 1” deben tener roscado de serie 8 (8-UN) o el roscado métrico correspondiente más cercano. El roscado de los pernos debe ser de clase 2A y el roscado de las roscas clase 2B, de acuerdo a ASME B1.1... para el caso de roscados métricos se debe tener en cuenta la norma ASME B1.13M.”

Para identificar este perno, ingresamos en la **tabla 1** de la norma **ASME B1.1:2003**:



**Table 1 Standard Series Threads (UN/UNR)**

Nominal Size, in.		Basic Major Diameter	Series With Graded Pitches			Series With Constant Pitches								Nominal Size, in.		
Primary	Secondary		Course UNC	Fine UNF	Extra Fine UNEF	4-UN	6-UN	8-UN	12-UN	16-UN	20-UN	28-UN	32-UN			
0	...	0.0600	...	80	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0		
...	1	0.0730	64	72	...	...	...	...	...	...	...	...	...	1		
2	...	0.0860	56	64	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2		
...	3	0.0990	48	56	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3		
4	...	0.1120	40	48	...	...	...	...	...	...	...	...	...	4		
5	...	0.1250	40	44	...	...	...	...	...	...	...	...	...	5		
6	...	0.1380	32	40	...	...	...	...	...	...	...	...	UNC	6		
8	...	0.1640	32	36	...	...	...	...	...	...	...	...	UNC	8		
10	...	0.1900	24	32	...	...	...	...	...	...	...	...	UNF	10		
...	12	0.2160	24	28	32	...	...	...	...	...	...	UNF	UNEF	12		
1/4	...	0.2500	20	28	32	...	...	...	...	...	UNC	UNF	UNEF	1/4		
5/16	...	0.3125	18	24	32	...	...	...	...	...	20	28	UNEF	5/16		
3/8	...	0.3750	16	24	32	...	...	...	...	...	UNC	20	28	UNEF	3/8	
7/16	...	0.4375	14	20	28	...	...	...	...	...	16	UNF	UNEF	32	7/16	
1/2	...	0.5000	13	20	28	...	...	...	...	...	16	UNF	UNEF	32	1/2	
9/16	...	0.5625	12	18	24	...	...	...	...	...	UNC	16	20	28	32	9/16
5/8	...	0.6250	11	18	24	...	...	...	12	16	20	28	32	5/8		
...	7/16	0.6875	...	...	24	...	...	...	12	16	20	28	32	7/16		

Para esta unión utilizaremos un perno tipo *Socket set screw flat point (Tornillo cabeza hueca punta plana)*, el cual responde a la norma **ASME B18.3:2003**.

La denominación del perno necesario para esta unión será:

**Socket set screw flat point: 5/8"–11 x 90 mm**

La especificación del roscado de estos pernos la encontraremos en la **tabla 2** de la norma **ASME B1.1:2003** ingresando con los siguientes datos:

- Tamaño nominal 5/8"
- Serie: UNC
- Clase: 2A

**Table 2 Limits of Size for Standard Series Threads (UN/UNR) (Cont'd)**

Nominal Size and Threads/in.	Series Designation	Class	Allowance	External [Note (1)]						Internal [Note (1)]							
				Major Diameter			Pitch Diameter and Functional Diameter [Note (4)]			UNR Minor Diameter, Max. [Note (6)] (Ref.)	Minor Diameter		Pitch Diameter and Functional Diameter [Note (4)]			Major Diameter, Min.	
				Max. [Note (2)]	Min. [Note (3)]	Tolerance [Note (5)]	Min.	Max.	Min.		Max.	Tolerance					
9/16 – 28 or 0.5625 – 28	UN	2A	0.0011	0.5614	0.5549	...	0.5382	0.5345	0.003715	0.5189	2B	0.524	0.532	0.5393	0.5441	0.0048	0.5625
	3A	0.0000	0.5625	0.5560	...	0.5393	0.5365	0.002800	0.5200	3B	0.5240	0.5301	0.5393	0.5429	0.0036	0.5625	
(7) 9/16 – 32 or 0.5625 – 32	UN	2A	0.0011	0.5614	0.5554	...	0.5411	0.5376	0.003522	0.5242	2B	0.529	0.536	0.5422	0.5468	0.0046	0.5625
	3A	0.0000	0.5625	0.5565	...	0.5422	0.5396	0.002600	0.5253	3B	0.5290	0.5344	0.5422	0.5456	0.0034	0.5625	
(7) 5/8 – 11 or 0.6250 – 11	UNC	1A	0.0017	0.6233	0.6051	...	0.5643	0.5560	0.008300	0.5150	1B	0.527	0.546	0.5660	0.5767	0.0107	0.6250
	2A	0.0017	0.6233	0.6112	0.6052	0.5643	0.5588	0.005501	0.5150	2B	0.527	0.546	0.5660	0.5732	0.0072	0.6250	
	3A	0.0000	0.6250	0.6129	...	0.5660	0.5619	0.004100	0.5167	3B	0.5270	0.5391	0.5660	0.5714	0.0054	0.6250	
5/8 – 12 or 0.6250 – 12	UN	2A	0.0016	0.6234	0.6120	...	0.5693	0.5639	0.005443	0.5242	2B	0.535	0.553	0.5709	0.5780	0.0071	0.6250
	3A	0.0000	0.6250	0.6136	...	0.5709	0.5668	0.004100	0.5258	3B	0.5350	0.5463	0.5709	0.5762	0.0053	0.6250	



**Rosca externa (Clase 2A)**  
**Diametro mayor = 0,6233" = 15,83 mm**  
**Diametro de paso = 0,5643" = 14,33 mm**  
**Diametro minimo = 0,515" = 13,08 mm**

Como se especificó en el punto 3 del presente trabajo, los pernos utilizados deben ser fabricados con materiales según las respectivas especificaciones ASTM que se hacen referencia en la **tabla 1** de la norma **ASME B16.34:2017**

**Table 1 Material Specification List: Applicable ASTM Specifications (Cont'd)**

GROUP 4 MATERIALS					
Bolting Materials [Note (1)]					
Specification Number	Grade	Notes	Specification Number	Grade	Notes
A193	---	(2), (3)	B164	---	(10)-(12)
A307B	---	(4), (5)	B166	---	(10), (11)
A320	---	(2), (3), (6)	B335	N10665	(10)
A354	---	---	B335	N10675	(10)
A449	---	(7), (8)	B408	---	(10)-(12)
A453	651 and 660	(9)	B473	---	(10)
A540	---	---	B574	N10276	(10)
A564	630	(7)	B574	N06022	(10)
			B637	N07718	(10)

**GENERAL NOTES:**

- (a) The user is responsible for assuring that bolting material is not used beyond limits specified in governing codes or regulations.
- (b) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II materials that also meet the requirements of the listed ASTM specification may also be used.
- (c) Material limitations, restrictions, and special requirements are shown in the pressure-temperature tables, Table 2-1.1 through Table 2-3.19.

**NOTES:**

- (1) Repair welding of bolting material is not permitted.
- (2) Where austenitic bolting materials have been carbide-solution treated but not strain hardened, they are designated Class 1 or Class 1A in ASTM A193. ASTM A194 nuts of corresponding material are recommended.
- (3) Where austenitic bolting materials have been carbide-solution treated and strain hardened, they are designated Class 2, 2B, or 2C in ASTM A193. ASTM A194 nuts of corresponding material are recommended.
- (4) For limitations of usage and strength level, see para. 5.1.2.
- (5) Bolts with drilled or undersize heads shall not be used.
- (6) For ferritic bolting materials intended for service at low temperature, ASTM A194 Grade 7 nuts are recommended.
- (7) Acceptable nuts for use with quenched and tempered steel bolts are ASTM A194 Grade 2 and 2H.
- (8) Mechanical property requirements for studs shall be the same as for bolts.
- (9) Bolting materials suitable for high-temperature service with austenitic stainless steel valve materials.
- (10) Nuts may be of the same material or may be of compatible grade of ASTM A194.
- (11) Forging quality not permitted unless the producer last heating or working these parts tests them as required for other permitted conditions in the same specification and certifies their final tensile, yield, and elongation properties to equal or exceed the requirements for one of the other permitted conditions.
- (12) Maximum operating temperature is arbitrarily set at 260°C (500°F), unless material has been annealed, solution annealed, or hot finished, because hard temper adversely affects design stress in the creep-rupture temper range.

Seleccionamos como material para el perno:

**Material: ASTM A193 Gr B7-33 HRC (Templado y revenido)**

En resumen, los pernos de la unión del extremo tendrán la siguiente especificación:

Componente	Material
SSSFP 5/8"-11-2A x 90 mm	ASTM A193 Gr B7 - 33 HRC (T&R)

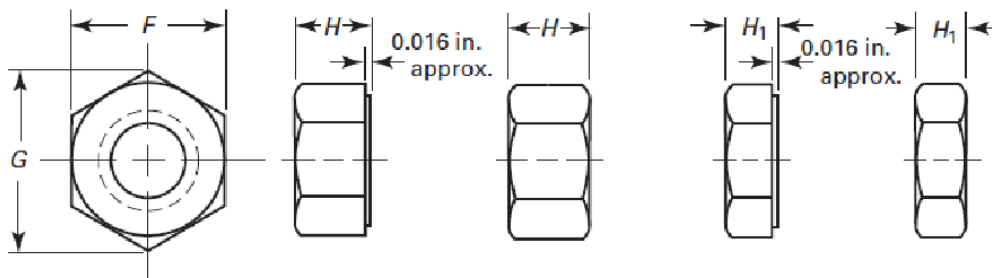


**4.3.4 Tuercas de unión - ASME B18.2.2:2010.**

Las especificaciones y dimensiones de una tuerca hexagonal para un perno de 5/8" la encontraremos en la **tabla 4** de la norma **ASME B18.2.2:2010** ingresando con los siguientes datos:

- Tamaño nominal 5/8"
- Tipo de tuerca: Tuerca hexagonal pesada.

**Table 10 Dimensions of Heavy Hex Nuts and Heavy Hex Jam Nuts**



Nominal Size	Basic Major Diameter of Thread	Width Across Flats, F [Note (1)]		Width Across Corners, G [Note (2)]		Thickness Heavy Hex Nuts, H			Thickness Heavy Hex Jam Nuts, H <sub>1</sub>			Maximum Runout of Bearing Surface to Thread Axis, FIM [Note (3)]			
		Basic	Min.	Max.	Min.	Max.	Basic	Min.	Max.	Basic	Min.	Max.	Up to 150,000 psi	150,000 psi and Greater	All Strength Levels
1/4	0.2500	1/2	0.488	0.500	0.556	0.577	15/64	0.218	0.250	11/64	0.156	0.188	0.017	0.011	0.017
5/16	0.3125	9/16	0.546	0.562	0.622	0.650	19/64	0.280	0.314	13/64	0.186	0.220	0.020	0.012	0.020
3/8	0.3750	11/16	0.669	0.688	0.763	0.794	23/64	0.341	0.377	15/64	0.216	0.252	0.021	0.014	0.021
7/16	0.4375	3/4	0.728	0.750	0.830	0.866	27/64	0.403	0.441	17/64	0.247	0.285	0.022	0.015	0.022
1/2	0.5000	7/8	0.850	0.875	0.969	1.010	31/64	0.464	0.504	19/64	0.277	0.317	0.023	0.016	0.023
9/16	0.5625	15/16	0.909	0.938	1.037	1.083	35/64	0.526	0.568	21/64	0.307	0.349	0.024	0.017	0.024
5/8	0.6250	1 1/16	1.031	1.062	1.175	1.227	39/64	0.587	0.631	23/64	0.337	0.381	0.025	0.018	0.025

Distancia entre bordes paralelos (F): 1,062" = 26,97 mm  
Distancia entre esquinas (G): 1,227" = 31,17 mm  
Espesor (H) = 0,631" = 16,03 mm

La denominación de la tuerca necesaria para esta unión será:

**Heavy hex nut: 5/8"–11**

La especificación del roscado de estas tuercas la encontraremos en la **tabla 2** de la norma **ASME B1.1:2003** ingresando con los siguientes datos:

- Tamaño nominal 5/8".
- Serie: UNC (11 hilos/pulg.).
- Clase: Interna 2B.





***Rosca interna (Clase 2B)***  
***Diametro mayor=0,6250"=15,88 mm***  
***Diametro de paso=0,578"=14,68 mm***  
***Diametro minimo=0,553"=14,05 mm***

En función del material seleccionado para el perno del punto 4.3.3, y según las indicaciones de las notas de la **tabla 1** en la norma **ASME B16.34:2017**, seleccionaremos como material para la tuerca:

***Material: ASTM A194 Gr 2H***

En resumen, las tuercas de la unión del extremo tendrán la siguiente especificación:

<b><i>Componente</i></b>	<b><i>Material</i></b>
HEAVY HEX NUT 5/8"-11-2B	ASTM A194 Gr 2H

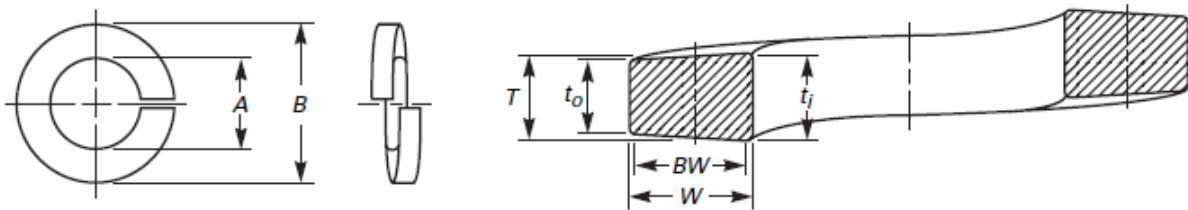
#### **4.3.5 Arandelas de unión - ASME B18.21.1:2009.**

Las especificaciones y dimensiones de una arandela helicoidal de bloqueo para un perno de 5/8" la encontraremos en la **tabla 2** de la norma **ASME B18.21.1:2009** ingresando con los siguientes datos:

- Tamaño nominal 5/8"



**Table 2 Dimensions of Heavy Helical Spring-Lock Washers**



**Enlarged Section**

Nominal Washer Size	Inside Diameter, A		Maximum Outside Diameter, B	Minimum Mean Section Thickness $(t_i + t_o)/2$ , T	Minimum Section Width, W	Minimum Bearing Width, BW
	Max.	Min.				
No. 2 (0.086)	0.094	0.088	0.182	0.025	0.040	0.028
No. 3 (0.099)	0.107	0.101	0.209	0.031	0.047	0.033
No. 4 (0.112)	0.120	0.114	0.223	0.031	0.047	0.033
No. 5 (0.125)	0.133	0.127	0.252	0.040	0.055	0.038
No. 6 (0.138)	0.148	0.141	0.266	0.040	0.055	0.038
No. 8 (0.164)	0.174	0.167	0.307	0.047	0.062	0.043
No. 10 (0.190)	0.200	0.193	0.350	0.056	0.070	0.049
No. 12 (0.216)	0.227	0.220	0.391	0.063	0.077	0.054
1/4 (0.250)	0.260	0.252	0.489	0.077	0.110	0.077
5/16 (0.3125)	0.322	0.314	0.593	0.097	0.130	0.091
3/8 (0.375)	0.385	0.377	0.688	0.115	0.145	0.101
7/16 (0.4375)	0.450	0.440	0.784	0.133	0.160	0.112
1/2 (0.500)	0.512	0.502	0.879	0.151	0.176	0.123
9/16 (0.5625)	0.574	0.564	0.975	0.170	0.193	0.135
<b>5/8 (0.625)</b>	<b>0.641</b>	0.628	<b>1.087</b>	<b>0.189</b>	0.210	0.147
7/8 (0.6875)	0.704	0.691	1.186	0.207	0.227	0.159
3/4 (0.750)	0.766	0.753	1.285	0.226	0.244	0.171

**Diametro interior (A) = 0,641" = 16,28 mm**  
**Diametro exterior (B): 1,087" = 27,61 mm**  
**Espesor (T) = 0,189" = 4,80 mm**

En función de lo recomendado por la norma **ASME B18.21.1:2009**, el material seleccionado para la arandela será:

**Material: SAE 1065– 38 HRC**

En resumen, las arandelas de la unión del extremo tendrán la siguiente especificación:

Componente	Material
HEAVY HELICAL SPRING-LOCK WASHER 5/8"	SAE 1065 – 38 HRC

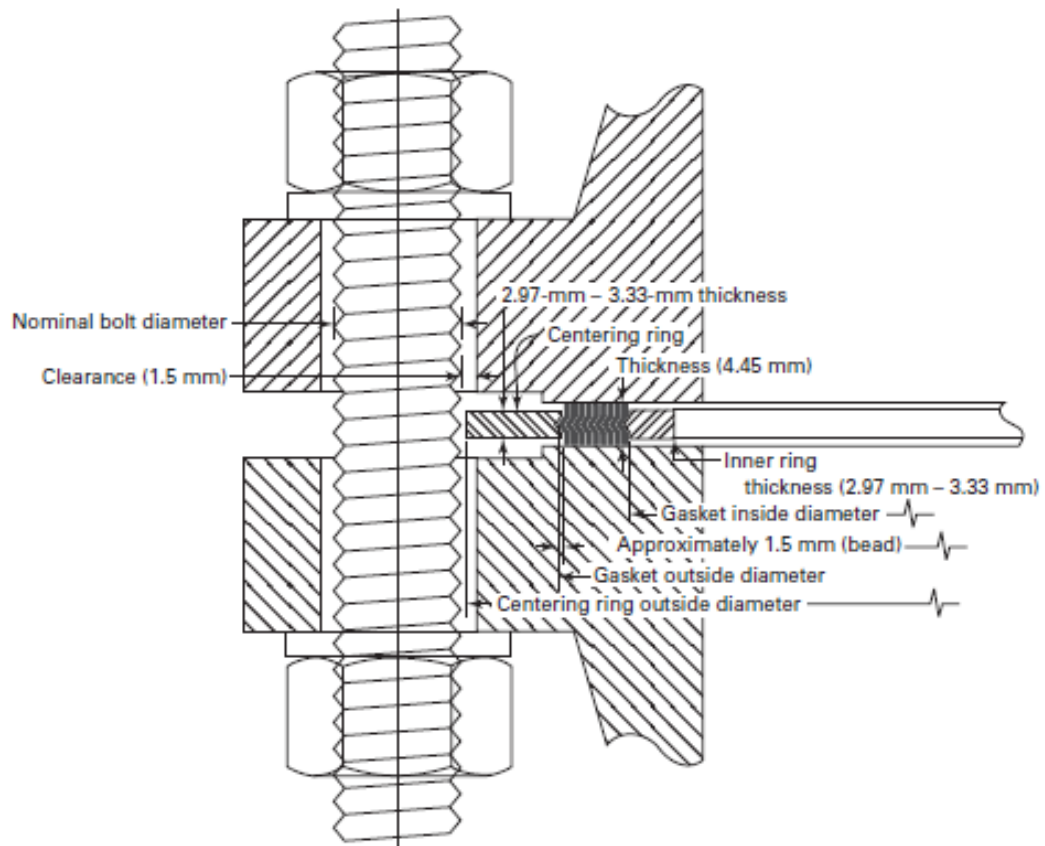
**4.3.6 Junta de la unión - ASME B16.20:2012.**

Las juntas que utilizaremos para la unión de los extremos será del tipo espiralada conforme a la norma **ASME B16.20:2012**, ilustrada en la **figura 1** de la correspondiente norma:



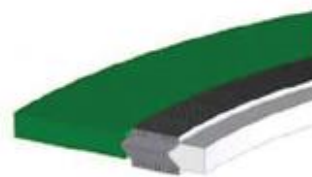


**Fig. 1 Spiral-Wound Gaskets (Metric)**



La junta espiralada seleccionada es el modelo **Maxiflex Spiral wound gasket** del catálogo de **Industrial Sealing Division** del fabricante **Klinger**.

**MAXIFLEX SPIRAL WOUND GASKETS**



Filler Material	Maximum Temperature	ASME B16.20 Colour Coding
Graphite	550°C	Grey Stripe
PTFE	260°C	White Stripe
Mica	1000°C	Light Green Stripe
Mica and Graphite	900°C	-

Winding Material	Maximum Temperature	ASME B16.20 Colour Coding
Carbon Steel	500°C	Silver
304 Stainless Steel	650°C	Yellow
316L Stainless Steel	800°C	Green
Duplex UN S31803	800°C	N/A
347 Stainless Steel	870°C	Blue
321 Stainless Steel	870°C	Turquoise

Las medidas especificadas por el catálogo se obtienen del catálogo con los siguientes datos:



- Clase: 300
- Norma: ASME B16.20
- Tamaño nominal 2"

**Class 300 ASME B16.20**

Nominal Size	Dimensions (mm)	Nominal Size	Dimensions (mm)	Nominal Size	Dimensions (mm)
1/2"	54 x 32 x 19 x 14	3 "	149 x 121 x 102 x 81	14 "	486 x 406 x 372 x 349
3/4"	67 x 40 x 25 x 21	4 "	181 x 149 x 127 x 106	16 "	540 x 464 x 422 x 400
1 "	73 x 48 x 32 x 27	5 "	216 x 178 x 156 x 132	18 "	597 x 527 x 475 x 449
1 1/4"	83 x 60 x 48 x 38	6 "	251 x 210 x 183 x 157	20 "	654 x 578 x 526 x 500
1 1/2"	95 x 70 x 54 x 44	8 "	308 x 264 x 233 x 216	24 "	775 x 686 x 629 x 603
2 "	111 x 86 x 70 x 56	10 "	362 x 318 x 287 x 268		
2 1/2"	130 x 99 x 83 x 67	12 "	422 x 375 x 340 x 318		

Finalmente, las especificaciones para nuestra junta serán:

Fabricante/Modelo	Klinger/Maxiflex Spiral Wound Gasket
Versión	CRIR
Material de relleno	Grafito
Material del bobinado	Acero al carbono
Medidas	
Diámetro exterior anillo	111 mm
Diámetro exterior junta	86 mm
Diámetro interior junta	70 mm
Diámetro interior anillo	56 mm

**4.3.7 Verificación de los pernos de unión - ASME B16.34:2017.**

Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo **6 Dimensiones – 6.4 Uniones de la válvula – 6.4.1.1 Unión abulonada de bonete**:

*“Cuando el bonete se une al cuerpo de la válvula mediante pernos, estos deben estar roscados de acuerdo a la norma ASME B1.1 para pernos en pulgadas o ASME B1.13M para pernos métricos y, como mínimo deberán satisfacer los siguientes requisitos de área de sección transversal de los pernos.*

$$P_c \cdot \frac{A_g}{A_b} \leq K_1 \cdot S_a \leq 9000$$

- $A_b$ : Área de tensión efectiva total del perno.
- $A_g$ : Área delimitada por la periferia exterior efectiva de una junta, o-ring, u otra periferia con efecto de sellado. Excepto en el caso de una junta de anillo, la zona delimitada queda definida por el diámetro de paso del anillo.
- $K_1$ : 65,26/MPa cuando  $S_a$  se expresa en MPa o 0,45/psi cuando  $S_a$  se expresa en psi.



- $S_a$ : Tensión admisible del perno a 38°C en MPa. Si la tensión admisible supera los 137,9 MPa, usar este valor como límite.
- $P_c$ : Designación del índice de clase de presión (ver Apéndice no obligatorio B, párrafo B-1.3).

El valor de la tensión admisible del perno debe tomarse de ASME BPVC, Sección II, Parte D usando los listados para la Sección VIII, División 1 o Sección III, División 1, Clase 2 o Clase 3.”

Según el apéndice no obligatorio B:

$$P_c = 300 \text{ psi}$$

Primeramente, calculamos el área de tensión efectiva del perno:

$$A_b = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,5642^2}{4}$$

$$A_b = 0,25 \text{ in}^2$$

Seguido, calculamos el área delimitada por la periferia exterior de la junta:

$$D = 86 \text{ mm} = 3,39''$$

$$A_g = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{3,39 \text{ in}}{2}\right)^2$$

$$A_g = 9,02 \text{ in}^2$$

Para obtener la tensión admisible del perno ingresamos a la norma **ASME BPVC SIII Pt D** y dentro de la misma a la **Sección III – Clase 2 y 3 (Tabla 3)** con los siguientes datos:

- Material: ASTM A193
- Grado: B7
- Tamaño: 5/8''

**Table 3**  
**Section III, Classes 2 and 3; \* Section VIII, Divisions 1 and 2; † and Section XII**  
**Maximum Allowable Stress Values, S, for Bolting Materials**  
(\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)  
(†Use with Part 4.16 of Section VIII, Division 2)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy Desig/UNS No.	Class/Condition/Temper	Size/Thickness, in.
<b>Ferrous Materials</b>							
28	1Cr-1/5Mo	Bolting	SA-193	B7	G41400	...	4 < t ≤ 7
29	1Cr-1/5Mo	Bolting	SA-193	B7M	G41400	...	≤ 2 1/2
30	1Cr-1/5Mo	Bolting	SA-320	L7M	G41400	...	≤ 2 1/2
31	1Cr-1/5Mo	Bolting	SA-193	B7	G41400	...	2 1/2 < t ≤ 4
32	1Cr-1/5Mo	Bolting	SA-193	B7	G41400	...	≤ 2 1/2
33	1Cr-1/5Mo	Bolting	SA-320	L7	G41400	...	≤ 2 1/2

Ahora obtenemos la tensión admisible con los siguientes datos:



- Línea Nro.: 32
- Temperatura: 38°C = 100°F

**Table 3**  
**Section III, Classes 2 and 3;\* Section VIII, Divisions 1 and 2;† and Section XII**  
**Maximum Allowable Stress Values, S, for Bolting Materials**  
**(\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)**  
**(†Use with Part 4.16 of Section VIII, Division 2)**

Line No.	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900
	Ferrous Materials																
31	23.0	23.0	23.0	...	23.0	...	23.0	...	23.0	23.0	23.0	23.0	23.0	22.2	20.0	16.3	12.5
32	25.0	25.0	25.0	...	25.0	...	25.0	...	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	23.6	21.0	16.3	12.5
33	25.0	25.0	25.0	...	25.0	...	25.0	...	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	23.6	21.0	...	...

Obtenemos así:

$$S_a = 25 \text{ ksi} = 25000 \text{ psi} \cdot \frac{1 \text{ Mpa}}{145,04 \text{ psi}} = 173,36 \text{ MPa}$$

Como  $S_a$  supera el valor de 137,9 Mpa, tomamos este como referencia.

Procedemos a realizar la verificación:

$$P_c \cdot \frac{A_g}{A_b} \leq K_1 \cdot S_a \leq 9000$$

$$300 \text{ psi} \cdot \frac{A_g}{A_b} \leq 65,26/\text{MPa} \cdot 137.9 \text{ MPa} \leq 9000$$

$$2,07 \text{ Mpa} \cdot \frac{9,02 \text{ in}}{0,25 \text{ in}} \leq 8999.35 \leq 9000$$

$$74,68 \leq 8999.35 \leq 9000$$

***El tamaño de perno seleccionado y material verifican.***

#### 4.4 Dimensión cara a cara - ASME B16.10:2017 / IEC 60534-3-1:2001.

Cita: ASME B16.10:2017, párrafo 1 Alcance – 1.5 Válvulas de acero y aleación.

*“Esta categoría incluye aceros al carbono, aceros aleados y aceros inoxidable, y los materiales no ferrosos listados en ASME B16.34.*

*Incluye extremos bridados, extremos para soldadura a tope (buttwelding end), y extremos ranurados, así como también los tipos de válvulas diseñadas para ser instaladas entre bridas.*

*Las dimensiones de ensamble y las caras de los extremos bridados se ajustan a los de la norma ASME B16.5, ASME B16.47 Serie A o MSS SP-44.*

*Las tablas dimensionales de los diversos tipos y tamaños de válvulas se especifican en los párrafos 1.5.1 a 1.5.5.*



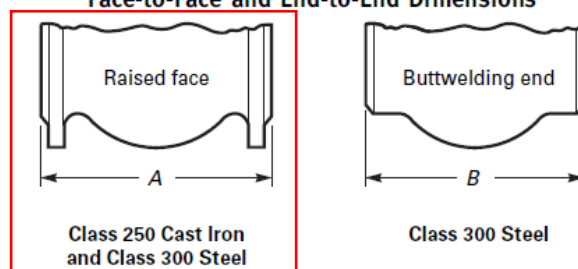
1.5.1: Válvula compuerta, globo, ángulo, de retención, de pistón y de bola.

- (a) Clase 150 – Tabla 1 y I-1.
- (b) Clase 300 – Tabla 2 y I-2.
- (c) Clase 600 – Tabla 3 y I-3.
- (d) Clase 900 – Tabla 4 y I-4.
- (e) Clase 1500 – Tabla 5 y I-5.
- (f) Clase 2500 – Tabla 6 y I-6.”

Para determinar la longitud cara a cara ingresaremos a la **tabla 2** de la norma **ASME B16.10:2017** con los siguientes datos:

- Clase: 300
- Tamaño nominal: NPS 2.
- Tipo de válvula: Globo.
- Extremo: Bridado (Raised face).

**Table 2 Class 250 Cast Iron Flanged and Class 300 Steel Flanged and Butt welding End Valves, Face-to-Face and End-to-End Dimensions**



		1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Class 250 Cast Iron						Class 300 Steel		
		Flanged End (2 mm Raised Face)						Flanged and Welding End		
Nominal Valve Size		Gate, Solid Wedge and Double Disc, A	Plug			Globe, Lift Check, and Swing Check, A	Angle and Lift Check, D	Ball		
			Short Pattern, A	Regular Pattern, A	Venturi Pattern, A			Long Pattern, A	Short Pattern, A and B	Long Pattern, B
NPS	DN	A	A	A	A	A	D	A	A and B	B
1/2	15	...	...	...	...	...	...	140	140	...
3/4	20	...	...	...	...	...	...	152	152	...
1	25	...	...	159	...	...	...	165	165	...
1 1/4	32	...	...	...	...	...	...	178	178	...
1 1/2	40	...	...	190	...	...	...	190	190	190
<b>2</b>	50	216	184	216	...	<b>267</b>	133	216	216	216
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...

Cita: IEC 60534-3-1:2001, párrafo 5 Dimensiones cara a cara y centro a cara.

“Las dimensiones FTF y CTF deben ser tomadas de las tablas 1 a 4...”

...Las dimensiones de las válvulas de control FTF y CTF tomadas de un grupo de clasificación de presión determinado serán las mismas; sin embargo, las válvulas de control pueden diferir en otros aspectos.”

Cita: IEC 60534-3-1:2001, párrafo 6 Tolerancias.



“Las tolerancias para las dimensiones FTF y CTF deben ser las que se muestran en las tablas 1 a 4.”

Cita: IEC 60534-3-1:2001, párrafo 7 Revestimientos de las bridas.

“Esta norma solo provee las dimensiones FTF y CTF para válvulas de control con bridas de cara plana o de cara alzada (Raised face).

La dimensión FTF o CTF incluye la cara alzada provista como se especifica en la norma apropiada de la brida.”

Para determinar la longitud cara a cara ingresaremos a la **tabla 2** de la norma IEC 60534-3-1:2001 con los siguientes datos:

- Clase: 300
- Tamaño nominal: DN 50.

**Table 2 – Face-to-face dimensions for flanged, two-way, globe-style, straight pattern control valves: Class-designated valves**

Nominal size (DN)	FTF dimension						Tolerances for FTF
	Class 125 or 150		Class 250 or 300		Class 600		
25	160	184	160	197	210	230	±2
40	200	222	200	235	251	260	
50	230	254	230	267	286	300	
80	310	298	310	317	337	380	
100	350	352	350	368	394	430	
150	480	451	480	473	508	550	
200	600	543	600	568	610	650	
250	730	673	730	708	752	775	
300	850	737	850	775	819	900	±3
350	980	889	980	927	972	1 025	
400	1 100	1 016	1 100	1 057	1 108	1 150	
Basic series	1	37	1	38	39	2	–

NOTE 1 All dimensions are in millimetres.  
NOTE 2 Series designations taken from EN 558-2.

Debemos tener en cuenta que las tolerancias de fabricación dimensionales para la dimensión cara a cara están dadas en este mismo apartado de la norma, se tendrán en cuenta a la hora del diseño en detalle de las piezas.

Como hay una discordancia entre la norma IEC 60534-3-1:2001 y la norma ASME B16.10:2017, tomaremos como referencia la primera, pues está orientada a válvulas de control y además las dimensiones cara a cara de los modelos de Fisher tomados como referencia concuerdan con esta norma.

**Longitud cara a cara (A): 267 mm**





## 5. Bonete de la válvula.

### 5.1 Espesor de pared en el bonete de la válvula – API STD 602:2015.

Tal como se indicó en el punto 4.2.1 del presente trabajo, el espesor de pared para el bonete ya fue calculado.

***Espesor de pared mínimo (tm) = 7,4 mm***

### 5.2 Unión entre bonete y cuerpo - API STD 602:2015 / BS 1873:1975 / API STD 623:2013.

Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.5 Bonete de la válvula.

*“5.5.1: El bonete de una válvula compuerta o globo, o la tapa de una válvula de retención se fijará al cuerpo por uno de los siguientes métodos:*

- *Abulonado.*
- *Soldadura.*
- *Roscado con una soldadura de sellado.*
- *Tuerca de unión roscada, siempre que la válvula sea menor a Clase 800.*

- Cita: **BS 1873:1975**, Sección 2 - Diseño, párrafo 9 Bonete.

*“9.3: La conexión del cuerpo al bonete debe ser bridada y las caras de las bridas deben ser del tipo macho-hembra, lengua y ranura o junta de anillo, excepto para la Clase 150 donde se admite una cara plana. Donde sea posible, las caras de las bridas cuerpo/bonete y sus juntas deben ser de dimensiones estándar de acuerdo con BS 1560-2.”*

- Cita: **API STD 623:2013**, párrafo 5 Diseño – 5.5 Unión del bonete al cuerpo.

*“5.5.1: Los bonetes deben estar conformados por una única pieza forjada o fundida...”*

*“5.5.1: La unión del bonete al cuerpo debe ser del tipo brida y junta.”*

*“5.5.2: La unión del bonete al cuerpo debe ser de uno de los siguientes tipos como se ilustra en la norma ASME B16.5:*

- *Cara levantada (Raised face).*
- *Lengua y ranura (Tongue and groove).*
- *Espiga y hueco (Spigot and recess).*
- *Junta de anillo (Ring joint)”*

Las normas no especifican indicaciones para seleccionar el tamaño nominal de la brida de unión entre el cuerpo de la válvula y el bonete. Por indicaciones de la cátedra, esta brida debe tener mismo espesor y diámetro de espárragos de la brida correspondiente al extremo de la válvula.

Por ende para la brida de unión entre el cuerpo de la válvula y el bonete seleccionaremos los siguientes parámetros:

***Tipo de unión: Bridada tipo macho y hembra.***

El tipo de la unión seleccionada será similar al siguiente:



## Caja Presionada

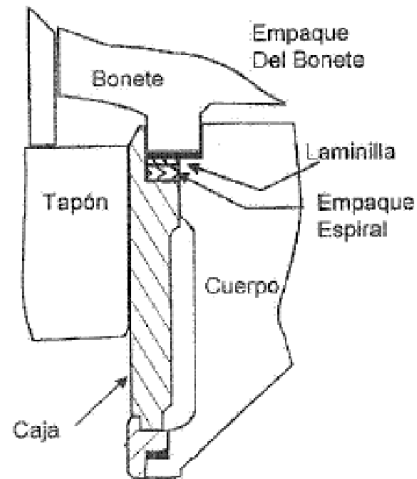
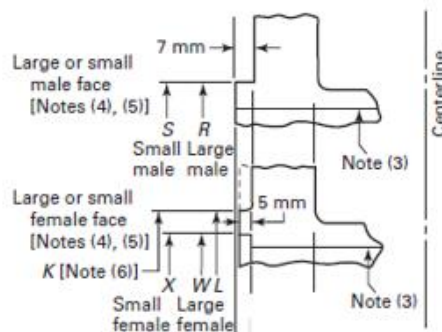


Figura 2-9.

La especificación de la cara de este tipo de brida la encontramos en la **figura 6** de la norma **ASME B16.5:2013**:

**Fig. 6 End Flange Facings and Their Relationship to Flange Thickness and Center-to-End and End-to-End Dimensions**



Las dimensiones S, X y L la encontramos en la **tabla 4** de la norma **ASME B16.5:2013**, pero en nuestro caso no tenemos un tamaño nominal definido para esta conexión, así que las mismas se adoptaran según el diseño.

### 5.3 Pernos de unión - ASME B16.5:2013.

Cita: **BS 1873:1975**, Sección 2 - **Diseño**, párrafo 9 **Bonete**.

“9.5: La unión del cuerpo al bonete debe tener al menos cuatro pernos prisioneros de los siguientes tamaños mínimos:

DN (mm)	Tamaño nominal mínimo del perno (pulg.)
15 - 50	3/8
80 - 200	1/2





250 y mayores

5/8

*Tamaños nominales menores a DN 50 admiten la utilización de prisioneros.”*

Cita: **API STD 623:2013**, párrafo 5 Diseño – 5.5 Unión del bonete al cuerpo.

*“5.5.6: La unión del bonete al cuerpo debe estar asegurada por un mínimo de cuatro pernos del tipo pasantes. El tamaño mínimo de los pernos para cada tamaño de válvula debe ser según se indica a continuación:*

DN (mm)	Tamaño nominal mínimo del perno (pulg.)
50 - 65	3/8 o M10
80 - 200	1/2 o M12
250 y mayores	5/8 o M16

*“5.5.7: El área total de la sección transversal de los pernos en la unión del bonete de la válvula estará de acuerdo con los requisitos de la norma ASME B16.34.”*

Para la selección de los pernos de unión nos apegaremos a la norma **API STD 623:2013** teniendo en cuenta que nuestra válvula es de diámetro nominal DN 50.

El largo de los pernos se determinará en el diseño, pues no debe tener interferencia con el cuerpo de la válvula.

- Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.5 Bonete de la válvula.

*“5.5.5: Un capó o bonete atornillado al cuerpo se asegurará con un mínimo de cuatro tornillos de capuchón, pernos o espárragos. No se usarán tornillos de cabeza hueca internos. El tamaño mínimo permitido de los pernos es M10 o 3/8”. Se utilizarán roscas de pernos de serie estándar en pulgadas de acuerdo con la Clase 2A (externos) o la Clase 2B (internos) de ASME B1.1, excepto si el comprador especifica pernos de serie métrica. Cuando se utilicen roscas métricas, deberán cumplir con la Clase 6H (internas) o la Clase 6g (externas) de ASME B1.13M”*

*“5.5.6: Uniones abulonadas del bonete o uniones roscadas del bonete deben ser de acuerdo con los requerimientos para uniones de válvulas de ASME B16.34.”*

Para la selección de los pernos de unión nos apegaremos a la norma **API STD 623:2013** teniendo en cuenta que nuestra válvula es de diámetro nominal DN 50, y por ende tomaremos el tamaño mínimo permitido.

**Cantidad y tamaño de pernos: 4 x M10.**

Para identificar este perno, ingresamos en la **tabla 6** de la norma **ASME B1.13M:2005**:



**Table 6 ISO 261 Diameter/Pitch Combinations From Which the Standards Were Selected**

Nominal Diameters			Pitches										
Col. 1 1st Choice	Col. 2 2nd Choice	Col. 3 3rd Choice	Coarse	Fine									
				3	2	1.5	1.25	1	0.75	0.5	0.35	0.25	0.2
1.6			0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2
	1.8		0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2
2			0.4	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	...
	2.2		0.45	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	...
2.5			0.45	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...
3			0.5	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...
	3.5		0.6	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...
4			0.7	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
	4.5		0.75	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
5			0.8	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
		5.5	...	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
6			1	...	...	...	...	...	0.75	...	...	...	...
	7		1	...	...	...	...	...	0.75	...	...	...	...
8			1.25	...	...	...	...	1	0.75	...	...	...	...
		9	1.25	...	...	...	...	1	0.75	...	...	...	...
10			1.5	...	...	...	1.25	1	0.75	...	...	...	...
		11	1.5	...	...	...	...	1	0.75	...	...	...	...

Para esta unión utilizaremos un perno tipo *Socket set screw flat point* (*Tornillo cabeza hueca punta plana, serie métrica*), el cual responde a la norma **ASME B18.3.6M:2008**.

La denominación del perno necesario para esta unión será:

***Socket set screw flat point: M10 x 1,5 x 55 mm***

Según las citas hechas en el punto 4.3.3, seguiremos los mismos pasos para determinar las especificaciones de los pernos.

La especificación del roscado de estos pernos la encontraremos en la **tabla 14** de la norma **ASME B1.13M:2005** ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M10 x 1,5.
- Clase: Externa 6g.

**Table 14 External Thread – Limiting Dimensions M Profile (Cont'd)**

Basic Thread Designation	Tolerance Class	Allowance, es [Note (1)]	Major Diameter, d [Note (2)]		Pitch Diameter, d <sub>2</sub> and Functional Diameter [Notes (2) and (3)]			Max. Minor Diameter, (Flat Form), d <sub>1</sub> [Note (2)]	Min. Minor Diameter (Rounded Form), d <sub>3</sub> [Note (4)] (For Reference)
			Max.	Min.	Max.	Min.	Tol.		
M10 × 1.5	6g	0.032	9.968	9.732	8.994	8.862	0.132	8.344	7.938
M10 × 1.5	6h	0.000	10.000	9.764	9.026	8.894	0.132	8.376	7.970
M10 × 1.5	4g6g	0.032	9.968	9.732	8.994	8.909	0.085	8.344	7.985



**Rosca externa (Clase 6g)**  
**Diametro mayor = 9,97 mm**  
**Diametro de paso = 8,99 mm**  
**Diametro minimo = 8,34 mm**

Utilizaremos el mismo material que fue seleccionado para el perno del punto 4.3.3.

**Material: ASTM A193 Gr B7–33 HRC (Templado y revenido)**

En resumen, los pernos de la unión cuerpo-bonete tendrán la siguiente especificación:

Componente	Material
SSSFP M10 x 1,5 – 6g x 55 mm	ASTM A193 Gr B7 – 33 HRC

**5.4 Tuercas de unión - ASME B18.2.2:2010.**

Las especificaciones y dimensiones de una tuerca hexagonal para un perno M10 x 1,5 la encontraremos en la **tabla 1** de la norma **ASME B18.2.4.1M:1995** ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M10x1,5

**American National Standard Metric Hex Nuts, Styles 1**  
**ANSI/ASME B18.2.4.1M and B18.2.4.2M-1979 (R1995)**

**IDENTIFICATION**

Nominal Nut Dia. and Thread Pitch	Width Across Flats, S		Width Across Corners, E		Thickness, M		Bearing Face Dia., Dw	Washer Face Thickness, C	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min		Max	Min
Metric Hex Nuts — Style 1									
M1.6 × 0.35	3.20	3.02	3.70	3.41	1.30	1.05	2.3	...	...
M2 × 0.4	4.00	3.82	4.62	4.32	1.60	1.35	3.1	...	...
M2.5 × 0.45	5.00	4.82	5.77	5.45	2.00	1.75	4.1	...	...
M3 × 0.5	5.50	5.32	6.35	6.01	2.40	2.15	4.6	...	...
M3.5 × 0.6	6.00	5.82	6.93	6.58	2.80	2.55	5.1	...	...
M4 × 0.7	7.00	6.78	8.08	7.66	3.20	2.90	6.0	...	...
M5 × 0.8	8.00	7.78	9.24	8.79	4.70	4.40	7.0	...	...
M6 × 1	10.00	9.78	11.55	11.05	5.20	4.90	8.9	...	...
M8 × 1.25	13.00	12.73	15.01	14.38	6.80	6.44	11.6	...	...
M10 × 1.5	15.00	14.73	17.32	16.64	9.1	8.7	13.6	0.6	0.3
M10 × 1.5	16.00	15.73	18.48	17.77	8.40	8.04	14.6	...	...



*Nota: El tamaño correspondiente a (a) no es de fabricación estándar.*

**Distancia entre bordes paralelos (S)=16 mm**  
**Distancia entre esquinas (E)=18,48 mm**  
**Espesor (M)=8,40 mm**

La denominación de la tuerca necesaria para esta unión será:

**Metric hex nut st.1: M10 x 1,5**

La especificación del roscado de estas tuercas la encontraremos en la **tabla 15** de la norma **ASME B1.13M:2005** ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M10 x 1,5.
- Clase: Externa 6H.

**Table 15 Internal Thread – Limiting Dimensions M Profile**

Basic Thread Designation	Tolerance Class	Minor Diam., $D_1$		Pitch Diam., $D_2$ and Functional Diam. [Note (1)]			Major Diam., $D$	
		Min.	Max.	Min.	Max.	Tol.	Min.	Max. [Note (2)] (For Reference)
M1.6 × 0.35	6H	1.221	1.321	1.373	1.458	0.085	1.600	1.736
M2 × 0.4	6H	1.567	1.679	1.740	1.830	0.090	2.000	2.148
M2.5 × 0.45	6H	2.013	2.138	2.208	2.303	0.095	2.500	2.660
M3 × 0.5	6H	2.459	2.599	2.675	2.775	0.100	3.000	3.172
M3.5 × 0.6	6H	2.850	3.010	3.110	3.222	0.112	3.500	3.698
M4 × 0.7	6H	3.242	3.422	3.545	3.663	0.118	4.000	4.219
M5 × 0.8	6H	4.134	4.334	4.480	4.605	0.125	5.000	5.240
M6 × 1	6H	4.917	5.153	5.350	5.500	0.150	6.000	6.294
M8 × 1.25	6H	6.647	6.912	7.188	7.348	0.160	8.000	8.340
M8 × 1	6H	6.917	7.153	7.350	7.500	0.150	8.000	8.294
<b>M10 × 1.5</b>	<b>6H</b>	<b>8.376</b>	<b>8.676</b>	<b>9.026</b>	<b>9.206</b>	<b>0.180</b>	<b>10.000</b>	<b>10.397</b>
M10 × 1.25	6H	8.647	8.912	9.188	9.348	0.160	10.000	10.340

**Rosca interna (Clase 6H)**  
**Diametro mayor=10,40mm**  
**Diametro de paso=9,21 mm**  
**Diametro minimo=8,68 mm**

En función del material seleccionado para el perno del punto 5.3, según norma, seleccionaremos como material para la tuerca:

**Material: ASTM A194 Gr 2H**

En resumen, las tuercas de la unión del extremo tendrán la siguiente especificación:

Componente	Material
METRIC HEX NUT STYLE 1 M10 x 1,5 – 6H	ASTM A194 Gr 2H



### 5.5 Arandelas de unión - ASME B18.21.1:2009.

Las especificaciones y dimensiones de una arandela helicoidal de bloqueo para un perno de 5/8" la encontraremos en la **tabla 1** de la norma **ASME B18.22M:1981** ingresando con los siguientes datos:

- Tamaño nominal M10
- Serie: Angosta

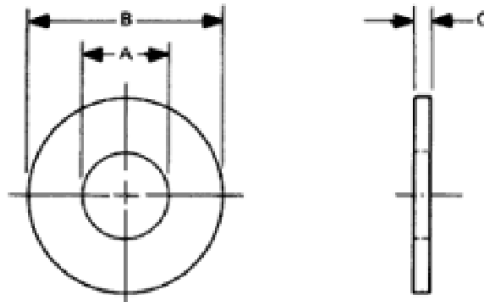


TABLE 1 DIMENSIONS OF METRIC PLAIN WASHERS (GENERAL PURPOSE)

Nominal Washer Size <sup>(1)</sup>	Washer Series	A		B		C	
		Inside Diameter		Outside Diameter		Thickness	
		Max <sup>(2)</sup>	Min <sup>(3)</sup>	Max	Min	Max	Min
10	Narrow	11.12	10.85	20.00	19.48	2.30	1.60
	Regular	11.12	10.85	28.00	27.48	2.80	2.00
	Wide	11.12	10.85	39.00	38.38	3.50	2.50

**Diametro interior (A) = 11, 21 mm**  
**Diametro exterior (B): 20 mm**  
**Espesor (T) = 2, 3 mm**

En función de lo recomendado por la norma **ASME B18.21.1:2009**, el material seleccionado para la arandela será:

**Material: SAE 1065– 38 HRC**

En resumen, las arandelas de la unión del extremo tendrán la siguiente especificación:

Componente	Material
METRIC PLAIN NARROW WASHER M10	SAE 1065 – 38 HRC

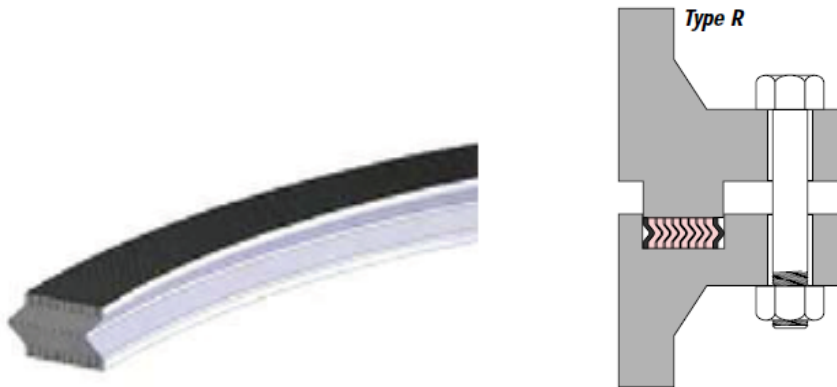
### 5.6 Junta de la unión - API STD 602:2015.

Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.5 Bonete de la válvula.

“5.5.3: Salvo especificación en la orden del comprador, la junta del bonete debe ser del tipo “spiral wound” con bobinas de acero inoxidable 18-8 o aleaciones de nickel y una manga de relleno flexible de grafito aptos para temperaturas de operación de la valvula en el orden de -29°C a 540°C.”



En este caso, la junta para esta unión no se encuentra como medida estándar en el catálogo, por lo que solicitaremos su fabricación al proveedor **Klinger** en base a la versión de juntas tipo **R** del modelo **Maxiflex Spiral wound gasket** teniendo en cuenta las siguientes especificaciones.



Fabricante/Modelo	Klinger/Maxiflex Spiral Wound Gasket
Versión	R
Material de relleno	Grafito
Material del bobinado	Acero inoxidable 304
Medidas	
Diámetro exterior junta	85 mm
Diámetro interior junta	59 mm

Como referencia se ha respetado el ancho radial de otros modelos de juntas de la marca, en el sector de la junta propiamente dicha sin tener en cuenta el anillo metálico. Este ancho radial suele ser de aproximadamente 10 mm.

### 5.7 Verificación de los pernos de unión - ASME B16.34:2017.

Cita: **ASME B16.34:2017**, párrafo 6 Dimensiones – 6.4 Uniones de la válvula – 6.4.1.1 Unión abulonada de bonete:

“Cuando el bonete se une al cuerpo de la válvula mediante pernos, estos deben estar roscados de acuerdo a la norma ASME B1.1 para pernos en pulgadas o ASME B1.13M para pernos métricos y, como mínimo deberán satisfacer los siguientes requisitos de área de sección transversal de los pernos.

$$P_c \cdot \frac{A_g}{A_b} \leq K_1 \cdot S_a \leq 9000$$

-  $A_b$ : Área de tensión efectiva total del perno.



- $A_g$ : Área delimitada por la periferia exterior efectiva de una junta, o-ring, u otra periferia con efecto de sellado. Excepto en el caso de una junta de anillo, la zona delimitada queda definida por el diámetro de paso del anillo.
- $K_1$ : 65,26/MPa cuando  $S_a$  se expresa en MPa o 0,45/psi cuando  $S_a$  se expresa en psi.
- $S_a$ : Tensión admisible del perno a 38°C en MPa. Si la tensión admisible supera los 137,9 MPa, usar este valor como límite.
- $P_c$ : Designación del índice de clase de presión (ver Apéndice no obligatorio B, párrafo B-1.3).

El valor de la tensión de la tensión admisible del perno debe tomarse de ASME BPVC, Sección II, Parte D usando los listados para la Sección VIII, División 1 o Sección III, División 1, Clase 2 o Clase 3.”

Según el apéndice no obligatorio B:

$$P_c = 300 \text{ psi}$$

Primeramente, calculamos el área de tensión efectiva del perno:

$$A_b = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,3143^2}{4}$$

$$A_b = 0,077 \text{ in}^2$$

Seguido, calculamos el área delimitada por la periferia exterior de la junta:

$$D = 85 \text{ mm} = 3,35''$$

$$A_g = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{3,35 \text{ in}}{2}\right)^2$$

$$A_g = 8,81 \text{ in}^2$$

La tensión admisible del perno a 38°C la tomaremos igual a como se hizo en el punto 4.3.7, por ende:

$$S_a = 137,9 \text{ MPa}$$

Procedemos a realizar la verificación:

$$P_c \cdot \frac{A_g}{A_b} \leq K_1 \cdot S_a \leq 9000$$

$$600 \text{ psi} \cdot \frac{A_g}{A_b} \leq 65,26/\text{MPa} \cdot 137,9 \text{ MPa} \leq 9000$$

$$2,07 \text{ MPa} \cdot \frac{8,81 \text{ in}}{0,077 \text{ in}} \leq 8999,35 \leq 9000$$

$$236,84 \leq 8999,35 \leq 9000$$

***El tamaño de perno seleccionado y material verifican.***

### 5.8 Junta de grafito.

Entre el bonete y la junta espiralada correspondientes a la unión cuerpo – bonete se dispondrá de una junta de anillo de grafito como se mostró en el punto 5.2, la misma se solicitará al fabricante **Klinger** y tendrá las siguientes especificaciones:



Junta metálica de anillo	
Diámetro exterior	90 mm
Diámetro interior	65 mm
Espesor	2 mm

## 6. Empaquetadura.

### 6.1 Diámetro mínimo del vástago - API STD 602:2015.

- Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.7 Vástago.

*“5.7.2: El diámetro mínimo del vástago ( $d_s$ ) medido en la sección donde el vástago pasa a través de la empaquetadura será de acuerdo con la tabla 9 para válvulas compuerta y globo de puerto reducido..”*

Para determinar el diámetro mínimo del vástago ingresaremos a la **tabla 9** de la norma **API STD 602:2015** con los siguientes datos:

- Tipo de puerto: Reducido (Estándar).
- Tipo de válvula: Globo.
- Clase: 300.
- Tamaño nominal: DN 50.





Table 9—Minimum Stem Diameter for Standard Bore Valves

DN	Minimum Stem Diameter, $d_s$ mm (in.)			NPS
	Class 150, Class 300, Class 600, Class 800 Gate or Globe Valves	Class 1500		
		Gate Valves	Globe Valves	
8	7.0 ( $9/32$ )	10.0 ( $13/32$ )	10.0 ( $13/32$ )	$1/4$
10	7.0 ( $9/32$ )	10.0 ( $13/32$ )	10.0 ( $13/32$ )	$3/8$
15	8.5 ( $11/32$ )	10.0 ( $13/32$ )	10.0 ( $13/32$ )	$1/2$
20	9.5 ( $3/8$ )	11.0 ( $7/16$ )	11.0 ( $7/16$ )	$3/4$
25	11.0 ( $7/16$ )	14.0 ( $9/16$ )	14.0 ( $9/16$ )	1
32	12.5 ( $1/2$ )	15.5 ( $5/8$ )	15.5 ( $5/8$ )	$1\frac{1}{4}$
40	14.0 ( $9/16$ )	15.5 ( $5/8$ )	15.5 ( $5/8$ )	$1\frac{1}{2}$
50	15.5 ( $5/8$ )	16.5 ( $21/32$ )	16.5 ( $21/32$ )	2
65	17.5 ( $11/16$ )	19.0 ( $3/4$ )	—	$2\frac{1}{2}$
80	19.0 ( $3/4$ )	25.0 (1)	—	3
100	22.0 ( $7/8$ )	28.5 ( $1\frac{1}{8}$ )	—	4

*Diametro minimo del vástago ( $d_s$ ) = 15,5 mm*

## 6.2 Selección del tipo de empaquetadura.

Para la selección del tipo de empaquetadura que tendrá nuestra válvula, nos centraremos en el artículo **Packing for Fisher sliding-stem valves** del fabricante **Fisher**. Si bien las configuraciones de empaquetadura propuestas en este artículo están pensados para los modelos que ofrece Fisher, podemos tomar una configuración de empaquetadura estándar y adaptarla a nuestros requerimientos.

La **tabla 1** nos permite seleccionar materiales de empaque en función de la temperatura y la composición química del fluido que se desea controlar.



Table 1. Packing Material Selection

Temperature Range	Common Uses	Packing Material	Description	Adjustment	Relative Stem Friction	Special Considerations
-73 to 232°C (-100 to 450°F)	Non-Radioactive Nuclear	PTFE Impregnated Composition	Split rings of braided composition impregnated with PTFE	Jam Type	Low	---
-40 to 232°C (-40 to 450°F)	All Chemicals (Except Molten Alkali), Non-Radioactive Nuclear	Single PTFE V-Ring	Solid rings of molded PTFE	Self-Adjusting with Spring; Jam Type with lantern ring (see figure 1)	Low	Requires 2 to 4 micro-inch RMS valve plug stem finish
	Vacuum, Pressure/ Vacuum	Double PTFE V-Ring	Solid rings of molded PTFE	Jam Type	Low	Requires 2 to 4 micro-inch RMS valve plug stem finish
-84 to 260°C (-120 to 500°F)	Vacuum, All Chemicals (Except Molten Alkali)	Chesterton 324	Split rings of braided, preshrunk PTFE yarn impregnated with PTFE; can be supplied with copper rings at top and bottom of packing box to meet UOP specification 6-14-0 for acid service	Jam Type	Low	Not stocked; requires special order
-18 to 538°C (0 to 1000°F)	Water, Steam, Petroleum Products, Oxidizing Service to 371°C (700°F), Radioactive and Non-Radioactive Nuclear	Graphite Ribbon/ Filament	Ribbon-style graphite rings and rings of braided graphite fibers with sacrificial zinc washers	Jam Type	High	Low chloride content (less than 100 ppm), Chrome-plated stem not necessary for high-temperature service
371 to 649°C (700 to 1200°F)	High-Temperature Oxidizing Service	Graphite Composite	Solid rings of ribbon-style graphite with sacrificial zinc washers	Jam Type	Very High	See section on high-temperature oxidizing service

En nuestro caso, basados en que los sectores de aplicación de la válvula serán las centrales térmicas o de ciclo combinado, elegimos que el material más apto, por su temperatura de trabajo y aplicaciones más comunes, es el grafito en forma de cinta y fibra.

La empaquetadura seleccionada consta de anillos de grafito estilo cinta y anillos de trenzado de fibras de grafito con arandelas de zinc de sacrificio intermedias.

### ***Tipo de empaquetadura: Anillo/ Filamento de grafito.***

*Nota: Cuando se utiliza empaque de grafito, puede ocurrir corrosión por pitting en los vástagos de acero inoxidable ordinario y en el núcleo de las cajas de empaque. Para evitar estas picaduras en el vástago y los daños en la empaquetadura que pueden resultar, se sugiere que se utilicen vástagos de aleación de N07718 o N06625 si existe cualquiera de las condiciones del proceso.*

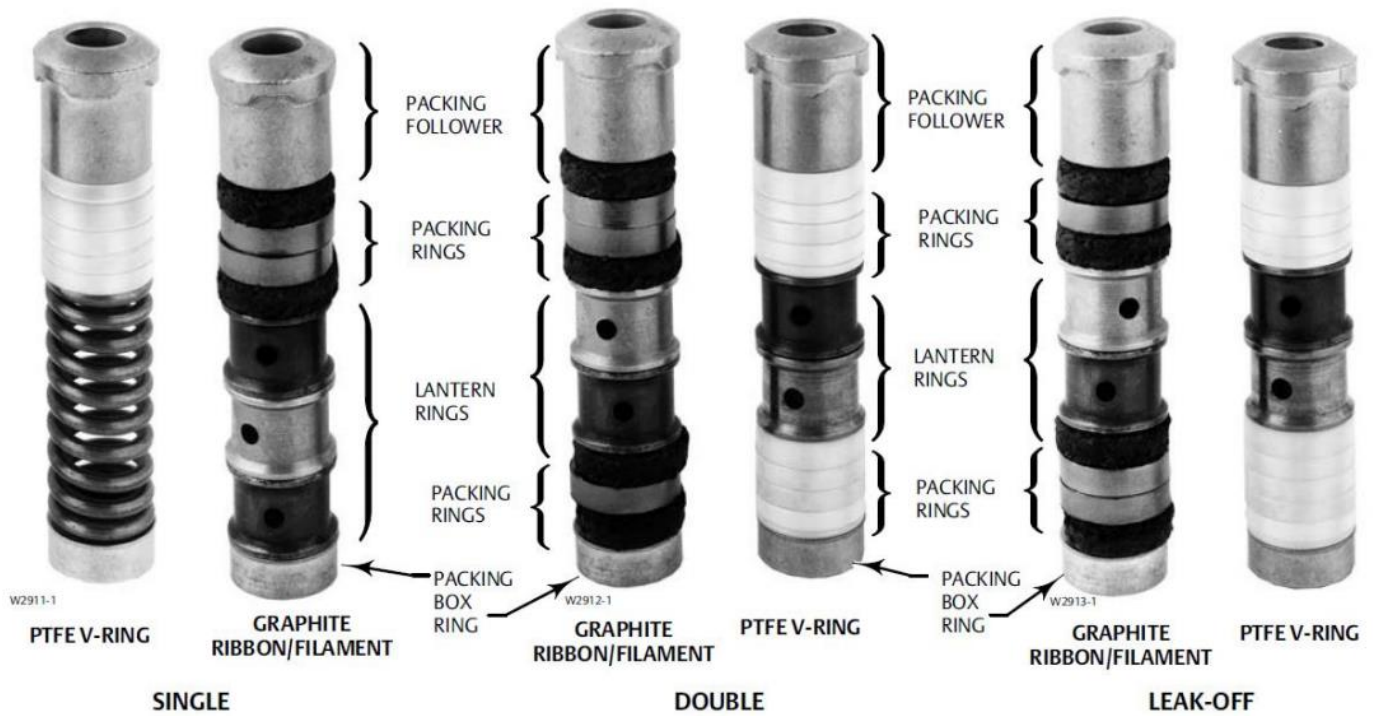
Una vez elegida la configuración de la empaquetadura debemos seleccionar el tipo de arreglo de la misma, existen 3 variantes:

- Arreglos de empaque individual: Ofrecen el tipo de sellado más económico en la mayoría de las aplicaciones. El empaque individual consiste en una pila de empaques en la parte superior de la caja de empaque soportada por un resorte o anillos de linterna. El empaque del tipo bloqueo (con anillos de linterna) tendrá un espacio entre el hombro del seguidor del empaque y el capó. Típicamente, las tuercas de la brida de empaque serán apretadas en el momento del envío. Normalmente se requerirán ajustes finales para limitar las fugas del vástago cuando se ponga en servicio una válvula.

Arreglos de empaque dual: Los arreglos de empaque doble proporcionan un sellado más resistente que los arreglos del tipo individual y generalmente tienen más empaque por encima que por debajo de la conexión de lubricación (en algunos casos hay una cantidad igual por encima y por debajo de la conexión de lubricación).



- Arreglos de empaque de fugas: Los arreglos de empaque de fugas están diseñados específicamente para aplicaciones que requieren un medio de purgar las fugas de empaque sin permitir que el fluido de proceso se filtre a través de la parte superior de la caja de empaque. Para este propósito, los arreglos de empaque de fuga tienen empaques debajo y encima de una conexión de fuga del capó.



Typical Packing Arrangements. For Packing Arrangement Cutaway Drawings, see figures 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, and 8.

En nuestro caso seleccionaremos un arreglo del tipo individual, pues es el más económico y el que se adapta a la mayoría de las aplicaciones.

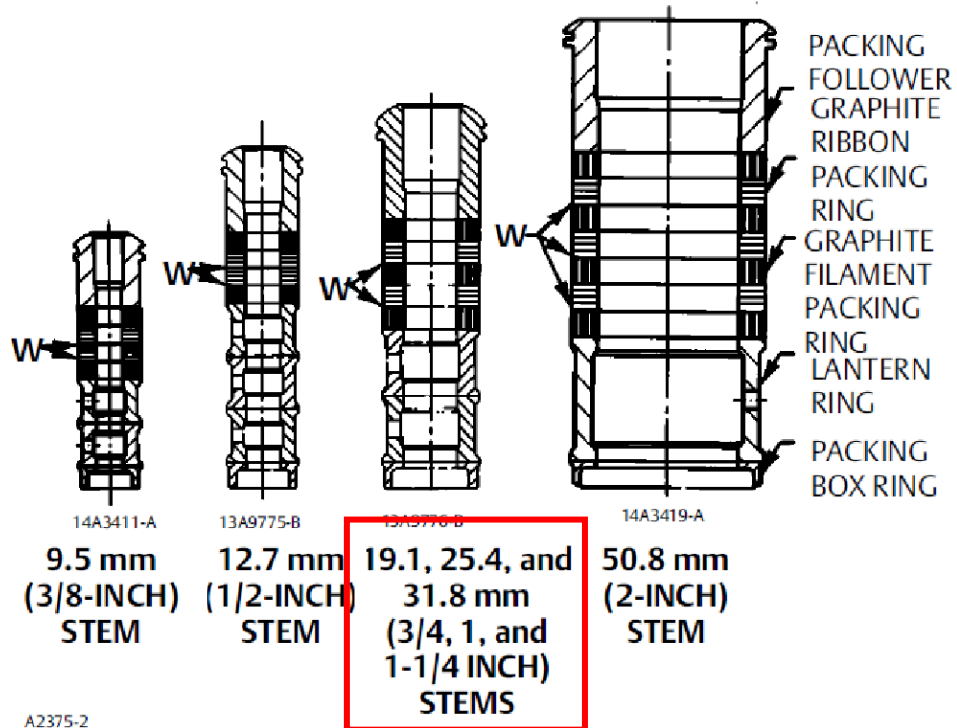
***Tipo de arreglo: Individual.***

Para conocer la configuración de la empaquetadura buscaremos en la **figura 6** y la seleccionaremos en función del diámetro de los siguientes datos:

- Diámetro del vástago: 15,5 mm (Adoptamos 16).



Figure 6. Typical Single Packing Arrangements for Graphite Ribbon/Filament Packing



NOTE: INSTALL SACRIFICIAL WASHERS AT PLACES MARKED "W"

Así, nuestra empaquetadura quedara definida por los siguientes componentes:





Para definir los materiales de los componentes metálicos de la empaquetadura tomamos como referencia los materiales que ofrece **Fisher** en sus catálogos **Fisher ED sliding-stem Control Valve** y **Fisher ET sliding-stem Control Valve** para estas mismas piezas.

Componente	Material
Prensaestopa	AISI 316
Arandela de sacrificio	SAE 1020 Galvanizado
Anillo linterna	AISI 316
Anillo de la empaquetadura	AISI 316

### 6.3 Ancho radial nominal de la empaquetadura - API STD 623:2013.

Cita: **API STD 623:2013**, párrafo 5 Diseño – 5.9 Empaquetadura y caja de la empaquetadura.

“5.9.1: La empaquetadura debe ser de sección transversal cuadrada, rectangular o trapezoidal. El ancho radial nominal de la empaquetadura debe ser de acuerdo con la tabla 6.”

Para determinar el ancho radial nominal de la empaquetadura ingresaremos a la **tabla 6** de la norma **API STD 623:2013** con los siguientes datos:

- Diámetro del vástago: 16 mm.

**Table 6—Nominal Radial Width of Packing**

Nominal Stem Diameter $d_n$ in. (mm)	Nominal Radial Width of the Packing $w$ in. (mm)	Packing Box Clearance Factor $y$ in. (mm)
$3/4 = d \leq 1$ (19 < $d \leq 27$ )	$1/4$ (6.4)	$1/64$ (0.4)
$1 < d \leq 1 3/8$ (27 < $d \leq 37$ )	$5/16$ (7.9)	$1/64$ (0.4)
$1 3/8 < d \leq 1 7/8$ (37 < $d \leq 49$ )	$3/8$ (9.5)	$1/64$ (0.4)
$1 7/8 < d \leq 2 1/8$ (49 < $d \leq 56$ )	$7/16$ (11.1)	$1/32$ (0.8)
$2 1/8 < d \leq 2 7/8$ (56 < $d \leq 74$ )	$1/2$ (12.7)	$1/32$ (0.8)
$2 7/8 < d \leq 3 5/8$ (74 < $d < 92$ )	$9/16$ (14.3)	$1/32$ (0.8)
$3 5/8 < d \leq 4 1/4$ (92 < $d < 108$ )	$5/8$ (15.9)	$1/32$ (0.8)
$4 1/4 < d \leq 4 7/8$ (108 < $d < 124$ )	$11/16$ (17.5)	$1/32$ (0.8)
$4 7/8 < d \leq 5 3/4$ (124 < $d < 146$ )	$13/16$ (20.6)	$1/32$ (0.8)

**Ancho radial nominal ( $w$ ) = 6,4 mm**  
**Factor de compensacion( $y$ ) = 0,4 mm**

### 6.4 Selección del material de la empaquetadura.



Para seleccionar el tipo y material de la empaquetadura nos referiremos al catálogo **Industrial Sealing Division** de **Klinger** donde en la sección de empaquetadura de compresión nos recomienda distintos tipos de empaquetadura en función de:

- Tipo de aplicación.
- Temperatura máxima.
- Presión máxima.
- Velocidad del vástago.
- Medio y concentración.

Como determinamos que utilizaremos una empaquetadura de anillo/filamento de grafito nos dirigimos a la sección de **empaquetaduras de carbón y grafito**.

• **Anillo de fibra de grafito.**

Para el anillo de filamento o fibra de grafito seleccionaremos el modelo **Klinger TopLine K40** el cual se ofrece en distintas secciones transversales de fibra. Las características del material son las siguientes:



### Klinger TopLine K49

#### GORE™ GFO® Packing

#### Applications:

- Virtually all media including strong acids and strong alkalis
- High-performance multi-service packing for both valves & pumping applications.

#### Properties:

- Klinger 49 packing is manufactured from PTFE filaments, which have been specially treated to incorporate a graphite based lubricant.
- Due to its wide service capabilities K49 TopLine packing offers the user a packing material with excellent sealing life and the option of reducing the variety of packings that must be held as stock.
- Klingerlock braided from GORE™ GFO® filament yarns.

#### Typical Specifications:

Min. temperature	-240°C
Max. steam temperature	280°C
Max. temperature	280°C
Max. static pressure	250 bar
Max. dynamic pressure	20 bar
Max. reciprocating pressure	200 bar
Max. speed	18m/s
pH range	0-14

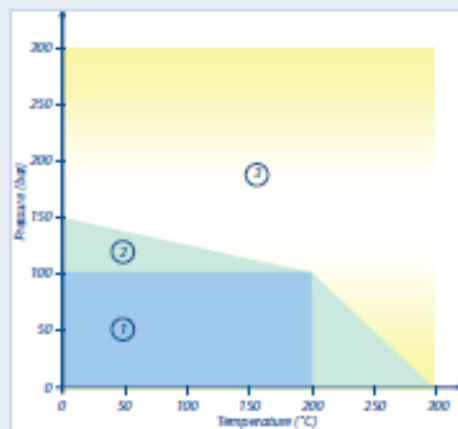
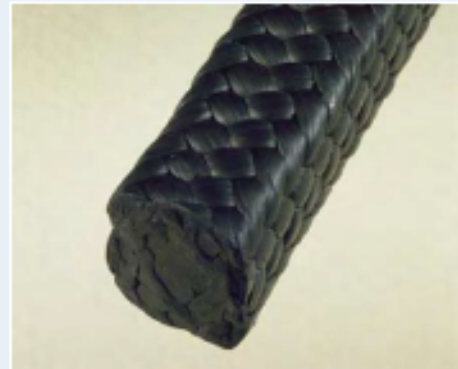
The packing should not be subjected to the maximums of temperature, pressure and speed simultaneously.

#### Tests and Certifications:

- WRAS Approved for use with potable water

#### Availability:

Size (mm)	Length (m)	Size (mm)	Length (m)
3,2 x 3,2	8	12,5 x 12,5	8
5,0 x 5,0	8	14,0 x 14,0	8
6,5 x 6,5	8	16,0 x 16,0	8
8,0 x 8,0	8	19,0 x 19,0	8
9,5 x 9,5	8	22,0 x 22,0	8
11,0 x 11,0	8	25,0 x 25,0	8



Pressura/Temperature Graph:

Area 1: Usually satisfactory to use without reference.

Area 2: Usually satisfactory, but suggest you refer to Klinger for advice.

Area 3: Caution: May be suitable but essential that you refer to Klinger for advice.

Como en el ítem 14.2 obtuvimos un ancho nominal radial de la empaquetadura igual a 6,4 mm, seleccionaremos el modelo de sección 6,5 mm x 6,5 mm. Por ende:

**Empaquetadura = Klinger TopLine K49 (6,5 mm x 6,5 mm)**





· **Anillo de grafito**

Para el anillo de grafito seleccionaremos el modelo **Klinger TopLine K35 Rings** los cuales pueden ser fabricados en cualquier medida, sección o densidad dependiendo del requerimiento. Las características del material son las siguientes:

**Klinger TopLine K35 Rings**

**Die-formed packing rings and pressure seals**

**Applications:**

- Virtually all media with the exception of powerful oxidising media
- Klinger K35 rings offer a leak-free sealing solution for high performance valve application which require excellent temperature and pressure characteristics

**Properties:**

- K35 rings have outstanding chemical resistance and are unaffected by the majority of chemical media employed within industry.
- K35 die-formed rings are a result of industry's requirement to find durable products able to offer improved sealing throughout a range of applications.
- The manufacturing process ensures a product that is volumetrically stable - without fillers or binders. K35 rings are also essentially impermeable and without porosity.
- Klinger manufacture virtually any size, section or density of die-formed ring depending upon requirement.


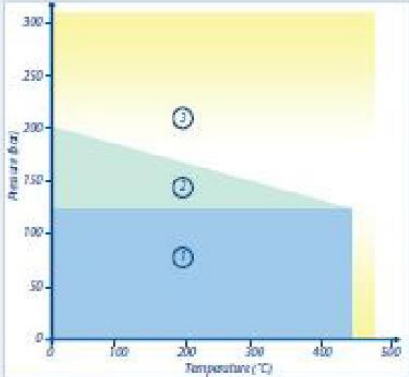
Information required:

- OD, ID and ring height
- Section and profile
- Endless, halved or split rings
- Density

**Typical Specifications:**

Min. temperature	-240°C
Max. steam temperature	650°C
Max. temperature	430°C
Max. static pressure	350 bar
Max. dynamic pressure	20 bar
Max. speed	5m/s
pH range	0-14

The packing should not be subjected to the maximums of temperature, pressure and speed simultaneously.

**Pressure/Temperature Graph:**

Area 1: Usually satisfactory to use without reference.

Area 2: Usually satisfactory, but suggest you refer to Klinger for advice.

Area 3: Caution: May be suitable but essential that you refer to Klinger for advice.

Para mantener una similitud dimensional con el anillo de fibra, el cual viene en tamaños predeterminados, seleccionaremos:

**Anillo de grafito: Klinger TopLine K35 Rings**

Junta metálica de anillo	
Diámetro exterior	29 mm
Diámetro interior	16 mm
Espesor	6,5 mm





### 6.5 Altura mínima total de la empaquetadura no comprimida - API STD 602:2015.

Cita: API STD 602:2015, párrafo 5 Diseño – 5.9 Empaquetadura, caja de la empaquetadura y prensaestopa.

“5.9.1: La altura total mínima de la empaquetadura no comprimida instalada debe ser de acuerdo con la tabla 11.”

Para determinar la altura mínima total de la empaquetadura ingresaremos a la **tabla 11** de la norma **API STD 602:2015** con los siguientes datos:

- Clase: 300.
- Tamaño nominal: DN 50.

Table 11—Minimum Uncompressed Packing Height

DN	Minimum Uncompressed Packing Height, $h_p$ mm (in.)		NPS
	Class 150, Class 300, Class 600, Class 800	Class 1500	
8	16 (0.63)	16 (0.63)	1/4
10	16 (0.63)	16 (0.63)	3/8
15	16 (0.63)	16 (0.63)	1/2
20	16 (0.63)	16 (0.63)	3/4
25	16 (0.63)	24 (0.94)	1
32	24 (0.94)	32 (1.25)	1 1/4
40	24 (0.94)	32 (1.25)	1 1/2
50	24 (0.94)	32 (1.25)	2
65	24 (0.94)	32 (1.25)	2 1/2
80	32 (1.25)	40 (1.56)	3
100	32 (1.25)	40 (1.56)	4

**Altura mínima de la empaquetadura ( $h_p$ ) = 24 mm**

Según la configuración de la empaquetadura seleccionada, debemos utilizar 2 anillos de grafito y 3 anillos de fibra de grafito intercalados entre sí, ambos componentes tienen un espesor de 6,5 mm por ende, la altura real de la empaquetadura resulta.

**Altura real de la empaquetadura ( $h_p$ ) = 32,5 mm**

### 6.6 Profundidad nominal de la caja de empaquetadura - API STD 623:2013.

Cita: API STD 623:2013, párrafo 5 Diseño – 5.9 Empaquetadura y caja de la empaquetadura.

“5.9.2: La profundidad nominal de la caja de embalaje debe acomodar un mínimo de cinco anillos de empaque no comprimidos.

A menos que el comprador especifique lo contrario, la superficie de la caja de empaquetadura en contacto con el material de empaque deberá tener un acabado superficial de  $R_a = 4,5 \mu\text{m}$  o más suave”

La profundidad mínima de la caja de empaquetadura será entonces:



$$h_t = 5 \cdot 6,5 \text{ mm}$$

$$h_t = 32,5 \text{ mm}$$

*Nota: La profundidad real de la caja de empaquetadura se determinará en el diseño del bonete, pero claramente superará a la mínima establecida por la norma.*

### 6.7 Diámetro interior nominal de la caja de empaquetadura - API STD 623:2013.

Cita: **API STD 623:2013**, párrafo 5 Diseño – 5.9 Empaquetadura y caja de la empaquetadura.

*“5.9.3: El diámetro interior de la caja de empaquetadura será la suma del diámetro nominal del vástago de la válvula más dos veces el ancho nominal de la empaquetadura más un factor de holgura (y). Véase la Tabla 6 para los valores requeridos.”*

El diámetro interior de la caja de empaquetadura será entonces:

$$D_{int} = d_s + 2 \cdot w + y$$

$$D_{int} = 16 \text{ mm} + 2 \cdot 6,5 \text{ mm} + 0,4 \text{ mm}$$

$$D_{int} = 29,4 \text{ mm}$$

Comentarios adicionales.

Cita: **API STD 623:2013**, párrafo 5 Diseño – 5.9 Empaquetadura y caja de la empaquetadura.

*“5.9.4: Para la compresión de la empaquetadura se dispondrá de un prensaestopas y una brida de prensaestopas separada. La brida del prensaestopas tendrá dos orificios para recibir el empernado del prensaestopas. No se utilizarán ranuras para los pernos de la brida del prensaestopas.*

*El prensaestopas y la brida del prensaestopas serán auto alineados. El prensaestopas tendrá un reborde en su borde exterior para evitar la entrada completa del prensaestopas en la caja de empaquetadura.*

*“5.9.5: Sólo se proporcionará un anillo de linterna si así lo especifica el comprador. Para poder alojar el anillo de linterna, la profundidad de la caja de embalaje deberá ser equivalente, por lo menos, a la de un mínimo de tres anillos de embalaje no comprimidos por encima del anillo de linterna y tres anillos de embalaje no comprimidos por debajo del anillo de linterna, más la longitud del anillo de linterna.”*

### 6.8 Espesor de pared en la extensión de la cámara de empaquetadura de la válvula - API STD 602:2015.

Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.3 Espesor de pared.

*“5.3.3: ...La extensión de la cámara de empaquetadura deberá tener un espesor de pared mínimo local según lo especificado en la Tabla 6, basado en el diámetro interior local del orificio de la empaquetadura y del vástago.”*

Para determinar el espesor de la cámara de empaquetadura ingresaremos a la **tabla** de la norma **API STD 602:2015** con los siguientes datos:

- Clase: 300.



- Diámetro interior de la caja de empaquetadura: 28,9 mm.

Table 6—Minimum Wall Thickness for Bonnet Extensions and Bellows Enclosures

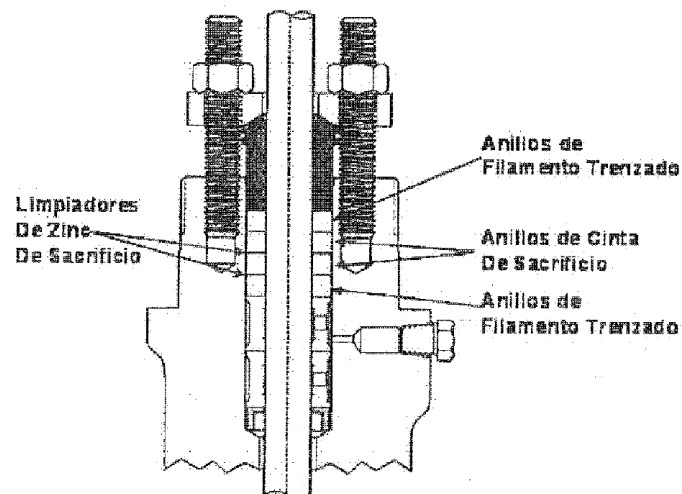
Extension Inside Diameter mm (in.)	Class 150	Class 300	Class 600	Class 800	Class 1500
	Minimum Wall Thickness mm (in.)				
15 (0.60)	3.1 (0.12)	3.3 (0.13)	3.6 (0.14)	4.0 (0.16)	4.8 (0.19)
16 (0.63)	3.2 (0.125)	3.4 (0.13)	3.8 (0.15)	4.3 (0.17)	5.1 (0.20)
17 (0.67)	3.2 (0.125)	3.4 (0.13)	3.8 (0.15)	4.3 (0.17)	5.1 (0.20)
18 (0.71)	3.3 (0.13)	3.5 (0.14)	3.9 (0.15)	4.4 (0.17)	5.3 (0.21)
19 (0.75)	3.4 (0.13)	3.6 (0.14)	4.0 (0.16)	4.6 (0.18)	5.5 (0.22)
20 (0.78)	3.4 (0.13)	3.6 (0.14)	4.1 (0.16)	4.7 (0.19)	5.7 (0.22)
25 (0.98)	3.8 (0.15)	4.1 (0.16)	4.5 (0.18)	5.4 (0.21)	6.7 (0.26)
30 (1.18)	4.2 (0.165)	4.6 (0.18)	5.0 (0.20)	6.0 (0.24)	7.9 (0.31)
35 (1.38)	4.6 (0.18)	5.1 (0.20)	5.4 (0.21)	6.4 (0.25)	9.0 (0.35)
40 (1.57)	4.9 (0.19)	5.5 (0.22)	5.7 (0.22)	6.7 (0.26)	9.9 (0.39)
50 (1.97)	5.5 (0.22)	6.3 (0.25)	6.3 (0.25)	7.3 (0.29)	11.8 (0.46)
60 (2.36)	5.7 (0.22)	6.6 (0.26)	6.6 (0.26)	8.1 (0.32)	13.6 (0.54)

*Espesor mínimo de la cámara = 4,6 mm*

### 6.9 Tapón para lubricación.

En la pared del bonete, a la altura de los anillos de linterna debe haber un orificio a través del cual se pueda introducir grasa en forma de pastillas para mejorar el sellado y lubricación de la empaquetadura.

### *Empaques de Grafito*



Por recomendaciones de la catedra, el tapón debe tener rosca métrica y cabeza hexagonal.

Para esta unión utilizaremos un perno tipo Hex head metric machine screw (Tornillo métrico de cabeza hexagonal), el cual responde a la norma **ASME B18.6.7M**.

La denominación del perno necesario para esta unión será:



### Hex head metric machine screw: M8 x 1,25 x 13 mm

Nota: El largo de los pernos se determinará en el diseño.

Por recomendaciones de la cátedra, el material para este componente será:

**Material: IRAM – IAS – 1045**

En resumen, los pernos de la abrazadera tendrán la siguiente especificación:

Componente	Material
HHMMS M10 x 1,25 – 6g	IRAM-IAS-1045

## 7. Prensaestopa.

### 7.1 Diseño - API STD 623:2013 / API STD 602:2015.

- Cita: **API STD 623:2013**, párrafo 5 Diseño – 5.9 Empaque y caja de empaquetadura.

*“5.9.4: Se debe proveer un prensaestopa y separadamente una brida para la compresión de la empaquetadura. La brida del prensaestopa debe tener dos agujeros para alojar los pernos correspondientes, no se permite el uso de ranuras para estos pernos. Tanto la brida como el prensaestopa deben ser autoalineantes. El prensaestopa debe tener un labio en su borde exterior para prevenir que el mismo ingrese completamente en la cámara de empaquetadura.”*

- Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.10 Retención de la empaquetadura.

*“5.10.1: Para válvulas con vástagos de rosca externa, el prensaestopa y su correspondiente brida deben estar abulonados mediante dos pernos pasantes por agujeros en la brida, la cual puede estar separada o ser integral con el prensaestopa...”*

Basados en la norma **API STD 602:2015**, optamos por un diseño de prensaestopa – brida del prensaestopa integral. Este diseño del tipo integral atenuará o impedirá que se generen desalineaciones durante el abulonado del prensaestopa al bonete de la válvula.

El prensaestopa se vinculará al bonete de la válvula mediante dos pernos tipo ojal, el bonete tendrá dos cartelas en cada lado a través de las cuales se insertará un buje pasador que posicione los pernos, este buje pasador tendrá su sección media moleteada para que se produzca un ajuste forzado en el ojal del perno roscado.

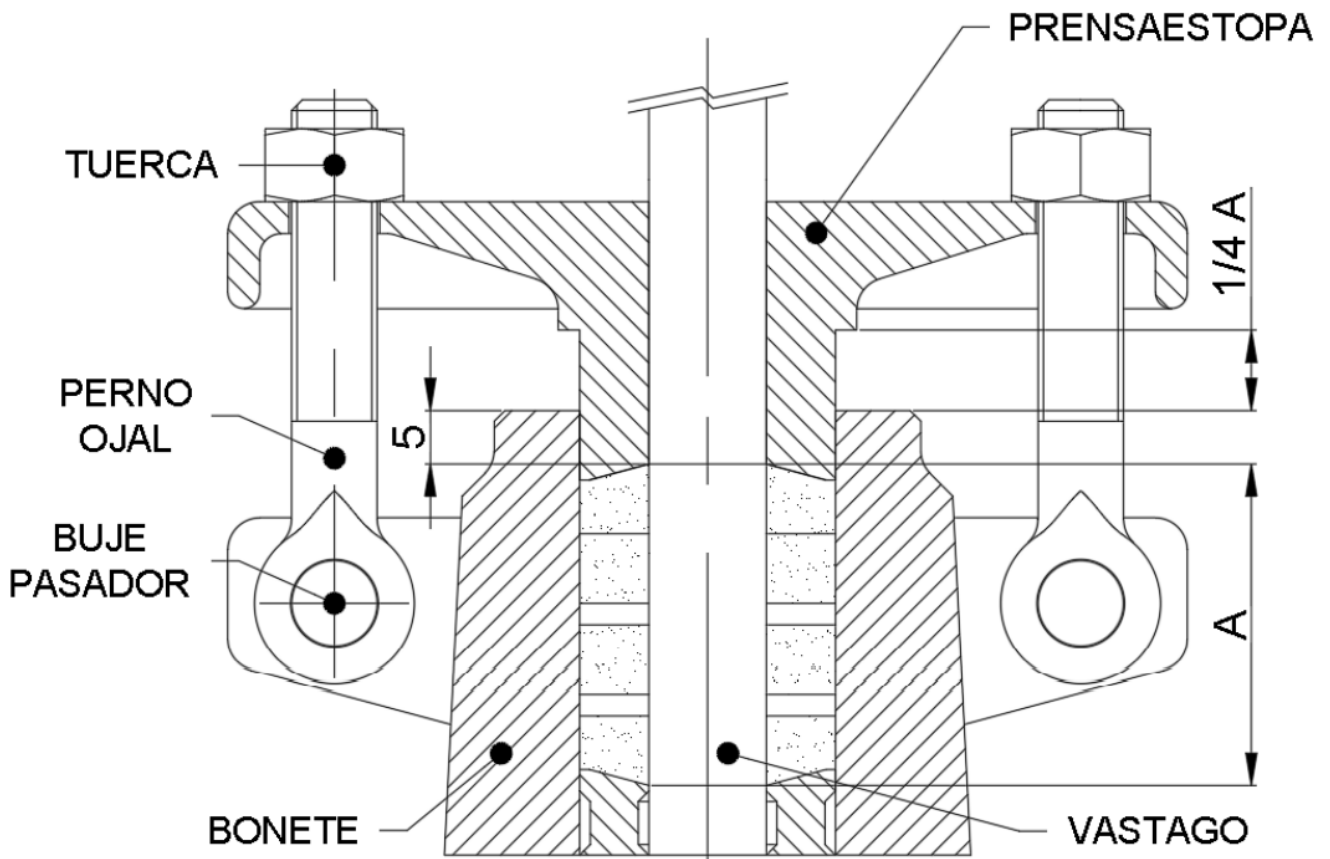
*Nota: El proceso de moleteado genera un sobrematerial (aumento de la medida diametral en este caso) en la zona de la pieza donde se aplique.*

Se debe tener en cuenta que el buje debe colocarse en posición aplicando un golpe con un martillo o similar, una vez colocado el buje, el perno roscado no podrá separarse del bonete de la válvula con facilidad.

Por recomendaciones de la cátedra, se aconseja que el prensaestopa ingrese dentro de la cámara de empaquetadura un total de 5 mm y la carrera efectiva del mismo sea igual a 1/4 del largo de la empaquetadura (A).



A continuación, se muestra una imagen ilustrativa del diseño propuesto para el conjunto brida-prensaestopa:



Para definir los materiales de estos componentes tomamos como referencia las recomendaciones hechas por la catedra:

Componente	Material
Prensaestopa	ASTM A216 WCB
Perno ojal	IRAM-IAS-1045
Tuerca	IRAM-IAS-1020
Buje pasador	IRAM-IAS-1045

## 7.2 Pernos ojal - API STD 602:2015.

Cita: API STD 602:2015, párrafo 5 Diseño – 5.10 Retención de la empaquetadura.

“5.10.2: Los pernos de la brida del prensaestopa deben ser del tipo:

- Perno con ojal.
- Pernos con cabeza.
- Pernos prisioneros.
- Prisioneros.

Se deben utilizar tuercas hexagonales.”



Como se mencionó en el punto 7.1, el perno para la brida prensaestopa no es de fabricación según norma, pero en su extremo tendrá un roscado para hacer posible el cierre del conjunto.

Ingresamos en la **tabla 6** de la norma **ASME B1.13M:2005** para seleccionar el diámetro nominal adecuado:

**TABLE 6 ISO 261 DIAMETER/PITCH COMBINATIONS FROM WHICH THE STANDARDS WERE SELECTED**

Nominal Diameters			Pitches										
Col. 1 1st Choice	Col. 2 2nd Choice	Col. 3 3rd Choice	Coarse	Fine								0.2	
				3	2	1.5	1.25	1	0.75	0.5	0.35		0.25
1.6			0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2
2	1.8		0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2
			0.4	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25
	2.2		0.45	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25
2.5			0.45	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.35
3			0.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.35
	3.5		0.6	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.35
4			0.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.5
	4.5		0.75	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.5
5			0.8	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.5
		5.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.5
6			1	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.75
	7		1	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.75
8			1.25	...	...	...	...	...	1	0.75	...	...	...
		9	1.25	...	...	...	...	...	1	0.75	...	...	...

La denominación del roscado que tendrá el perno ojal en su extremo será:

**Metric Thread: M8 x 1 x 20 mm**

*Nota: El largo del roscado se determinará en el diseño.*

Las especificaciones de este roscado ya fueron dadas en el punto 6.9.

En resumen, el perno ojal de la unión brida-bonete tendrá las siguientes características:

Rosca	Material
M8 x 1,25 – 6g x 20 mm	IRAM-IAS-1045

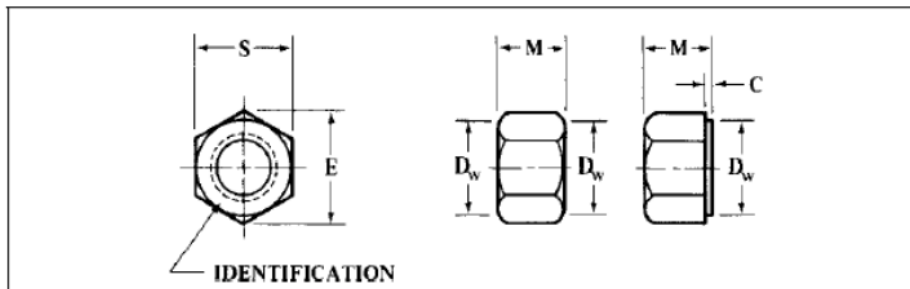
### 7.3 Tuercas de unión - ASME B18.2.2:2010.

Las especificaciones y dimensiones de una tuerca hexagonal para un perno de M6 x 1 la encontraremos en la **tabla 1** de la norma **ASME B18.2.4:1995** ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M8 x 1.



**American National Standard Metric Hex Nuts, Styles 1**  
*ANSI/ASME B18.2.4.1M and B18.2.4.2M-1979 (R1995)*



Nominal Nut Dia. and Thread Pitch	Width Across Flats, <i>S</i>		Width Across Corners, <i>E</i>		Thickness, <i>M</i>		Bearing Face Dia., <i>D<sub>w</sub></i>	Washer Face Thickness, <i>C</i>	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min		Min	Max
Metric Hex Nuts — Style 1									
M1.6 × 0.35	3.20	3.02	3.70	3.41	1.30	1.05	2.3	...	...
M2 × 0.4	4.00	3.82	4.62	4.32	1.60	1.35	3.1	...	...
M2.5 × 0.45	5.00	4.82	5.77	5.45	2.00	1.75	4.1	...	...
M3 × 0.5	5.50	5.32	6.35	6.01	2.40	2.15	4.6	...	...
M3.5 × 0.6	6.00	5.82	6.93	6.58	2.80	2.55	5.1	...	...
M4 × 0.7	7.00	6.78	8.08	7.66	3.20	2.90	6.0	...	...
M5 × 0.8	8.00	7.78	9.24	8.79	4.70	4.40	7.0	...	...
M6 × 1	10.00	9.78	11.55	11.05	5.20	4.90	8.9	...	...
M8 × 1.25	13.00	12.73	15.01	14.38	6.80	6.44	11.6	...	...

***Distancia entre bordes paralelos (S) = 10 mm***  
***Distancia entre esquinas (E) = 11,55 mm***  
***Espesor (M) = 5,20 mm***

La denominación de la tuerca necesaria para esta unión será:

***Metric hex nut st.1: M8 x 1***

La especificación del roscado de estas tuercas la encontraremos en la **tabla 15** de la norma **ASME B1.13M:2005** ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M8 x 1.
- Clase: Externa 6H.





**TABLE 15 INTERNAL THREAD — LIMITING DIMENSIONS M PROFILE**

Basic Thread Designation	Tolerance Class	Minor Diam., $D_1$		Pitch Diam., $D_2$ and Functional Diam. [Note (1)]			Major Diam., $D$	
		Min.	Max.	Min.	Max	Tol.	Min	Max. [Note (2)] (For Reference)
M1.6 × 0.35	6H	1.221	1.321	1.373	1.458	0.085	1.600	1.736
M2 × 0.4	6H	1.567	1.679	1.740	1.830	0.090	2.000	2.148
M2.5 × 0.45	6H	2.013	2.138	2.208	2.303	0.095	2.500	2.660
M3 × 0.5	6H	2.459	2.599	2.675	2.775	0.100	3.000	3.172
M3.5 × 0.6	6H	2.850	3.010	3.110	3.222	0.112	3.500	3.698
M4 × 0.7	6H	3.242	3.422	3.545	3.663	0.118	4.000	4.219
M5 × 0.8	6H	4.134	4.334	4.480	4.605	0.125	5.000	5.240
M6 × 1	6H	4.917	5.153	5.350	5.500	0.150	6.000	6.294
M8 × 1.25	6H	6.647	6.912	7.188	7.348	0.160	8.000	8.340
M8 × 1	6H	6.917	7.153	7.350	7.500	0.150	8.000	8.294
M10 × 1.5	6H	8.376	8.676	9.026	9.206	0.180	10.000	10.397
M10 × 1.25	6H	8.647	8.912	9.188	9.348	0.160	10.000	10.340

**Rosca interna (Clase 6H)**  
**Diametro mayor=6,91 mm**  
**Diametro de paso=7,3 mm**  
**Diametro minimo=8,15 mm**

Por recomendaciones de la catedra, utilizaremos como material para la tuerca:

**Material: IRAM – IAS – 1020 (ZINCADO)**

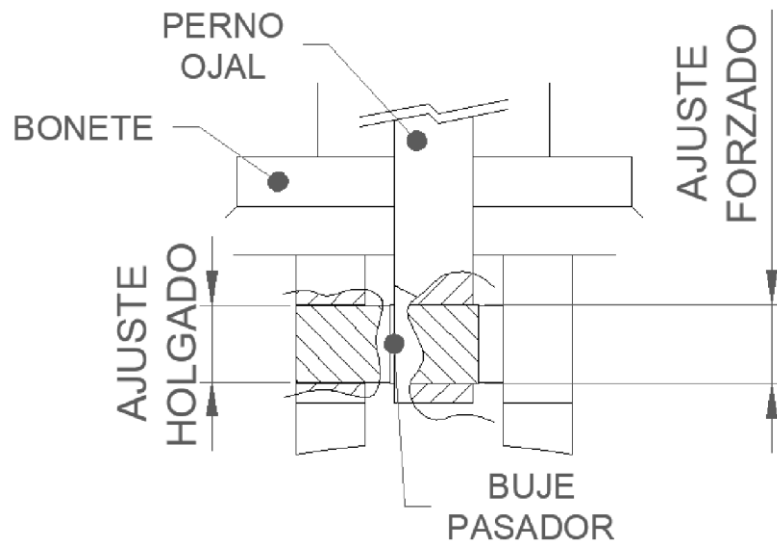
En resumen, las tuercas de la unión del extremo tendrán la siguiente especificación:

Componente	Material
METRIC HEX NUT STYLE 1 M8 x 1 – 6H	IRAM – IAS – 1020 (ZINCADO)

#### 7.4 Buje pasador

Teniendo en cuenta lo mencionado en el punto 7.1, el buje pasador tendrá una construcción según se muestra en la siguiente imagen y provocará una fijación permanente entre el bonete de la válvula (se introduce a través de las pestañas perimetrales) y el perno ojal.





En resumen, el buje pasador tendrá las siguientes características:

Componente	Material
BUJE PASADOR	IRAM-IAS-1045

## 8. Sistema de cierre.

### 8.1 Sistema adoptado

El diseño del sistema de cierre para nuestra válvula comprende las siguientes piezas:

- Vástago: Es el elemento encargado de suministrar el movimiento lineal, proveniente del motor eléctrico, al obturador para ejercer la acción de cierre o apertura de la válvula, también se considera la acción de regulación cuando el obturador se ubica en una posición intermedia.
- Obturador: Es el elemento encargado de interrumpir o permitir el paso del fluido circulante, es accionado por el vástago y cuando llega a su posición de cierre total se apoya en el asiento de la válvula.
- Asiento: Es el elemento con el cual hace contacto el obturador en las últimas etapas de la carrera de la válvula. El anillo de asiento proporciona una superficie de cierre estable, uniforme y reemplazable.
- Jaula: Es el elemento de la válvula que rodea al disco o tapón y se encuentra dentro del cuerpo de la válvula. Típicamente, la jaula es uno de los mayores determinantes del flujo dentro de la válvula. El diseño y la disposición de las aberturas en la periferia de la jaula pueden tener un gran efecto en el flujo del fluido (las características de flujo de diferentes materiales a temperaturas, presiones que están en un rango, etc.). Las jaulas también se utilizan para guiar el obturador hasta el asiento de la válvula para un buen cierre

Para seleccionar los materiales de los distintos componentes del sistema de cierre, nos referimos al catálogo Fisher ED Sliding-stem Control Valves el cual ofrece distintas combinaciones de materiales para cada componente en función de las temperaturas de trabajo.

Si nos referimos a la tabla 3 donde se muestran las distintas combinaciones de componentes metálicos del “trim” podemos observar que la combinación estándar es la número 1:



Trim Designation	Valve Plug	Cage	Seat Ring	Liner (EAD Valve Only)
1 (standard for ED, EAD, and EDR in all valve body materials except CF8M)	S41600 HT	17-4 SST HT	S41600 HT or CA15 HT <sup>(2)</sup>	S41600 HT
3 and 3H <sup>(3)</sup>	S31600 with seat and guide hard faced with CoCr-A hardfacing alloy	R30006 or R30016 (alloy 6)	R30006 (alloy 6)	---
4 <sup>(4)</sup>	S31600	17-4 SST HT	S31600	S31600
5 <sup>(6)</sup> and 5H <sup>(3)(6)</sup>	S31600 with seat and guide hard faced with CoCr-A hardfacing alloy	R31233	R30006 (alloy 6)	---
6 <sup>(6)</sup>	S31600 with seat and guide hard faced with CoCr-A hardfacing alloy	S31603 CRPL	R30006 (alloy 6)	---
27	S31600 with seat and guide hard faced with CoCr-A hardfacing alloy	316 SST with electroless nickel coating (ENC)	R30006 (alloy 6)	---
28 <sup>(5)</sup>	S31600 with seat hard faced with CoCr-A hardfacing alloy			
29 (standard for CF8M bodies in all designs) <sup>(5)</sup>	S31600	316 SST with electroless nickel coating (ENC)	S31600	S31600
37 and 37H <sup>(3)</sup>	S31600 with seat and guide hard faced with CoCr-A hardfacing alloy	17-4 SST HT	R30006 (alloy 6)	

1. Nonferrous alloy combinations are also available. Consult your [Emerson sales office](#) for details.  
 2. CA15 is used for NPS 6 and 8 full-size and restricted-trim valves.  
 3. Trims 3H, 5H, and 37H have clearances for high-temperature service.  
 4. Not for use with Whisper Trim I.  
 5. Not use with Whisper Trim I with 136 mm (5.375 inch) and larger ports.  
 6. Only available for NPS 8 Whisper Trim I cages.

Tabla 3 – Combinaciones típicas de partes metálicas del “trim” para todas las válvulas excepto aquellos sistemas de cierre especiales como anticavitación o con atenuación de ruido. Fisher ED Sliding-Stem Control Valve – Fisher.

Numero de Trim	Tapón	Caja	Anillo de Asiento
1	416 dureza 38 Rockwell C	17-4PH dureza 40 Rockwell C	416 o 410 dureza 38 Rockwell C
4	316	17-4PH dureza 40 Rockwell C	316
29	316	316 con electroless nickel coating (ENC)	316
37	316, asiento y guía endurecida CoCr-A	17-4PH dureza 40 Rockwell C	Fundición CoCr-A

Opciones de “trim”. Curso técnico de válvulas de control – Fisher.

Si nos referimos al grafico de temperaturas de trabajo (figura 9) para cada combinación de metales del “trim”:

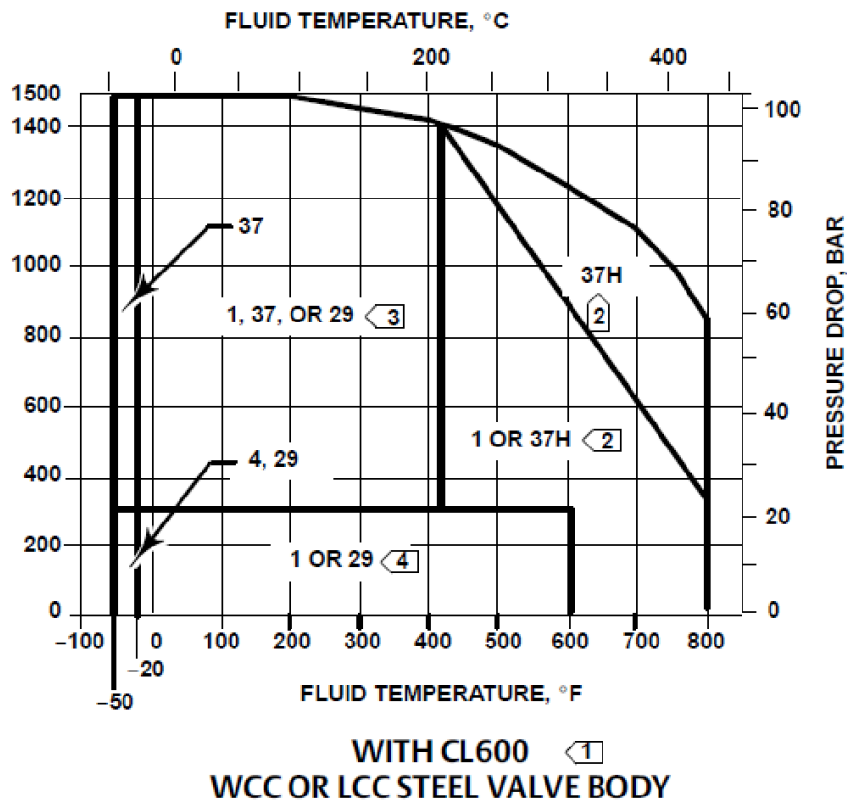


Figura 9 - Sistemas de cierre típicos o “trim” utilizados en todas las válvulas excepto aquellos sistemas de cierre especiales como anticavitación o con atenuación de ruido. Fisher ED Sliding-Stem Control Valve – Fisher.

VALVE BODY/BONNET <sup>(2)</sup> MATERIAL	TRIM DESIGNATION	VALVE SIZE, NPS	MATERIAL TEMPERATURE CAPABILITY			
			°C		°F	
			Min	Max	Min	Max
Cast Iron	1, 3, 27, or 29	All	-29	232	-20	450
	5 <sup>(5)</sup>	8	-29	232	-20	450
	6 <sup>(5)</sup>	8	-29	232	-20	450
	37	All	-29	210	-20	410
	37H	All	210	232	410	450
WCC steel	1	All	-29	427	-20	800
	4	All	-29	210	-20	410
	5 <sup>(5)</sup>	8	-29	316	-20	600
	5H <sup>(5)</sup>	8	316	427	600	800
	6 <sup>(5)</sup>	8	-29	316	-20	600
	27	All (except limited to 338 °C [640 °F] for NPS 4 and 6)	-29	343	-20	650
	29	All	-29	149 <sup>(4)</sup>	-20	300 <sup>(4)</sup>
	37	All	-29	210	-20	410
37H	All	210	427	410	800	

Tabla 7 – Capacidades de temperatura del cuerpo de la válvula y el “trim”. Fisher ED Sliding-Stem Control Valve – Fisher.

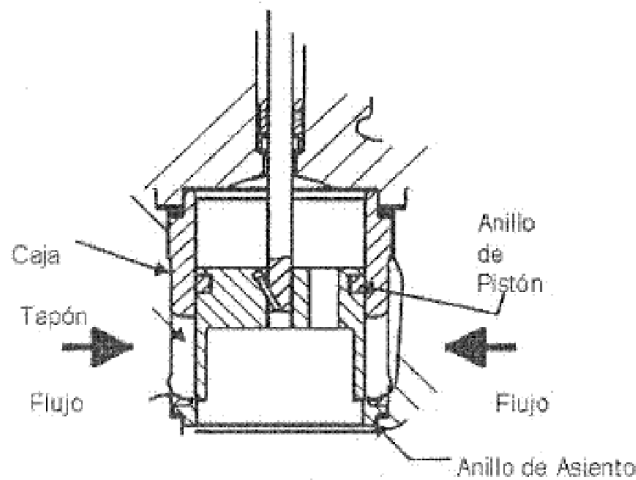


- Resolución.

Como resultado, seleccionaremos como materiales para nuestros componentes del sistema de cierre los mismos que Fisher ofrece para el tipo de “trim” número 1.

Se tomará como sistema de cierre de referencia el del modelo ED de Fisher, se mantendrán las piezas básicas y se harán modificaciones geométricas pero manteniendo el material definido anteriormente. Las piezas adicionales para nuestro sistema de cierre serán de materiales equivalentes.

## *Válvula Guiada en Caja (ED)*



*Sistema de cierre o “trim” tipo jaula similar al propuesto para el diseño. Curso técnico de válvulas de control – Fisher.*

### 8.2 Vástago.

#### 8.2.1 Diseño.

Cita: **API STD 602:2015**, párrafo **5 Diseño – 5.7 Vástago**.

*“5.7.1: El diseño del vástago será de tornillo y yugo exterior (OS&Y), excepto cuando se especifique tornillo interior (ISRS). Vástagos con tornillo interior están limitados a válvulas compuerta o globo con designaciones de presión menores a Clase 800 dentro de un rango de tamaños nominales entre DN 8 y DN 65.”*

*“5.7.3: El vástago será de una sola pieza de material forjado, los vástagos fabricados por soldadura no están permitidos.*

*La superficie del vástago que pasa a través de la empaquetadura tendrá un valor de rugosidad superficial de  $Ra \leq 0,80 \mu m$ ”*

*“5.7.4: Las roscas del vástago serán de forma trapezoidal de acuerdo con la norma ASME B1.5 y ASME B1.8, permitiéndose variaciones dimensionales nominales. Las roscas del vástago serán tales que un volante de accionamiento directo girado en el sentido de las agujas del reloj cerrará la válvula...”*

*“5.7.5: Los medios de unión del vástago a la cuña/disco deben ser diseñados a modo de prevenir que el vástago se desacople de la cuña/disco mientras la válvula se encuentra en servicio... Se prohíbe utilizar como medio de fijación roscas o clavijas.”*



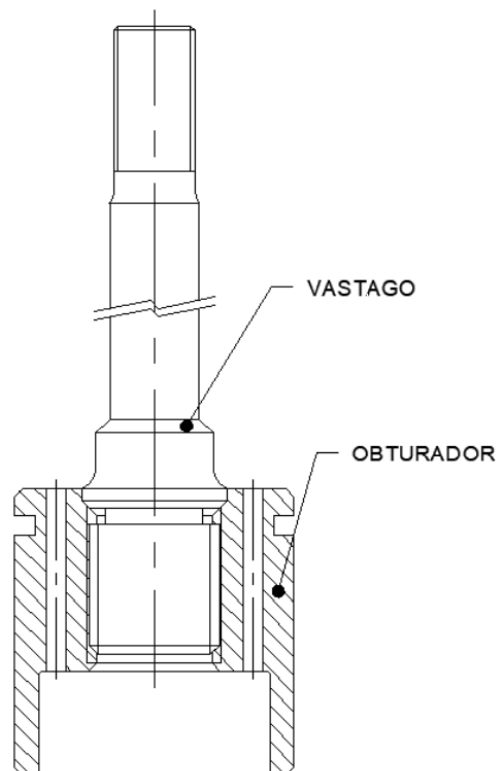
*“5.7.6: Los vástagos de las válvulas, excepto los utilizados en las válvulas de globo en las que la función de asiento trasero es con un componente de disco, incluirán una superficie cónica o esférica elevada que se asentará contra el asiento trasero del bonete cuando la cuña/disco esté en su posición totalmente abierta. Su función es que pueda permitir que se añada o reemplace material de empaque mientras la válvula se encuentra en servicio en posición totalmente abierta.*

Cita: **API STD 623:2013**, párrafo **5 Diseño – 5.8 Vástago, tuerca del vástago y cojinete del yugo**.

*“5.8.2: El vástago debe tener un medio de sujeción al disco en un extremo y un roscado externo trapecoidal en el otro. En el yugo se debe proveer un cojinete en el caso de vástagos ascendentes rotativos o una tuerca en el caso de vástago ascendente no rotativo.”*

En nuestro caso, el vástago es del tipo deslizante ya que el movimiento lineal es aportado por el actuador eléctrico y el vástago solo se traslada en la dirección vertical, sin girar. Por ende, no se podrá clasificar como OS&Y o ISRS ya que no posee rosca que permita el movimiento. Sin embargo, en el diseño del vástago respetaremos las condiciones impuestas por las normas **API STD 623:2013** y **API STD 602:2015**.

El mismo estará fabricado como una única pieza integral en cuyo extremo superior tendrá una terminación roscada que permita la conexión con un conector tipo nuez, y mediante una abrazadera todo el conjunto se conectará con el actuador; y en el extremo inferior tendrá una terminación en forma de disco la cual hará contacto con el obturador.



Ingresamos en la **tabla 6** de la norma **ASME B1.13M:2005** para seleccionar el diámetro nominal adecuado:



**TABLE 6 ISO 261 DIAMETER/PITCH COMBINATIONS FROM WHICH THE STANDARDS WERE SELECTED**

Nominal Diameters			Pitches											
Col. 1 1st Choice	Col. 2 2nd Choice	Col. 3 3rd Choice	Coarse	Fine										
				3	2	1.5	1.25	1	0.75	0.5	0.35	0.25	0.2	
1.6			0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2
	1.8		0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2
2			0.4	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	...
	2.2		0.45	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	...
2.5			0.45	...	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...
3			0.5	...	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...
	3.5		0.6	...	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...
4			0.7	...	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
	4.5		0.75	...	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
5			0.8	...	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
		5.5	...	...	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
6			1	...	...	...	...	...	...	...	0.75	...	...	...
	7		1	...	...	...	...	...	...	...	0.75	...	...	...
8			1.25	...	...	...	...	...	...	1	0.75	...	...	...
		9	1.25	...	...	...	...	...	...	1	0.75	...	...	...
10			1.5	...	...	...	1.25	...	1	0.75	...	...	...	...
		11	1.5	...	...	...	...	...	1	0.75	...	...	...	...
12			1.75	...	...	1.5	1.25	...	1	...	...	...	...	...
14			2	...	...	1.5	1.25 [Note (1)]	...	1	...	...	...	...	...
		15	...	...	...	1.5	...	...	1	...	...	...	...	...

La denominación del roscado que tendrá el perno ojal en su extremo será:

**Metric Thread: M14 x 2 x 30 mm**

*Nota: El largo del roscado se determinará en el diseño.*

Según las citas hechas en el punto 4.3.3, seguiremos los mismos pasos para determinar las especificaciones del roscado de los pernos. La especificación del roscado de estos pernos la encontraremos en la **tabla 14** de la norma **ASME B1.13M:2005** ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M14 x 2.
- Clase: Externa 6g.



**TABLE 14 EXTERNAL THREAD — LIMITING DIMENSIONS M PROFILE (CONT'D)**

Basic Thread Designation	Tolerance Class	Allowance, $a_s$ [Note (1)]	Major Diam., $d$ [Note (2)]		Pitch Diam., $d_2$ and Functional Diam. [Notes (2) and (3)]			Max. Minor Diam., (Flat Form), $d_1$ [Note (2)]	Min. Minor Diam. (Rounded Form), $d_1$ [Note (4)] (For Reference)
			Max.	Min.	Max.	Min.	Tol.		
M12 x 1.5	6g	0.032	11.968	11.732	10.994	10.854	0.140	10.344	9.930
M12 x 1.5	4g6g	0.032	11.968	11.732	10.994	10.904	0.090	10.344	9.980
M12 x 1.25	6g	0.028	11.972	11.760	11.160	11.028	0.132	10.619	10.258
M12 x 1.25	4g6g	0.028	11.972	11.760	11.160	11.075	0.085	10.619	10.305
M12 x 1	6g	0.026	11.974	11.794	11.324	11.206	0.118	10.891	10.590
M12 x 1	4g6g	0.026	11.974	11.794	11.324	11.249	0.076	10.891	10.633
M14 x 2	6g	0.038	13.962	13.682	12.663	12.503	0.160	11.797	11.271
M14 x 2	4g6g	0.038	13.962	13.682	12.663	12.563	0.100	11.797	11.331
M14 x 1.5	6g	0.032	13.968	13.732	12.994	12.854	0.140	12.344	11.930
M14 x 1.5	4g6g	0.032	13.968	13.732	12.994	12.904	0.090	12.344	11.980
M15 x 1	6g	0.026	14.974	14.794	14.324	14.206	0.118	13.891	13.590
M15 x 1	4g6g	0.026	14.974	14.794	14.324	14.249	0.076	13.891	13.633

**Rosca externa (Clase 6g)**  
**Diametro mayor=13,96 mm**  
**Diametro de paso=12,66 mm**  
**Diametro mínimo 11,79 mm**

En resumen, el vástago en su extremo superior tendrá las siguientes características:

La especificación del roscado del vástago según norma **ASME B1.1:2003** es:

Rosca	Material
M14 x 2 - 6g x 30 mm	AISI 416

### 8.2.2 Acople vástago – obturador.

El acople del vástago al obturador se hará mediante un conector cuya superficie exterior será roscada para acoplarse con el obturador y la superficie interior será con terminación del tipo ajuste forzado para acoplarse con el vástago. Además, el vástago y el acople estarán soldados para evitar posibles desacoples.

La unión entre el vástago y el obturador de la válvula se realizará con una pieza a la cual denominamos acople vástago – obturador. Esta pieza tendrá una construcción tipo revolución en cuya superficie cilíndrica exterior tendrá una rosca para permitir su unión con el obturador, y en su superficie cilíndrica interior tendrá una dimensión tal que permita una unión con ajuste del tipo forzado con el vástago de la válvula. Este acople, a su vez, irá soldado al vástago para evitar posibles desajustes.

Ingresamos en la **tabla 6** de la norma **ASME B1.13M:2005** para seleccionar el diámetro nominal adecuado:



**TABLE 6 ISO 261 DIAMETER/PITCH COMBINATIONS FROM WHICH THE STANDARDS WERE SELECTED**

Nominal Diameters			Pitches											
Col. 1 1st Choice	Col. 2 2nd Choice	Col. 3 3rd Choice	Coarse	Fine										
				3	2	1.5	1.25	1	0.75	0.5	0.35	0.25	0.2	
1.6			0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2	
2	1.8		0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2	
			0.4	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
2.6	2.2		0.45	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
3			0.45	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
			0.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
4	3.5		0.6	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
			0.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
5	4.5		0.75	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
			0.8	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
6		5.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
			1	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
8	7		1	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
			1.25	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
10		8	1.25	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
			1.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
12		11	1.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	
			1.75	...	...	1.5	1.25	1	0.75	...	...	...	0.25	
14			2	...	...	1.5	1.25 (Note (1))	1	0.75	...	...	...	0.25	
			...	...	...	1.5	...	1	0.75	...	...	...	0.25	
16		15	2	...	...	1.5	...	1	0.75	...	...	...	0.25	
			...	...	...	1.5	...	1	0.75	...	...	...	0.25	
17			...	...	...	1.5	...	1	0.75	...	...	...	0.25	
18			2.5	...	2	1.5	...	1	0.75	...	...	...	0.25	

La denominación del roscado para el acople vástago - obturador será:

**Metric thread: M17 x 1 x 24 mm**

Nota: El largo del roscado se determinará en el diseño.

Según las citas hechas en el punto 4.3.3, seguiremos los mismos pasos para determinar las especificaciones del roscado de este componente. La especificación del roscado de estos pernos la encontraremos en la **tabla 14** de la norma **ASME B1.13M:2005** ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M17 x 1.
- Clase: Externa 6g.





TABLE 14 EXTERNAL THREAD – LIMITING DIMENSIONS M PROFILE (CONT'D)

Basic Thread Designation	Tolerance Class	Allowance, $e_s$ [Note (1)]	Major Diam., $d$ [Note (2)]		Pitch Diam., $d_2$ and Functional Diam. [Notes (2) and (3)]			Max. Minor Diam., (Flat Form), $d_2$ [Note (2)]	Min. Minor Diam. (Rounded Form), $d_2$ [Note (4)] (For Reference)
			Max.	Min.	Max.	Min.	Tol.		
M12 x 1.5	6g	0.032	11.968	11.712	10.994	10.854	0.140	10.344	9.930
M12 x 1.5	4g6g	0.032	11.968	11.712	10.994	10.904	0.090	10.344	9.980
M12 x 1.25	6g	0.028	11.972	11.760	11.960	11.028	0.132	10.619	10.258
M12 x 1.25	4g6g	0.028	11.972	11.760	11.960	11.075	0.085	10.619	10.305
M12 x 1	6g	0.028	11.974	11.794	11.324	11.206	0.118	10.881	10.590
M12 x 1	4g6g	0.026	11.974	11.794	11.324	11.249	0.075	10.881	10.633
M14 x 2	6g	0.038	13.962	13.682	12.663	12.563	0.100	11.797	11.271
M14 x 2	4g6g	0.038	13.962	13.682	12.663	12.563	0.100	11.797	11.331
M14 x 1.5	6g	0.032	13.968	13.712	12.994	12.854	0.140	12.344	11.930
M14 x 1.5	4g6g	0.032	13.968	13.712	12.994	12.904	0.090	12.344	11.980
M15 x 1	6g	0.028	14.974	14.794	14.324	14.206	0.118	13.891	13.590
M15 x 1	4g6g	0.026	14.974	14.794	14.324	14.249	0.075	13.891	13.633
M16 x 2	6g	0.038	15.962	15.682	14.663	14.563	0.100	13.797	13.271
M16 x 2	4g6g	0.038	15.962	15.682	14.663	14.563	0.100	13.797	13.331
M16 x 1.5	6g	0.032	15.968	15.712	14.994	14.854	0.140	14.344	13.930
M16 x 1.5	4g6g	0.032	15.968	15.712	14.994	14.904	0.090	14.344	13.980
M17 x 1	6g	0.028	16.974	16.794	16.324	16.206	0.118	15.891	15.590
M17 x 1	4g6g	0.026	16.974	16.794	16.324	16.249	0.075	15.891	15.633
M18 x 1.5	6g	0.032	17.968	17.712	16.994	16.854	0.140	16.344	15.930
M18 x 1.5	4g6g	0.032	17.968	17.712	16.994	16.904	0.090	16.344	15.980
M20 x 2.5	6g	0.042	19.968	19.623	18.334	18.164	0.170	17.251	16.624
M20 x 2.5	4g6g	0.042	19.968	19.623	18.334	18.228	0.106	17.251	16.688
M20 x 1.5	6g	0.032	19.968	19.732	18.994	18.854	0.140	18.344	17.930
M20 x 1.5	4g6g	0.032	19.968	19.732	18.994	18.904	0.090	18.344	17.980
M20 x 1	6g	0.026	19.974	19.794	19.324	19.206	0.118	18.891	18.590
M20 x 1	4g6g	0.026	19.974	19.794	19.324	19.249	0.075	18.891	18.633
M22 x 2.5	6g	0.042	21.968	21.623	20.334	20.164	0.170	19.251	18.624

(continued)

**Rosca externa (Clase 6g)**  
**Diametro mayor=16,97 mm**  
**Diametro de paso=16,32 mm**  
**Diametro minimo=15,89 mm**

En resumen, el acople del vástago tendrá las siguientes características:

Rosca	Material
M17 x 1 – 6g x 24 mm	AISI 416

### 8.3 Obturador – API STD 602:2015 / API STD 623:2013.

Cita: API STD 602:2015, párrafo 5 Diseño – 5.6 Elemento de cierre – 5.6.3 Disco de la válvula globo.

“5.6.3.1: Las válvulas globo deben ser provistas con discos ni integrales al vástago. EL disco debe poseer una superficie de asiento cónica o plana si lo especifica el cliente.”

“5.6.3.2: Una vez ensamblado, el diseño de la retención del disco al vástago debe ser tal que el mismo no pueda desprenderse del vástago como resultado de las vibraciones inducidas por el flujo o movimiento de la cañería.”



Cita: **API STD 623:2013**, párrafo **5 Diseño – 5.6 Disco**.

*“5.6.1.1: Salvo especificación se debe proveer un disco de una sola pieza.”*

*“5.6.4: La superficie de asiento del disco debe ser integral o tener un revestimiento de material depositado, el cual debe tener un espesor mínimo de 1,6 mm...”*

En nuestro caso no poseemos un obturador típico en forma de disco de las válvulas globo, sino que su forma es la de un “pistón” similar a las válvulas macho.

Nuestro diseño comprende un obturador tipo pistón balanceado, el cual ayudara a disminuir la fuerza que debe ejercer la válvula cuando cierra contra la circulación del fluido y las fuerzas estáticas producidas por el paso del fluido.

### *Valvula Tapón Balanceado (Fuerzas del Fluido)*

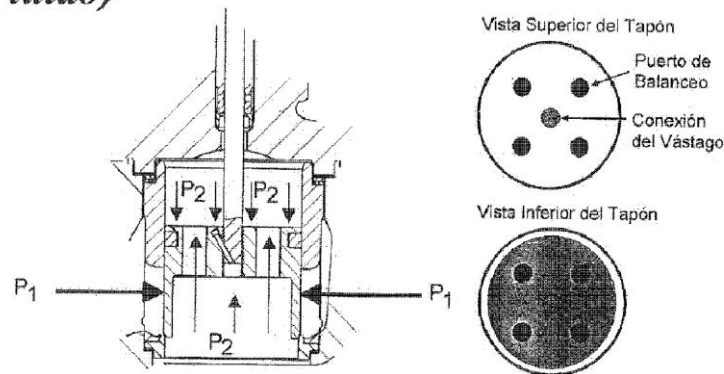


Figura 2-11

*Curso técnico de válvulas de control – Fisher.*

En cuanto a su construcción, tal como se mencionó en el punto 8.2.2, el obturador tendrá una rosca en su superficie cilíndrica interior la cual permitirá la unión con el conector vástago - obturador y por ende la asociación que permita la transmisión del movimiento lineal desde el vástago hacia el obturador.

En función de lo mencionado en el punto 8.2.2, la denominación del roscado para este componente será:

**Metric thread: M17 x 1 x 17 mm**

*Nota: El largo del roscado se determinará en el diseño.*

Según las citas hechas en el punto 4.3.3, seguiremos los mismos pasos para determinar las especificaciones del roscado de este componente.

La especificación del roscado de estos pernos la encontraremos en la **tabla 15** de la norma **ASME B1.13M:2005** ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M17 x 1.
- Clase: Interna 6H

En resumen, el acople del vástago tendrá las siguientes características:

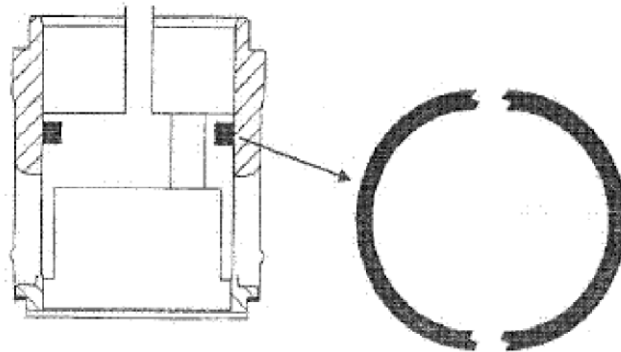


Rosca	Material
M17 x 1 – 6H x 17 mm	AISI 416

### 8.3.1 Junta de sellado.

El obturador posee unas ranuras periféricas que alojaran un anillo de grafito el cual actuara como sellador entre el diámetro exterior del actuador y el diámetro interior de la jaula. El mismo está particionado en dos mitades semicirculares para facilitar el armado del conjunto.

## *Sello de Grafito ED Estandar*



*Sello individual estándar de grafito para válvula modelo ED. Curso técnico de válvulas de control – Fisher.*

Al igual que en el punto 5.8 y 8.2.3, esta junta se solicitará al fabricante **Klinger** y tendrá las siguientes especificaciones:

Anillo de grafito TopLine K35	
Diámetro exterior	59 mm
Diámetro interior	52,6 mm
Espesor	3,2 mm

*Nota: La junta debe proveerse en dos mitades semicirculares.*

La utilización de distintos tipos de sellos en el obturador de la válvula modificara la clase de fuga con la que opera la válvula, estas clasificaciones de fuga se dan mediante la norma ANSI/FCI 70-2.

## *Opciones de Sello en Válvulas Guiadas en Caja*

Tipo	Sello estandar	Sellos Opcionales
ES	Desbalanceada - No Sellos	
ED	Grafito Solido Clase II a 1100 grados F Clase IV con Anillos Múltiples	PTFE/Alloy U-Seal Clase II a 450 grados F  C-Seal Clase V a 1100 grados F



*Curso técnico de válvulas de control – Fisher.*

Vemos que con único anillo de grafito solido se alcanza una clase II de fuga según ANSI/FCI.

**Clase de Fuga ANSI/FCI**

Clase ANSI	Maxima Fuga	Medio	Presion			
Clase II	0.5% de la capacidad de la valvula completamente abierta	Aire	$\Delta P$ de Servicio Menor <sup>(3)</sup> o 50 psid			
Clase III	0.1% de la capacidad de la valvula completamente abierta	Aire	$\Delta P$ de Servicio Menor <sup>(3)</sup> o 50 psid			
Clase IV	0.01% de la capacidad de la valvula completamente abierta	Aire	$\Delta P$ de Servicio Menor <sup>(3)</sup> o 50 psid			
Clase V <sup>(1)</sup>	0.0005 mL/minuto/psid/ diametro de puerto en pulgadas	Agua	$\Delta P$ de Servicio <sup>(3)</sup>			
Estd. Prueba Aire para Valvulas SS (SAT-SSV) <sup>(2)</sup>	Std 0.05 mL/minuto/psid/diametro de puerto en pulgadas		$\Delta P$ de Servicio Menor <sup>(3)</sup> o 50 psid			
Clase VI	Diametro de Puerto		Burbujas por minuto	Aire o N2	$\Delta P$ de Servicio Menor o 50 psid	
	In	mm	mL por minuto			
	1	25	1			0.15
	1 1/2	38	2			0.30
	2	51	3			0.45
	2 1/2	64	4			0.60
	3	76	6			0.90
	4	102	11			1.70
6	152	27	4.00			
8	203	45	6.75			

1. ANSI/FCI Clase V prueba en agua no disponible para oxigeno-limpio, criogenico, o valvulas limpias por FGS 8. Todas. Cualquier desensamble invalida la prueba de sello. Ver PS Sheet 59.1:004C para pruebas opcionales.  
2. Clases de fuga Fisher Controls.  
3. Especificar la  $\Delta P$  al ordenar.

*Clases de fuga ANSI/FCI. Curso técnico de válvulas de control – Fisher.*

Una Clase II de fuga corresponde a una perdida máxima del 0,5% de la capacidad de la válvula completamente abierta cuando el fluido que circula a través de ella es aire y sufre una caída de presión menor a 50 psig.

**8.4 Asiento – API STD 602:2015 / API STD 623:2013.**

Cita: **API STD 602:2015**, párrafo 5 Diseño – 5.4 Cuerpo de la válvula – 5.4.6 Asientos del cuerpo.

*“5.4.6.2: Si se proporcionan asientos separados, los mismos deben ir roscados o presionados al cuerpo. Para válvulas globo, los asientos que vayan enrollados o presionados en su lugar deberán ser sellados con juntas.”*

Cita: **API STD 623:2013**, párrafo 5 Diseño – 5.3 Dimensiones del cuerpo – 5.3.5 Asientos del cuerpo.

*“5.3.5.4: Los anillos de los asientos del cuerpo tendrán una superficie adecuada para el área de asientos y tendrán bordes diseñados para evitar el rozamiento o cualquier otro daño.*



La superficie de sellado de los anillos de asiento del cuerpo estará diseñada de tal manera que la tensión de contacto del disco contra el asiento sea inferior al límite de elasticidad de ambos materiales de asiento, a fin de evitar la deformación plástica o cualquier otro daño a las superficies de asiento.

En nuestro caso utilizaremos un asiento no integral con el cuerpo de la válvula, la misma irá alojado en un anillo interior dentro del cuerpo y entre ellos se interpondrá una junta de grafito.

## Empaques

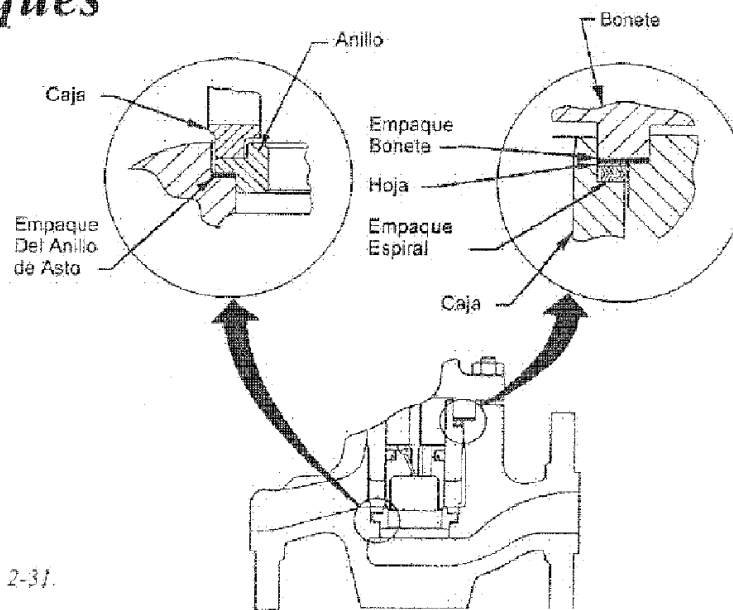


Figura 2-31.

*Diseño de asiento propuesto. Curso técnico de válvulas de control – Fisher.*

Una vez colocado el asiento y la junta dentro del alojamiento, se efectuará una soldadura sobre el perímetro exterior del anillo en contacto con el cuerpo para lograr la estanqueidad deseada.

Para la deposición de la soldadura se mecanizará un pequeño acanalado sobre el perímetro exterior del anillo, el cual será rellenado con material de aporte de soldadura y luego se rectificará para el correcto asiento de la jaula.

El material del asiento será:

**AISI 416**

### 8.4.1 Junta de asiento.

Al igual que en el punto 5.8, 8.2.3 y 8.3.1, esta junta se solicitará al fabricante **Klinger** y tendrá las siguientes especificaciones:

Junta de anillo	
Material: Klinger TopLine K35 Ring	
Diámetro exterior	68 mm
Diámetro interior	62 mm
Espesor	2 mm



### 8.5 Jaula.

La jaula de la válvula posee doble funcionalidad, por un lado, sirve del guía del elemento de cierre u obturador durante su trayecto y por otro regula los parámetros del fluido cuando pasa a través de la válvula.

No se especifica mediante norma las dimensiones o características que estas jaulas deben cumplir, por ende, se verificará la eficiencia y adaptabilidad de la misma mediante simulaciones en softwares por métodos de elementos finitos.

La jaula se mantendrá en su posición sin dar lugar a movimientos por la propia acción del bonete cuando el mismo es ajustado al cuerpo de la válvula.

## *Caja Presionada*

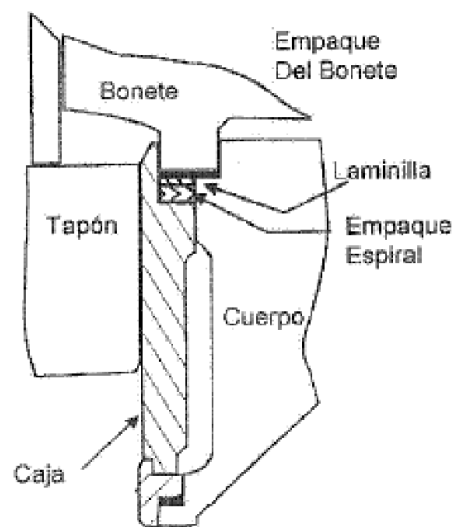


Figura 2-9.

*Jaula presionada contra el cuerpo de la válvula por acción de los espárragos del bonete. Curso técnico de válvulas de control – Fisher.*

Para cada válvula se realizarán tres modelos de jaulas distintos basándonos en los más comunes ofrecidos en el mercado.

Se utilizará como referencia para la geometría de las ranuras por donde pasa el fluido, aquellas geometrías correspondientes a las jaulas que se ofrecen en el catálogo **Fisher ED Sliding-stem Control Valves** de **Fisher**.





### Caja Apertura Rápida



quickopening

#### Característica Visual

- Ventanas Cuadradas

#### Aplicaciones

- Relevé
- On-Off
- Drenaje
- Alta-ganancia lineal a baja carrera

### Caja Lineal



linearcage

#### Características Visuales

- Ventanas en Forma de Pera

#### Aplicaciones

- Caída de Presión Constante

### Caja Igual Porcentaje



equalpercentage

#### Características Visuales

- Ventanas en Forma de Pera Larga y Corta Alternadas

#### Aplicaciones

Control de presión y flujo donde la  $\Delta P$  disminuye cuando el flujo incrementa

Características de los distintos tipos de jaulas. Curso técnico de válvulas de control – Fisher.



Quick-Opening



Linear



Equal-Percentage

Figure 3.33 Characterized Cages for Globe-Style Valve Bodies

Tipos de jaulas más comercializados. Control Valve Handbook – Fisher.

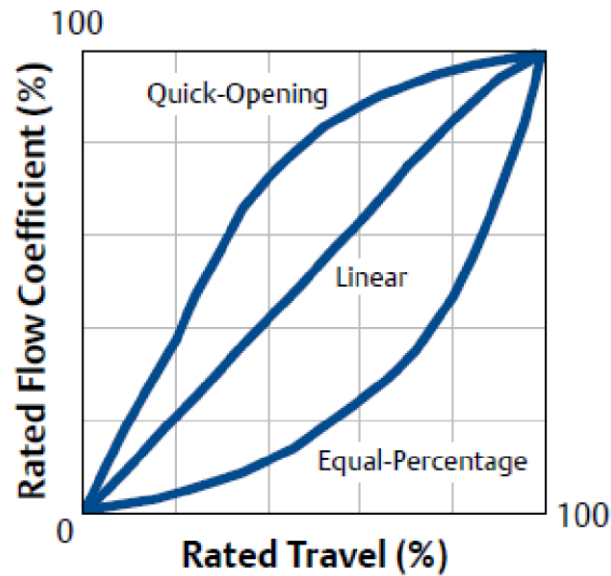


Figure 3.34 Inherent Flow Characteristics Curves

Curvas características de flujo en función del tipo de jaula utilizado. Control Valve Handbook – Fisher.

Todas las especificaciones de la jaula estarán definidas en su plano de detalle y el material seleccionado para la misma será:

**Material: 17–4 SST HT**

## 9. Actuador eléctrico.

### 9.1 Carrera nominal del obturador.

La distancia que debe recorrer el obturador desde su posición completamente abierta, hasta la posición de cierre, la obtenemos del diseño de la válvula.

**Carrera nominal = 36,5 mm**

### 9.2 Selección del actuador.

Seleccionaremos un actuador eléctrico de la marca SAMSON correspondiente al modelo SAM. Del mismo tipo seleccionado para la válvula NPS 1.

Para obtener el actuador eléctrico requerido ingresamos a la tabla de datos técnicos y el mismo se seleccionará en función de:

- Carrera nominal = 36,5 m





### 3 Datos técnicos

Tabla 1: Datos mecánicos

Tipo SAM ...	-01	-10	-11	-12	-13	-20	-21	-22	-23	-30	-31	-32	-33	-40	-41	-42	-50	-51	-52	
Fuerza de empuje	kN	2	2	3,5	4,5	6	6	8	12	15	6	8	12	15	15	20	25	15	20	25
Carrera nominal	mm	15 · 30									15 · 30 · 60						60	60 · 120		
Velocidad de posicionamiento	mm/min	15	17 · 25 · 50		17	13,5 · 25 · 50		13,5	22			13,5	15 · 25		25	25	15 · 25	25	25	
Tiempo de recorrido para carrera nominal	s	120	106 · 72 · 36		106	133 · 72 · 36		133	82			266 · 144 · 72	144 · 72,		288 · 144					
carrera ajustada	mm					15				30						60				
Tiempo de recorrido	s	60	53 · 36 · 18		53	67 · 36 · 18		67	40			133 · 72 · 36	72 · 36		144 · 92					
Posición de montaje	Indiferente, pero el motor no debe colgar hacia abajo																			
Vástago del accionamiento	Ningún tope mecánico, dispositivo antirotación: ranura y resalte																			
Mando manual	Volante manual lateral																			
Rosca de conexión	M30 x 1,5									M60 x 1,5						M100 x 2				
Tipo de protección	IP 65 según DIN EN 60529																			
Conformidad																				
Clase de protección	I según DIN EN 61140																			
Temperatura ambiente admis.	-20 a +60 °C																			

Accionamiento eléctrico tipo SAM -01 a SAM -52 – SAMSON

Actuador seleccionado	
SAMSON SAM -33	
Marca	SAMSON
Modelo	SAM
Versión	-32



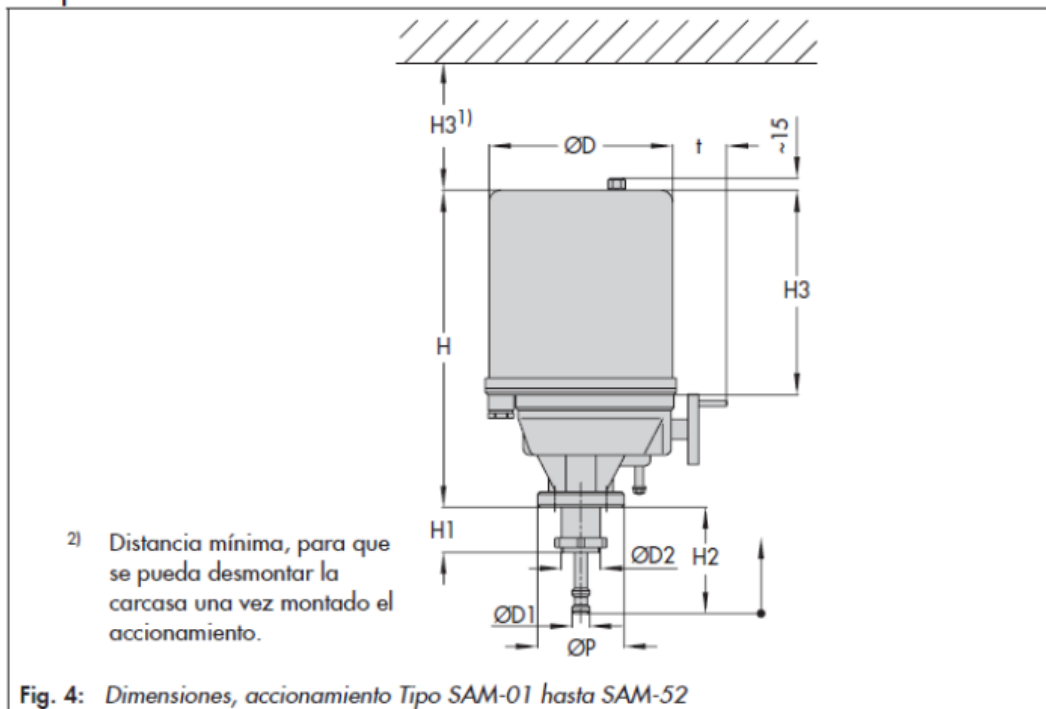
Las características dimensionales son:

**Tabla 4:** Dimensiones en mm y pesos

Tipo	SAM-01 α -13	SAM-20 α -23	SAM-30 α -33	SAM-40 α -42	SAM-50 α -52
Carrera nominal mm	30	30	60	60	120
H <sup>1)</sup>	267 (283)	330 (354)	413 (452)	413 (452)	448 (487)
H1	34	34	54	54	92
H2 máx.	90	90	165	165	315
H3 <sup>1)</sup>	158 (174)	174 (197)	191 (232)	191 (232)	191 (232)
Ø D	145	188	188	216	216
Ø D1	16	16	22	22	40
Ø D2 Rosca	M30 x 1,5	M30 x 1,5	M60 x 1,5	M60 x 1,5	M100 x 2
Ø P	74	130	140	140	158
t	~40	~40	~70	~70	~70
Peso, aprox. kg	5	6	7	15	19

1) Dimensiones entre paréntesis para accionamientos con posicionador

**Dibujo dimensional**





## 10. Yugo.

### 10.1 Diseño - API STD 623:2013.

Cita: API STD 623:2013, párrafo 5 Diseño – 5.7 Yugo.

“5.7.1: El yugo puede ser una parte íntegra o separada del bonete y el mismo debe retener al cojinete, en caso de válvulas con vástagos ascendentes giratorios o la tuerca en caso de válvulas globo con vástagos ascendentes no giratorios.”

“5.7.3: Los yugos que están separados del bonete deben tener una superficie de contacto con el mismo mecanizada para asegurar una interfaz de ensamblaje adecuada.”

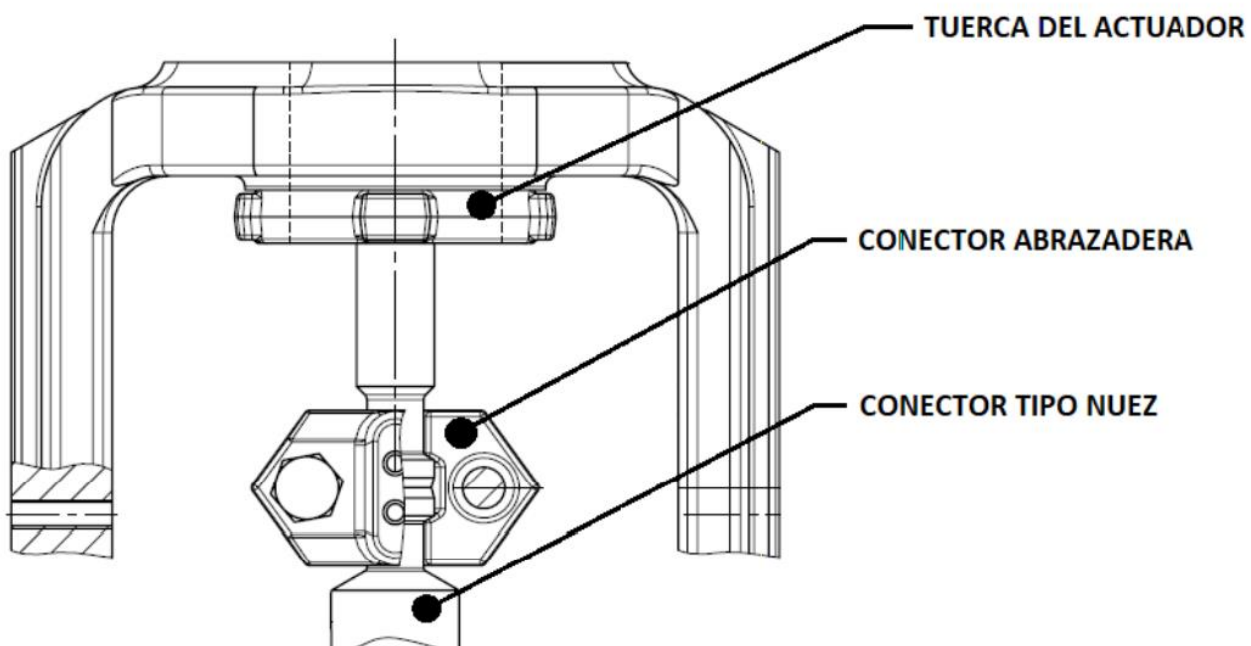
“5.7.4: Cuando se utilice, las superficies de apoyo de las tuercas de yugo a vástago se mecanizarán de forma plana y paralela. Se proveerá un accesorio de lubricación para las superficies de apoyo.”

En nuestro caso optamos por el diseño de un yugo integrado con el bonete, el mismo está compuesto por dos brazos salientes de la superficie diametral exterior del bonete que convergen en un alojamiento circular para posicionar el actuador.

Como el yugo está integrado en el bonete, se trata de una única pieza fundida, donde se mantendrá el material que se seleccionó para el cuerpo y el bonete en el punto 2.

La sección circular con diámetro D2 del actuador se posicionará dentro de este alojamiento con un tipo de ajuste fino. Esta parte cilíndrica del actuador tiene su extremo roscado con rosca M60 x 1,5 para que, una vez posicionado en el yugo, pueda ser fijado con la nuez roscada que viene incluida en el conjunto.

A continuación, se muestra una figura ilustrativa del diseño propuesto donde se puede observar la nuez que asentará sobre la cara inferior del alojamiento del yugo.



Type 3241 Valve - SAMSON



## 10.2 Altura del yugo.

Para determinar la altura total del yugo se tuvieron en cuenta cuatro dimensiones:

- **Dimensión del vástago del actuador completamente retraído (H1).**

Esta dimensión y corresponde a la posición del vástago del actuador cuando la válvula se encuentra completamente abierta. Se puede decir que es el punto inicial de la carrera del vástago.

$$H1=105 \text{ mm}$$

- **Carrera efectiva del vástago (H2).**

Se trata de la carrera que va a efectuar el vástago del actuador para que el obturador pase de la posición completamente abierta a una posición completamente cerrada, el recorrido vertical del vástago de empuje no puede superar esta medida.

$$H2=36,5 \text{ mm}$$

- **Longitud del sistema de conexión sistema de conexión (H3).**

Se debe tener en cuenta un espacio para poder diseñar todo el sistema de conexión entre el vástago de la válvula y el vástago de actuador. Este espacio comprenderá la colocación de la nuez del vástago y contratuerca del mismo.

$$H3=62,5 \text{ mm}$$

- **Medidas adicionales (H4).**

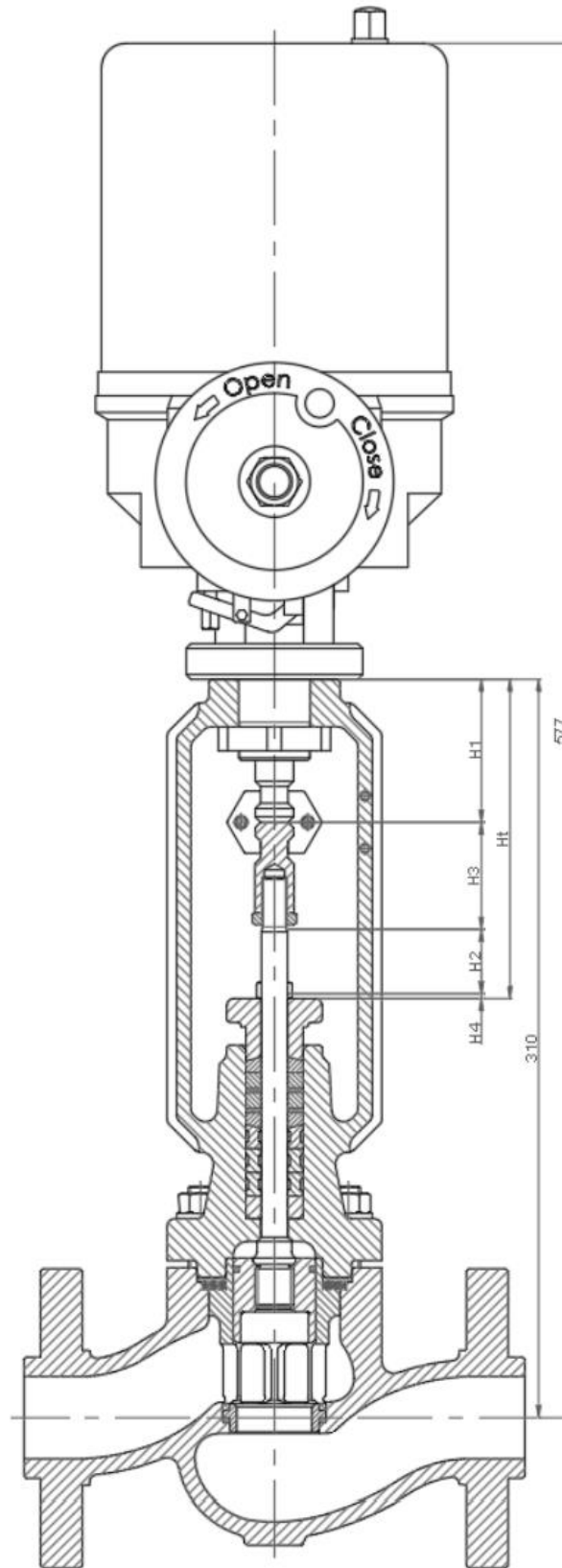
Se debe adicionar una medida más para evitar interferencias entre el sistema de conexión y la brida prensaestopa cuando el obturador se encuentre en la posición de cierre completo.

$$H4=2,5 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta estas medidas, la altura total del yugo queda definida y resultará:

$$Ht=H1+H2+H3+H4$$

$$Ht= 206,5 \text{ mm}$$



Esquema donde se puede visualizar la altura total del conjunto válvula - actuador. Aquí no se indica el sistema de conexión entre vástagos



## 11. Sistema de conexión al actuador

Para el diseño de la conexión entre el vástago de la válvula, que acciona el obturador, y el vástago del actuador eléctrico nos basamos en los diseños propuestos por SAMSON para sus válvulas modelo 3241 las cuales pueden ser accionadas tanto por actuadores eléctricos como por actuadores neumáticos.

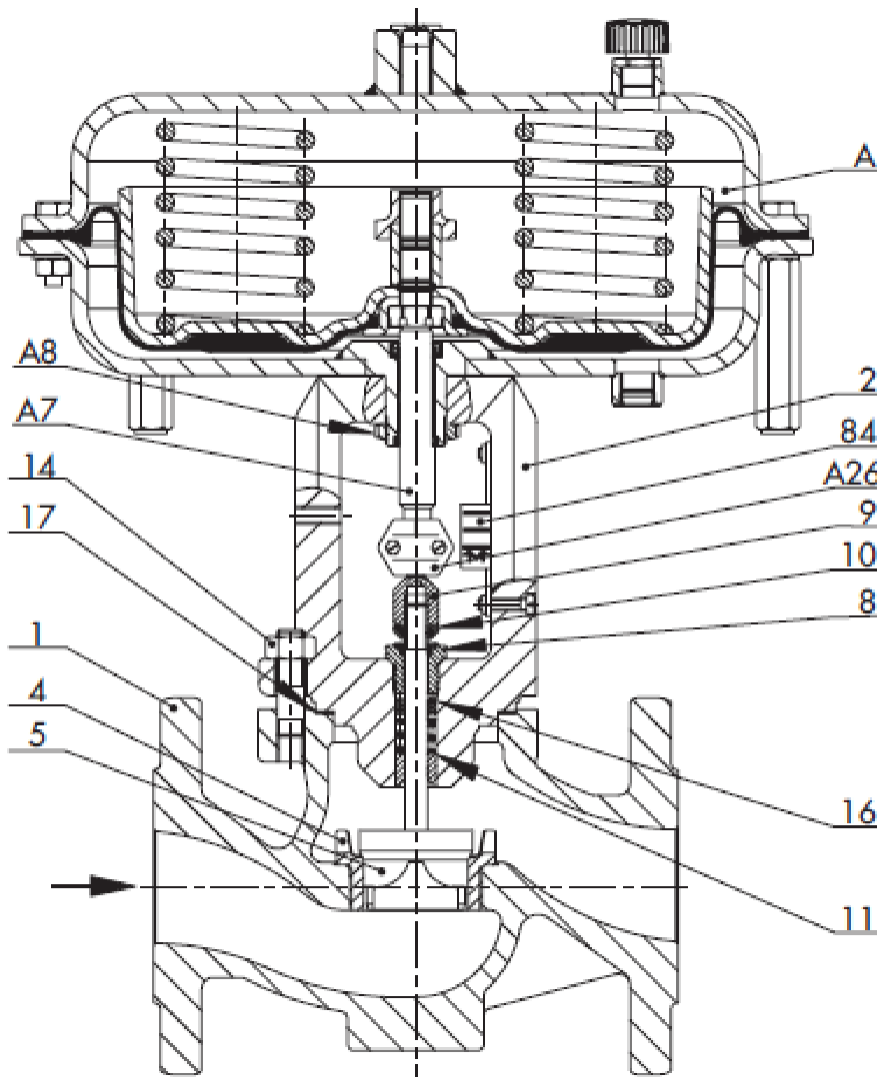


Fig. 3-2: Válvula de control tipo 3241 con actuador neumático tipo 3271. Válvula tipo 3241 - SAMSON

En base a la anterior figura, los elementos que compondrán nuestro sistema de conexión serán:

Número de referencia en la imagen	Denominación
9	Conector tipo nuez del vástago
10	Contratuercas hexagonales (estándar)
A26	Conector abrazadera del vástago
84	Escala indicadora de posición



### 11.1 Conector del vástago de la válvula

Como se mencionó en el punto 8.2.1, el diseño del vástago ya contempla en su extremo superior una conexión roscada para vincularse con esta pieza. Por lo que la misma tendrá un roscado interior con la siguiente denominación.

En función de lo mencionado en el punto 8.2.1, la denominación del roscado para este componente será:

**Metric Thread: M14 x 2 x 30 mm**

Nota: El largo del roscado se determinará en el diseño.

Según las citas hechas en el punto 4.3.3, seguiremos los mismos pasos para determinar las especificaciones del roscado de este componente.

La especificación del roscado de estos pernos la encontraremos en la tabla 15 de la norma ASME B1.13M:2005 ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M14 x 2.
- Clase: Interna 6H.

**Table 15 Internal Thread – Limiting Dimensions M Profile**

Basic Thread Designation	Tolerance Class	Minor Diam., $D_1$		Pitch Diam., $D_2$ and Functional Diam. [Note (1)]			Major Diam., $D$	
		Min.	Max.	Min.	Max.	Tol.	Min.	Max. [Note (2)] (For Reference)
M1.6 x 0.35	6H	1.221	1.321	1.373	1.458	0.085	1.600	1.736
M2 x 0.4	6H	1.567	1.679	1.740	1.830	0.090	2.000	2.148
M2.5 x 0.45	6H	2.013	2.138	2.208	2.303	0.095	2.500	2.660
M3 x 0.5	6H	2.459	2.599	2.675	2.775	0.100	3.000	3.172
M3.5 x 0.6	6H	2.850	3.010	3.110	3.222	0.112	3.500	3.698
M4 x 0.7	6H	3.242	3.422	3.545	3.663	0.118	4.000	4.219
M5 x 0.8	6H	4.134	4.334	4.480	4.605	0.125	5.000	5.240
M6 x 1	6H	4.917	5.153	5.350	5.500	0.150	6.000	6.294
M8 x 1.25	6H	6.647	6.912	7.188	7.348	0.160	8.000	8.340
M8 x 1	6H	6.917	7.153	7.350	7.500	0.150	8.000	8.294
M10 x 1.5	6H	8.376	8.676	9.026	9.206	0.180	10.000	10.397
M10 x 1.25	6H	8.647	8.912	9.188	9.348	0.160	10.000	10.340
M10 x 1	6H	8.917	9.153	9.350	9.500	0.150	10.000	10.294
M10 x 0.75	6H	9.188	9.378	9.513	9.645	0.132	10.000	10.240
M12 x 1.75	6H	10.106	10.441	10.863	11.063	0.200	12.000	12.452
M12 x 1.5	6H	10.376	10.676	11.026	11.216	0.190	12.000	12.407
M12 x 1.25	6H	10.647	10.912	11.188	11.368	0.180	12.000	12.360
M12 x 1	6H	10.917	11.153	11.350	11.510	0.160	12.000	12.304
M14 x 2	6H	11.835	12.210	12.701	12.913	0.212	14.000	14.501
M14 x 1.5	6H	12.376	12.676	13.026	13.216	0.190	14.000	14.407

**Rosca interna (Clase 6H)**  
**Diametro mayor=14,5 mm**  
**Diametro de paso=12,91 mm**  
**Diametro minimo=12,21 mm**



La geometría exterior de esta pieza replicará a la geometría del extremo del vástago que posee el actuador eléctrico seleccionado. De esta manera será más fácil la fabricación de la abrazadera de unión.

En la siguiente figura se puede ver de manera ilustrativa el conector en el cual se basó nuestro diseño, por debajo se encuentra el vástago cuyo extremo roscado irá vinculado con este conector.

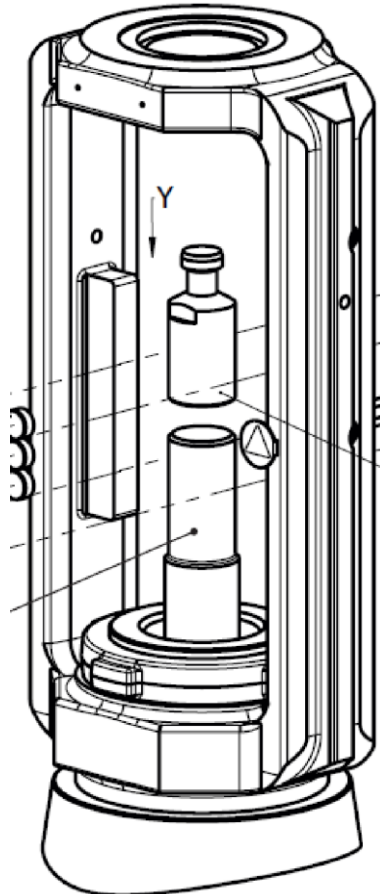


Fig. 5-2: Ensamblaje de la fijación. Válvula tipo 3241 – SAMSON

Para mantener una concordancia con los materiales seleccionados en los puntos 7.1 y 8.1, esta pieza será fabricada en acero al carbono.

**Material: IRAM - IAS - 1045**

En resumen, el conector del vástago de la válvula tendrá las siguientes características:

<b>Rosca</b>	<b>Material</b>
<b>M14 x 2 – 6H x 30 mm</b>	IRAM-IAS-1045





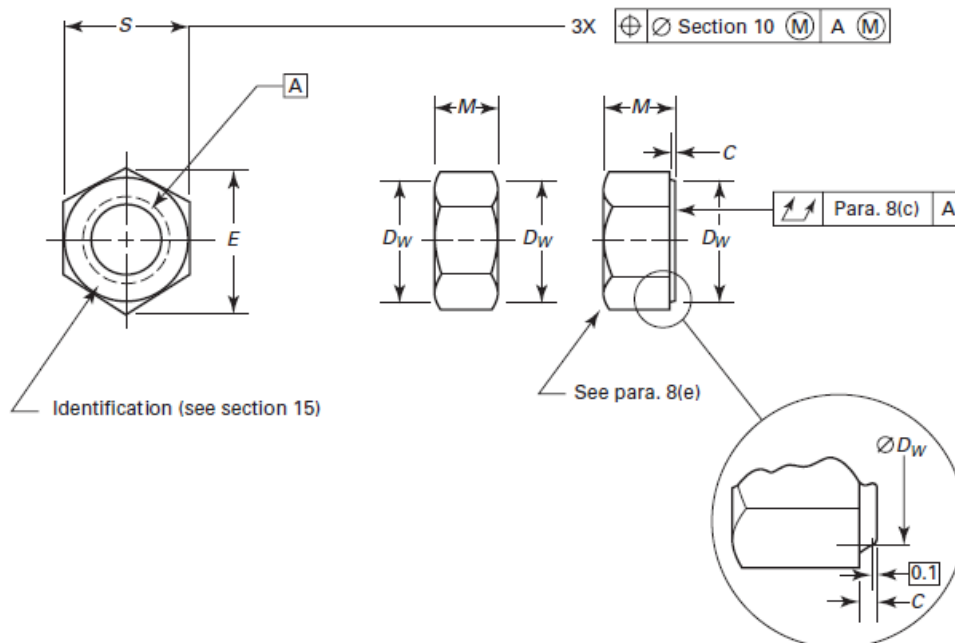
**11.2 Contratuerca hexagonal.**

Se proveerá de una contratuerca de fabricación estándar, la cual se colocará en el vástago previamente a la colocación del conector, el conector se roscará en el extremo del vástago hasta que se ubique en la posición donde hace contacto con el extremo del actuador, esta contratuerca hará a su vez como tuerca de bloqueo para impedir un eventual movimiento del conector.

Las especificaciones y dimensiones de una contratuerca hexagonal la encontraremos en la tabla 1 de la norma ASME B18.2.4.6M 2010 ingresando con los siguientes datos:

Tamaño nominal: M14

**Table 1 Dimensions of Heavy Hex Nuts**



Nominal Nut Dia. and Thread Pitch	Width Across Flats, <i>S</i>		Width Across Corners, <i>E</i>		Thickness, <i>M</i>		Minimum Bearing Face Dia., <i>D<sub>w</sub></i>	Washer Face Thickness, <i>C</i>		Maximum Total Runout of Bearing Surface FIM
	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.		Max.	Min.	
M13 × 1.75	21.00	20.16	24.25	23.78	12.7	11.9	19.2	0.8	0.4	0.38
<b>M14 × 2</b>	24.00	<b>23.16</b>	27.71	<b>26.17</b>	14.3	<b>13.6</b>	22.0	0.8	0.4	0.42
M16 × 2	27.00	26.16	31.18	29.56	17.1	16.4	24.9	0.8	0.4	0.47
M20 × 2.5	34.00	33.00	39.26	37.29	20.7	19.4	31.4	0.8	0.4	0.58

Nota: El tamaño correspondiente a (a) no es de fabricación estándar.

***Distancia entre bordes paralelos (S)= 23,16 mm***  
***Distancia entre esquinas (E)= 26,17 mm***  
***Espesor (M)= 13,6 mm***

La denominación de la tuerca necesaria para esta unión será:

***Metric hex jam nut: M14 x 2***



Nota: La especificación de este roscado ya fue mencionada en el punto 5.4.

Esta contratuerca estará en contacto con el vástago de la válvula cuyo material es AISI 416, por ende, debe ser de un material compatible que posea resistencia a la corrosión.

Seleccionaremos como material para este componente un acero inoxidable AISI 304, ya que de ser un acero al carbono podría presentar corrosión y traspasarla a la escala indicadora.

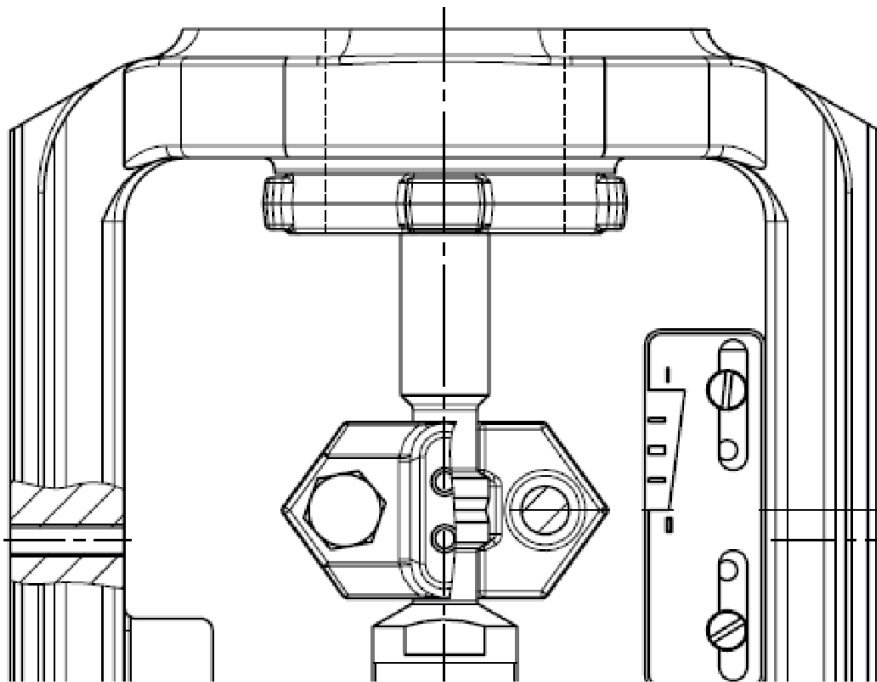
**Material: AISI 304**

En resumen, el conector del vástago de la válvula tendrá las siguientes características:

<b>Componente</b>	<b>Material</b>
METRIC HEX JAM NUT M14 X 2 – 6H	AISI 304

### 11.3 Conector abrazadera.

Para la unión entre ambos extremos de los vástagos se diseñó un conector tipo abrazadera o “clamp”, el cual consiste en dos piezas idénticas que envolverán los extremos de los vástagos y se ajustarán mediante perno y tuerca.



En la imagen anterior se puede ver un corte del sistema ensamblado, la superficie interior de la abrazadera deberá replicar las superficies exteriores de los extremos de los vástagos, más una tolerancia.

El material seleccionado para el conector tipo abrazadera será:

**Material: IRAM - IAS - 1045**



**11.3.1 Pernos de la abrazadera.**

En función del tamaño que disponemos, seleccionaremos un tamaño de perno nominal adecuado ingresando en la tabla 6 de la norma ASME B1.13M:2005:

Tamaño nominal: M6

**Table 6 ISO 261 Diameter/Pitch Combinations From Which the Standards Were Selected**

Nominal Diameters			Pitches											
Col. 1 1st Choice	Col. 2 2nd Choice	Col. 3 3rd Choice	Coarse	Fine										
				3	2	1.5	1.25	1	0.75	0.5	0.35	0.25	0.2	
1.6			0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2	
	1.8		0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2	
2			0.4	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	...	
	2.2		0.45	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	...	
2.5			0.45	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...	
3			0.5	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...	
	3.5		0.6	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...	
4			0.7	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...	
	4.5		0.75	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...	
5			0.8	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...	
		5.5		...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...	
6			1	...	...	...	...	...	0.75	...	...	...	...	

Para esta unión utilizaremos un perno tipo Socket head cap screw (Tornillo de cabeza hueca, serie métrica), el cual responde a la norma ASME B18.3.1M.

La denominación del perno necesario para esta unión será:

**Socket head cap screw: M6 x 1 x 30 mm**

Nota: El largo de los pernos se determinará en el diseño.

Según las citas hechas en el punto 4.3.3, seguiremos los mismos pasos para determinar las especificaciones de los pernos.

La especificación del roscado de estos pernos la encontraremos en la tabla 14 de la norma ASME B1.13M:2005 ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M6 x 1.
- Clase: Externa 6g.



**Table 14 External Thread – Limiting Dimensions M Profile**

Basic Thread Designation	Tolerance Class	Allowance, <i>e<sub>s</sub></i> [Note (1)]	Major Diameter, <i>d</i> [Note (2)]		Pitch Diameter, <i>d<sub>2</sub></i> and Functional Diameter [Notes (2) and (3)]			Max. Minor Diameter, (Flat Form), <i>d<sub>1</sub></i> [Note (2)]	Min. Minor Diameter (Rounded Form), <i>d<sub>3</sub></i> [Note (4)] (For Reference)
			Max.	Min.	Max.	Min.	Tol.		
M1.6 × 0.35	6g	0.019	1.581	1.496	1.354	1.291	0.063	1.202	1.075
M1.6 × 0.35	6h	0.000	1.600	1.515	1.373	1.310	0.063	1.221	1.094
M1.6 × 0.35	4g6g	0.019	1.581	1.496	1.354	1.314	0.040	1.202	1.098
M2 × 0.4	6g	0.019	1.981	1.886	1.721	1.654	0.067	1.548	1.408
M2 × 0.4	6h	0.000	2.000	1.905	1.740	1.673	0.067	1.567	1.427
M2 × 0.4	4g6g	0.019	1.981	1.886	1.721	1.679	0.042	1.548	1.433
M2.5 × 0.45	6g	0.020	2.480	2.380	2.188	2.117	0.071	1.993	1.840
M2.5 × 0.45	6h	0.000	2.500	2.400	2.208	2.137	0.071	2.013	1.860
M2.5 × 0.45	4g6g	0.020	2.480	2.380	2.188	2.143	0.045	1.993	1.866
M3 × 0.5	6g	0.020	2.980	2.874	2.655	2.580	0.075	2.438	2.272
M3 × 0.5	6h	0.000	3.000	2.894	2.675	2.600	0.075	2.458	2.292
M3 × 0.5	4g6g	0.020	2.980	2.874	2.655	2.607	0.048	2.438	2.299
M3.5 × 0.6	6g	0.021	3.479	3.354	3.089	3.004	0.085	2.829	2.634
M3.5 × 0.6	6h	0.000	3.500	3.375	3.110	3.025	0.085	2.850	2.655
M3.5 × 0.6	4g6g	0.021	3.479	3.354	3.089	3.036	0.053	2.829	2.666
M4 × 0.7	6g	0.022	3.978	3.838	3.523	3.433	0.090	3.220	3.002
M4 × 0.7	6h	0.000	4.000	3.860	3.545	3.455	0.090	3.242	3.024
M4 × 0.7	4g6g	0.022	3.978	3.838	3.523	3.467	0.056	3.220	3.036
M5 × 0.8	6g	0.024	4.976	4.826	4.456	4.361	0.095	4.110	3.868
M5 × 0.8	6h	0.000	5.000	4.850	4.480	4.385	0.095	4.134	3.892
M5 × 0.8	4g6g	0.024	4.976	4.826	4.456	4.396	0.060	4.110	3.902
M6 × 1	6g	0.026	5.974	5.794	5.324	5.212	0.112	4.891	4.596
M6 × 1	6h	0.000	6.000	5.820	5.350	5.238	0.112	4.917	4.622

**Rosca interna (Clase 6g)**  
**Diametro mayor=5,98 mm**  
**Diametro de paso=5,33 mm**  
**Diametro mínimo=4,89 mm**

El material establecido por la norma ASME B18.3.1M:1986 es ASTM A574, pero por recomendaciones de la cátedra seleccionaremos un material que sea más sencillo de mecanizar y conformar:

**Material: IRAM – IAS – 1038**

En resumen, el conector del vástago de la válvula tendrá las siguientes características:

Componente	Material
SHCS M6 X 1 - 6g X 30mm	IRAM – IAS – 1038

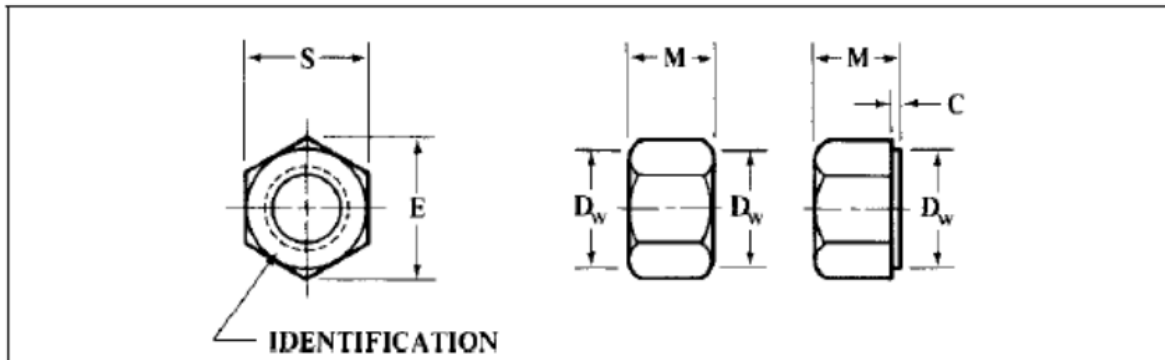
**11.3.2 Tuercas de unión - ASME B18.2.2:2010.**

Las especificaciones y dimensiones de una tuerca hexagonal para un perno M5 x 0,8 la encontraremos en la tabla 1 de la norma ASME B18.2.4.1M:1995 ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M6 x 1.



**American National Standard Metric Hex Nuts, Styles 1**  
*ANSI/ASME B18.2.4.1M and B18.2.4.2M-1979 (R1995)*



Nominal Nut Dia. and Thread Pitch	Width Across Flats, <i>S</i>		Width Across Corners, <i>E</i>		Thickness, <i>M</i>		Bearing Face Dia., <i>D<sub>w</sub></i>	Washer Face Thickness, <i>C</i>	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min		Min	Max
<b>Metric Hex Nuts — Style 1</b>									
M1.6 × 0.35	3.20	3.02	3.70	3.41	1.30	1.05	2.3	...	...
M2 × 0.4	4.00	3.82	4.62	4.32	1.60	1.35	3.1	...	...
M2.5 × 0.45	5.00	4.82	5.77	5.45	2.00	1.75	4.1	...	...
M3 × 0.5	5.50	5.32	6.35	6.01	2.40	2.15	4.6	...	...
M3.5 × 0.6	6.00	5.82	6.93	6.58	2.80	2.55	5.1	...	...
M4 × 0.7	7.00	6.78	8.08	7.66	3.20	2.90	6.0	...	...
M5 × 0.8	8.00	7.78	9.24	8.79	4.70	4.40	7.0	...	...
<b>M6 × 1</b>	<b>10.00</b>	9.78	<b>11.55</b>	11.05	<b>5.20</b>	4.90	8.9	...	...

*Distancia entre bordes paralelos (S)=10 mm*  
*Distancia entre esquinas (E)=11,55 mm*  
*Espesor (M)=5,20 mm*

La denominación de la tuerca necesaria para esta unión será:

**Metric hex nut st. 1: M6 x 1**

La especificación del roscado de estas tuercas la encontraremos en la tabla 15 de la norma ASME B1.13M:2005 ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M6 x 1.
- Clase: Interna 6H.



**Table 15 Internal Thread – Limiting Dimensions M Profile**

Basic Thread Designation	Tolerance Class	Minor Diam., $D_1$		Pitch Diam., $D_2$ and Functional Diam. [Note (1)]			Major Diam., $D$	
		Min.	Max.	Min.	Max.	Tol.	Min.	Max. [Note (2)] (For Reference)
M1.6 × 0.35	6H	1.221	1.321	1.373	1.458	0.085	1.600	1.736
M2 × 0.4	6H	1.567	1.679	1.740	1.830	0.090	2.000	2.148
M2.5 × 0.45	6H	2.013	2.138	2.208	2.303	0.095	2.500	2.660
M3 × 0.5	6H	2.459	2.599	2.675	2.775	0.100	3.000	3.172
M3.5 × 0.6	6H	2.850	3.010	3.110	3.222	0.112	3.500	3.698
M4 × 0.7	6H	3.242	3.422	3.545	3.663	0.118	4.000	4.219
M5 × 0.8	6H	4.134	4.334	4.480	4.605	0.125	5.000	5.240
M6 × 1	6H	4.917	5.153	5.350	5.500	0.150	6.000	6.294
M8 × 1.25	6H	6.647	6.912	7.188	7.348	0.160	8.000	8.340

**Rosca interna (Clase 6H)**  
**Diametro mayor=6,3 mm**  
**Diametro de paso=5,35 mm**  
**Diametro minimo=5,2 mm**

Por recomendaciones de la catedra, utilizaremos como material para la tuerca:

**Material: IRAM – IAS – 1020 (ZINCADO)**

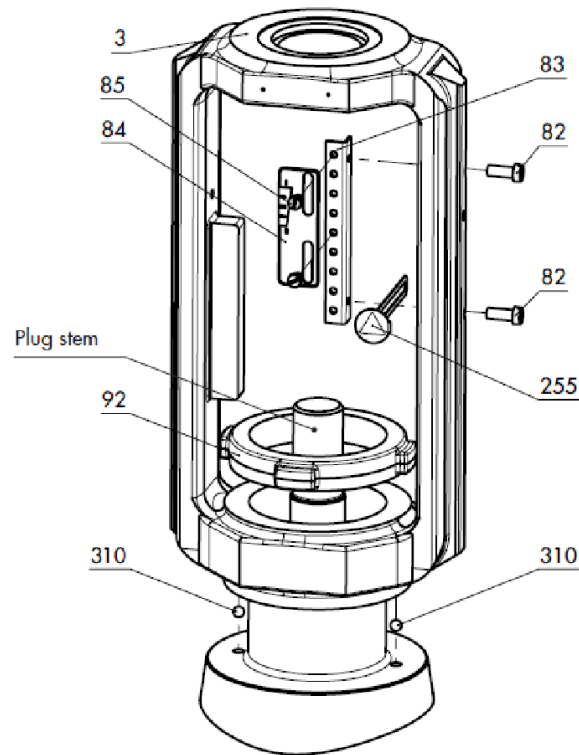
En resumen, las tuercas de la unión del extremo tendrán la siguiente especificación:

<b>Componente</b>	<b>Material</b>
METRIC HEX NUT STYLE 1 M6 X 1 – 6H	IRAM-IAS-1020 (ZINCADO)

#### 11.4 Escala indicadora de posición.

Esta pieza consistirá en una chapa rectangular sobre la cual irán grabados los indicadores de posición del obturador. La chapa tendrá dos perforaciones ovaladas u “oblongas” a través de las cuales pasaran los tornillos que la vincularan a los brazos del yugo. La finalidad de estas perforaciones es que la ubicación de la escala se pueda regular una vez instalada la válvula en su lugar de aplicación y conocida la posición del obturador.

En la siguiente imagen se puede observar el diseño en cual nos basamos, en nuestro caso la escala de posición estará constituida por una única pieza sujeta mediante tornillo y arandela.



**Legend**

- 3 Yoke
- 82 Screws
- 83 Hanger
- 84 Travel indicator scale
- 85 Screws
- 92 Castellated nut
- 255 Warning label
- 310 Ball bearing

Fig. 5-1: Vista del ensamble del yugo con escala indicadora de posición. Válvula tipo 3241 – SAMSON

Esta pieza estará fabricada en:

**Material: AISI 316**

**11.4.1 Tornillos de unión.**

En función del espacio disponible, ingresamos en la **tabla 6** de la norma **ASME B1.13M:2005** para seleccionar el diámetro nominal adecuado:

**Table 6 ISO 261 Diameter/Pitch Combinations From Which the Standards Were Selected**

Nominal Diameters			Pitches										
Col. 1 1st Choice	Col. 2 2nd Choice	Col. 3 3rd Choice	Coarse	Fine									
				3	2	1.5	1.25	1	0.75	0.5	0.35	0.25	0.2
1.6			0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2
	1.8		0.35	...	...	...	...	...	...	...	...	...	0.2
2			0.4	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	...
	2.2		0.45	...	...	...	...	...	...	...	...	0.25	...
2.5			0.45	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...
3			0.5	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...
	3.5		0.6	...	...	...	...	...	...	...	0.35	...	...
4			0.7	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
	4.5		0.75	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
5			0.8	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
		5.5	...	...	...	...	...	...	...	0.5	...	...	...
6			1	...	...	...	...	...	0.75	...	...	...	...
	7		1	...	...	...	...	...	0.75	...	...	...	...
8			1.25	...	...	...	...	1	0.75	...	...	...	...





Para esta unión utilizaremos un perno tipo *Socket head cap screw (Tornillo de cabeza hueca, serie métrica)*, el cual responde a la norma **ASME B18.3.1M**.

La denominación del perno necesario para esta unión será:

**Socket head cap screw: M6 x 1 x 12 mm**

*Nota: El largo de los pernos se determinará en el diseño.*

Según las citas hechas en el punto 4.3.3, seguiremos los mismos pasos para determinar las especificaciones de los pernos.

La especificación del roscado de estos pernos la encontraremos en la **tabla 14** de la norma **ASME B1.13M:2005** ingresando con los siguientes datos:

- Designación del roscado: M6 x 1.
- Clase: Externa 6g.

**Table 14 External Thread – Limiting Dimensions M Profile**

Basic Thread Designation	Tolerance Class	Allowance, <i>e</i> s [Note (1)]	Major Diameter, <i>d</i> [Note (2)]		Pitch Diameter, <i>d</i> <sub>2</sub> and Functional Diameter [Notes (2) and (3)]			Max. Minor Diameter, (Flat Form), <i>d</i> <sub>1</sub> [Note (2)]	Min. Minor Diameter (Rounded Form), <i>d</i> <sub>3</sub> [Note (4)] (For Reference)
			Max.	Min.	Max.	Min.	Tol.		
M1.6 × 0.35	6g	0.019	1.581	1.496	1.354	1.291	0.063	1.202	1.075
M1.6 × 0.35	6h	0.000	1.600	1.515	1.373	1.310	0.063	1.221	1.094
M1.6 × 0.35	4g6g	0.019	1.581	1.496	1.354	1.314	0.040	1.202	1.098
M2 × 0.4	6g	0.019	1.981	1.886	1.721	1.654	0.067	1.548	1.408
M2 × 0.4	6h	0.000	2.000	1.905	1.740	1.673	0.067	1.567	1.427
M2 × 0.4	4g6g	0.019	1.981	1.886	1.721	1.679	0.042	1.548	1.433
M2.5 × 0.45	6g	0.020	2.480	2.380	2.188	2.117	0.071	1.993	1.840
M2.5 × 0.45	6h	0.000	2.500	2.400	2.208	2.137	0.071	2.013	1.860
M2.5 × 0.45	4g6g	0.020	2.480	2.380	2.188	2.143	0.045	1.993	1.866
M3 × 0.5	6g	0.020	2.980	2.874	2.655	2.580	0.075	2.438	2.272
M3 × 0.5	6h	0.000	3.000	2.894	2.675	2.600	0.075	2.458	2.292
M3 × 0.5	4g6g	0.020	2.980	2.874	2.655	2.607	0.048	2.438	2.299
M3.5 × 0.6	6g	0.021	3.479	3.354	3.089	3.004	0.085	2.829	2.634
M3.5 × 0.6	6h	0.000	3.500	3.375	3.110	3.025	0.085	2.850	2.655
M3.5 × 0.6	4g6g	0.021	3.479	3.354	3.089	3.036	0.053	2.829	2.666
M4 × 0.7	6g	0.022	3.978	3.838	3.523	3.433	0.090	3.220	3.002
M4 × 0.7	6h	0.000	4.000	3.860	3.545	3.455	0.090	3.242	3.024
M4 × 0.7	4g6g	0.022	3.978	3.838	3.523	3.467	0.056	3.220	3.036
M5 × 0.8	6g	0.024	4.976	4.826	4.456	4.361	0.095	4.110	3.868
M5 × 0.8	6h	0.000	5.000	4.850	4.480	4.385	0.095	4.134	3.892
M5 × 0.8	4g6g	0.024	4.976	4.826	4.456	4.396	0.060	4.110	3.903
M6 × 1	6g	0.026	5.974	5.794	5.324	5.212	0.112	4.891	4.596
M6 × 1	6h	0.000	6.000	5.820	5.350	5.238	0.112	4.917	4.622

**Rosca externa (Clase 6g)**  
**Diametro mayor=5,8 mm**  
**Diametro de paso=5,33 mm**  
**Diametro minimo= 4,9 mm**

Por el mismo motivo que se explicó en el punto 11.2, seleccionaremos como material para los tornillos:

**Material: AISI 304**

En resumen, los pernos de la escala tendrán la siguiente especificación:





Componente	Material
SHCS M6 x 1 – 6g x 12 mm	AISI 304

## 12. Capacidades de temperatura de los componentes de la válvula.

A continuación, se listarán todas las partes de la válvula que se mencionan en el plano VG2300-ENSM-PC-A indicando a que subconjunto pertenecen y su límite de temperatura de operación.

<b>Cuerpo de la válvula (Valve body)</b>				
N°	Denominación	Material	Capacidad de temperatura (°C)	
			Min.	Max.
1	Cuerpo (Body)	ASTM A216 WCC	-29	427
2	Bonete (Bonnet)	ASTM A216 WCC	-29	427
3	Tapón lubricación (Seal plug)	IRAM-IAS-1045	-20	400
4	Junta espiralada del bonete (Bonnet Spiral wound gasket)	Klinger Maxiflex (AISI 304/Grafito)	-	500
5	Junta de unión (Bonnet graphite gasket)	Klinger TopLine K35 Rings	-198	538
6	Esparrago M10 x 1,5 – 6g x 55 mm ASME B18.3.6M	ASTM A193 Gr B7	-29	427
7	Tuerca métrica hex. Estilo 1 M10 x 1,5 – 6H ASME B18.2.4.1M	ASTM A194 Gr 2H	-29	427
8	Arandela métrica plana estrecha M10 ASME B18.22M	IRAM-IAS-1065	-20	400

<b>Sistema de cierre (Trim)</b>				
Posición	Denominación	Material	Capacidad de temperatura (°C)	
			Min.	Max.
9	Vástago de la válvula (Valve stem)	AISI 416	-240	430
10	Obturador (Plug)	AISI 416	-240	430
11	Junta de sellado (Seal graphite gasket)	Klinger TopLine K35 Rings	-198	538
12	Jaula (Cage)	17-4 SST HT	-101	316
13	Anillo de asiento (Seat ring)	AISI 416	-240	430
14	Junta de asiento (Seat ring gasket)	Klinger TopLine K35 Rings	-198	538



<b>Empaque (Packing)</b>				
<b>Posición</b>	<b>Denominación</b>	<b>Material</b>	<b>Capacidad de temperatura (°C)</b>	
			<b>Min.</b>	<b>Max.</b>
15	<i>Prensaestopa (Packing follower)</i>	<i>ASTM A216 WCC</i>	-29	427
16	<i>Perno ojal (Eyebolt screw)</i>	<i>IRAM-IAS-1045</i>	-20	400
17	<i>Buje pasador (Pin bolt)</i>	<i>IRAM-IAS-1045</i>	-20	400
18	<i>Tuerca métrica hex. Estilo 1 M8 x 1,25 – 6H ASME B18.2.4.1M</i>	<i>IRAM-IAS-1020</i>	-20	400
19	<i>Anillo de fibra de grafito (Grap. filament packing ring)</i>	<i>Klinger TopLine K40</i>	-198	538
20	<i>Anillo de grafito (Grap. ribbon packing ring)</i>	<i>Klinger TopLine K35 Rings</i>	-198	538
21	<i>Arandela de sacrificio (Sacrificial washer)</i>	<i>SAE 1010 galvanizado</i>	-20	400
22/23	<i>Anillo de linterna (Lantern ring)</i>	<i>AISI 316</i>	-198	593
24	<i>Anillo de empaquetadura (Packing box ring)</i>	<i>AISI 316</i>	-198	593

<b>Conexión al actuador (Actuator connector)</b>				
<b>Posición</b>	<b>Denominación</b>	<b>Material</b>	<b>Capacidad de temperatura (°C)</b>	
			<b>Min.</b>	<b>Max.</b>
25	<i>Contrat. métrica hex. Estilo 1 M10 x 1,5 – 6H ASME B18.2.4.1M</i>	<i>AISI 304</i>	-20	870
26	<i>Conector vástagos (Stem connector nut)</i>	<i>IRAM-IAS-1045</i>	-20	400
27	<i>Conector abrazadera (Stem connector clamp)</i>	<i>IRAM-IAS-1045</i>	-20	400
28	<i>Tornillo M5 x 0,8 – 6g x 30 mm ASME B18.3.1M</i>	<i>IRAM-IAS-1038</i>	-20	400
29	<i>Tuerca métrica hex. Estilo 1 M5 x 0,8 – 6H ASME B18.2.4.1M</i>	<i>IRAM-IAS-1020</i>	-20	400
30	<i>Indicador de posición (Travel indicator scale)</i>	<i>AISI 316</i>	-198	593
31	<i>Tornillo M4 x 0,7 – 6g x 12 mm ASME B18.3.1M</i>	<i>AISI 304</i>	-20	870
32	<i>Arandela métrica plana estrecha M4 ASME B18.22M</i>	<i>AISI 304</i>	-20	870

Nota: Las capacidades de temperatura de los distintos materiales se obtuvieron del catálogo Fisher ED Sliding-Stem control valve de Fisher e Industrial Sealing Division de Klinger.

Nota: Capacidad de temperatura de ASTM B584: <https://www.nationalbronze.com/News/cast-bronze-alloys-operatingtemperatures-and-hardness-ratings/>

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL  
AVELLANEDA



ASIGNATURA: Proyecto Final

TRABAJO PRÁCTICO N°: 3

TITULO: Planos Válvula Globo NPS 2 Serie 300

PROFESOR: Ing. Federico Trejo Ponce

JEFE DE TRABAJO PRÁCTICO: Ing. Diego A. Peretti

AYUDANTE: Ing. Hernan Muzyka – Ing. Babez Fernando – Ing. Agustín Troncoso

ALUMNO/S:

Juarez, Juan

Paiz, Claudio

Correa, Facundo

Moran Pereyra, Hernan

CURSO: 5° 1ª

ESPECIALIDAD: Mecánica

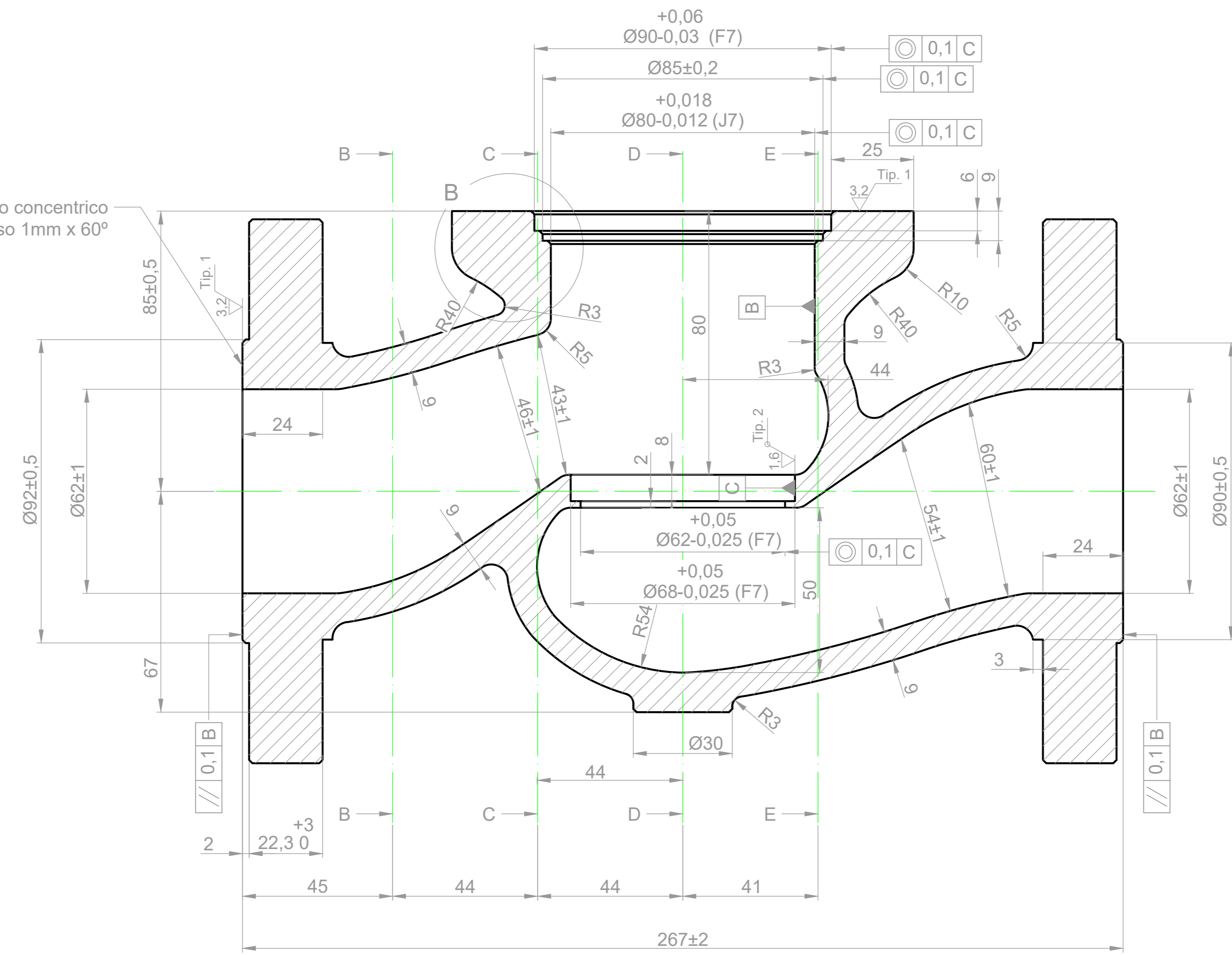
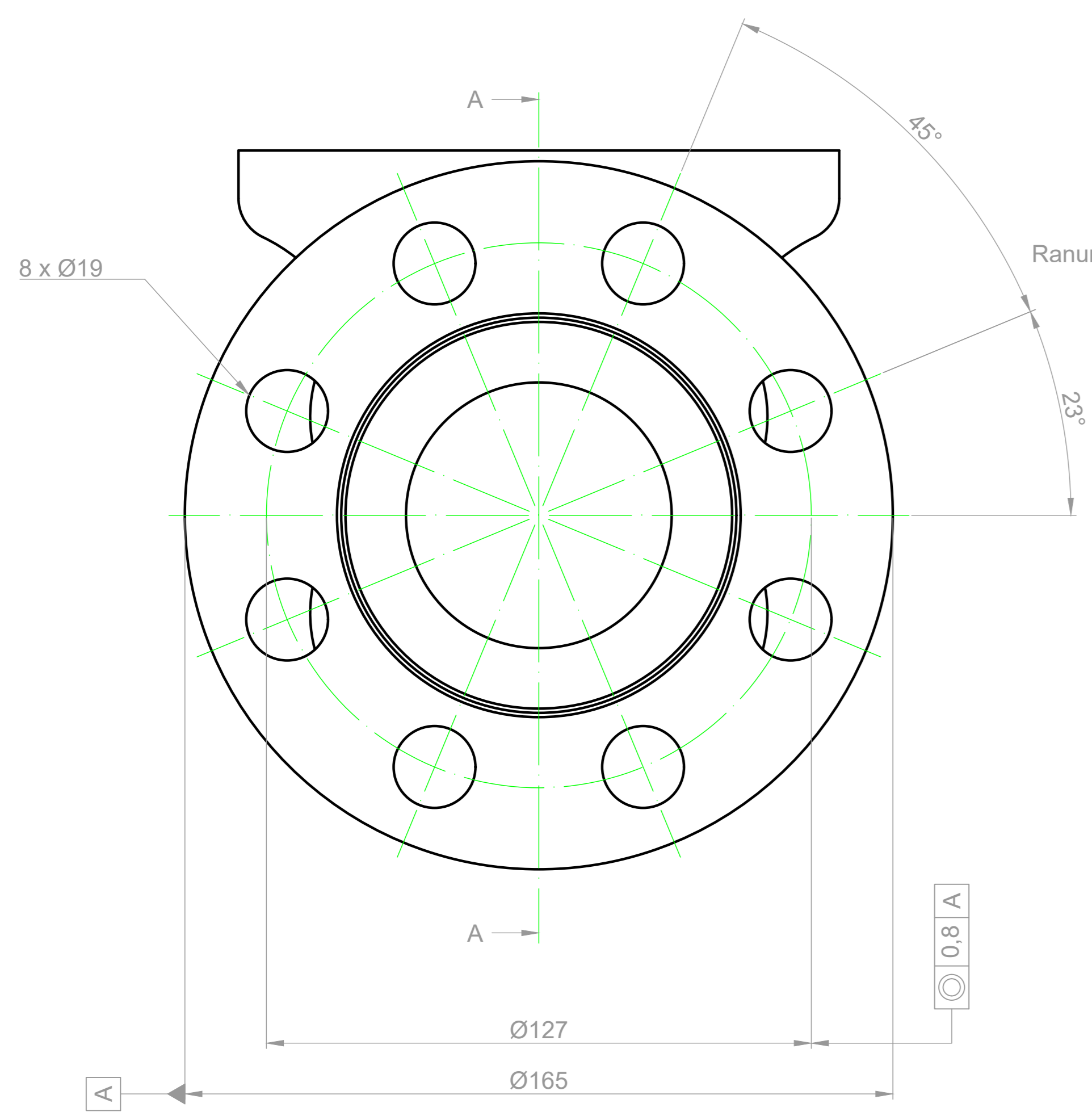
GRUPO: 3

FECHA DE REALIZACIÓN: 15/04/2022

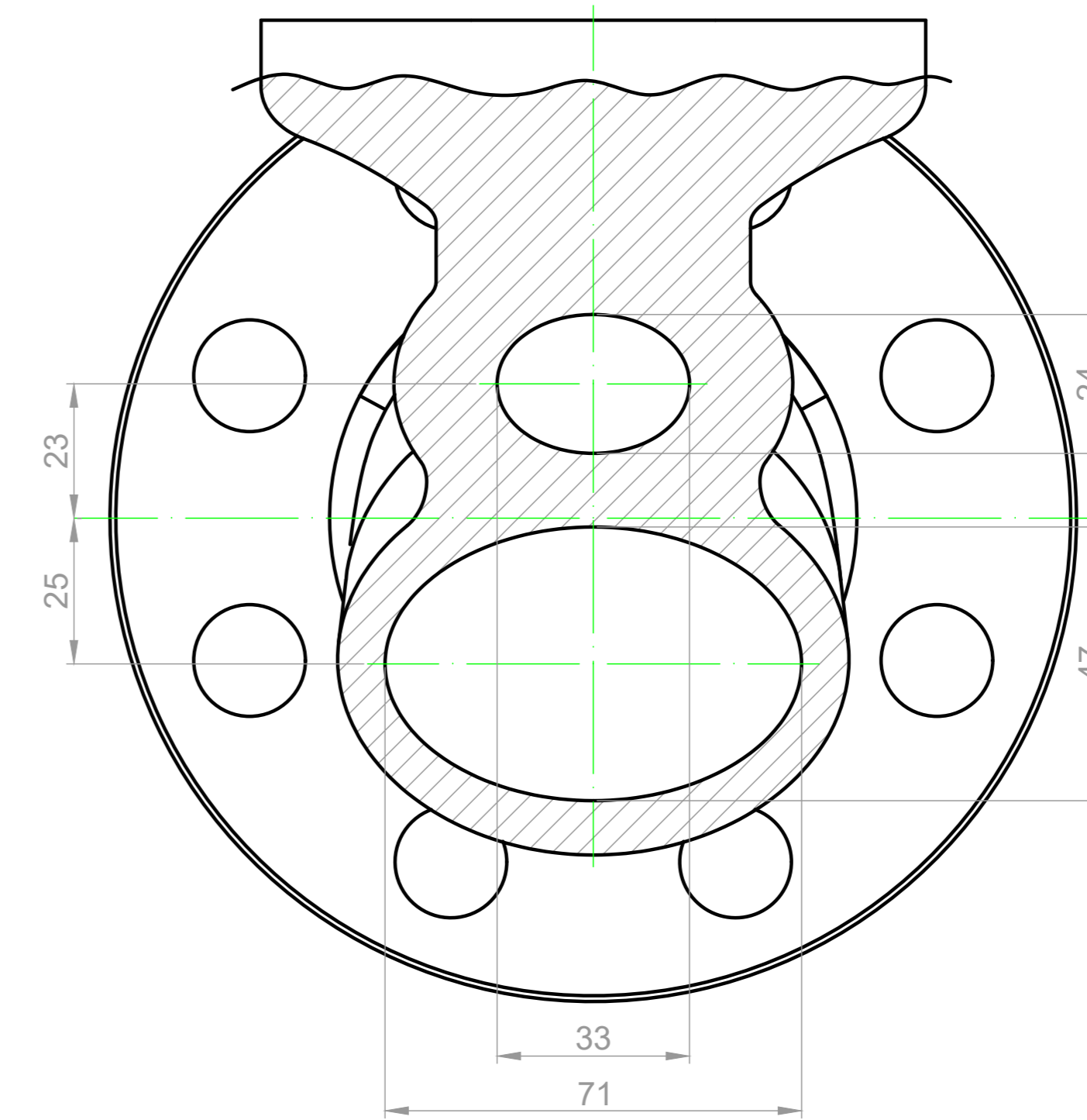
FECHA DE FIRMA DE LA APROBACIÓN DEL T.P.:

FIRMA DE ALUMNOS:

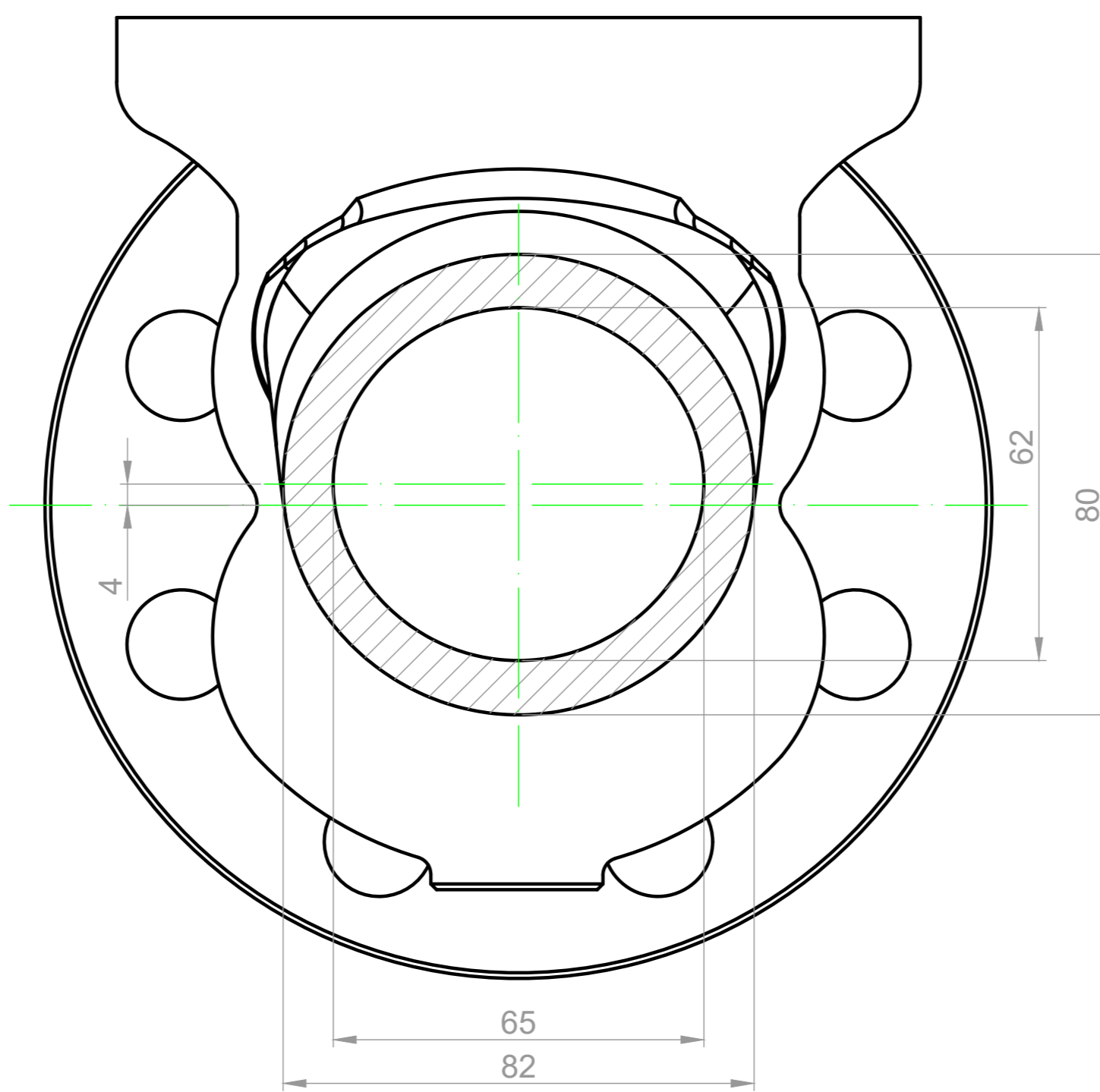
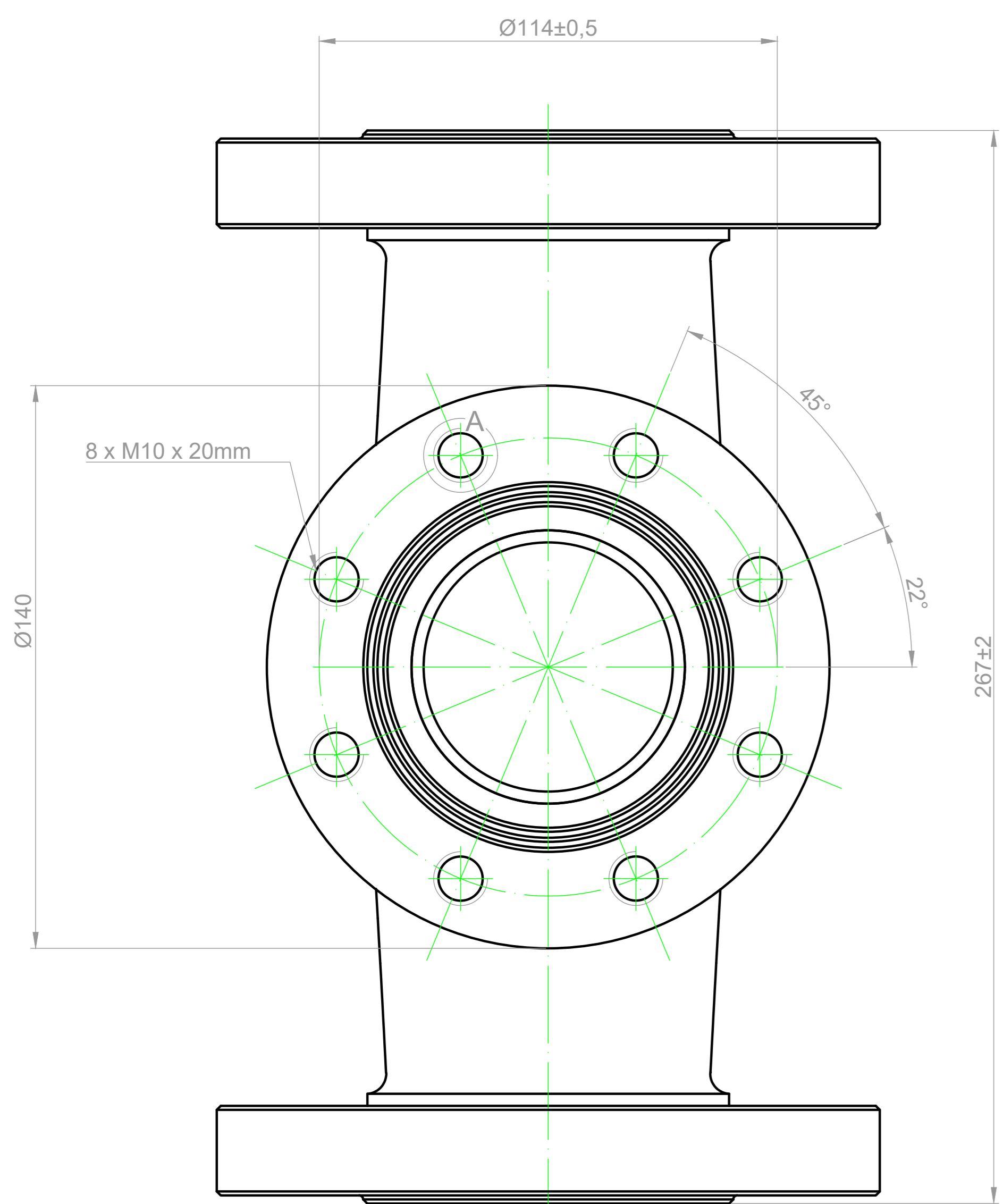




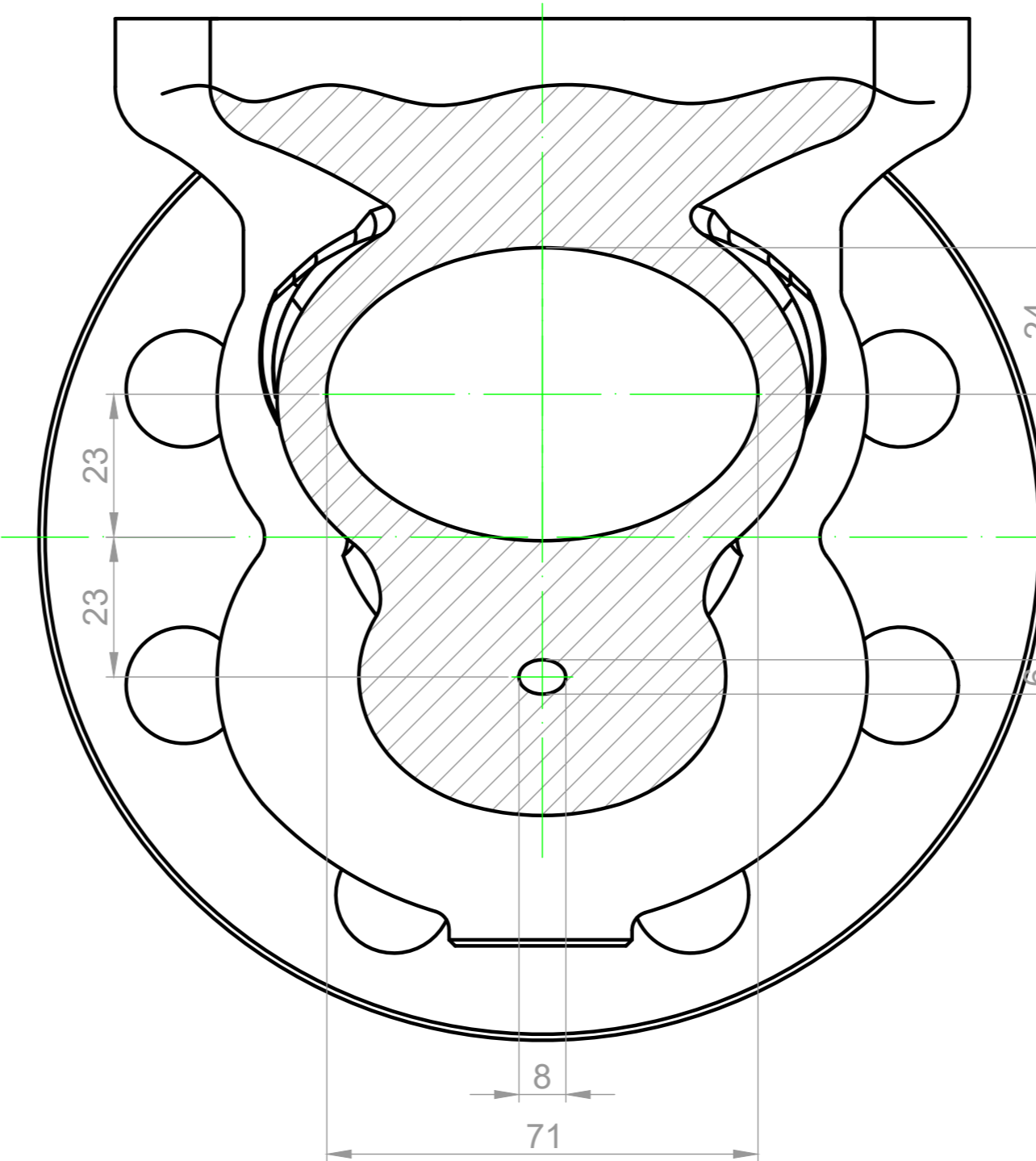
A-A  
Escala 2:1



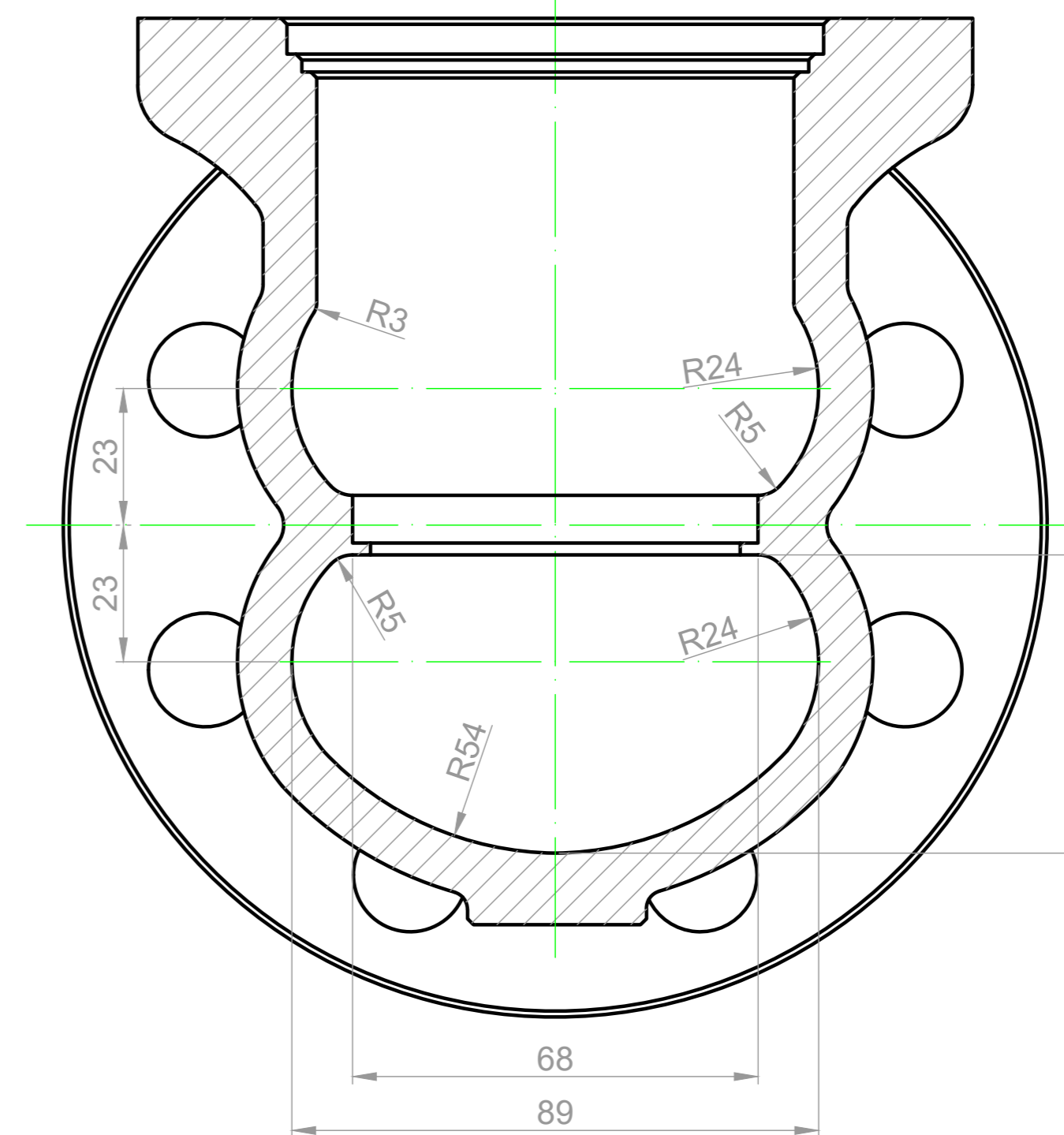
E-E  
Escala 1:1



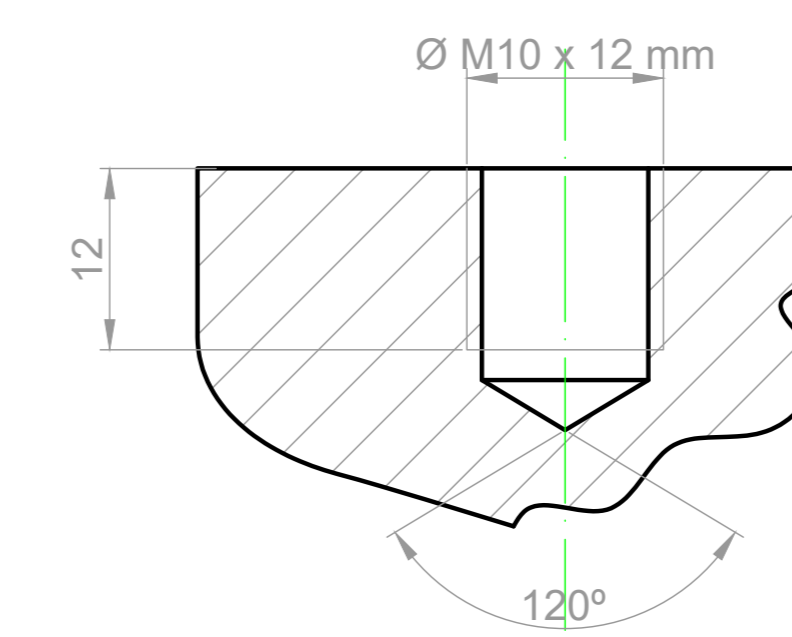
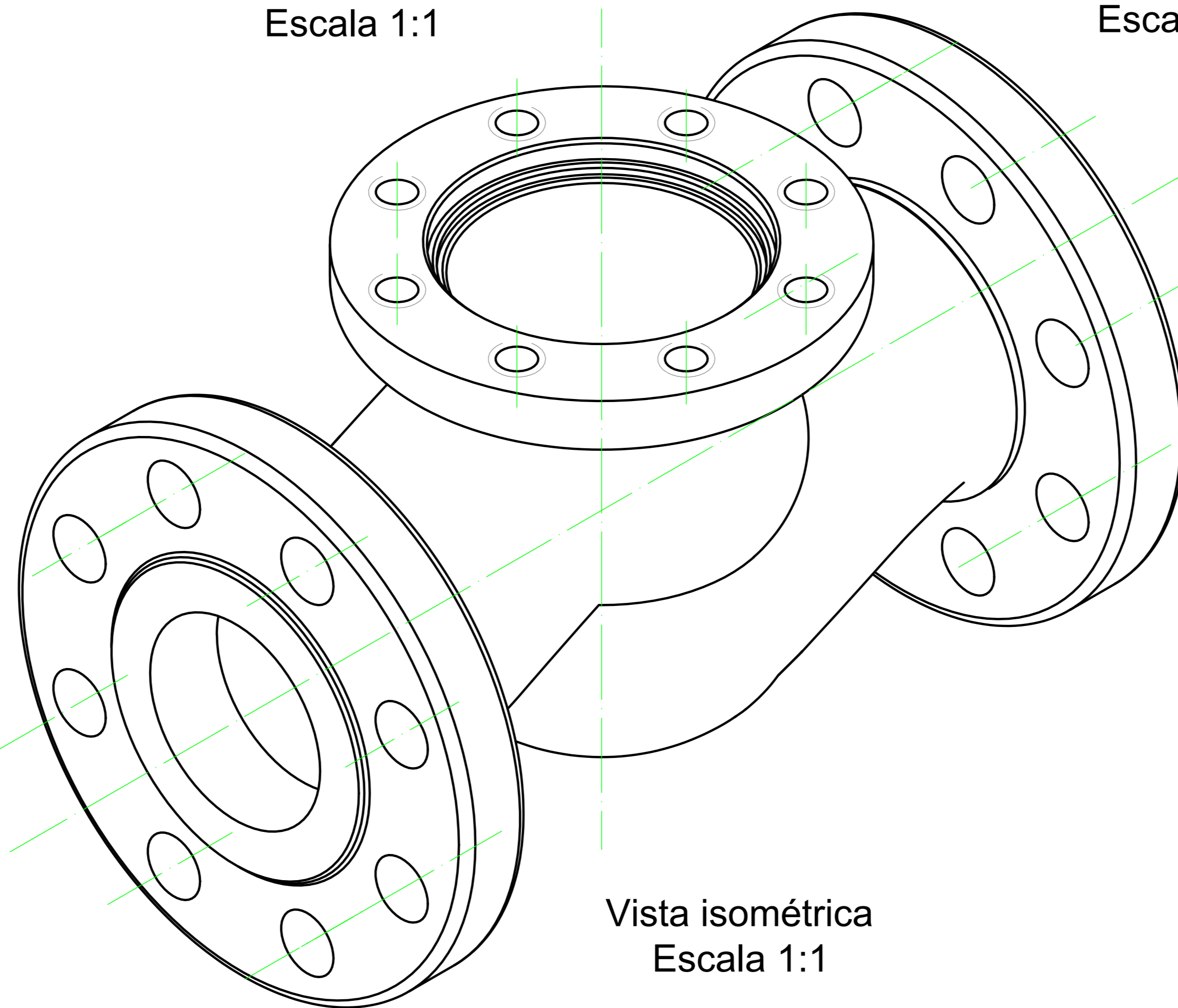
B-B  
Escala 1:1



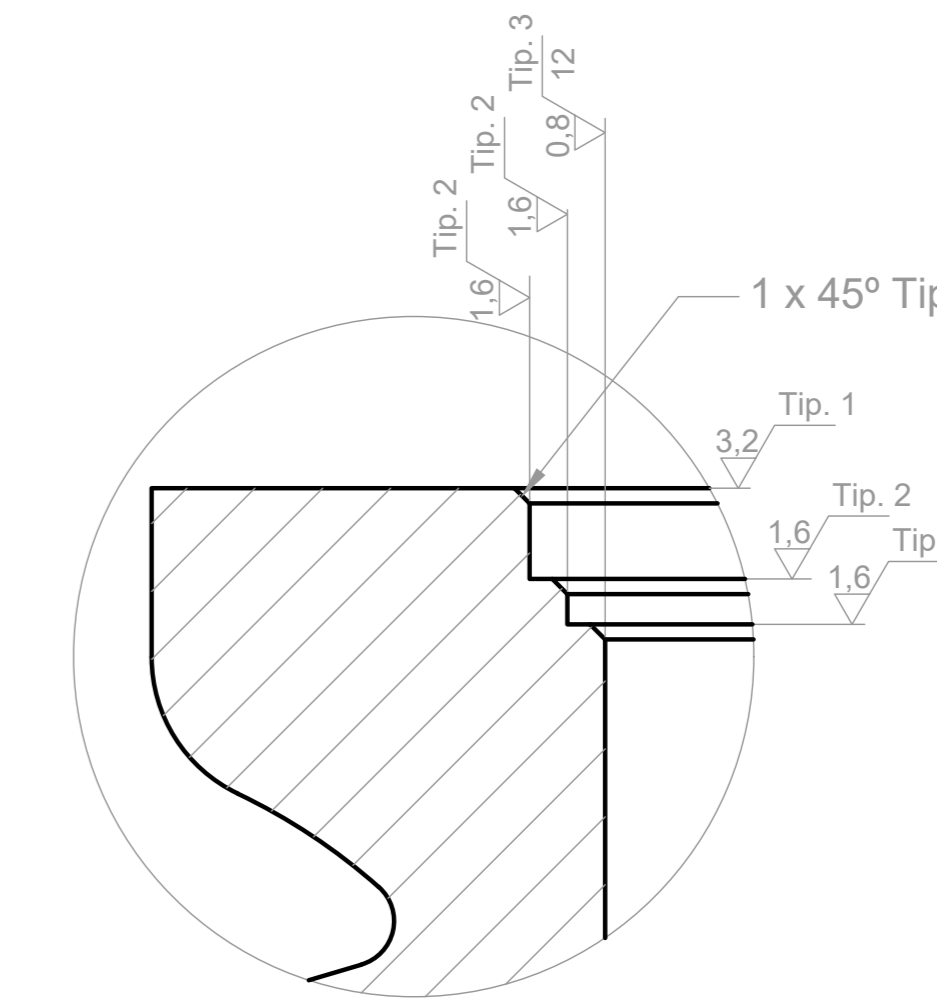
C-C  
Escala 1:1



D-D  
Escala 1:1



Detalle A  
En corte  
Escala 2:1



Detalle B  
Escala 2:1

Fabricación:

- Radios no indicados: Rincón = 5 mm. Vértice = 3 mm.
- Quitar todos los cantos vivos mediante chaffán de 1 x 45°.
- Roscados según ASME B1.13M.
- Remitirse al plano VGPAE-2-300-123-A para especificaciones sobre la unión entre el cuerpo y el anillo de asiento.

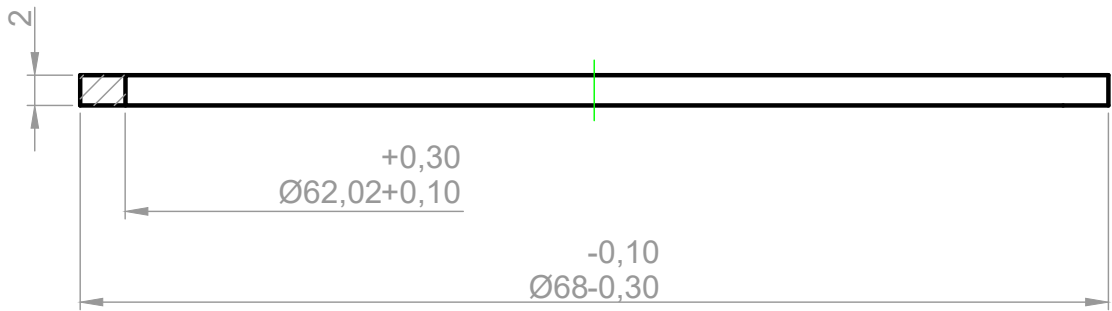
Datos para el modelo:

- Tener en cuenta el agregado de 2mm de sobrematerial en aquellas superficies donde se indique un posterior proceso de mecanizado.
- Tener en cuenta la contracción ocurrida durante el enfriamiento del material.

Referencias:

- Tip. 1: Mecanizar mediante fresado plano.
- Tip. 2: Mecanizar mediante fresado de contorno.
- Tip. 3: Mecanizar mediante fresado cilíndrico.

Material	ASTM A216 WCB	Dureza superficial	SSE
Fabricación	Fundición - Tratamiento térmico - Mecanizado - Terminación superficial		
Tratamiento térmico	Recocido para eliminación de tensiones (Según ASME BPVC Sección I)		
Terminación superficial	ANSI/ASME C550 & Esmalte (A definir)		
ESPECIFICACIONES			
Mod. / Era:	Es:	Autor	Rev. / Fecha
LISTA DE MODIFICACIONES			
Formato A0	Nombre	Fecha	Rev.:
Dibujo	Grupo 3	07/04/21	
Revisión			
Aprobado			
Espec.: 1:1			 Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA Carrera: PROYECTO FINAL N° Plano: VGPAE-2-300-001-A Reemplaza a:
<b>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</b> <b>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 CUERPO</b>			



Fabricación:

- Tomar como referencia el producto mencionado en el catálogo Industrial Sealing Division de Klinger.

Producto	Anillo de grafito
Material	Klinger TopLine K35 Rings
Dureza superficial	S/E
Norma	S/E

ESPECIFICACIONES

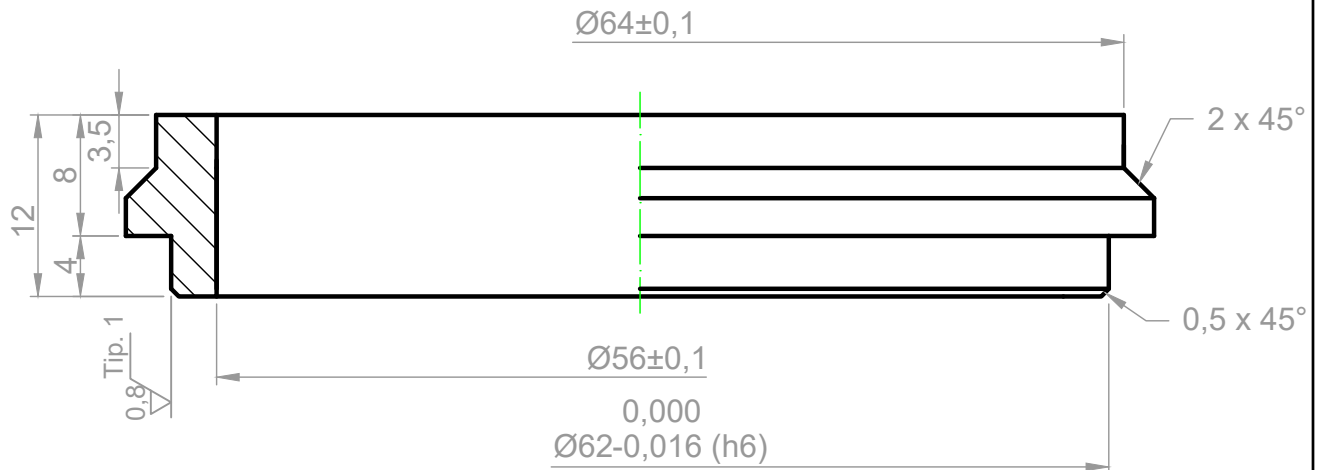

Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

LISTA DE MODIFICACIONES

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 2:1	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 JUNTA DE ASIENTO</p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20"		N° Plano: VGPAE-2-300-002-A
Rugosidad: 3,2√		Reemplaza a: -





**Fabricación:**

- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable AISI 416 laminado en caliente de Ø 70 mm y longitud aproximadamente 20 mm.

Material	AISI 416	Dureza superficial	S/E
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

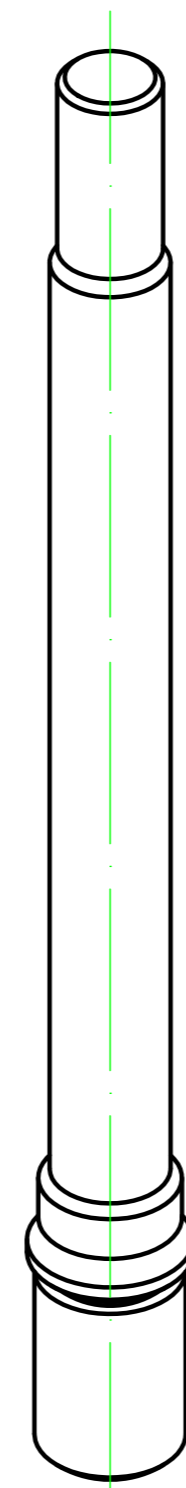
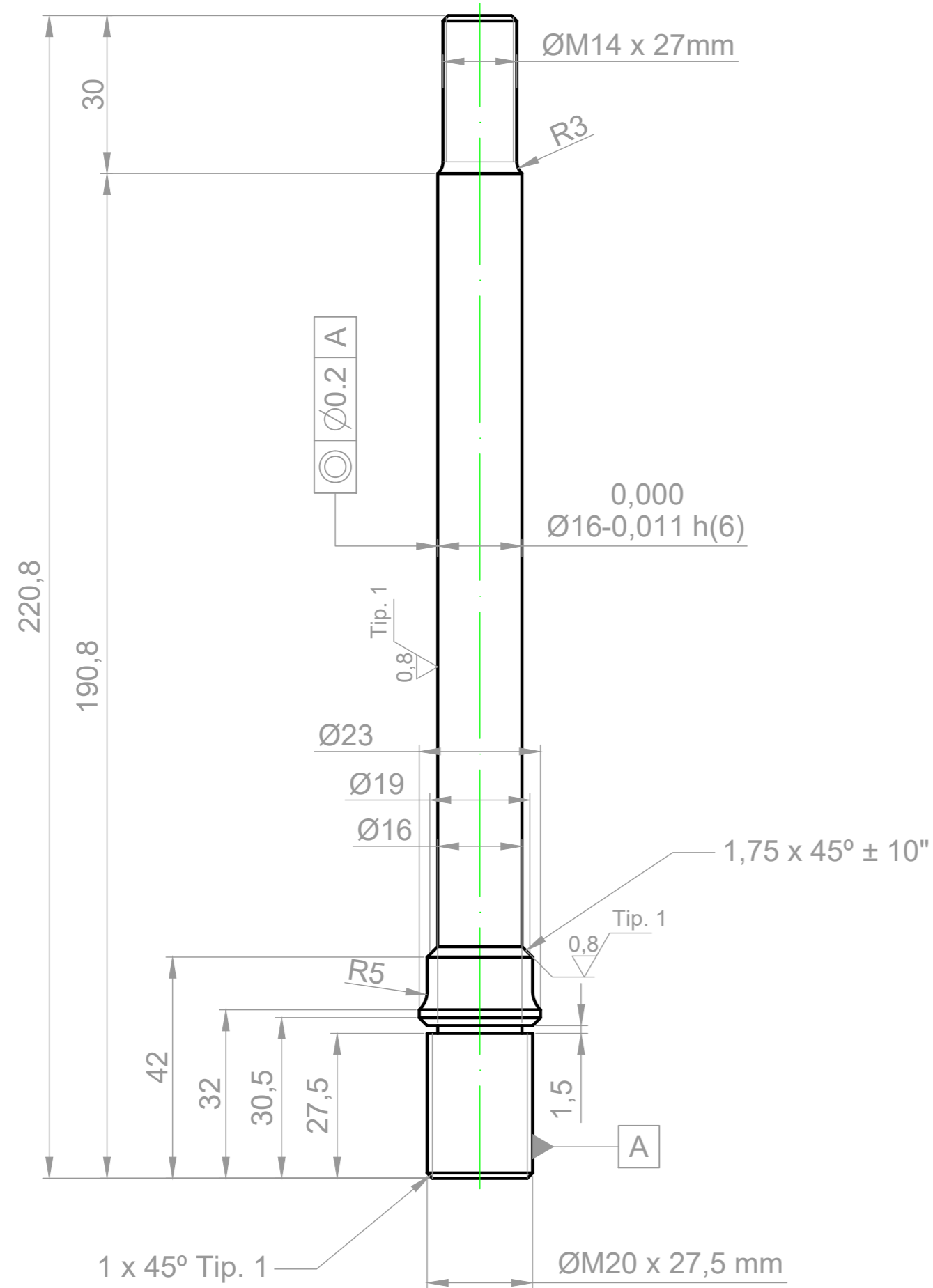
**ESPECIFICACIONES**


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

**LISTA DE MODIFICACIONES**

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.:	<p><b>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</b></p> <p><b>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 ASIENTO</b></p>	Especialidad:
2:1		INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20" Rugosidad: 1,6√		N° Plano: VGPAE-2-300-003-A Reemplaza a: -



Vista isométrica  
Escala 1:1

Fabricación:

- Roscados según ASME B1.13M.
- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable AISI 416 laminado en caliente de Ø24 mm y longitud aproximadamente 240 mm.
- Remitirse al plano VGPAE-1-600-567-A para especificaciones sobre la unión entre el vástago y el obturador.

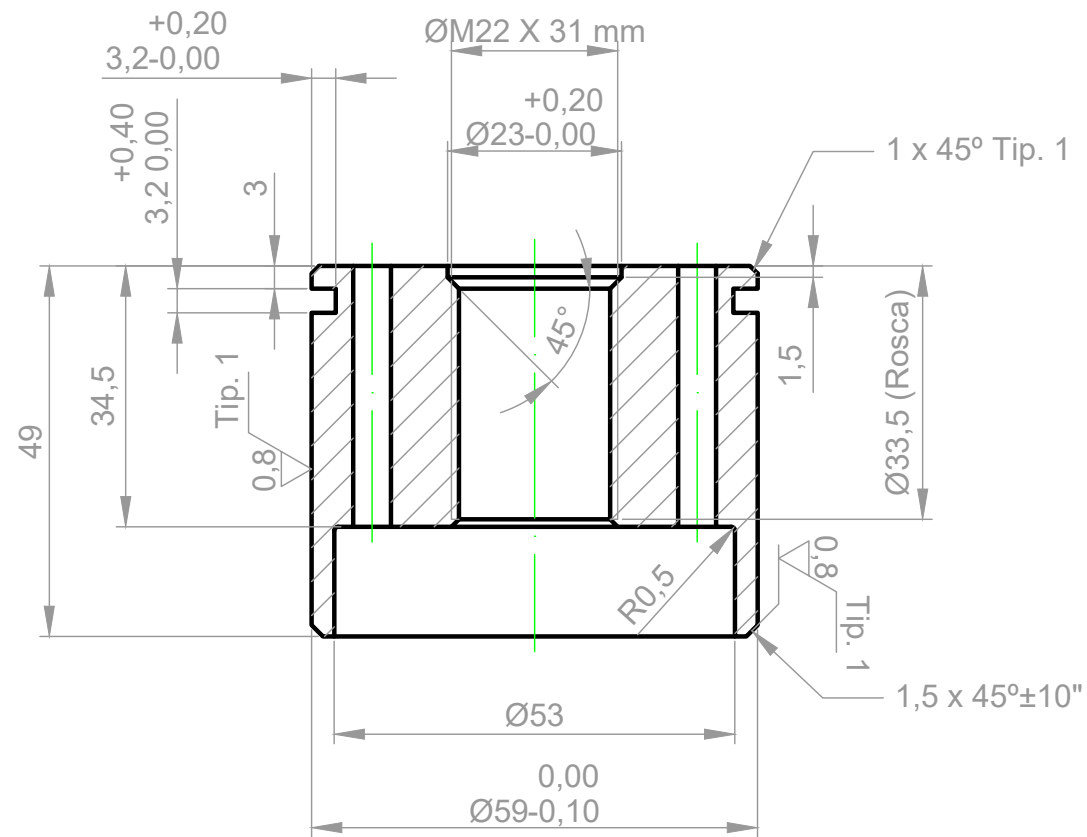
Referencias:

- Tip. 1: Mecanizar mediante torneado cilíndrico.

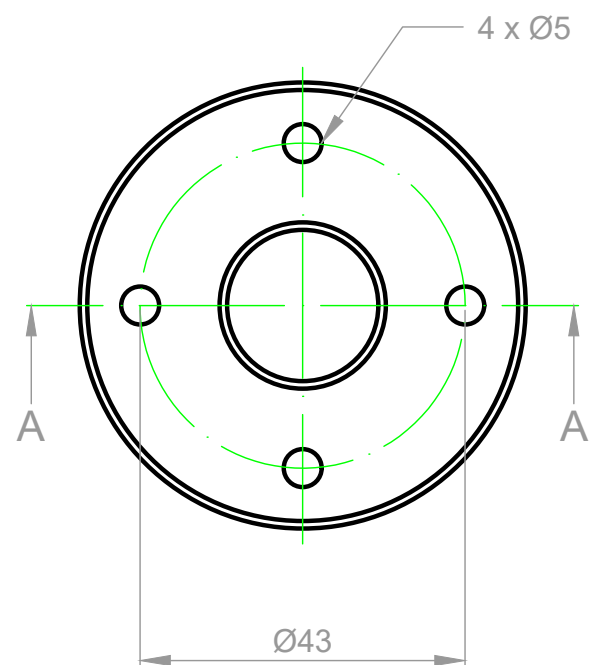
Material	AISI 416	Dureza superficial	S/E
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

ESPECIFICACIONES				
Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.
				Fecha

LISTA DE MODIFICACIONES					
Formato: A2	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					
Esc.:	1:1			Especialidad:	INGENIERÍA MECÁNICA
	VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO  VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 VÁSTAGO			Cátedra:	PROYECTO FINAL
				N° Plano:	VGPAE-2-300-005-A
				Reemplaza a:	-
Toler. no indicadas:		Longitudinal: ± 0,2		Angular: ± 20°	
		Rugosidad: 1,6√			



A-A  
Escala 1:1



Fabricación:

- Roscados según ASME B1.13M.
- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable AISI 416 laminado en caliente de Ø60 mm y longitud aproximadamente 60 mm.
- Remitirse al plano VGPAE-2-300-567-A para especificaciones sobre la unión entre el vástago y el obturador.

Referencias:

- Tip. 1: Mecanizar mediante torneado cilíndrico.

Material	AISI 416	Dureza superficial	S/E
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

ESPECIFICACIONES

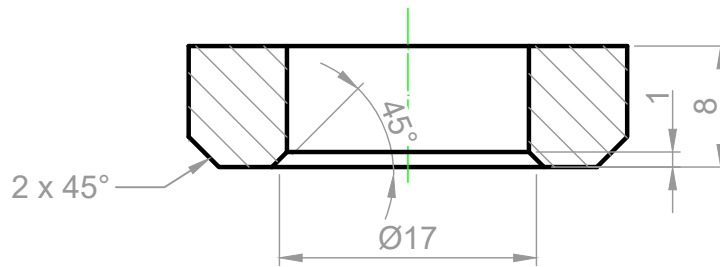

Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

LISTA DE MODIFICACIONES

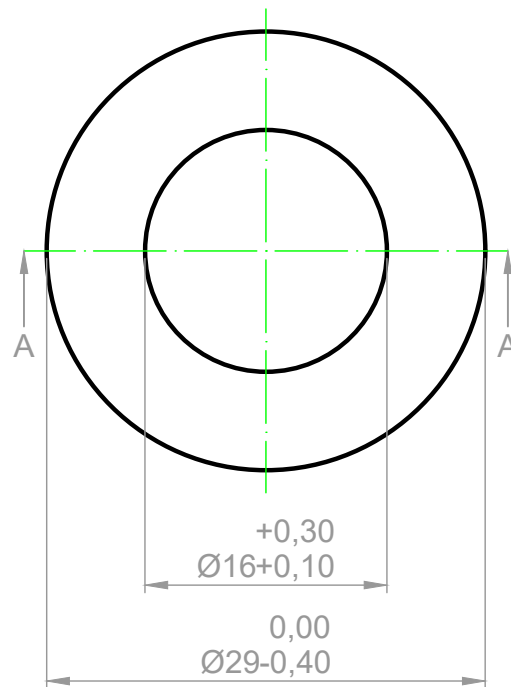
Formato: A3	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.:	VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO  VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 OBTURADOR	Especialidad:
1:1		INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20" Rugosidad: 1,6√		N° Plano: VGPAE-2-300-006-A Reemplaza a: -





A-A  
Escala 2:1



**Fabricación:**

- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable AISI 316 laminado en caliente de Ø 30 mm y longitud aproximadamente 20 mm.


Material	AISI 316	Dureza superficial	S/E
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

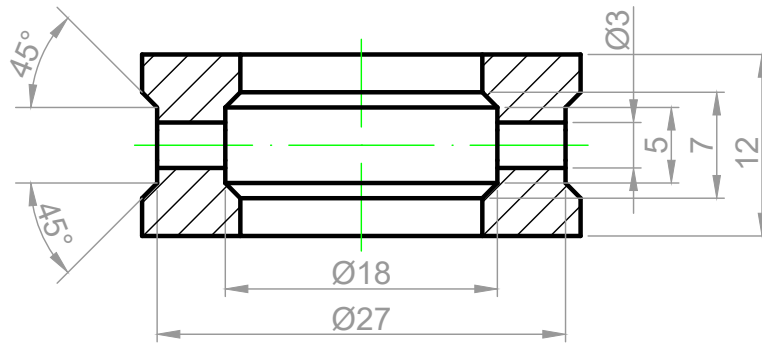
**ESPECIFICACIONES**


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

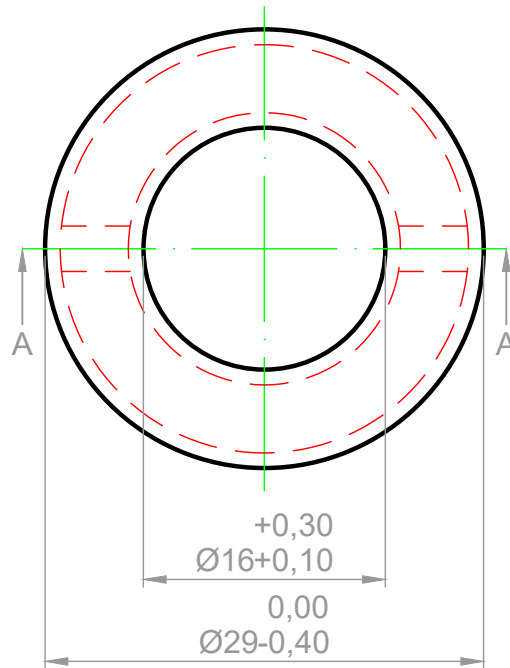
**LISTA DE MODIFICACIONES**

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 2:1	<b>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</b>  <b>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 ANILLO DE EMPAQUETADURA</b>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20"		N° Plano: VGPAE-2-300-011-A
Rugosidad: 1,6√		Reemplaza a: -



A-A  
Escala 2:1



**Fabricación:**

- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable AISI 316 laminado en caliente de Ø 24 mm y longitud aproximadamente 20 mm.


Material	AISI 316	Dureza superficial	S/E
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

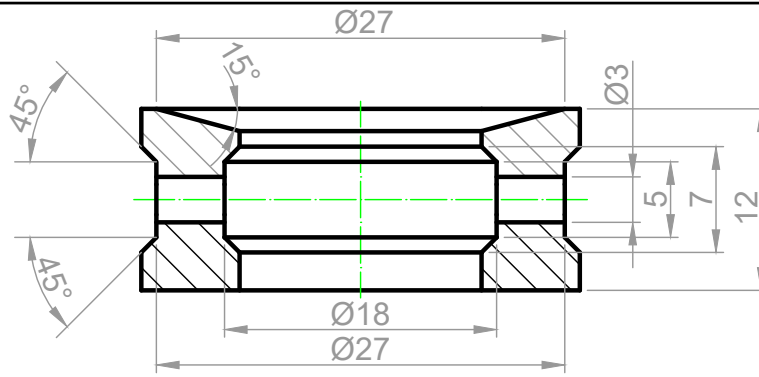
**ESPECIFICACIONES**


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

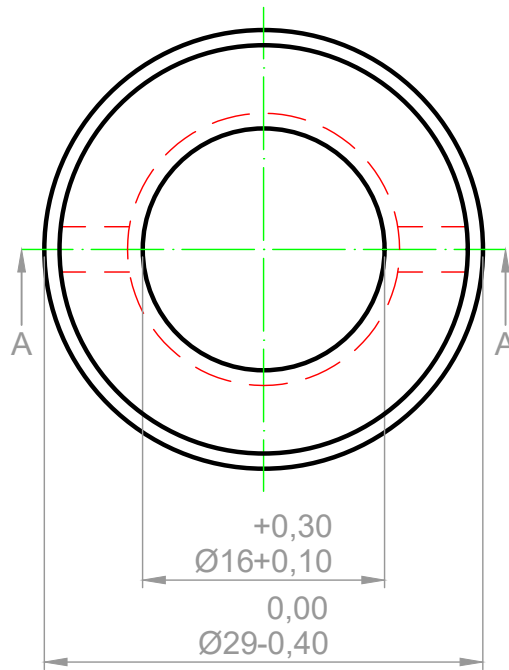
**LISTA DE MODIFICACIONES**

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.:	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 ANILLO LINTERNA V1</p>	Especialidad:
2:1		INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20" Rugosidad: 1,6√		N° Plano: VGPAE-2-300-012-A Reemplaza a: -



A-A  
Escala 2:1



**Fabricación:**

- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable AISI 316 laminado en caliente de Ø 24 mm y longitud aproximadamente 20 mm.

Material	AISI 316	Dureza superficial	S/E
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

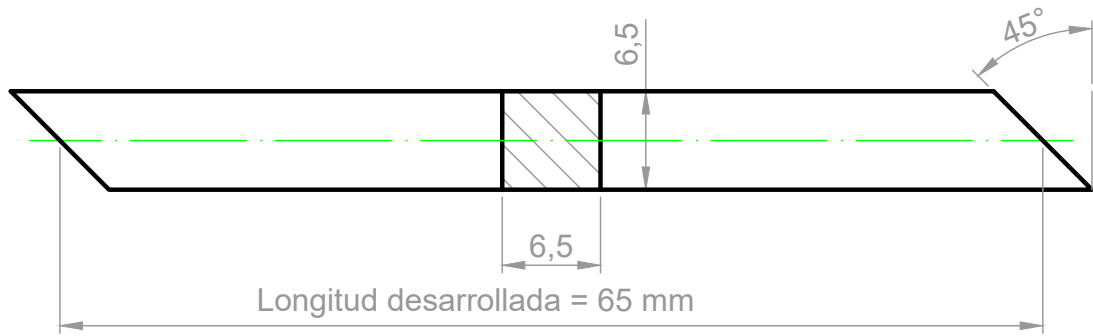
**ESPECIFICACIONES**


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

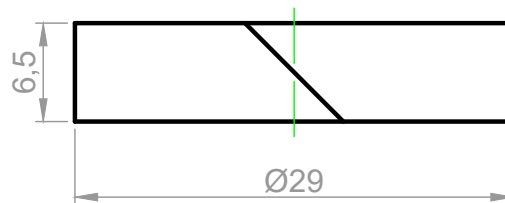
**LISTA DE MODIFICACIONES**

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 2:1	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 ANILLO LINTERNA V2</p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20"		N° Plano: VGPAE-2-300-013-A
Rugosidad: 1,6√		Reemplaza a: -



Posición desarrollada  
Escala 2:1



Posición rolada  
Escala 2:1

**Fabricación:**

- Tomar como referencia el producto mencionado en el catálogo Industrial Sealing Division de Klinger.

Producto	Anillo de fibra de grafito
Material	Klinger TopLine K40
Dureza superficial	S/E
Norma	S/E

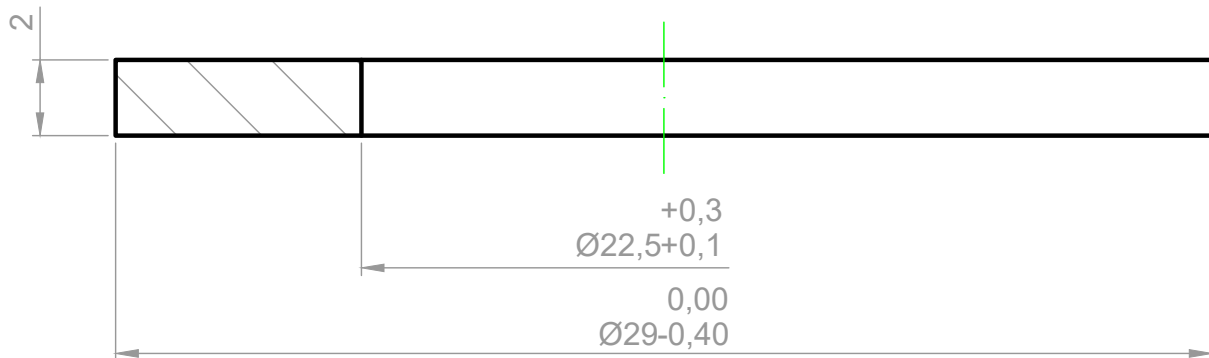
**ESPECIFICACIONES**


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

**LISTA DE MODIFICACIONES**

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 2:1	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 MATERIAL DE EMPAQUE - FIBRA</p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20" Rugosidad: S/E		N° Plano: VGPAE-2-300-014-A
		Reemplaza a: -



**Fabricación:**

- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable AISI 316 laminado en caliente de  $\varnothing 29$  mm y longitud aproximadamente 20 mm.
- En el plano se indican las medidas finales posteriores al proceso de cadmiado.

Material	IRAM-IAS-1010	Dureza superficial	S/E
Fabricación	S/E		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	Cadmiado (Espesor de capa 20u)		

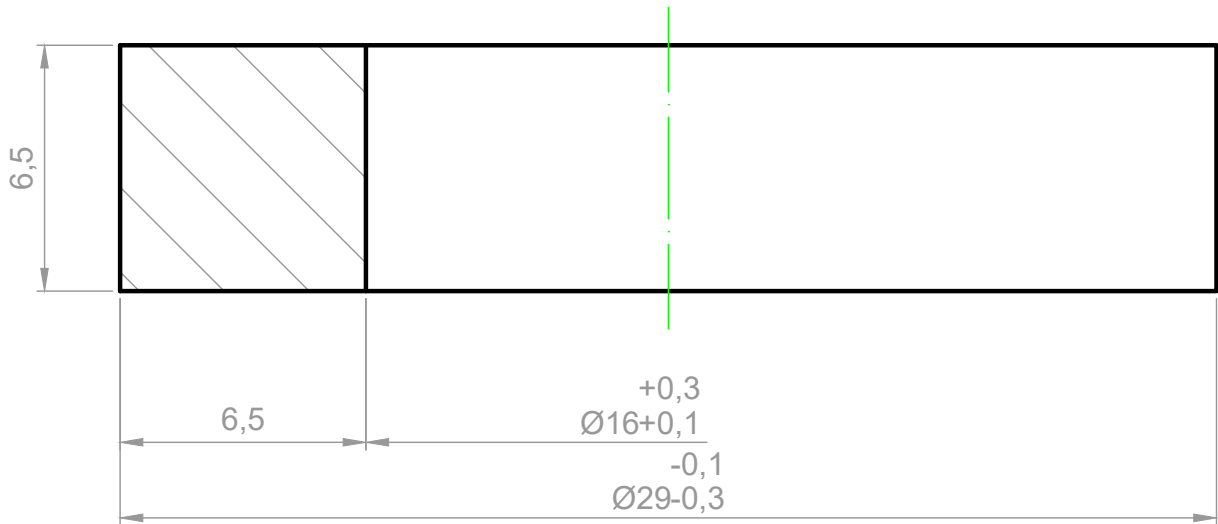
**ESPECIFICACIONES**


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

**LISTA DE MODIFICACIONES**

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 5:1	<b>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</b>  <b>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 ARANDELA DE SACRIFICIO</b>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: $\pm 0,2$ Angular: $\pm 20^\circ$ Rugosidad: 1,6√		N° Plano: VGPAE-2-300-015-A
		Reemplaza a: -



**Fabricación:**

- Tomar como referencia el producto mencionado en el catálogo Industrial Sealing Division de Klinger.

Producto	Anillo de grafito
Material	Klinger TopLine K35 Rings
Dureza superficial	S/E
Norma	S/E

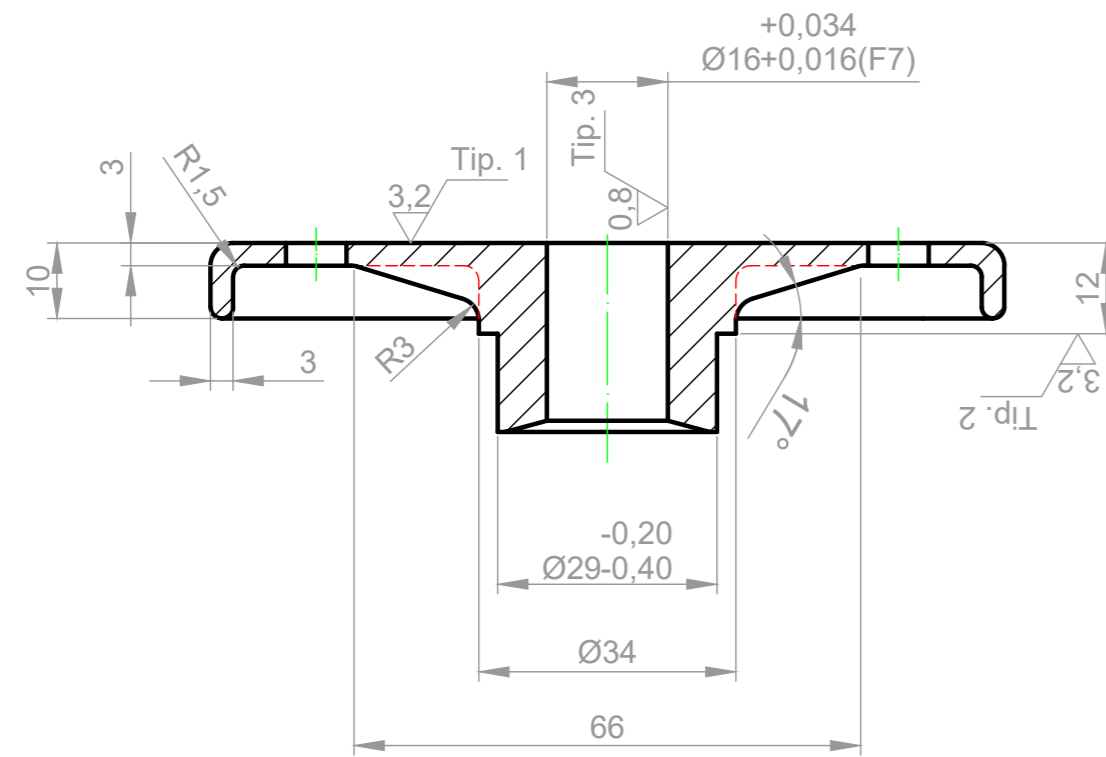
**ESPECIFICACIONES**


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

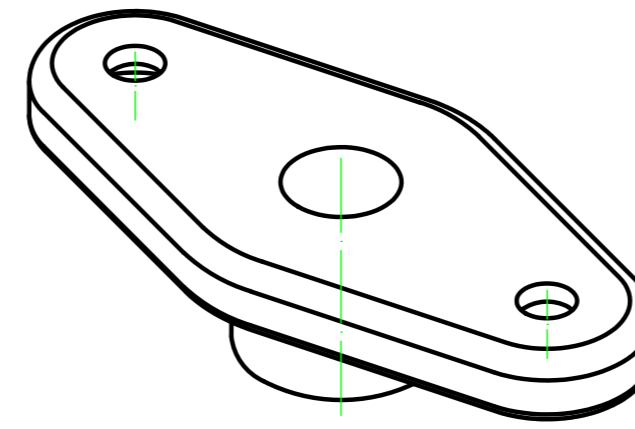
**LISTA DE MODIFICACIONES**

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

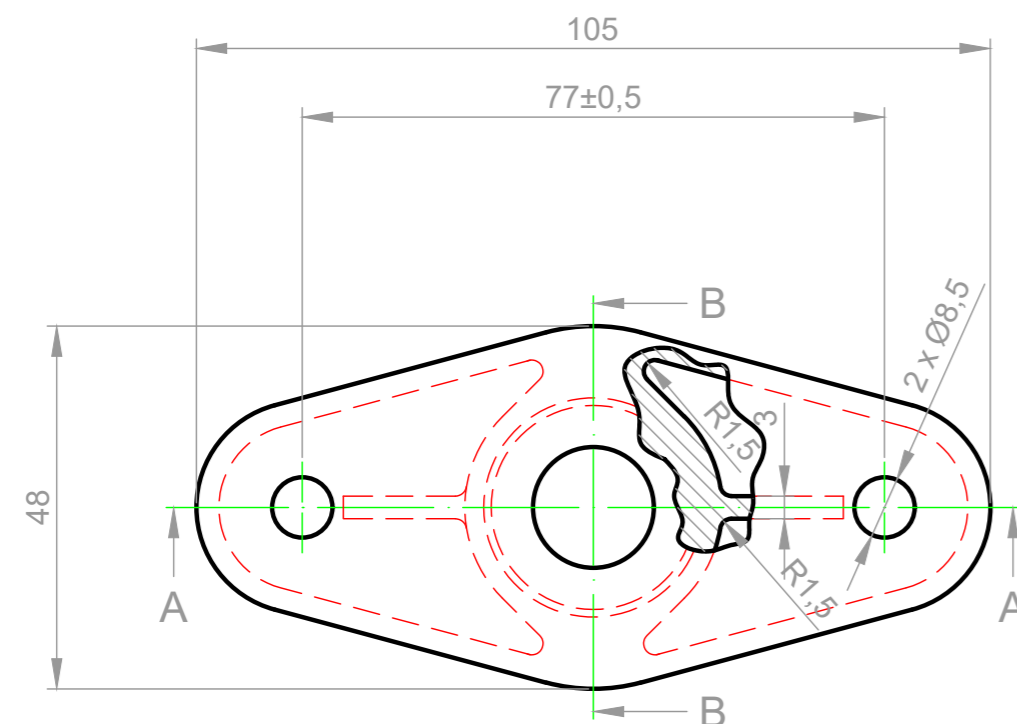
Esc.: 5:1	<b>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</b>  <b>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 MATERIAL DE EMPAQUE - SÓLIDO</b>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20"		N° Plano: VGPAE-2-300-016-A
Rugosidad: 3,2√		Reemplaza a: -



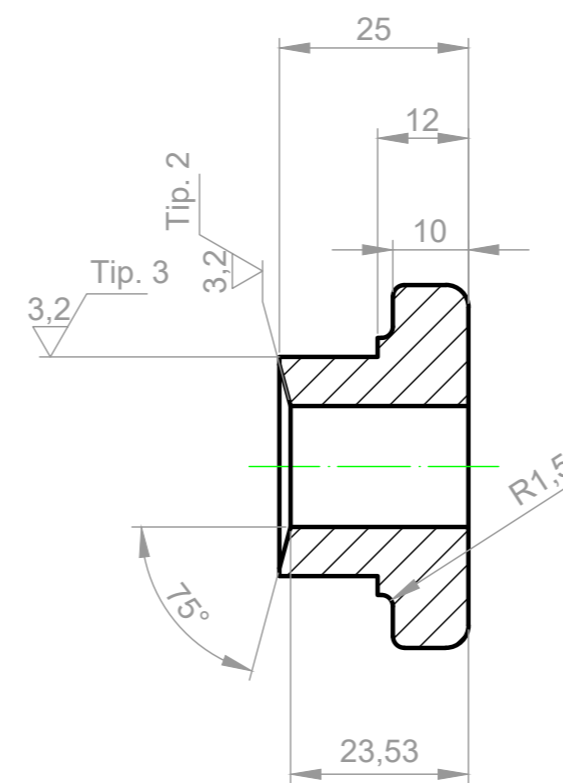
A-A  
Escala 1:1



Vista isométrica  
Escala 1:1



B-B  
Escala 1:1



Fabricación:

- Radios no indicados:
- Rincón = 5 mm.
- Vértice = 3 mm.
- Quitar todos los cantos vivos mediante chaflán de 1 x 45°.
- Roscados según ASME B1.13M.

Datos para el modelo:

- Tener en cuenta el agregado de 2mm de sobrematerial en aquellas superficies donde se indique un posterior proceso de mecanizado.
- Tener en cuenta la contracción ocurrida durante el enfriamiento del material.

Referencias:

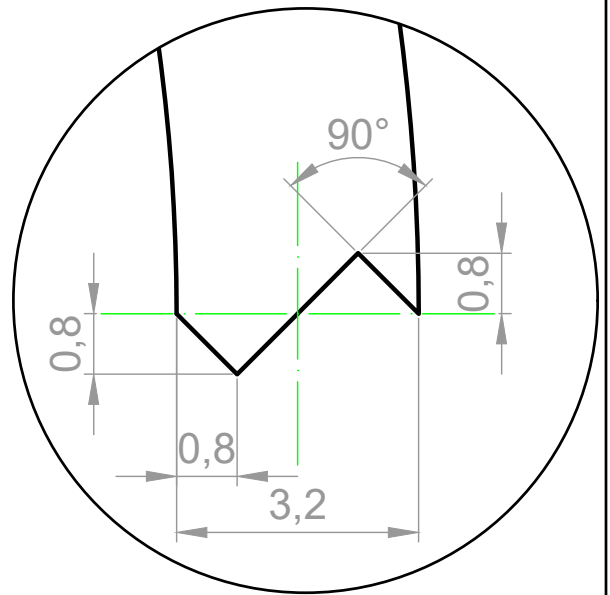
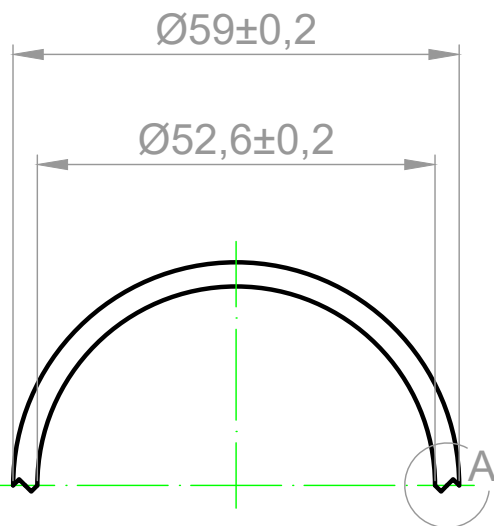
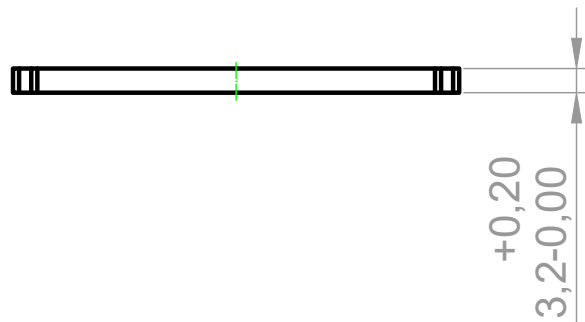
- Tip. 1: Mecanizar mediante fresado plano.
- Tip. 2: Mecanizar mediante fresado de contorno.
- Tip. 3: Mecanizar mediante fresado cilíndrico.

Material	ASTM A216 WCB	Dureza superficial	S/E
Fabricación	Fundición - Tratamiento térmico - Mecanizado - Terminación superficial		
Tratamiento térmico	Recocido para eliminación de tensiones (Según ASME BPVC Sección I)		
Terminación superficial	ANSI/AWWA C550 & Esmalte (A definir)		

ESPECIFICACIONES				
Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev. Fecha

LISTA DE MODIFICACIONES				

Formato: A2	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					
Esc.:	1:1			Especialidad:	INGENIERÍA MECÁNICA
	VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO			Cátedra:	PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas:	VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 PRENSAESTOPA			N° Plano:	VGPAE-1-600-017-A
Longitudinal: ± 0,1				Reemplaza a:	-
Angular: ± 30"					
Rugosidad: 10√					



Detalle A  
Escala 10:1

**Fabricación:**

- Tomar como referencia el producto mencionado en el catálogo Industrial Sealing Division de Klinger.

Producto	Anillo de grafito
Material	Klinger TopLine K35 Rings
Dureza superficial	S/E
Norma	S/E

**ESPECIFICACIONES**

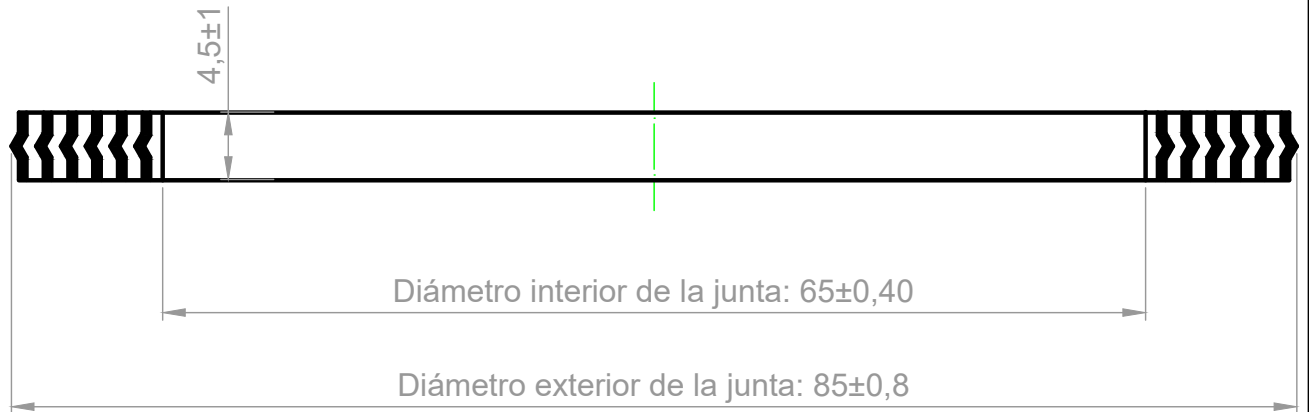

Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

**LISTA DE MODIFICACIONES**

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 1:1	<b>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</b>  <b>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 JUNTA DE SELLADO</b>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20"		N° Plano: VGPAE-2-300-007-A
Rugosidad: 3,2√		Reemplaza a: -





**Fabricación:**

- Tomar como referencia el producto mencionado en el catálogo Industrial Sealing Division de Klinger.

Producto	Maxiflex Spiral Wound Gasket (Modelo R)
Material	Relleno: Grafito / Bobinado: AISI 304
Dureza superficial	S/E
Norma	ASME B16.20

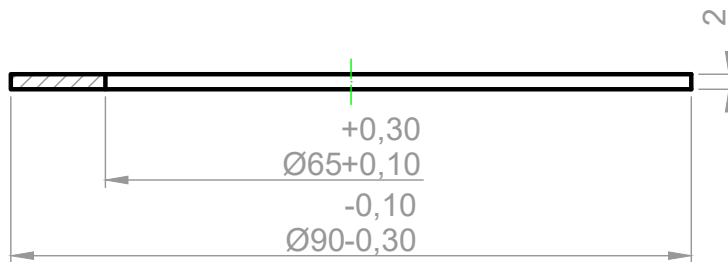
**ESPECIFICACIONES**


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

**LISTA DE MODIFICACIONES**

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 2:1	<p align="center"><b>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</b></p> <p align="center"><b>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 JUNTA DE BOBINA ESPIRALADA</b></p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 1 Angular: ± 20"		N° Plano: VGPAE-2-300-008-A
Rugosidad: 3,2√		Reemplaza a: -



Fabricación:

- Tomar como referencia el producto mencionado en el catálogo Industrial Sealing Division de Klinger.

Producto	Anillo de grafito
Material	Klinger TopLine K35 Rings
Dureza superficial	S/E
Norma	S/E

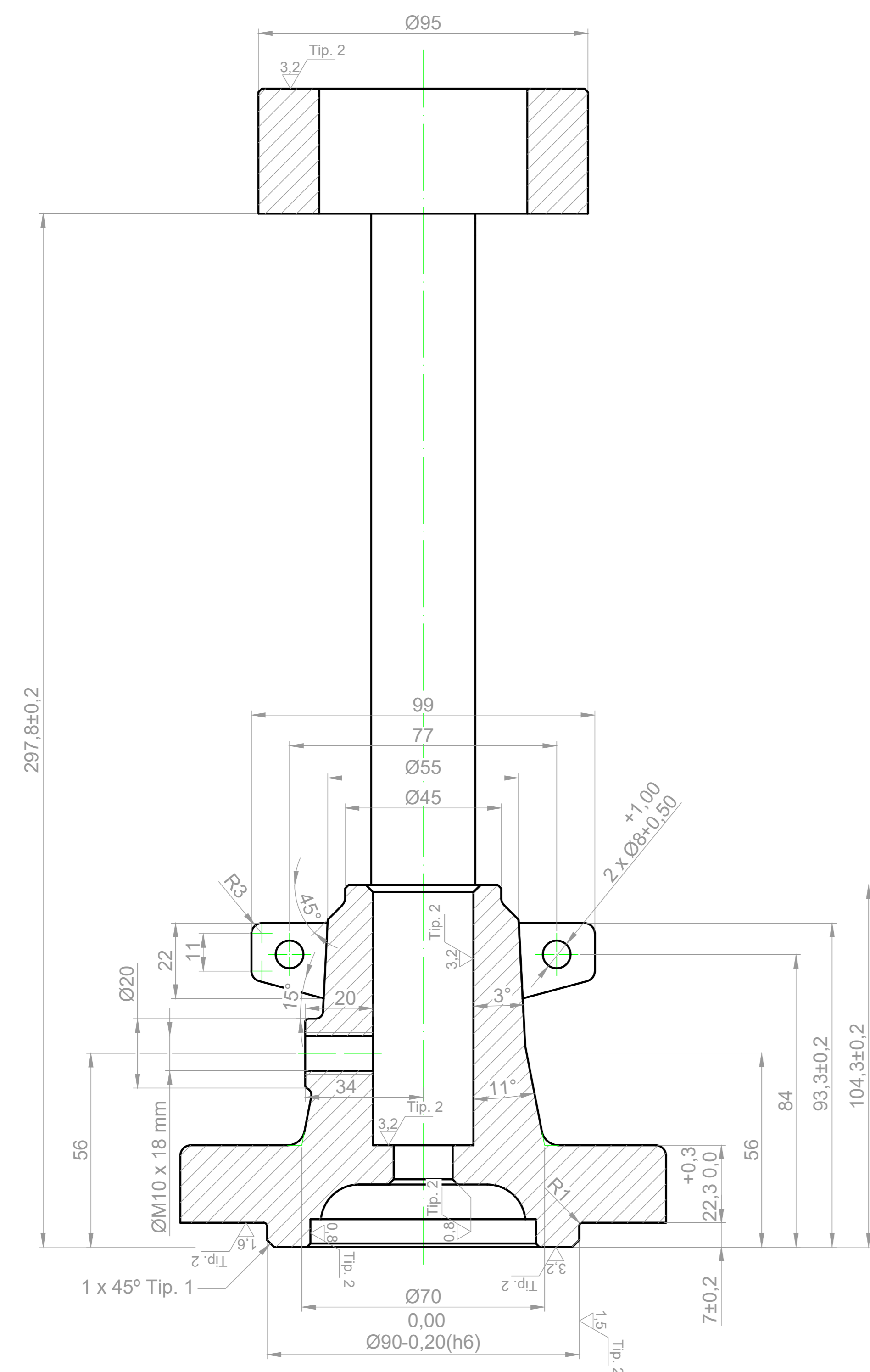
ESPECIFICACIONES


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

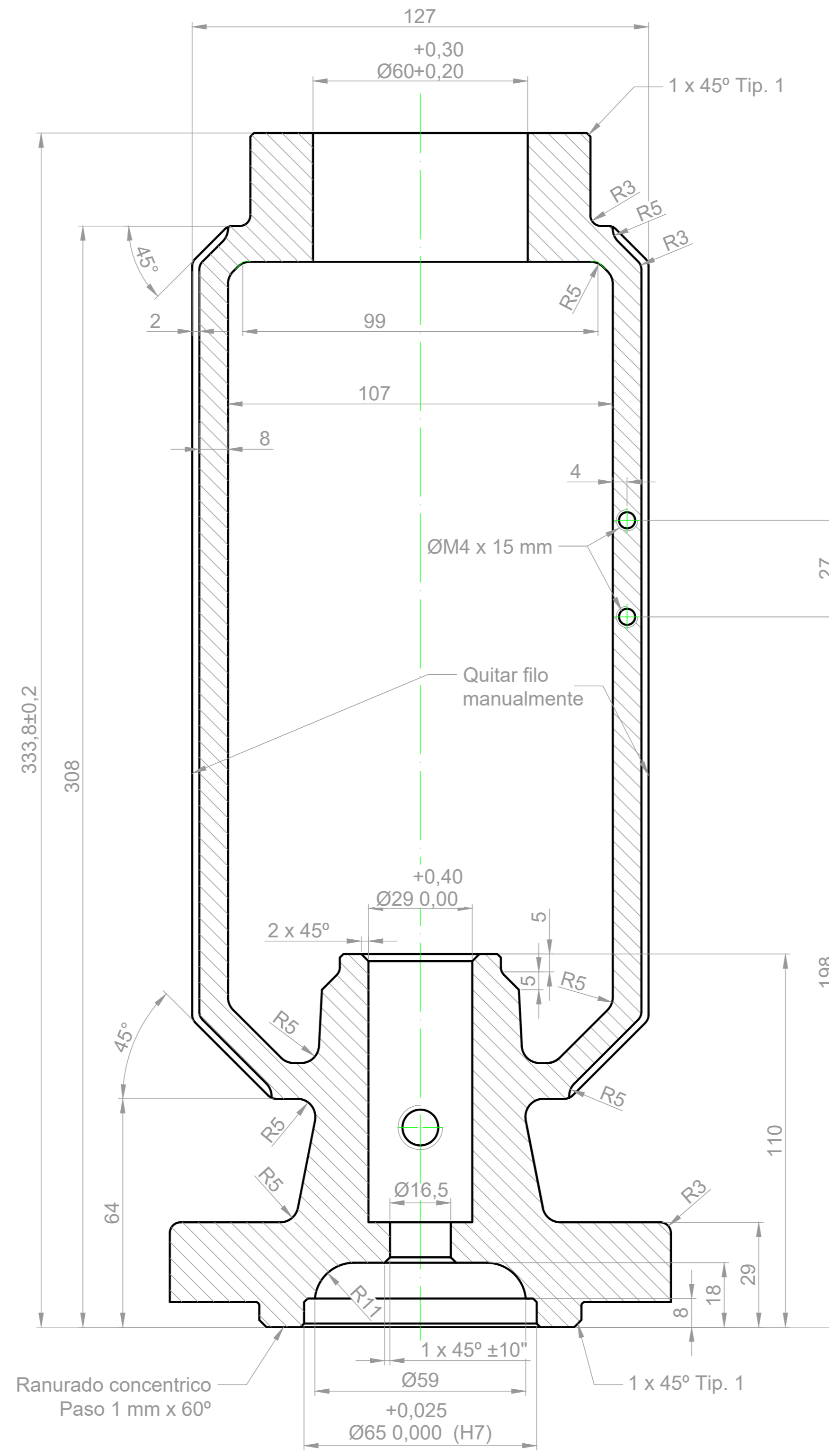
LISTA DE MODIFICACIONES

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

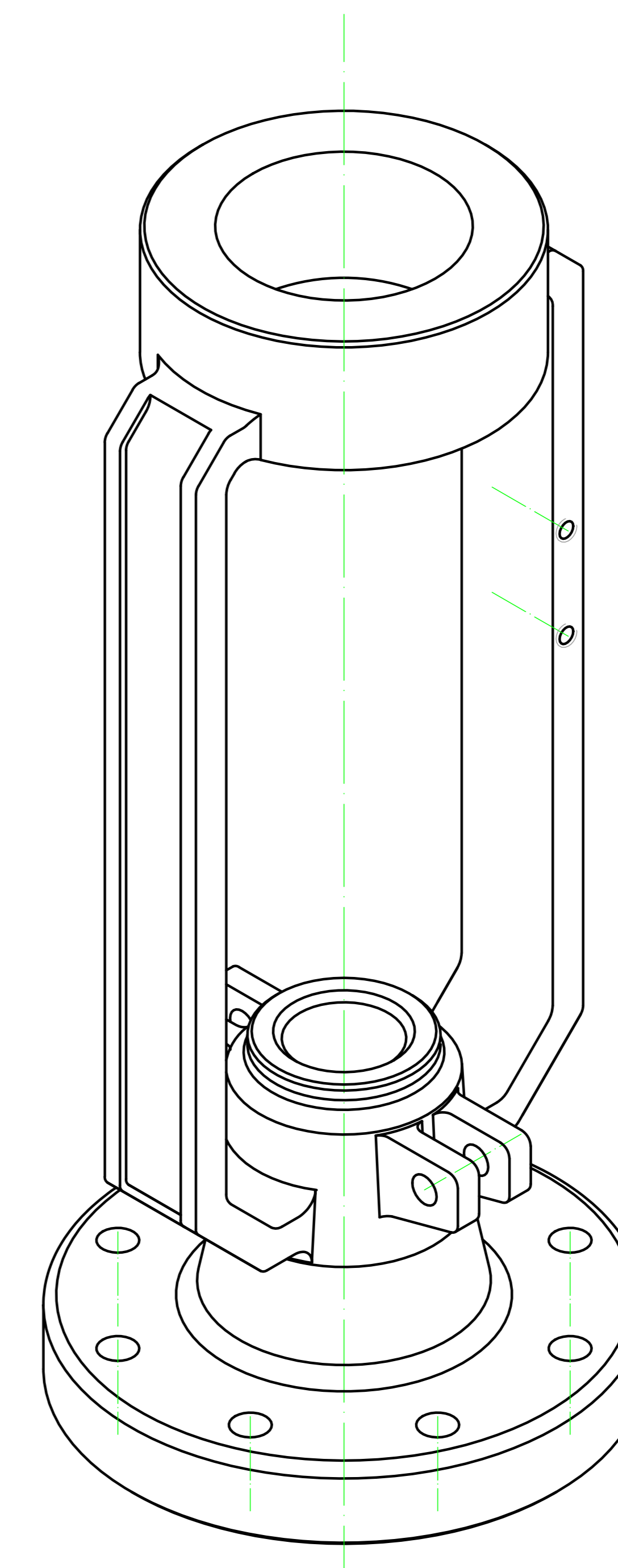
Esc.: 1:1	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 JUNTA DE UNIÓN</p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: $\pm 0,2$ Angular: $\pm 20''$ Rugosidad: 3,2√		N° Plano: VGPAE-2-300-009-A
		Reemplaza a: -



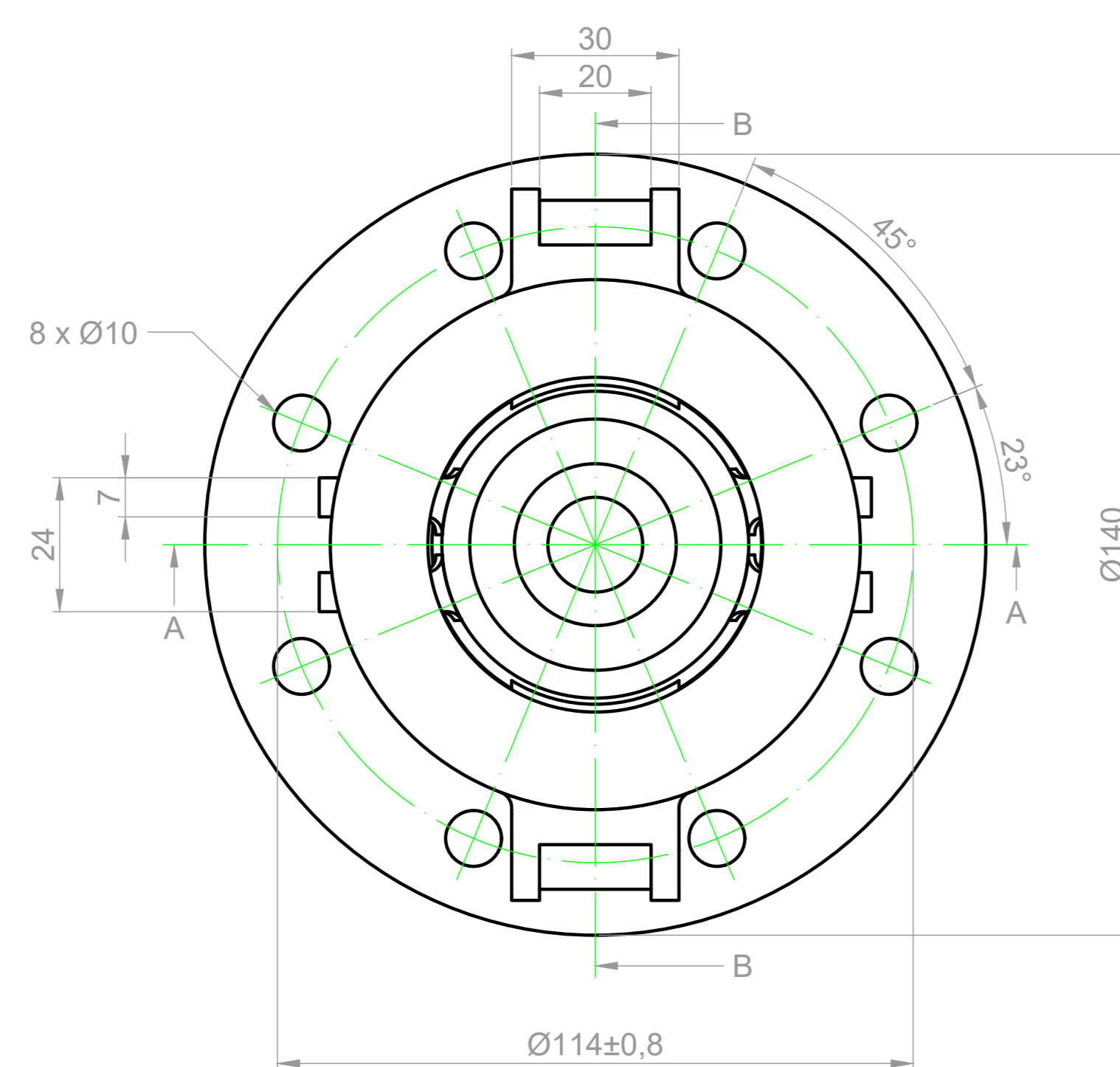
A-A  
Escala 1:1



B-B  
Escala 1:1



Vista isométrica  
Escala 1:1



Fabricación:  
- Radios no indicados:  
Rincón = 5 mm.  
Vértice = 3 mm.  
- Quitar todos los cantos vivos mediante chaffán de 1 x 45°.  
- Roscados según ASME B1.13M.

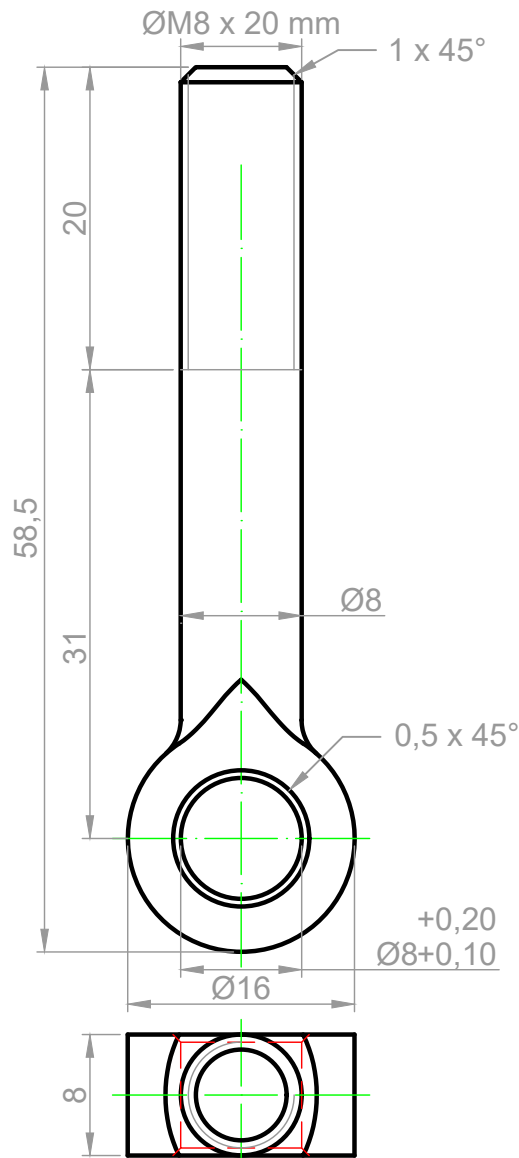
Datos para el modelo:  
- Tener en cuenta el agregado de 2mm de sobrematerial en aquellas superficies donde se indique un posterior proceso de mecanizado.  
- Tener en cuenta la contracción ocurrida durante el enfriamiento del material.

Referencias:  
- Tip. 1: Mecanizar mediante fresado plano.  
- Tip. 2: Mecanizar mediante fresado de contorno.

Material	ASTM A216 WCB	Dureza superficial	S/E
Fabricación	Fundición - Tratamiento térmico - Mecanizado - Terminación superficial		
Tratamiento térmico	Recocido para eliminación de tensiones (Según ASME BPVC Sección I)		
Terminación superficial	ANSI/AWWA C550 & Esmalte (A definir)		

ESPECIFICACIONES			
Mod.	Era	Es:	Autor Rev. Fecha
LISTA DE MODIFICACIONES			
Formato A0	Nombre	Fecha	Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21	A
Revisó	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		
Aprobó			
Esc.:	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA Carrera: PROYECTO FINAL		
1:1		N° Plano: VGP/PAE-2-300-010-A	
Válvula no indicadas		Reemplaza a:	
Longitudinal a 0.1			
Angular a 30°			
Redondeado: 10°			

VÁLVULA GLOBO A PISTÓN  
CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO  
VÁLVULA NPS 2" SERIE 300  
BONETE



Fabricación:

- Roscado según ASME B1.13M.

- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable IRAM-IAS-1045 laminado en caliente de Ø 15 mm y longitud aproximadamente 55 mm.


Material	IRAM-IAS-1045	Dureza superficial	28 HRC
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

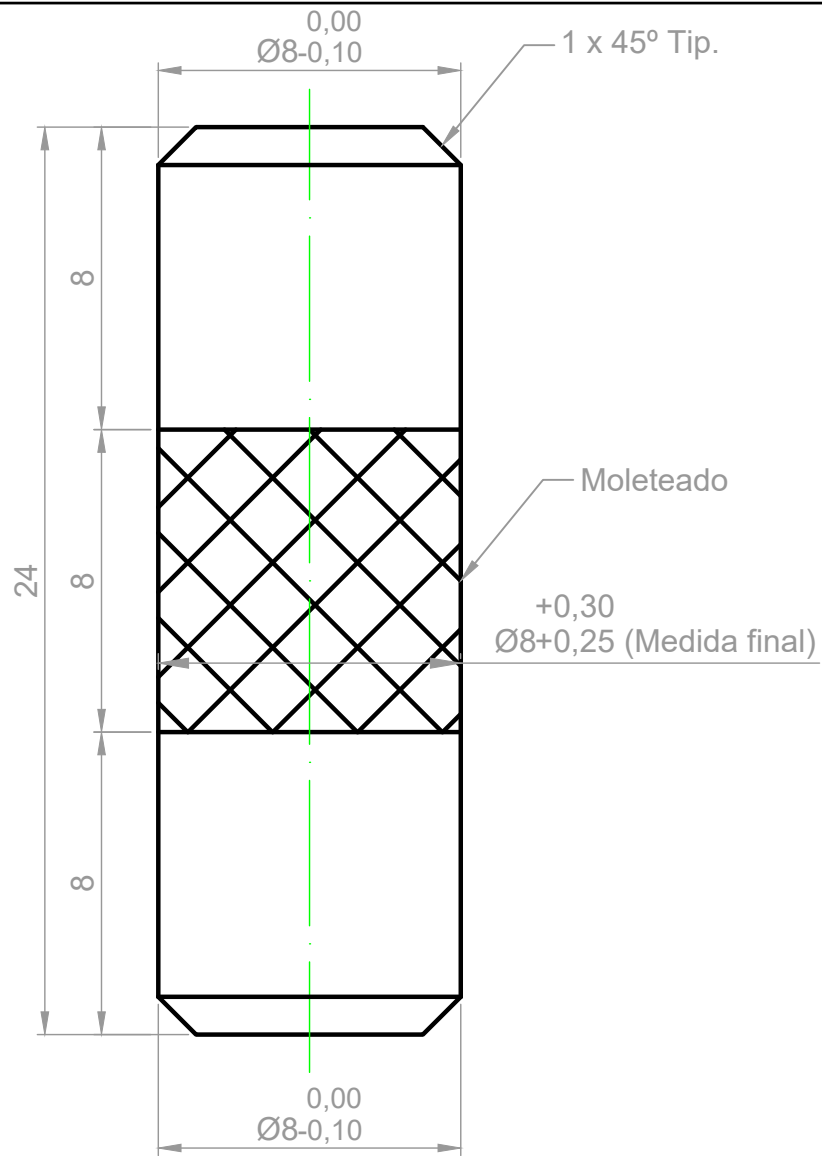
#### ESPECIFICACIONES


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

#### LISTA DE MODIFICACIONES

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.:	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 PERNO OJAL</p>	Especialidad:
2:1		INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra:
		PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas:		N° Plano:
Longitudinal: ± 0,2		VGPAE-2-300-018-A
Angular: ± 20"		Reemplaza a:
Rugosidad: 1,6√		-



Fabricación:

- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable IRAM-IAS-1045 laminado en caliente de  $\text{Ø} 9$  mm y longitud aproximadamente 30 mm.

Material	IRAM-IAS-1045	Dureza superficial	28 HRC
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

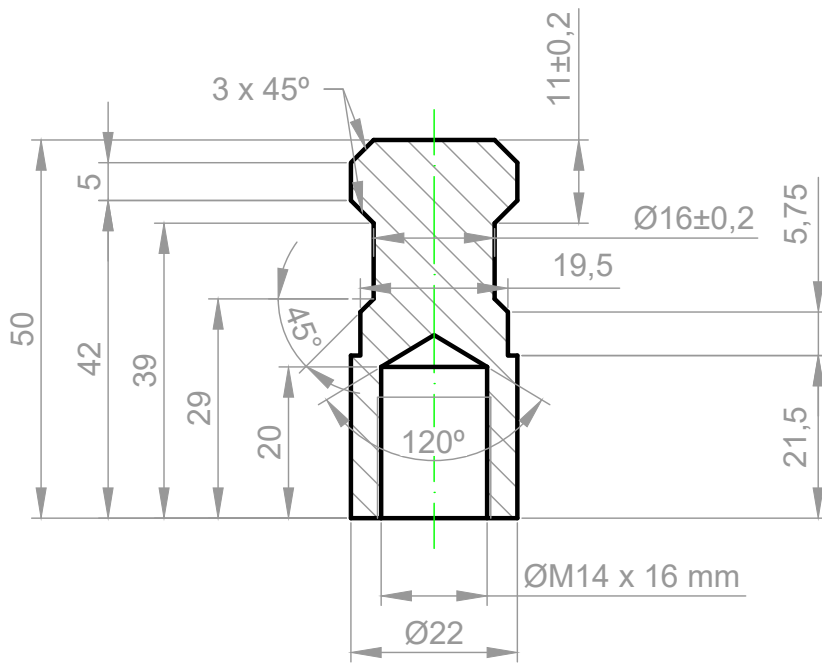
ESPECIFICACIONES

Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

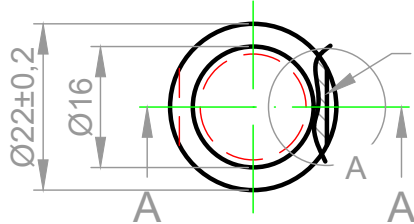
LISTA DE MODIFICACIONES

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

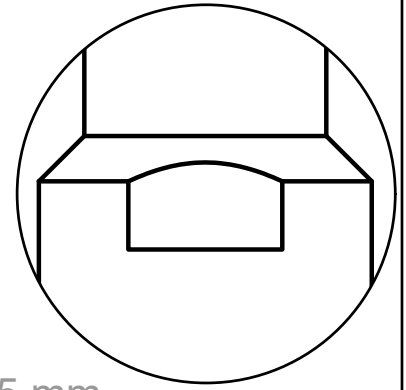
Esc.: 5:1	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 BUJE PASADOR</p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: $\pm 0,2$ Angular: $\pm 20''$ Rugosidad: $1,6\sqrt{\quad}$		N° Plano: VGPAE-2-300-019-A
		Reemplaza a: -



A-A  
Escala 1:1



Fresado de 19,5 mm  
entre caras



Detalle A  
Escala 2:1

Fabricación:

- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable IRAM-IAS-1045 laminado en caliente de Ø 24 mm y longitud aproximadamente 60 mm.

Material	IRAM-IAS-1045	Dureza superficial	28 HRC
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

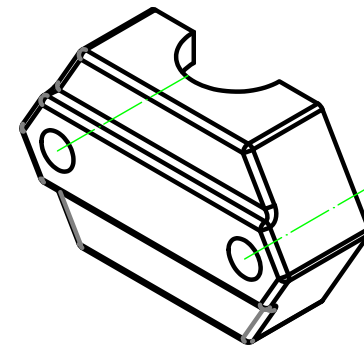
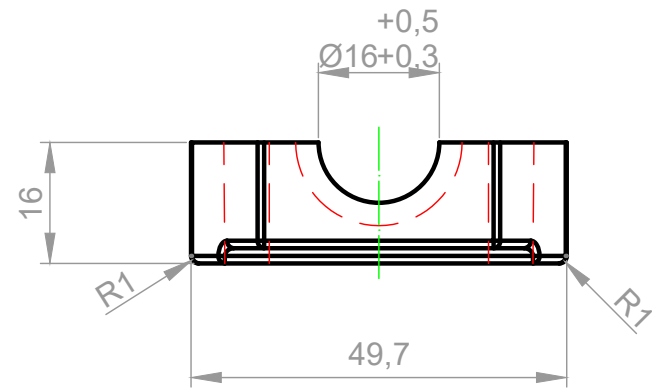
ESPECIFICACIONES


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

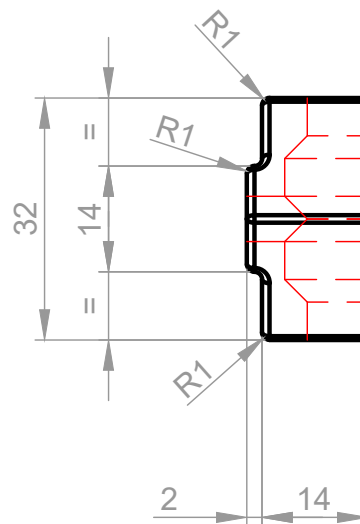
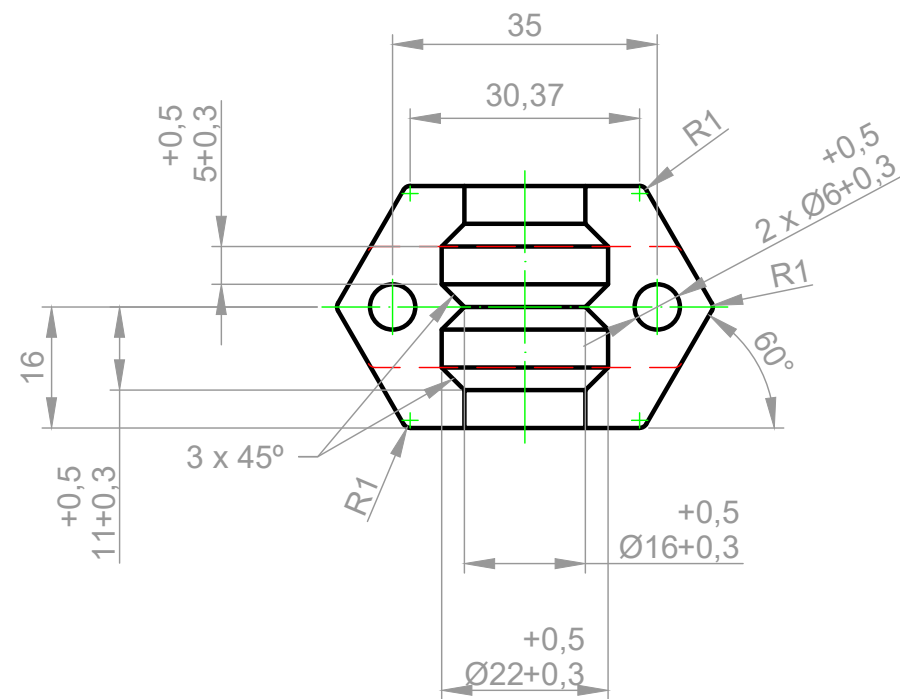
LISTA DE MODIFICACIONES

Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 1:1	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 CONECTOR VÁSTAGOS</p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20"		N° Plano: VGPAE-2-300-020-A
Rugosidad: 1,6√		Reemplaza a: -



Vista isométrica  
Escala 1:1



Fabricación:

Referencias:

Material	IRAM-IAS-1045	Dureza superficial	28 HRC
Fabricación	Materia prima - Mecanizado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

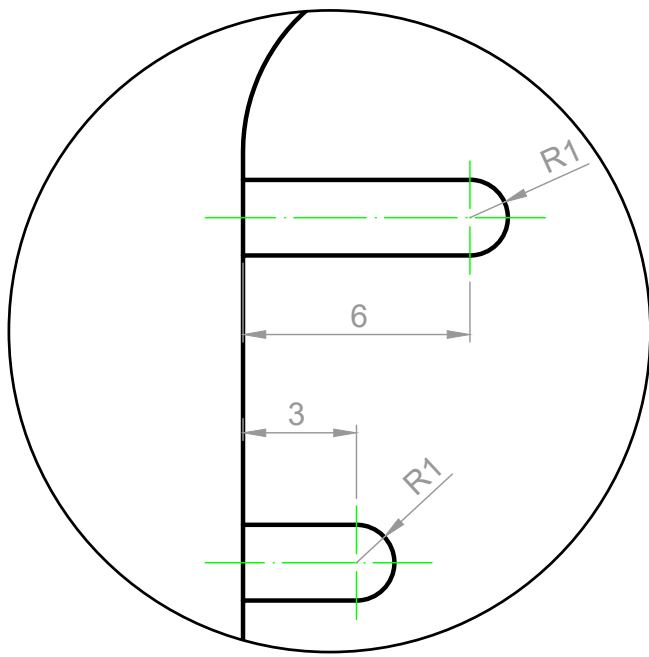
ESPECIFICACIONES


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

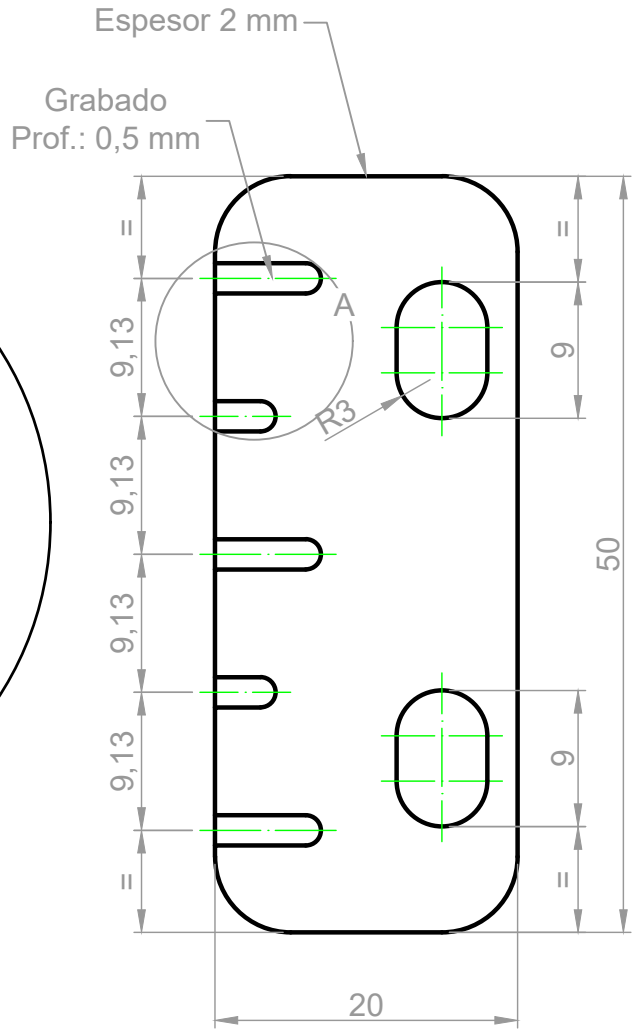
LISTA DE MODIFICACIONES

Formato: A3	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 1:1	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 CONECTOR ABRAZADERA</p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20"		N° Plano: VGPAE-2-300-021-A
Rugosidad: 1,6√		Reemplaza a: -



Detalle A  
Escala 5:1



Fabricación:

- Utilizar como materia prima una plancha de AISI 316 de espesor 2 mm.


Material	AISI 316	Dureza superficial	S/E
Fabricación	Materia prima - Corte por láser - Plegado		
Tratamiento térmico	S/E		
Terminación superficial	S/E		

ESPECIFICACIONES

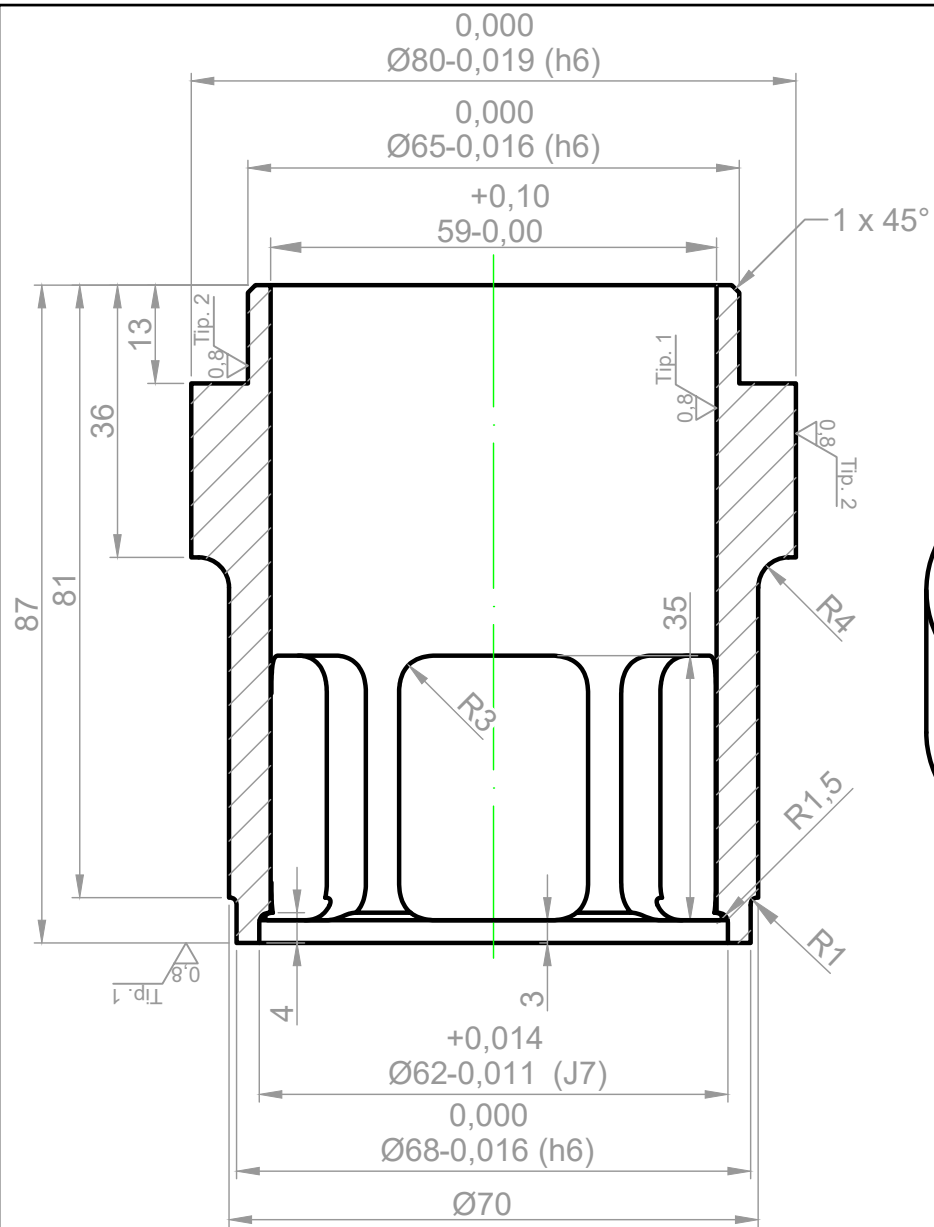

Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

LISTA DE MODIFICACIONES

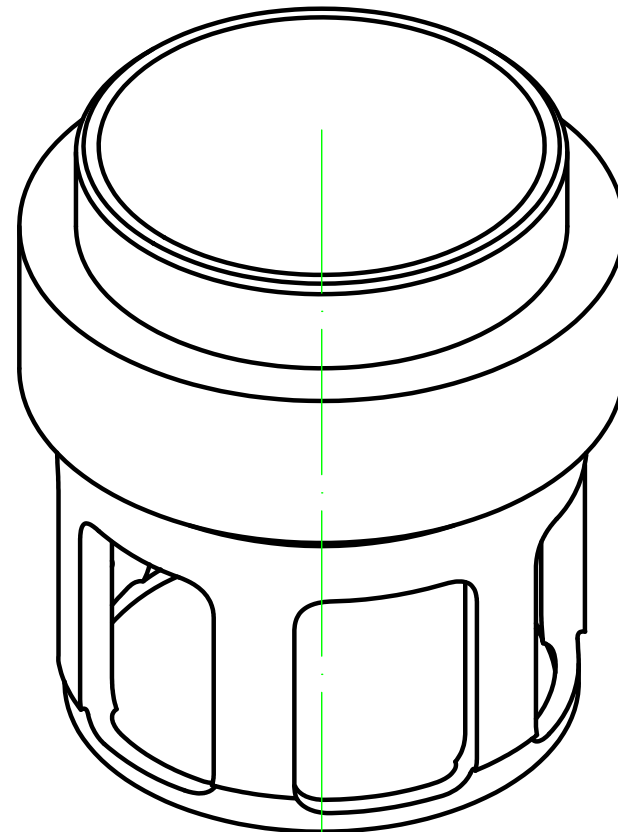
Formato: A4	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.:	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 ESCALA INDICADORA</p>	Especialidad:
2:1		INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20" Rugosidad: 1,6√		N° Plano: VGPAE-2-300-022-A Reemplaza a: -

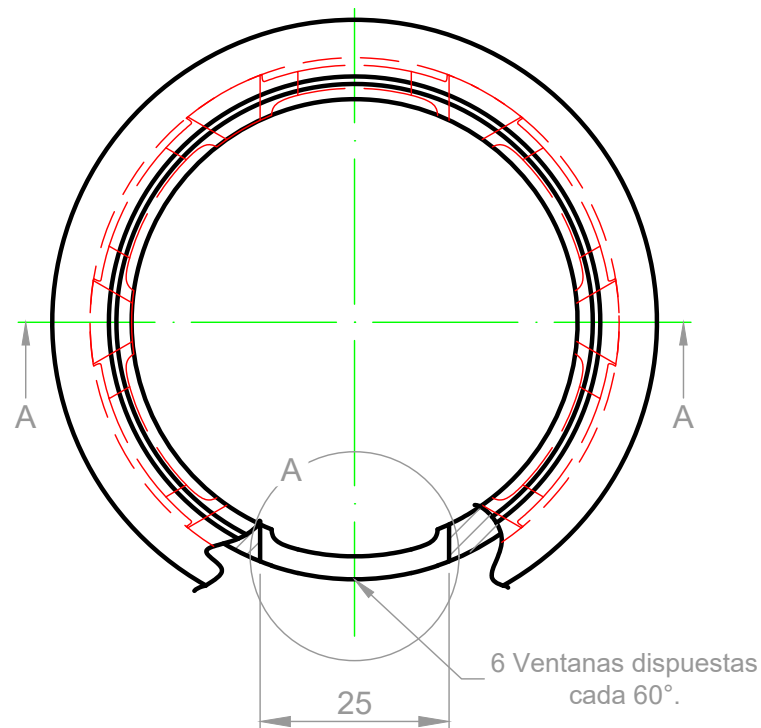




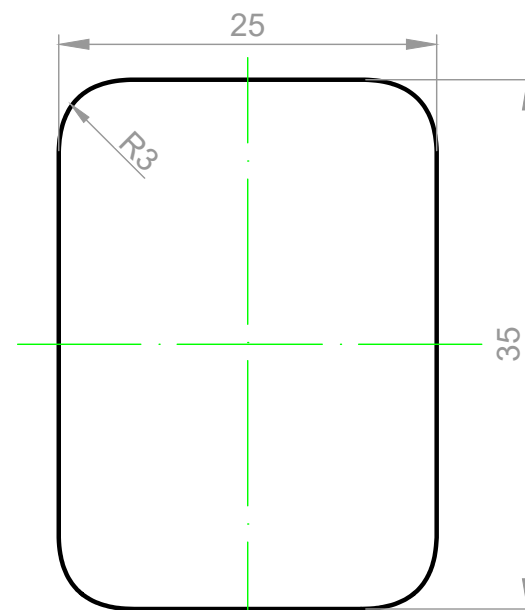
A-A  
Escala 1:1



Vista isométrica  
Escala 1:1



6 Ventanas dispuestas  
cada 60°.



Detalle A

Fabricación:

- Roscados según ASME B1.13M.
- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable AISI 630 laminado en caliente de Ø82 mm y longitud aproximadamente 90 mm.
- Los componentes de la aleación AISI 630 HT (UNS S17400) resultan:

%C	%Mg	%Si	%P	%S	%Cr	%Ni	%Cu	%Ni-Ta
0,07	1,00	1,00	0,04	0,03	16,00	4,00	4,00	0,30

Referencias:

- Tip. 1: Mecanizar mediante torneado cilíndrico.

Material	AISI 630 HT	Dureza superficial	40 HRC
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	Endurecimiento por precipitación (Envejecimiento)		
Terminación superficial	S/E		

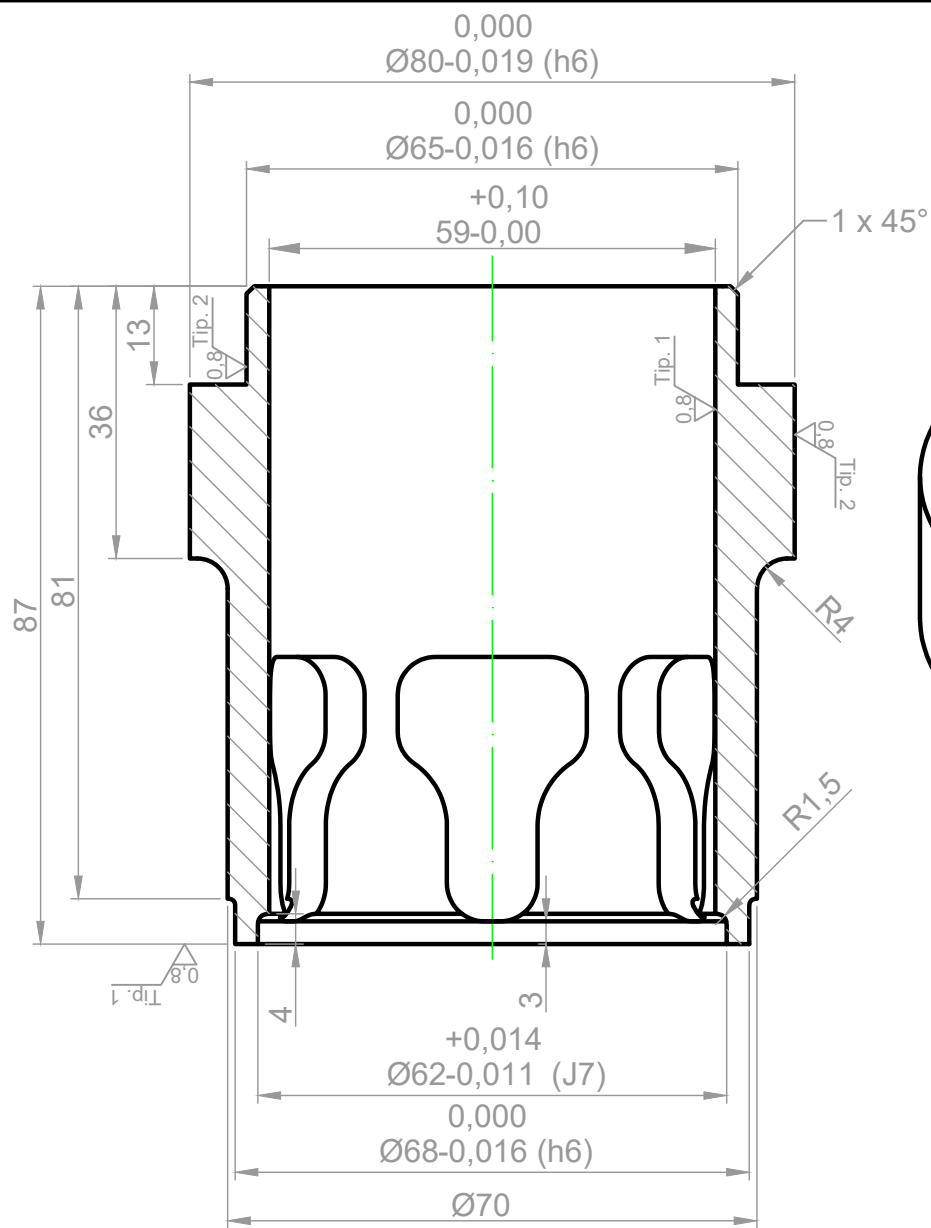
ESPECIFICACIONES


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

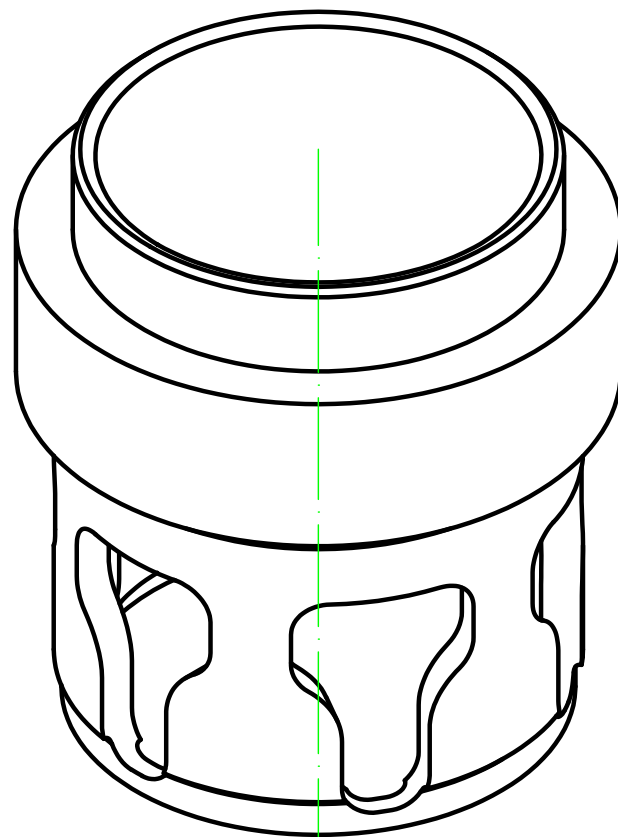
LISTA DE MODIFICACIONES

Formato: A3	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

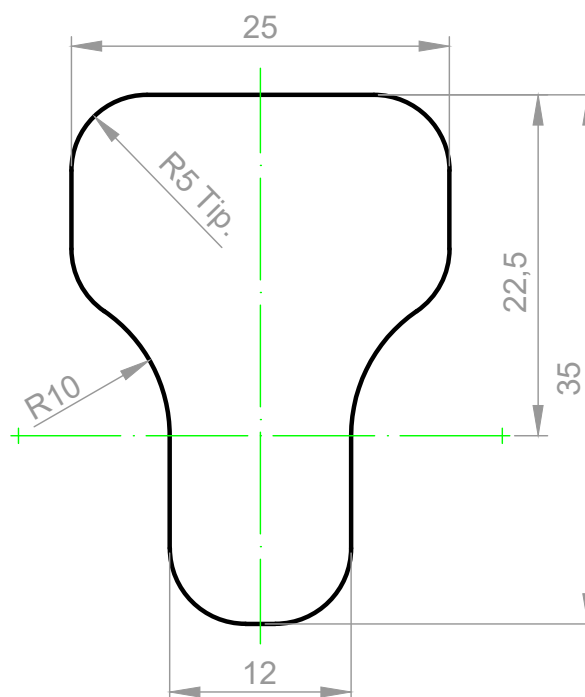
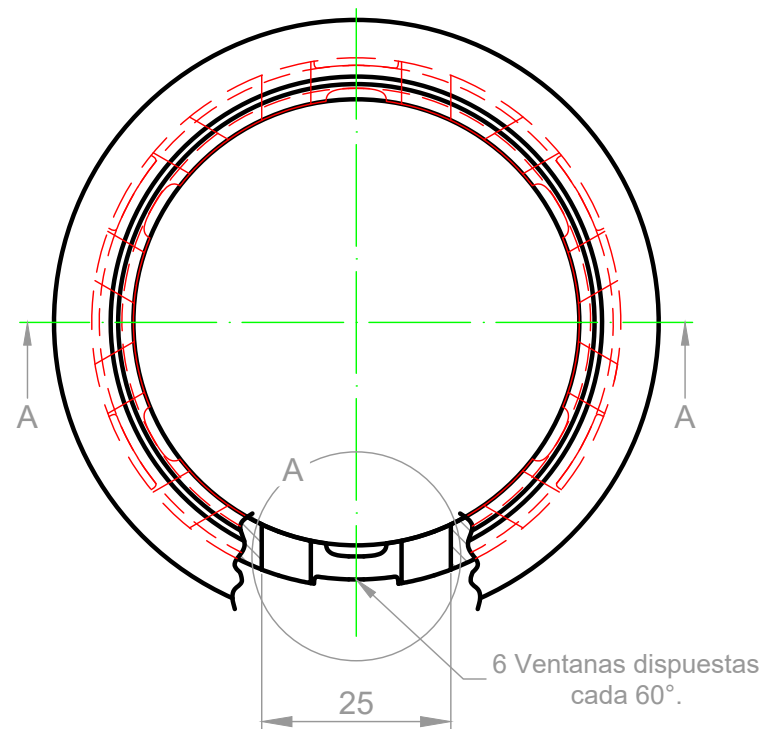
Esc.: 1:1	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 JAULA APERTURA IGUAL PORCENTAJE</p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20" Rugosidad: 1,6√		N° Plano: VGPAE-2-300-042-A
		Reemplaza a: -



A-A  
Escala 1:1



Vista isométrica  
Escala 1:1



Detalle A  
Escala 2:1

Fabricación:

- Roscados según ASME B1.13M.
- Utilizar como materia prima una barra de acero inoxidable AISI 630 laminado en caliente de Ø82 mm y longitud aproximadamente 90 mm.
- Los componentes de la aleación AISI 630 HT (UNS S17400) resultan:

%C	%Mg	%Si	%P	%S	%Cr	%Ni	%Cu	%Ni-Ta
0,07	1,00	1,00	0,04	0,03	16,00	4,00	4,00	0,30

Referencias:

- Tip. 1: Mecanizar mediante torneado cilíndrico.

Material	AISI 630 HT	Dureza superficial	40 HRC
Fabricación	Materia prima (Barra de acero laminado en caliente) - Mecanizado		
Tratamiento térmico	Endurecimiento por precipitación (Envejecimiento)		
Terminación superficial	S/E		

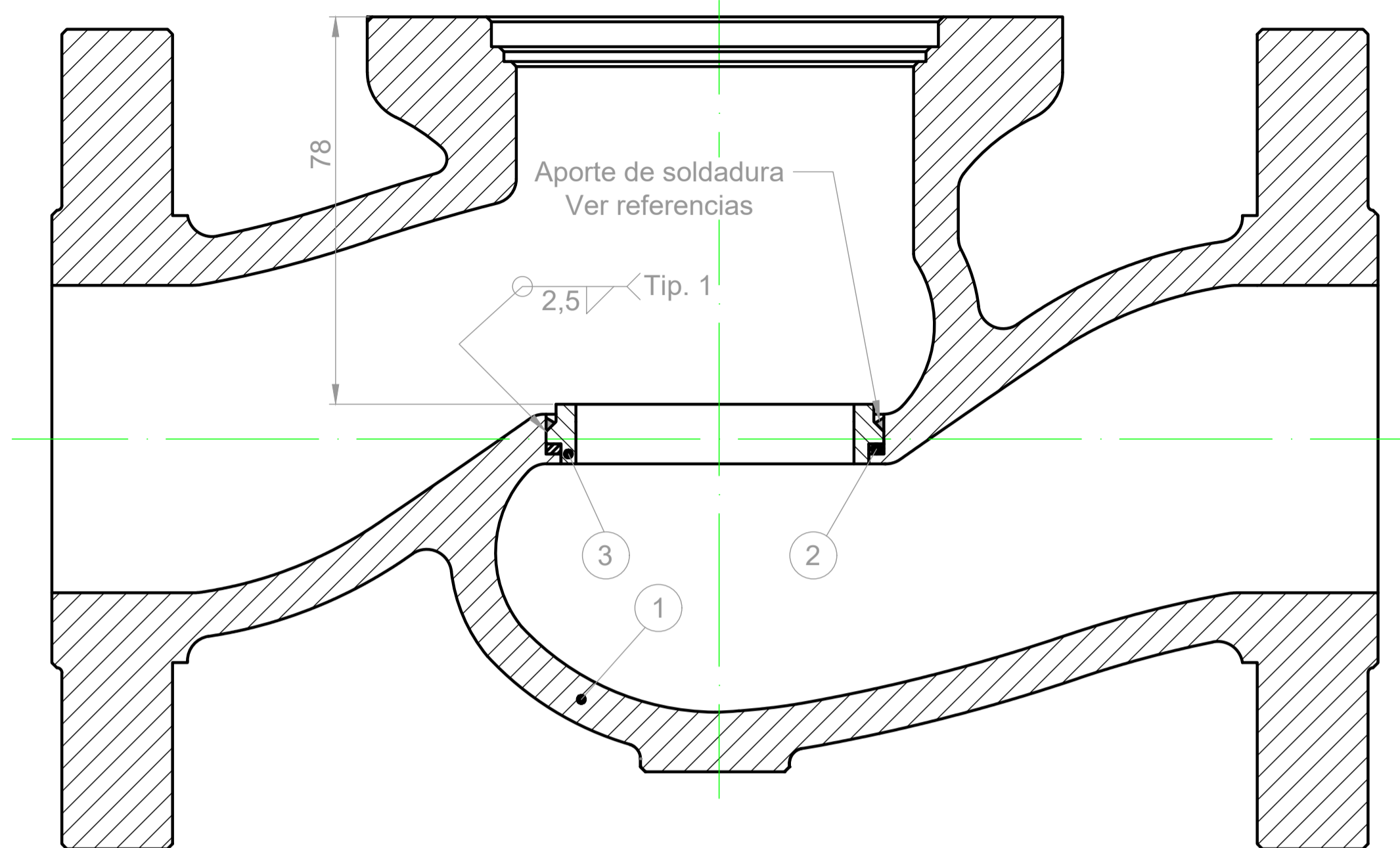
ESPECIFICACIONES


Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

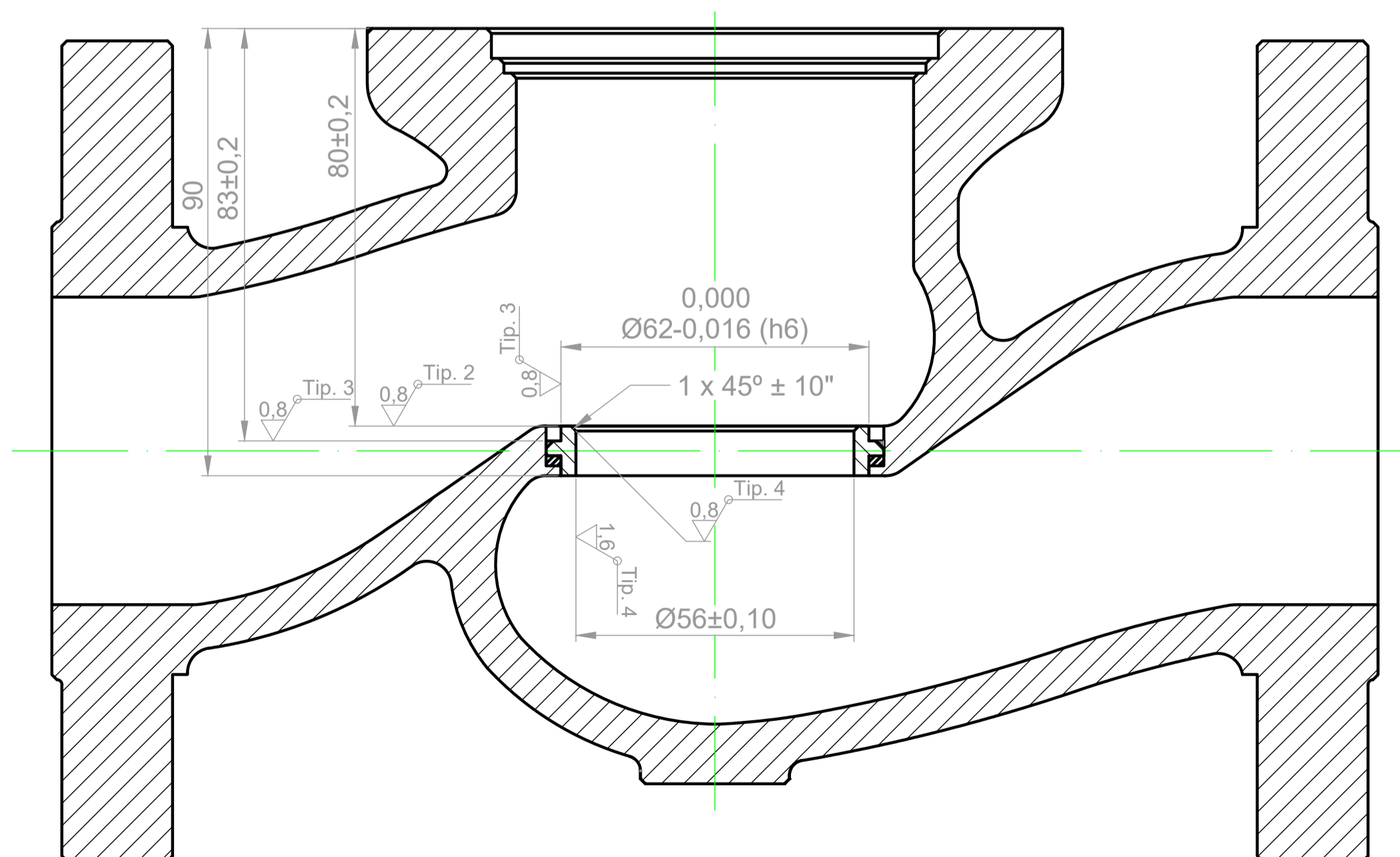
LISTA DE MODIFICACIONES

Formato: A3	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 1:1	<p>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</p> <p>VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 JAULA APERTURA LINEAL</p>	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
		Cátedra: PROYECTO FINAL
Toler. no indicadas: Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20° Rugosidad: 1,6√		N° Plano: VGPAE-2-300-042-A
		Reemplaza a: -



Montaje y detalles de soldadura  
Escala 1:1



Mecanizado post soldadura  
Escala 1:1

Fabricación:  
- Acotación de soldadura según ANSI/AWS A2.4-93.  
Nota: La longitud del cateto de soldadura está dada en mm.

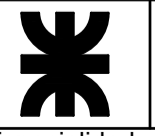
Referencias:  
- Tip. 1: Soldadura por electrodo con arco sumergido (SMAW) utilizando E6013 Ø4 mm según AWS A5.5.  
Posterior a la soldadura, mecanizar la superficie de asiento para lograr el grado de rugosidad especificado  
- Tip. 2: Mecanizar mediante fresado plano.  
- Tip. 3: Mecanizar mediante fresado de contorno.  
- Tip. 4: Mecanizar mediante fresado cilíndrico.

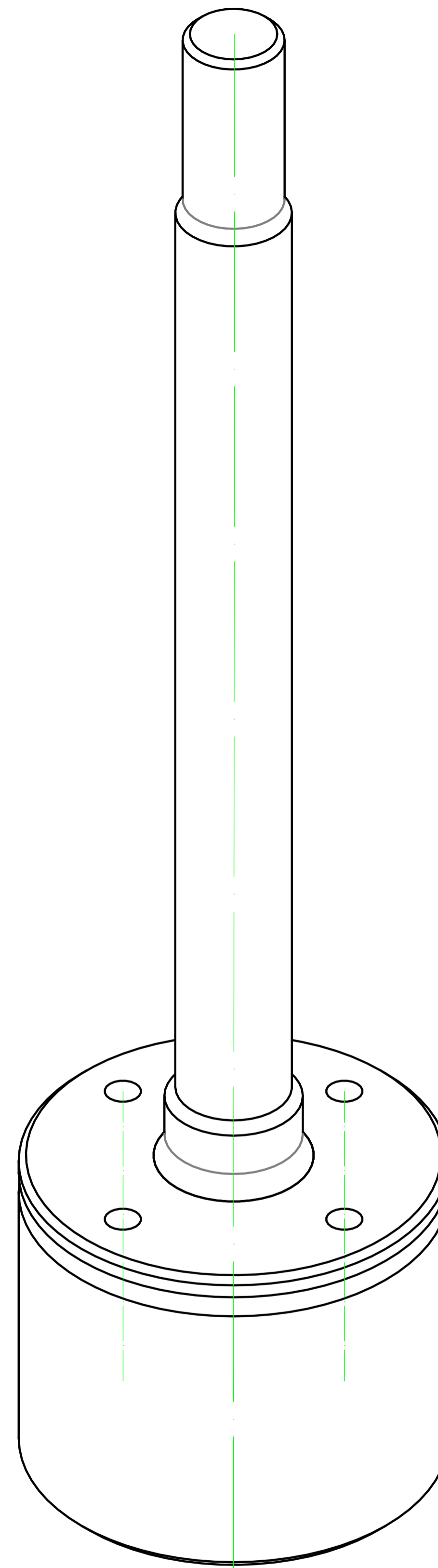
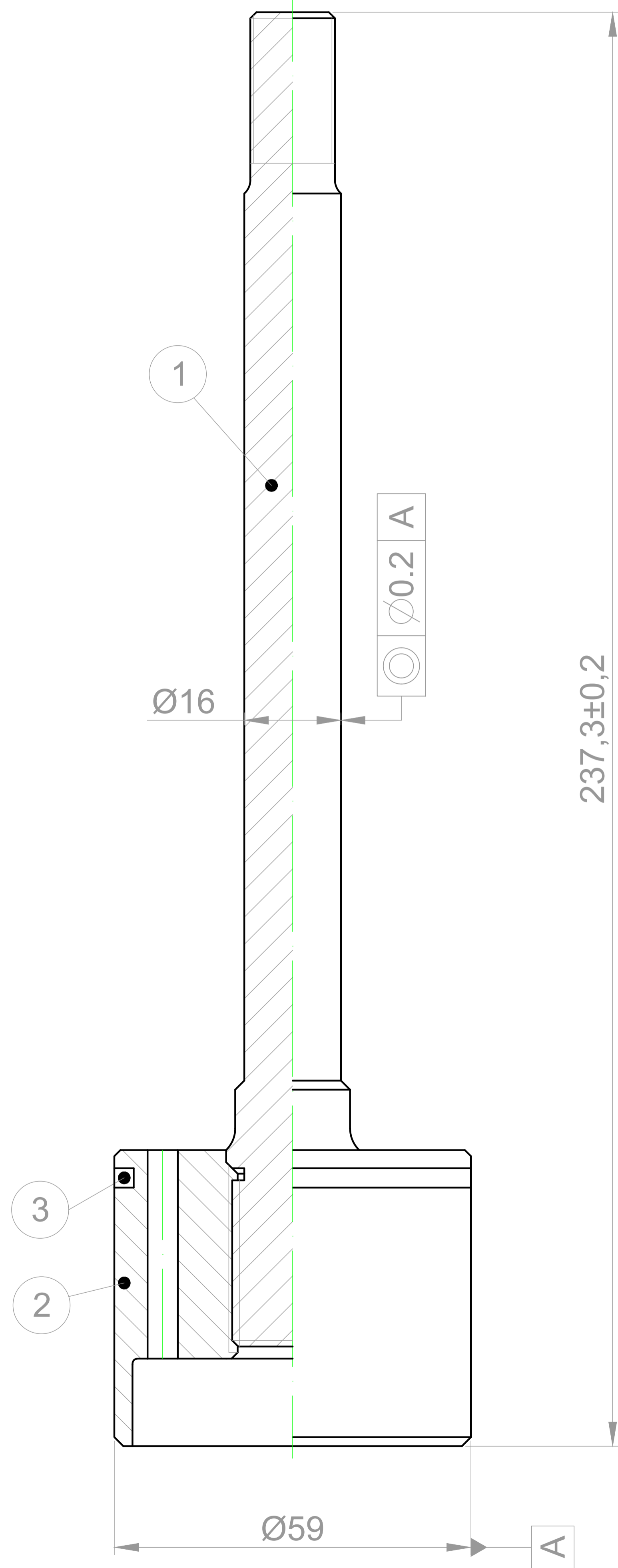
3	Asiento	1	AISI 416	VGPAE-2-300-003-A
2	Junta de asiento	1	Grafito	VGPAE-2-300-002-A
1	Cuerpo	1	ASTM A216 WCB	VGPAE-2-300-001-A
Pos.	Denominación	Cant.	Material	Especificación

LISTA DE DESPIECE

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
------	------	-----	-------	------	-------

LISTA DE MODIFICACIONES

Formato: A1	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA	 Rev.: A
Dibujó	Grupo 3	07/04/21		
Revisó				
Aprobó				
Esc.: 1:1	VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO			Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA Cátedra: PROYECTO FINAL
Folio: no indicadas Longitudinal: ± 0,2 Angular: ± 20° Rugosidad: S/E	VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 ENSAMBLAJE CUERPO - ASIENTO			N° Plano: VGPAE-2-300-123-A Reemplaza a:



Vista isométrica  
Escala 2:1

Fabricación:

Referencias:

3	Junta de sellado	2	Grafito	VGPAE-2-300-007-A
2	Obturador	1	AISI 416	VGPAE-2-300-006-A
1	Vástago	1	AISI 416	VGPAE-2-300-005-A
Pos.	Denominación	Cant.	Material	Especificación

LISTA DE DESPIECE

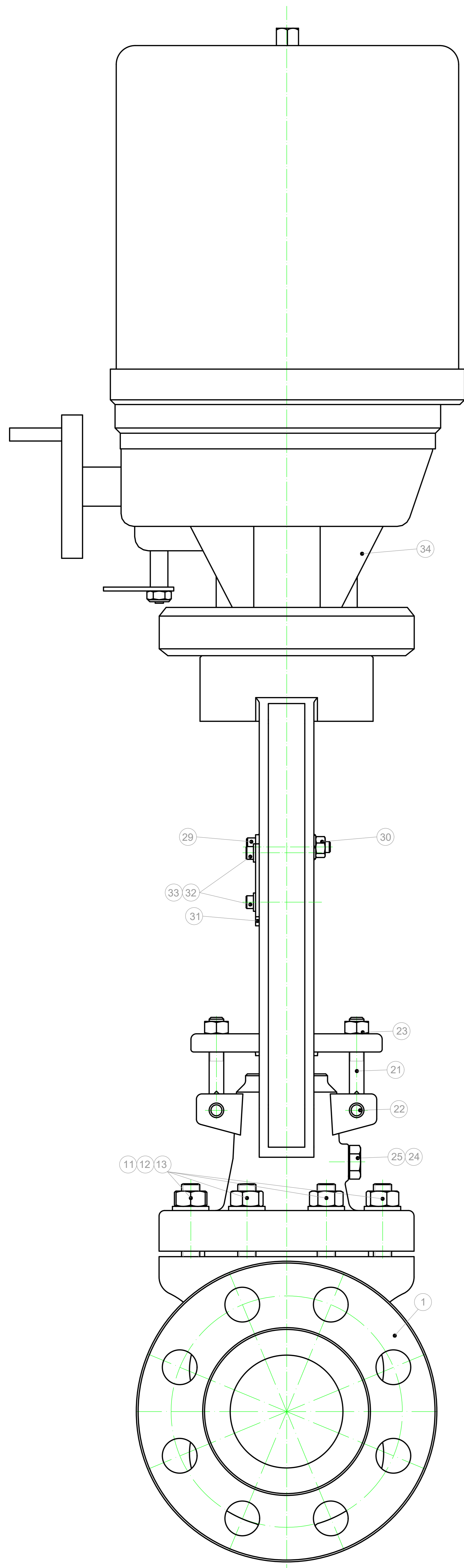
Mod.:	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
-------	------	-----	-------	------	-------

LISTA DE MODIFICACIONES

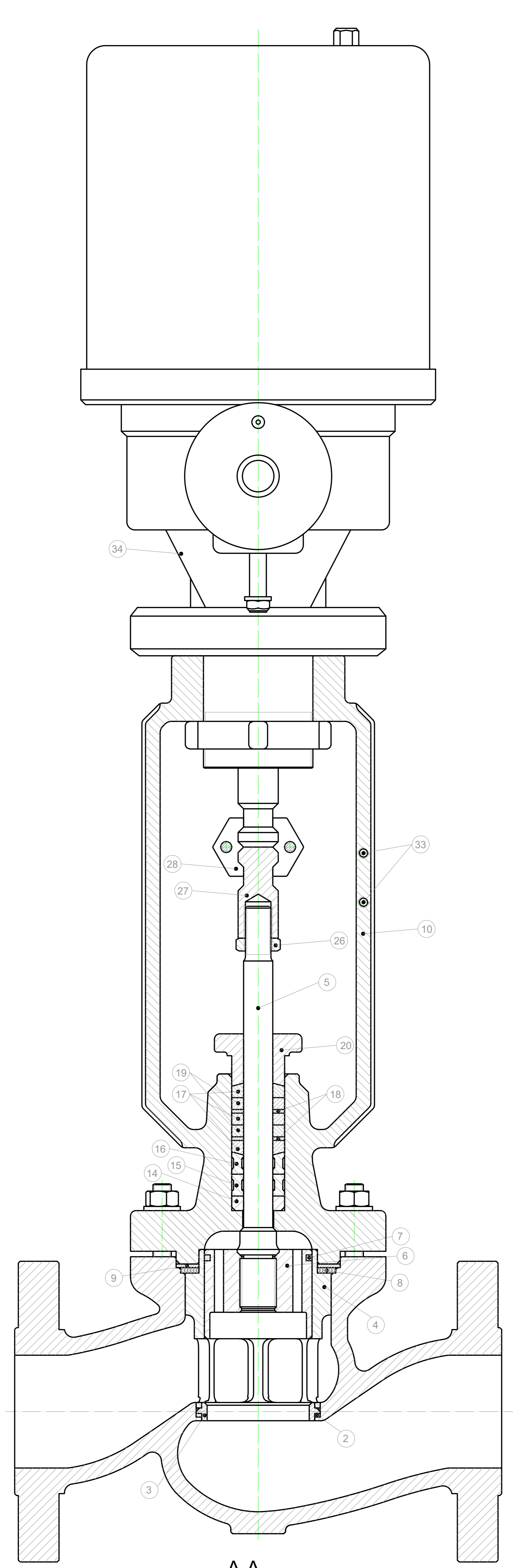
Formato: A1	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA		Rev.:
Dibujó	Grupo 3	07/04/21			A
Revisó					
Aprobó					

Esc.: 2:1	VÁLVULA GLOBO A PISTÓN CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO	Especialidad: INGENIERÍA MECÁNICA
	VÁLVULA NPS 2" SERIE 300 ENSAMBLAJE VÁSTAGO - OBTURADOR	Cátedra: PROYECTO FINAL
<small>Folios no indicados Longitudinal: <math>\pm 0,2</math> Angular: <math>\pm 20^\circ</math> Rugosidad: S/E</small>		N° Plano: VGPAE-2-300-567-A
		Reemplaza a:

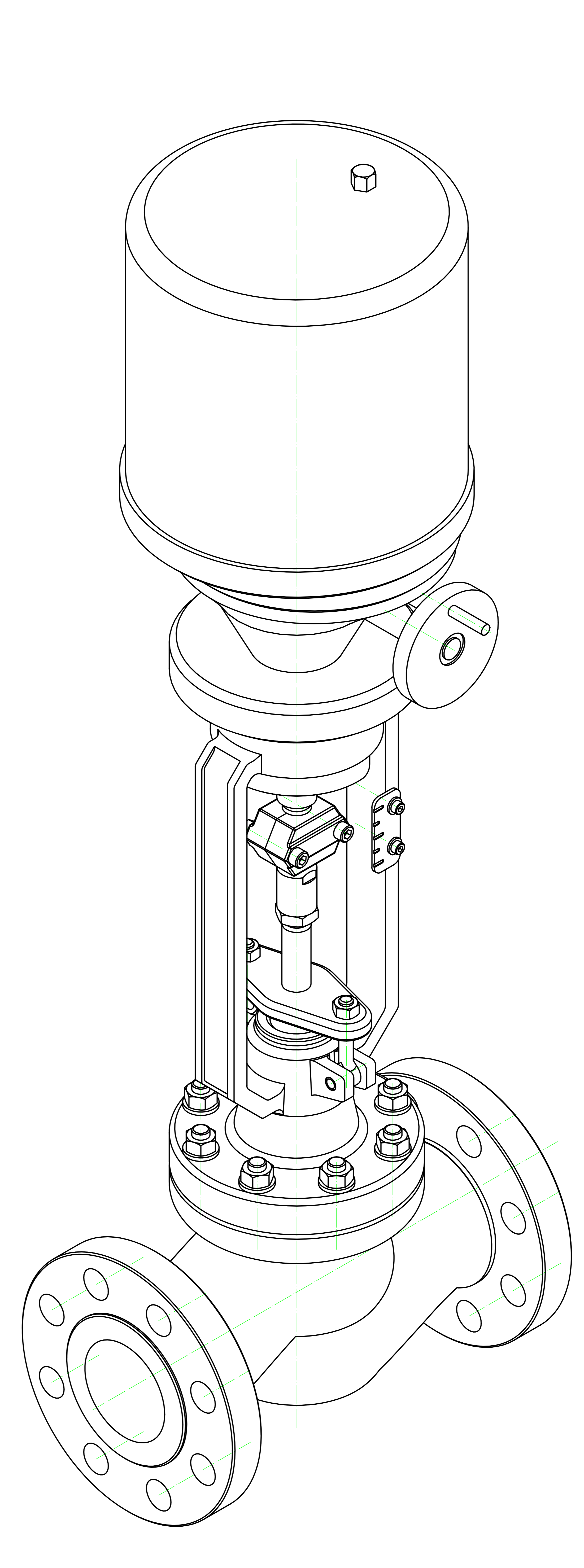




Vista lateral



A-A  
Escala 1:1



Vista isométrica  
Escala 1:1

Notas:  
 - Complementar la información de este documento con la lista de materiales (VGPAE-X-XXX-LMX-X) correspondiente en función de:  
 Tamaño nominal: NPS 1, 2, 3 o 4.  
 Serie: Clase 150, 300 o 600.  
 Tipo de servicio: Apertura rápida, apertura lineal o igual porcentaje.  
 - Las especificaciones de los distintos componentes se encuentran en los planos correspondientes.  
 - El presente documento no establece directrices para fabricación, construcción o montaje; solo otorga información acerca de los componentes generales que integran la serie de válvulas.

Mod.	Era:	Es:	Autor	Rev.	Fecha
LISTA DE MODIFICACIONES					
Formato	A0	Nombre		Fecha	
Dibujo		Grupo	3	07/04/21	
Revisión		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA			
Aprobado					
Escala:	1:1				
(Ver en indicadas: Longitudinal: S/E Angular: S/E Rugosidad: S/E				Especialidad: <b>INGENIERÍA MECÁNICA</b> Carrera: <b>PROYECTO FINAL</b> N° Plano: <b>VGPAE-G-000-CGT-A</b> Reemplaza a:	
<b>VÁLVULA GLOBO A PISTÓN          CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO</b> <b>CONJUNTO GENERAL</b>			<b>A</b>		

UTN FRA - Grupo 3 VALVULA GLOBO A PISTON CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO TAMAÑO NOMINAL: NPS 2"      SERIE: 300      FLUJO CARACTERISTICO: LINEAL					LISTA DE MATERIALES VGPAE-2-300-LML-A Hoja 1 de 1					
N°	DENOMINACION	CN.	MATERIAL	PLANO	F	A	T	C	Obs.	
1	CUERPO	1	ASTM A216 WCB	VGPAE-2-300-001-A	A0		X			
2	JUNTA DE ASIENTO	1	GRAFITO	VGPAE-2-300-002-A	A4	X				
3	ASIENTO	1	AISI 416	VGPAE-2-300-003-A	A4		X			
4	JAULA APERTURA LINEAL	1	17-4 SST HT	VGPAE-2-300-042-A	A3		X			
5	VASTAGO	1	AISI 416	VGPAE-2-300-005-A	A2		X			
6	OBTURADOR	1	AISI 416	VGPAE-2-300-006-A	A3		X			
7	JUNTA DE SELLADO	2	GRAFITO	VGPAE-2-300-007-A	A4	X				
8	JUNTA DE BOBINA ESPIRALADA	1	304/GRAFITO	VGPAE-2-300-008-A	A4	X				
9	JUNTA DE SELLADO	2	GRAFITO	VGPAE-2-300-009-A	A4	X				
10	BONETE	1	ASTM A216 WCB	VGPAE-2-300-010-A	A0		X			
11	ESPARRAGO ØM10 x 55 mm	8	ASTM A193 Gr B7			X				
12	ARANDELA PLANA P/TORNILLO ØM10	8	IRAM-IAS-1065			X				
13	TUERCA HEXAGONAL EST. 1 ØM10	8	ASTM A194 Gr 2H			X				
14	ANILLO DE EMPAQUETADURA	1	AISI 316	VGPAE-2-300-011-A	A4		X			
15	ANILLO LINTERNA - V1	1	AISI 316	VGPAE-2-300-012-A	A4		X			
16	ANILLO LINTERNA - V2	1	AISI 316	VGPAE-2-300-013-A	A4		X			
17	MATERIAL DE EMPAQUE FIBRA	2	FIBRA DE GRAFITO	VGPAE-2-300-014-A	A4	X				
18	ARANDELA DE SACRIFICIO	2	IRAM-IAS-1010	VGPAE-2-300-015-A	A4	X			a	
19	MATERIAL DE EMPAQUE SOLIDO	2	GRAFITO	VGPAE-2-300-016-A	A4	X				
20	PRENSAESTOPA	1	ASTM A216 WCB	VGPAE-2-300-017-A	A2		X			
21	PERNO OJAL	2	IRAM-IAS-1045	VGPAE-2-300-018-A	A4			X		
22	BUJE PASADOR	2	IRAM-IAS-1045	VGPAE-2-300-019-A	A4		X			
23	TUERCA HEXAGONAL EST. 1 ØM8	2	IRAM-IAS-1020			X			b	
24	VELA SELLANTE Ø10 X 20 mm	1	COMERCIAL			X				
25	TORNILLO HEXAGONAL ØM10 x 17mm	1	IRAM-IAS-1045			X				
26	CONTRATUERCA HEX. EST. 1 M14	1	AISI 304			X				
27	CONECTOR VASTAGOS	1	IRAM-IAS-1045	VGPAE-2-300-020-A	A4		X			
28	CONECTOR ABRAZADERA	2	IRAM-IAS-1045	VGPAE-2-300-021-A	A3			X		
29	TORNILLO ALLEN C. CILIND. ØM6 x 45mm	2	IRAM-IAS-1038			X			b	
30	TUERCA HEXAGONAL EST. 1 ØM6	2	IRAM-IAS-1020						b	
31	INDICADOR DE POSICION	1	AISI 316	VGPAE-2-300-022-A	A4			X		
32	ARANDELA PLANA P/TORNILLO ØM4	2	AISI 304			X				
33	TORNILLO ALLEN C. CILIND. ØM4 x 12mm	1	AISI 304			X				
34	ACTUADOR ELECTRICO LINEAL SAM	1	COMERCIAL					X		
Observaciones.					Proyecto:	Grupo 3				
a - Tratamiento superficial: Cadmiado.					Aprobo:					
b - Tratamiento superficial: Zincado.					Fecha:					