

Trabajo Fin de Máster.  
Máster en Diseño Avanzado en Ingeniería  
Mecánica.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga  
por fretting.

Autor: Diego Joyanes Cárdenas

Tutor: Carlos Navarro Pintado

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016





Trabajo Fin de Máster.  
Máster en Diseño Avanzado en Ingeniería Mecánica.

# **Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.**

Autor:

Diego Joyanes Cárdenas

Tutor:

Carlos Navarro Pintado

Profesor titular

Dep. de Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016

# ÍNDICE

<b>1-Introducción.....</b>	<b>2</b>
<b>1.1-Justificación.....</b>	<b>2</b>
<b>1.2-Motivación.....</b>	<b>2</b>
<b>1.3-Objeto del proyecto.....</b>	<b>2</b>
<b>2-Antecedentes.....</b>	<b>3</b>
<b>3-Fundamentos de fatiga por fretting.....</b>	<b>4</b>
<b>4-Diseño de espécimen de ensayo.....</b>	<b>5</b>
<b>4.1-Características mecánicas de la probeta.....</b>	<b>5</b>
<b>4.2-Solicitaciones mecánicas en probetas y rodamientos.....</b>	<b>5</b>
<b>4.3-Dimensiones de la probeta.....</b>	<b>5</b>
<b>4.4-Dimensiones del casquillo central.....</b>	<b>10</b>
<b>4.5-Ajustes.....</b>	<b>11</b>
<b>4.5.1-Conceptos.....</b>	<b>11</b>
<b>4.5.2-Ajuste probeta – casquillo central.....</b>	<b>12</b>
<b>4.5.3-Ajuste probeta – casquillos exteriores.....</b>	<b>14</b>
<b>4.5.4-Ajuste casquillos exteriores – rodamientos.....</b>	<b>16</b>
<b>5-Eleccion de componentes y diseño del bastidor.....</b>	<b>17</b>
<b>5.1-Rodamientos.....</b>	<b>17</b>
<b>5.2-Unidad de potencia.....</b>	<b>22</b>
<b>5.2.1-Determinación de la potencia necesaria.....</b>	<b>22</b>
<b>5.2.2-Selección del motor eléctrico.....</b>	<b>23</b>
<b>5.2.3-Diseño de soporte para el motor.....</b>	<b>24</b>
<b>5.3-Variador de frecuencia.....</b>	<b>27</b>
<b>5.4-Bastidor del banco de ensayos.....</b>	<b>28</b>
<b>5.5-Puente de carga y sistema de aplicación de carga.....</b>	<b>33</b>
<b>5.6-Transmisión de potencia.....</b>	<b>46</b>
<b>6- Conclusiones.....</b>	<b>48</b>
<b>7-Referencias.....</b>	<b>48</b>
<b>8-Anexos.....</b>	<b>48</b>

## **1-Introducción.**

### **1.1-Justificación.**

El diseño de un banco de ensayos de fatiga por fretting se aborda debido a la necesidad de un modelo de máquina más compacta que el existente en la actualidad en los laboratorios de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla, el cual ha caído en desuso debido a que su gran tamaño lo hace difícil de operar.

### **1.2-Motivación.**

La ejecución de este proyecto se ve motivada por ser la realización de un Trabajo Fin de Máster parte la carga curricular de la titulación de Máster en Diseño Avanzado en Ingeniería Mecánica, como motivación extra se debe mencionar que este trabajo pretende proveer al departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de un diseño para un banco de ensayos de fatiga por fretting compacto y manejable. Así como la ampliación de los conocimientos adquiridos durante el transcurso de la mencionada titulación.

### **1.3-Objeto del proyecto.**

El objetivo de este proyecto comprende el diseño de un modelo de banco de ensayos para fatiga por fretting.

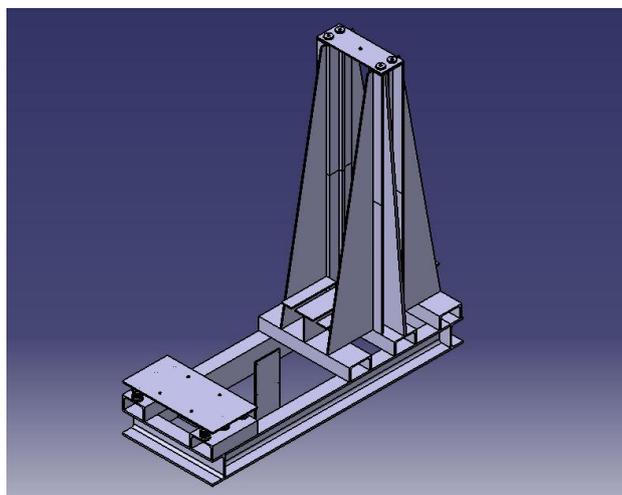
## 2-Antecedentes.

El presente proyecto tiene su origen en un diseño de máquina de ensayos para estudiar la fatiga por fretting ya existente en los laboratorios del departamento (ilustración 1).



*Ilustración 1: banco de ensayos para fatiga por fretting existente.*

La propuesta de un nuevo diseño de banco de ensayos a fatiga por fretting está justificada principalmente por las desventajas que presenta el modelo actual, como el complejo modo de operación, su tamaño, que hace inviable su instalación en un laboratorio o el tamaño requerido para los especímenes de ensayo. En su lugar se propondrá la utilización de un nuevo modelo más compacto, y fácil de operar pero que no pierda la funcionalidad y la confiabilidad de su predecesor. El nuevo diseño (ilustración 2) está basado en un bastidor conformado por perfiles IPE100 de 1m de longitud y 400mm de ancho. El sistema de aplicación de carga simplifica en gran manera el funcionamiento del banco al consistir en un sistema que posibilita que pesas colocadas sobre el centro de la probeta generen la flexión requerida y evita la necesidad de equipar al banco con células de carga y un sistema de adquisición. La potencia necesaria se generará con un motor eléctrico monofásico y un variador de frecuencia conectado entre la red y éste que hará posible la selección de una velocidad de giro en concreto. La transmisión de par a la probeta se conseguirá mediante el empleo de una junta cardan. Todos estos conceptos serán desarrollados convenientemente en apartados posteriores.



*Ilustración 2: esquema del banco de ensayos.*

### 3-Fundamentos de fatiga por fretting.

En este epígrafe se pretende realizar una breve introducción al fenómeno de la fretting fatiga, toda la información contenida en este punto procede íntegramente de [1] por cortesía del profesor D. Carlos Navarro Pintado, autor de dicha referencia.

La característica distintiva de la fatiga por fretting que la separa del resto de procesos de fatiga radica en que las tensiones que originan y hacen crecer las grietas en los primeros momentos del proceso son debidas a la presencia de dos piezas en contacto. Lo cual provoca un efecto equivalente a la presencia de un concentrador de tensiones. El alto valor de las tensiones en la zona de contacto hace que las grietas se inicien mucho antes que si el contacto no existiese, como agravante, éstas, unidas a las tensiones globales provocan un crecimiento de grieta mucho más acelerado (ilustración 3). La principal consecuencia es la reducción drástica de la vida de la pieza.

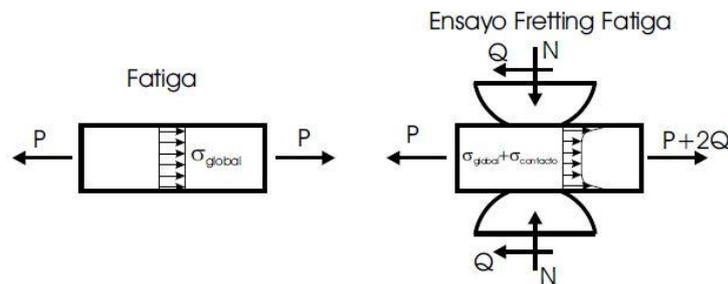


Ilustración 3: distribución de tensiones en fretting fatiga [1].

Éste fenómeno puede aparecer en cualquier lugar donde existan piezas en contacto, su identificación a posteriori es simple debido a las marcas características y polvo que se producen en las zonas que han estado en contacto.

Históricamente la primera información respecto al fretting se encuentra en "The endurance of metals" desarrollado en 1911 por Eden et al. Descubrieron óxido en las mordazas de su máquina de ensayos a fatiga. Aunque corresponde al investigador Tomlinson el primer estudio sistemático sobre fretting en "The rusting of Steel surfaces in contact" (1927), diseñando dos máquinas de ensayos que producían movimientos de rotación entre dos superficies en contacto reconociendo que el mecanismo de corrosión era diferente a la reacción química conocida hasta el momento.

Hasta mediados de los años 40 del siglo XX, el término fretting se empleaba únicamente para el estudio del rozamiento y estaba desligado de la generación y crecimiento de grietas. En ese momento surgieron dos líneas investigadoras, el "fretting wear", que estudiaba el desgaste de superficies en contacto bajo cargas no constantes, y la "fretting fatigue", estudiando la iniciación y crecimiento de grietas por fatiga, en situaciones en las que las tensiones de contacto se superponen a las propias del ensayo realizado.

## 4-Diseño de espécimen de ensayo.

En este epígrafe se desarrollará todo lo referente al objeto a ensayar, incluyendo la probeta y los casquillos que deberán llevar acoplados. El estudio comprende las propiedades mecánicas, tipo de acero seleccionado, diseño de dimensiones y resistencia ante falla por fatiga rotativa. Con respecto a los casquillos, se explica su diseño y ajustes a la probeta, así como los rodamientos requeridos para el apoyo de la probeta en sus extremos.

### 4.1- Características mecánicas de la probeta.

La probeta objeto de estudio estará constituida por acero AISI 1030 recocido, cuyas propiedades se pueden consultar en la tabla 1 procedente de [2]. La justificación de la elección de este tratamiento térmico para el acero está justificada debido a la reducción de tensiones residuales y el descenso de la sensibilidad a entallas que proporciona, lo cual es muy deseable para aumentar la vida a fatiga en los hombros tal y como se estudiará en el punto siguiente.

Tabla 1: propiedades del acero AISI 1030 [2].

AISI Num.	Tratamiento	Temp.	Resist. última	Resist. fluencia	Elongación	Dureza Brinell
1030	Recocido	870°C	430 MPa	317MPa	35%	137

### 4.2- Solicitaciones mecánicas en probeta y rodamientos.

Por diseño, en el espécimen de ensayo, debe producirse una deflexión vertical en el centro del mismo de 10mm. La probeta tendrá un casquillo acoplado mediante un ajuste apriete fuerte, no obstante, despreciando el efecto del casquillo central en el comportamiento a flexión, se tiene que la inercia de la sección central tiene un valor de:

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} = \frac{\pi * 10^4}{64} = 490,87mm^4$$

Donde:

I: inercia de la sección [ $mm^4$ ]

D: diámetro central de la probeta [mm].

Con el dato de la inercia de la sección ya es posible el cálculo de la carga vertical estática que será necesario aplicar para conseguir la deflexión de 10mm. De la siguiente fórmula, se puede obtener dicho valor de fuerza.

$$Y_{max} = \frac{F * l^3}{48 * E * I}$$

En consecuencia:

$$F = \frac{Y_{max} * 48 * E * I}{l^3} = \frac{10 * 48 * 210000 * 490.87}{400^3} = 773.13N$$

Donde:

$Y_{max}$ : flecha máxima en el centro de la probeta [mm].

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

F: fuerza aplicada en el centro de la probeta [N].

l: longitud entre apoyos de la probeta [mm].

E: módulo de Young del acero [ $210000\text{N/mm}^2$ ].

I: inercia de la sección central [ $\text{mm}^4$ ].

Por tanto, la carga vertical aplicada tendrá un valor de 773.13N, lo que implica que el rodamiento soporte de cada extremo estará sometido a una carga estática radial de 386.56N.

### 4.3-Dimensiones de la probeta.

El diseño preliminar de la probeta para este proyecto, está basada en una geometría cilíndrica de 10mm de diámetro, a la que se le mecanizarán dos rebajes pasando su diámetro a ser 9mm y 8mm sucesivamente. Como ilustra el croquis de la ilustración 4 la zona central de 10mm de diámetro tiene una longitud de 200mm, la zona de diámetro 9mm tiene una longitud de 100mm al igual que la zona final de diámetro 8mm.

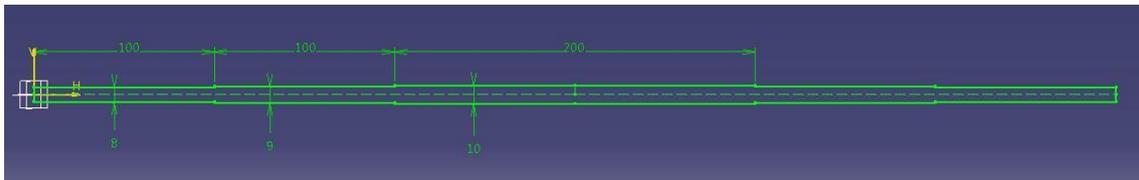


Ilustración 4: croquis preliminar de la probeta.

La transición entre la zona central y la zona de 9mm de diámetro se produce mediante un radio de 3mm (ilustración 5) determinado mediante el programa CAD CATIA V5. La transición entre la zona de 9mm de diámetro y la de 8mm se produce mediante un hombro a 90°.

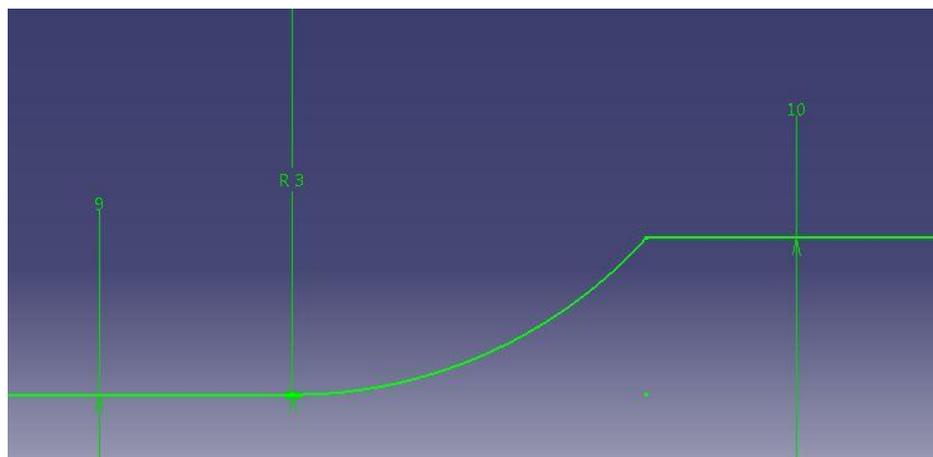


Ilustración 5: radio de empalme.

Se llevará a cabo un estudio de la vida a fatiga en el hombro de la probeta ya que el objetivo perseguido es el fallo por fretting en el centro de la misma, y no su rotura por los hombros, por lo que el número de ciclos que debe soportar en los rebajes tiene que ser superior a los que propiciarán el fallo por fretting fatiga en la zona de contacto probeta-casquillo. De lo que se concluye que los esfuerzos a los que estará sometida la probeta en ese punto en concreto, el hombro donde se produce el rebaje de 10mm a 9mm debe ser menor que la tensión

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

de fatiga para garantizar que la probeta no romperá en los hombros sino por el centro como se pretende (ilustraciones 6 y 7).

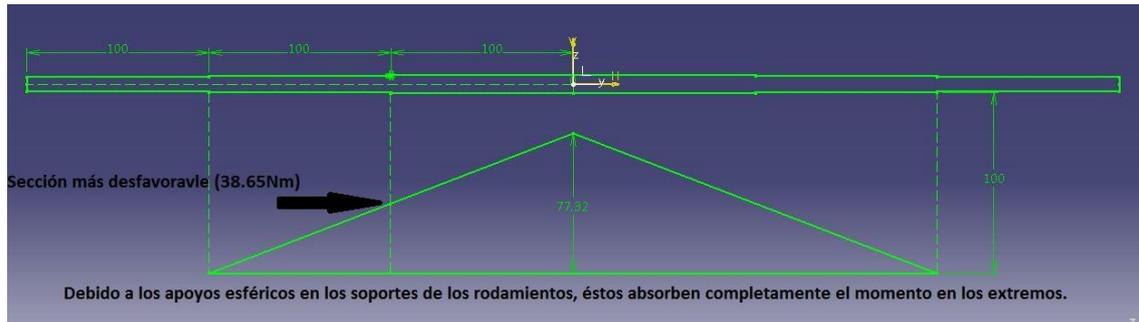


Ilustración 6: diagrama de momento flector.

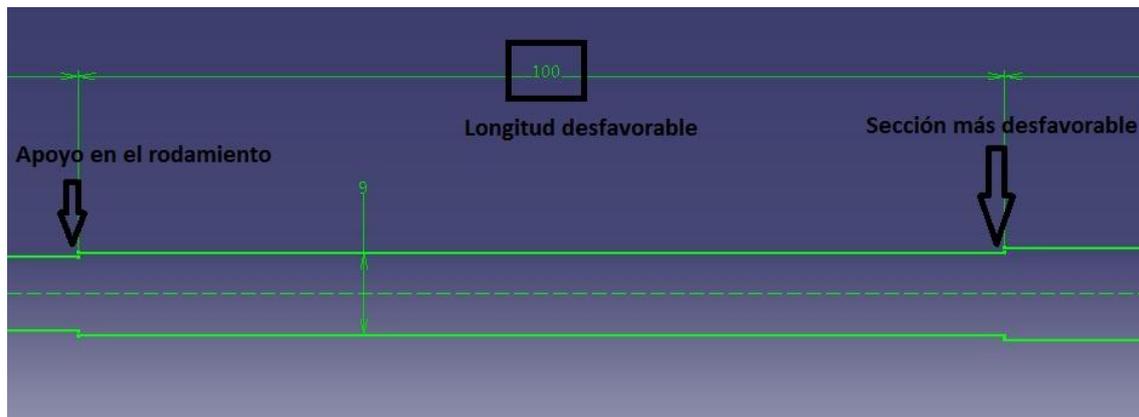


Ilustración 7: localización de la sección más desfavorable.

Este análisis es necesario para la determinación de la resistencia a fatiga, ya que para conseguir un ensayo válido de fatiga por fretting, la probeta debe resistir el ensayo el suficiente tiempo sin romper. Identificada la sección más desfavorable como el punto en el que se produce el rebaje de 10 a 9mm, por ser el punto de cambio de sección con mayor momento flector alternante aplicado, ya que es la zona de concentración de tensión más próxima al centro de la probeta.

El cálculo del límite de fatiga  $S_e$  desarrollara a continuación para demostrar la validez del diseño del espécimen según la siguiente expresión tomada de [2].

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e$$

Donde:

$S_e$ : límite de fatiga del material [MPa].

$k_a$ : factor de Marin de corrección por acabado superficial.

$k_b$ : factor de Marin de corrección por tamaño.

$k_c$ : factor de Marin de corrección por carga.

$k_d$ : factor de Marin de corrección por temperatura.

$k_e$ : factor de Marin de corrección por concentración de esfuerzo.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

Desarrollando los términos de la ecuación de Marin, en primer lugar el límite de fatiga sin corregir  $S'_e$  que de acuerdo a lo expresado en [2] tiene un valor de 216.72MPa dado que el límite ultimo del material es de 430MPa (tabla 1).

$$S'_e = 0.504 * S_{ut} = 0.504 * 430 = 216.72MPa$$

**Determinación del factor de corrección por acabado superficial  $k_a$ :**

$$k_a = a * S_{ut}^b = 1.58 * 430^{-0.085} = 0.944$$

Donde (valores experimentales de a y b tomados de [2]):

a: factor de acabado rectificado (1.58)

b: exponente de acabado rectificado (-0.085)

**Determinación del factor de corrección por tamaño  $k_b$ :**

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} = \left(\frac{9}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.981$$

Seleccionada esta fórmula de [2] al estar el diámetro comprendido entre los valores de 2.79mm y 51mm.

**Determinación del factor de corrección por carga  $k_c$ :**

$$k_c = 1$$

Al estar la probeta sometida a flexión el factor de corrección para esta carga es de 1.

**Determinación del factor de corrección por temperatura  $k_d$ :**

$$k_d = 1$$

Al estar fijada la temperatura del ensayo a 20°C, el  $k_d$  toma el valor 1.

**Determinación del factor de corrección por concentración del esfuerzo  $k_e$ :**

$$k_e = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{1 + q * (k_t - 1)} = \frac{1}{1 + 0.6 * (1.4 - 1)} = \frac{1}{1.24} = 0.81$$

Donde:

$k_t$ : factor de concentración teórico (1.8)

Obtenido  $k_t$  mediante la tabla A-15 de [2] con la cual se puede obtener el factor de concentración de esfuerzos teórico  $k_t$  para una barra circular sometida a flexión; ya que  $D/d=1.11$  y  $r/d=0.33$ , las curvas arrojan que el factor  $k_t$  resulta en 1.4.

Q: factor de sensibilidad a la entalla (0.6)

Obtenido de la tabla 5-16 de [2] que muestra que para un radio de entalla de 0.45mm y un límite ultimo de 430MPa el valor de sensibilidad a la entalla toma un valor de 0.6.

De manera que la expresión del límite de fatiga corregido arroja un valor de:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e = 0.944 * 0.981 * 1 * 1 * 0.81 * 216.72 = 162.56MPa$$

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

Se debe ahora determinar el factor de seguridad a fatiga para contrastar que la probeta no se romperá por los hombros durante el ensayo. Para ello primero debe determinarse el esfuerzo al que está sometida la sección.

$$M = \frac{F * x}{2} = \frac{773.13 * 0.1}{2} = 38.65Nm$$

Donde:

M: momento flector aplicado en la sección más desfavorable [Nm].

F: fuerza aplicada en el centro de la probeta [N].

x: distancia de la sección más desfavorable al apoyo de la probeta (100mm).

Este momento provoca sobre la probeta una tensión completamente invertida en la probeta de valor:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{38.65 * 1000 * 9/2}{498.87} = 348.69MPa$$

Donde:

$\sigma$ : tensión aplicada en la sección más desfavorable [MPa].

M: momento flector aplicado en la sección más desfavorable [Nm].

c: distancia desde la fibra media hasta la fibra de tensión máxima [mm].

I: inercia de la sección [ $mm^4$ ].

Por lo que se concluye que las fibras de la sección más desfavorable están sometidas a una tensión alternante completamente invertida de carácter aproximadamente senoidal que oscila entre +348.69MPa y -348.69MPa a una velocidad angular de 2800rpm.

Continuando el proceso, la determinación de la tensión media y alternante resulta en:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{348.69 - 348.69}{2} = 0$$
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{348.69 + 348.69}{2} = 348.69$$

Si a continuación se aplica el criterio de Goodman se obtiene el factor de seguridad que se busca.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = \frac{S_e}{\sigma_a} = 0.466$$

El resultado final resulta menor que 1 por lo que la probeta romperá en los hombros al poco tiempo de comenzar el ensayo. Esta situación no había sido tomada en cuenta en el diseño preliminar de la probeta, por lo que a la luz de los resultados, sus dimensiones deben ser redefinidas. Localizado el factor crítico del diseño como el de la distancia entre apoyos y el hombro de 9mm a 10mm de diámetro (dimensionado a priori con un valor de 100mm), se hace imprescindible redefinir esta dimensión.

Para conseguir dicho propósito, se comenzará fijando un factor de seguridad de Goodman de 1.5 que asegure la durabilidad de la probeta en el ensayo.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

Por tanto, dado que el límite corregido de fatiga es independiente de las longitudes axiales de la probeta, se tiene que la tensión alternante máxima a la que puede estar sometida la probeta en el hombro tiene un valor de:

$$n = \frac{S_e}{\sigma_a} \rightarrow \sigma_a = \frac{S_e}{1.5} = \frac{162.56}{1.5} = 108.37 \text{MPa} = \sigma_{max}$$

Con este valor se puede hallar el momento al que la sección está sometida y con él a su vez hallar la distancia máxima que permite el factor de seguridad fijado por diseño, finalizando así el proceso anterior pero de modo inverso.

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \rightarrow M = \frac{\sigma * I}{d/2} = \frac{108.37 * 498.87}{9/2} = 12014.27 \text{Nmm} = 12.014 \text{Nm}$$

$$M = \frac{F * x}{2} \rightarrow x = \frac{2 * M}{F} = \frac{2 * 12.014}{773.13} = 0.031 \text{m} \approx 30 \text{mm}$$

Por tanto las dimensiones de la probeta cambian y la zona de 9mm de diámetro pasa a tener una longitud de 26mm (ilustración 8).

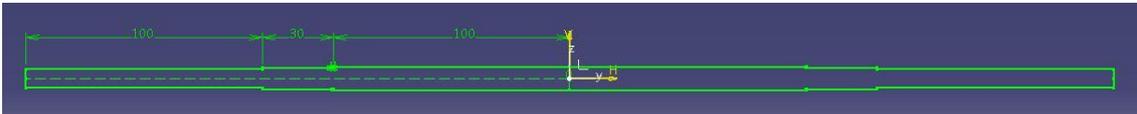


Ilustración 8: croquis final de la probeta.

#### 4.4- Dimensiones del casquillo central.

Para el dimensionado del casquillo central es necesario que su diámetro exterior no influya en el valor de la tensión del apriete, de manera que para determinar el valor umbral de dicho diámetro, se realizaron cálculos de la tensión de apriete. El ajuste empleado, denominado 10H1/s1, donde manteniendo constantes el diámetro de la probeta, la desviación propia del ajuste y las características mecánicas del material y variando únicamente el valor del radio exterior del casquillo entre 6 y 40mm se obtuvieron los siguientes resultados (ilustración 9).

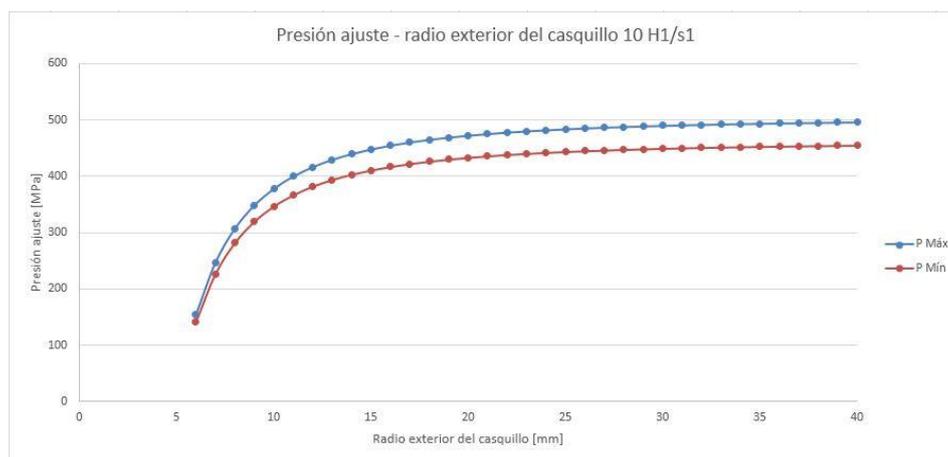


Ilustración 9: curvas de presión de apriete empleadas para determinar radio umbral.

De la ilustración anterior se desprende que el radio exterior umbral a partir del cual tanto la presión de ajuste máxima como la mínima permanecen invariantes se sitúa en un valor de 35mm. La ventaja de tomar un valor a partir de éste radica en que se elimina uno de los parámetros de los que depende la presión en el ajuste, no obstante los resultados también

arrojan que en el momento en que ambas curvas (las correspondientes a la presión máxima y mínima) toman valores de tensión constante la diferencia entre ellas es máxima, en torno a 40MPa. Lo que aumenta el rango de tensión en el que puede estar el valor final resultante.

## 4.5-Ajustes.

La última consideración a tratar para concluir este apartado es la de la especificación de los ajustes que garantizarán el buen funcionamiento de la probeta rotatoria, la facilidad de uso del banco y una vida prolongada en los rodamientos. Dentro de este apartado es necesario incluir los dos tipos de ajuste a presión que aparecen en el presente estudio, ajuste forzado para el contacto probeta-casquillo y ajustes de interferencia ubicacional para el contacto probeta-rodamientos.

### 4.5.1-Conceptos.

Previamente a la descripción del diseño de los ajustes, se deben recoger unas definiciones previas de términos que se emplearán en esta sección los conceptos y definiciones han sido tomados de [2].

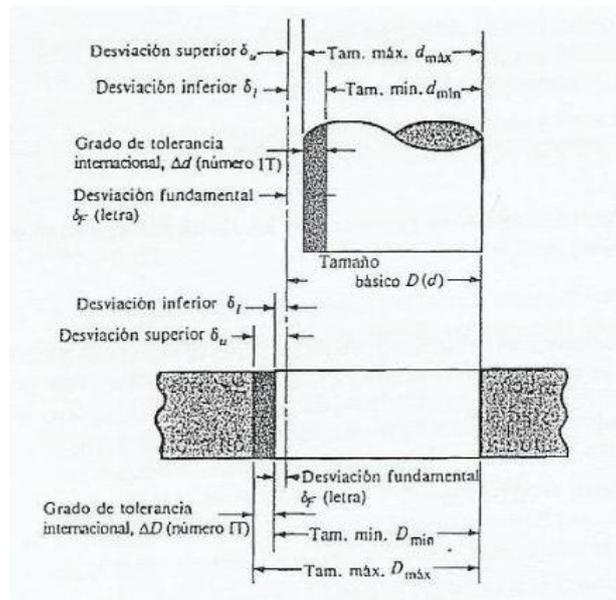


Ilustración 10: parámetros que definen un ajuste [2].

- **Tamaño básico:** tamaño al cual se asignan límites o desviaciones, siendo el mismo para ambos elementos del ajuste.

- **Desviación:** es la diferencia algebraica entre un tamaño y el tamaño básico correspondiente.

- **Desviación inferior:** es la diferencia algebraica entre el límite mínimo y el tamaño básico correspondiente.

- **Desviación fundamental:** es la desviación superior o la inferior, según lo próxima que este al tamaño básico.

- **Tolerancia:** es la diferencia entre los límites de tamaño máximo y mínimo de una pieza.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

- **Grado de tolerancia internacional:** son los números IT que designan grupos de tolerancia tales que las tolerancias para un número IT en particular tienen el mismo nivel relativo de exactitud, pero varían dependiendo del tamaño básico.

- **Base agujero:** representa un sistema de ajustes correspondientes a un tamaño de agujero básico, su desviación fundamental es H.

- **Base eje:** representa un sistema de ajustes correspondientes a un tamaño de eje básico, su desviación fundamental es h.

Respecto a la precisión del giro, en el caso de las aplicaciones en las que se requiere un grado alto de exactitud, se recomiendan los ajustes de interferencia. Los ajustes flojos pueden reducir la rigidez y contribuir a las vibraciones. Los asientos de los rodamientos deben cumplir, con un grado de tolerancia al menos IT5 para el eje y un grado de tolerancia IT6 para el soporte. La clase de tolerancia seleccionada para el ajuste no debe dar como resultado un ajuste más apretado que el que se obtiene con el grupo de tolerancia H. Los valores numéricos de los grados de tolerancia IT estándares según la norma ISO 286-1:2010 (ilustraciones 11 y 12).

Nominal dimension	Tolerance grades												
	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	
over	incl.	max.											
mm	µm												
1	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150

Ilustración 11: grados de tolerancia IT [3].

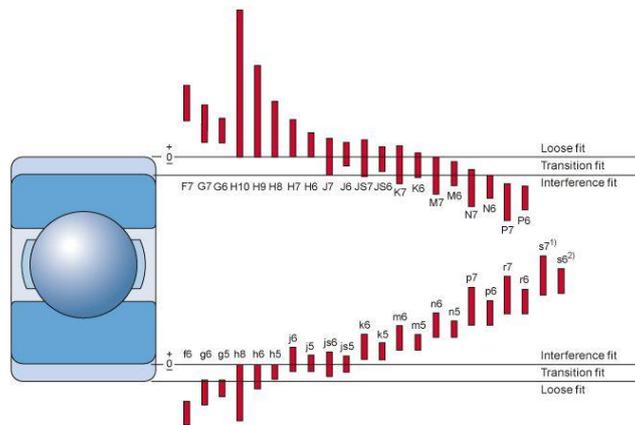


Ilustración 12: ajustes preferidos [3].

#### 4.5.2-Ajuste probeta-casquillo central.

El ajuste forzado entre la probeta y el casquillo (que provocará la aparición de fatiga por fretting) seleccionado tiene la designación 10 H1/p1. Empleando la base agujero para el diseño del ajuste, se aprecia por poseer éste la desviación fundamental H.

Tabla 2: parámetros del ajuste probeta-casquillo.

Dimensión [mm]	Agujero	Eje
Tamaño básico	10	10
Grado de tolerancia	IT1 (0.001)	IT1(0.001)
Desviación inferior	0	0.015
Desviación superior	n/a	n/a
Diámetro máximo	10.001	10.016
Diámetro mínimo	10	10.015

Con los datos contenidos en la tabla 2, se pueden determinar la presión radial en la zona de contacto así como la temperatura la que es necesario calentar el casquillo para que adquiera un incremento de diámetro tal que permita su acoplamiento sin tener que aplicar un gran esfuerzo sobre él. Empleando las ecuaciones de la sección 2-18 de [2] se obtienen los siguientes resultados.

Presión máxima en la zona de contacto:

$$p_{max} = \frac{E * \delta_{max}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 329.14MPa$$

Presión mínima en la zona de contacto:

$$p_{min} = \frac{E * \delta_{min}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 288.00MPa$$

Donde:

p: presión en la zona de contacto.

E: módulo de Young del acero (210000MPa).

$\delta$ : interferencia radial ( $\delta_{max}=0.016mm$ ;  $\delta_{min}=0.014mm$ ).

R: radio en la zona de contacto (5mm).

$r_0$ : radio exterior del casquillo (35mm).

$r_i$ : radio interior del eje (sólo en el caso de eje hueco) (0mm).

Tomando como referencia la sección 2-19 [2] se puede determinar el incremento de temperatura mínimo al que hay que llevar el casquillo para facilitar el montaje del componente sobre la probeta.

$$\Delta T = \frac{\epsilon}{\alpha} = 148.15^{\circ}C$$

Donde:

$\Delta T$ : incremento de temperatura.

$\epsilon$ : deformación radial ( $\delta_{max}/2 \cdot R$ ).

$\alpha$ : coeficiente de dilatación térmica ( $10.8 \cdot 10^{-6}^{\circ}C^{-1}$ ).

Los cálculos arrojan un resultado de incremento de temperatura de 148.15°C lo cual, si se parte de la hipótesis de que el casquillo inicialmente se encuentra a 20°C, la temperatura a la que es necesario calentarlo es de 168.15°C. Dicho incremento de temperatura no provocará cambio de fase en el acero salvo que el porcentaje de carbono sea inferior al 0.02%.

#### 4.5.3-Ajuste probeta-casquillos exteriores.

Debido a la limitación en la elección de componentes, los rodamientos colocados a extremos de la probeta, seleccionados del tipo autoalineantes con soporte para permitir su ensamblaje en el bastidor del banco de ensayos. El fabricante NSK dispone de un modelo con el diámetro interior mínimo de 12mm, por lo que la probeta debe de ser dotada de casquillos, cuyo diámetro interior será de 8mm y de 12mm en el exterior. La longitud del casquillo debe ser de 31mm para ajustar con la longitud del rodamiento. El ajuste entre la probeta y el diámetro exterior del casquillo debe ser de apriete, y se seleccionara uno del mismo tipo que el aplicado al casquillo interior. El ajuste entre el casquillo y el rodamiento será de holgura, ya que este modelo de rodamiento dispone de tornillos de sujeción de punta redonda.

El ajuste forzado entre la probeta y los casquillos exteriores (que hacen posible el empleo de los rodamientos con soportes) seleccionado tiene la designación 8H7/x6. Un ajuste forzado que resultara en una presión de apriete más elevada que en el caso del ajuste central, ésta disminuirá el rozamiento entre superficie interior del casquillo y la exterior de la probeta paliando la aparición de fatiga por fretting en zonas indeseadas. Empleando la base agujero para el diseño del ajuste, se aprecia por poseer éste la desviación fundamental H.

Tabla 3: parámetros del ajuste probeta-casquillo exterior.

Dimensión [mm]	Agujero	Eje
Tamaño básico	8	8
Grado de tolerancia	IT7 (0.015)	IT6(0.009)
Desviación inferior	0	0.034
Desviación superior	n/a	n/a
Diámetro máximo	8.015	8.043
Diámetro mínimo	8	8.034

Con los datos contenidos en la tabla 3, se pueden determinar la presión radial en la zona de contacto así como la temperatura la que es necesario calentar el casquillo para que adquiera un incremento de diámetro tal que permita su acoplamiento sin tener que aplicar un gran esfuerzo sobre él. Empleando las ecuaciones de la sección 2-18 de [2] se obtienen los siguientes resultados.

Presión máxima en la zona de contacto:

$$p_{max} = \frac{E * \delta_{max}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 627.08MPa$$

Presión mínima en la zona de contacto:

$$p_{min} = \frac{E * \delta_{min}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 277.08MPa$$

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

Donde:

p: presión en la zona de contacto.

E: módulo de Young del acero (210000MPa).

$\delta$ : interferencia radial ( $\delta_{max}=0.043\text{mm}$ ;  $\delta_{min}=0.019\text{mm}$ ).

R: radio en la zona de contacto (4mm).

$r_0$ : radio exterior del casquillo (6mm).

$r_i$ : radio interior del eje (sólo en el caso de eje hueco) (0mm).

Tomando como referencia la sección 2-19 de [2] se puede determinar el incremento de temperatura mínimo al que hay que llevar el casquillo para facilitar el montaje del componente sobre la probeta.

$$\Delta T = \frac{\epsilon}{\alpha} = 497.7^{\circ}\text{C}$$

Donde:

$\Delta T$ : incremento de temperatura.

$\epsilon$ : deformación radial ( $\delta_{max}/2 \cdot R$ ).

$\alpha$ : coeficiente de dilatación térmica ( $10.8 \cdot 10^{-6}^{\circ}\text{C}^{-1}$ ).

Los cálculos arrojan un resultado de incremento de temperatura de  $497.7^{\circ}\text{C}$  lo cual, si se parte de la hipótesis de que el casquillo inicialmente se encuentra a  $20^{\circ}\text{C}$ , la temperatura a la que es necesario calentarlo es de  $517.7^{\circ}\text{C}$ . Dicho incremento de temperatura no provocará cambio de fase en el acero salvo que el porcentaje de carbono sea inferior al 0.02%. En la ilustración siguiente se puede observar el montaje de los casquillos sobre la probeta.

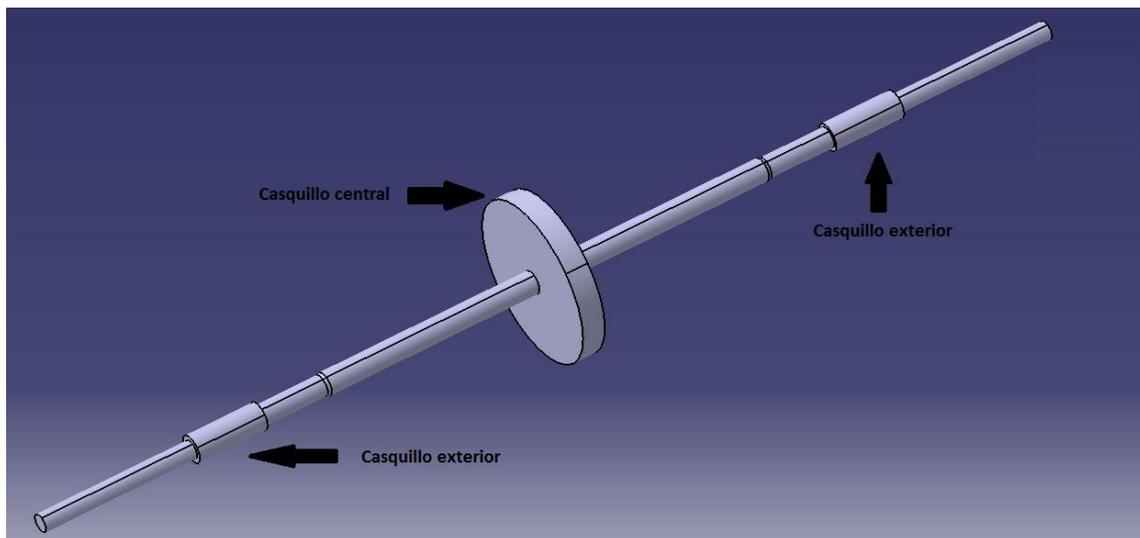


Ilustración 13: montaje de la probeta con los casquillos central y exterior incorporados.

#### 4.5.4-Ajuste casquillos exteriores - rodamientos.

Por las características del rodamiento elegido que dispone de tornillos de punta redonda para asegurar el ajuste, no es necesario provocar un ajuste de gran interferencia como los anteriores que sería costoso de manejar montar y desmontar. En su lugar se propone la utilización de un ajuste de holgura que permita una ubicación precisa del eje con el casquillo sin recurrir a calentamiento del material ni a grandes esfuerzos de montaje.

El ajuste seleccionado es del tipo ajuste de holgura ubicacional 12H7/h6 con el que se conseguirá una ubicación precisa estando a medio camino entre la holgura y la interferencia.

Tabla 4: parámetros del ajuste casquillo exterior - rodamiento.

Dimensión [mm]	Agujero	Eje
Tamaño básico	12mm	12mm
Grado de tolerancia	IT7(0.018)	IT6(0.011)
Desviación inferior	0	0
Desviación superior	n/a	n/a
Diámetro máximo	12.018mm	12.011
Diámetro mínimo	12mm	12mm

Con los datos contenidos en la tabla 4, se pueden determinar la presión radial en la zona de contacto. Empleando las ecuaciones de la sección 2-18 de [2] se obtienen los siguientes resultados.

Presión máxima en la zona de contacto:

$$p_{max} = \frac{E * \delta_{max}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 104,64MPa$$

Presión mínima en la zona de contacto:

$$p_{min} = \frac{E * \delta_{min}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 0MPa$$

Donde:

p: presión en la zona de contacto.

E: módulo de Young del acero (210000MPa).

$\delta$ : interferencia radial ( $\delta_{max}=0.011mm$ ;  $\delta_{min}=0mm$ ).

R: radio en la zona de contacto (6mm).

$r_0$ : radio exterior del casquillo (31mm).

$r_i$ : radio interior del eje (sólo en el caso de eje hueco) (4mm).

## 5- Elección de componentes y diseño del bastidor.

Este es el punto fundamental del presente trabajo fin de máster, en él se desarrollará la elección de los componentes que lo harán funcional así como el diseño del bastidor donde irán alojados.

### 5.1-Rodamientos.

La elección de rodamientos está basada en el catálogo del fabricante NSK [3]. De entre la variedad de modelos que ofrecen, el material seleccionado es del tipo soporte con rodamiento, el cual consiste es una combinación de rodamiento acompañado de un acople que permite una fácil integración del rodamiento en el diseño del banco (ilustración 11). En dicha ilustración se aprecian dos tipos diferentes de rodamiento con soporte, el tipo relubricable y el tipo sin mantenimiento, éste último será el empleado para el diseño.

El tipo sin mantenimiento, implica que el rodamiento dispone de grasa de alta calidad adecuada para su uso en largos periodos. Este dispositivo está diseñado para que la rotación del rodamiento haga circular la grasa por todo el espacio interior consiguiendo una lubricación máxima, cuyas ventajas son: el evidente ahorro en tiempo y mantenimiento. No es necesario rellenarlo con más grasa, no necesita mecanismos de engrase, lo cual facilita el diseño compacto, y además al ser un rodamiento sellado, se evitan las fugas de grasa. El sellado está fijado al anillo exterior y está fabricado en acero reforzado y sus límites en contacto con el anillo interior están diseñados para minimizar el par de fricción. Existe un deflector fijado en el anillo interior que gira con él, en su cara exterior se encuentran unos salientes triangulares que al girar provocan un flujo de aire hacia el exterior del rodamiento. De manera que el polvo se mantiene alejado del rodamiento. Esta combinación sellado-deflector, evita fugas de grasa y la entrada de partículas ajenas al rodamiento durante su operación.

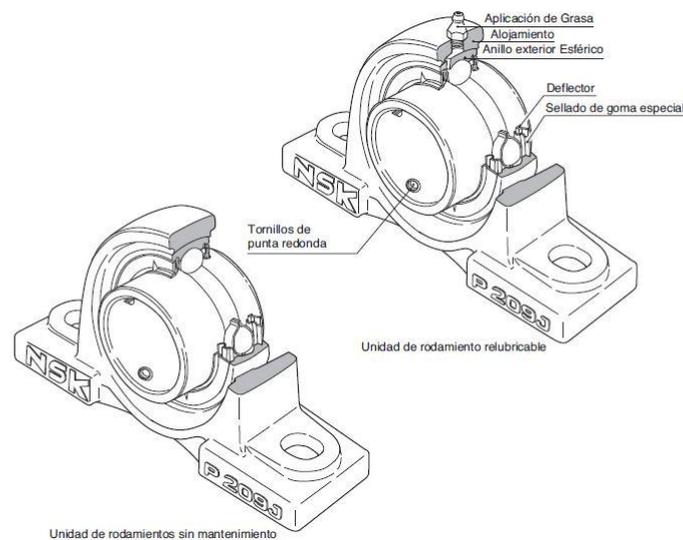
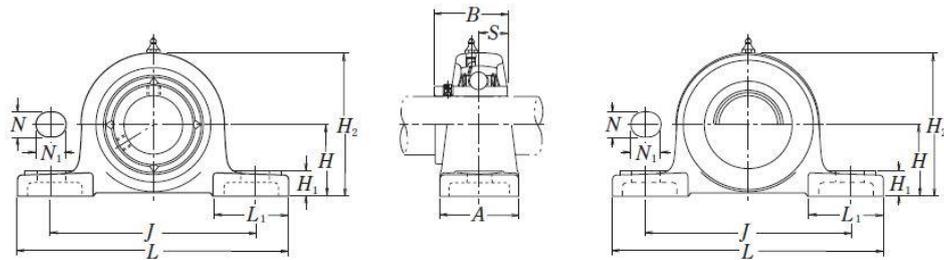


Ilustración 14: soporte con rodamientos.

El modelo de soporte elegido es el NSK UCP201D1 con el rodamiento NSK UC201D1 de serie métrica, dicho rodamiento proviene de los modelos de rodamientos de bolas radiales de ranura profunda de las series 62 y 63. Teniendo las mismas características que ellos. La diferencia radica en el anillo interior, los rodamientos empleados conjuntamente con soporte, disponen de un aro interno de mayor longitud que sobrepasa los límites de la sección del rodamiento, gracias a ello, es posible que exista un sistema de sujeción por dos tornillos de punta redonda que permiten un ajuste adecuado mediante el apriete de los tornillos, impidiendo que el conjunto se afloje. En la ilustración 15 se incluyen las dimensiones del soporte del rodamiento.



Diám. Eje mm pulgadas	Designación soporte (1)	Dimensiones nominales											Tamaño tornillo mm pulgadas	Número de rodamiento
		H	L	J	A	N	N <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	L <sub>1</sub>	B	S		
12	UCP201D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC201D1
1/2	UCP201-008D1	1 3/16	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	9/16	2 7/16	1 21/32	1.2205	0.500	3/8	UC201-008D1

Ilustración 15: Tabla de medidas del rodamiento seleccionado.

La razón de la elección de este componente está basada en las limitaciones que impone la probeta objeto de ensayo debido a su reducido diámetro, ésta es la pieza de dimensiones más reducidas que proporciona las prestaciones requeridas, aunque tampoco es de las medidas requeridas ya que la probeta necesita del acople de unos casquillos de mayor diámetro en sus extremos que permitan su ensamblaje en este conjunto.

La superficie interna y externa del alojamiento son esféricas de manera que el rodamiento en el apoyo es autoalineante, cualquier desalineación que pueda surgir como resultado de un mal acabado superficial o errores en los ajustes o deformación del eje por la aplicación de carga radial quedara solventado. Ya que el sistema es capaz de absorber hasta una inclinación de 5° respecto de la posición horizontal, en la ilustración 16 se demuestra cómo mediante un croquis acotado de CATIA V5 el valor de inclinación máximo es de 2.862° cuando la probeta alcanza su máxima deflexión vertical (10mm) para el ensayo diseñado.

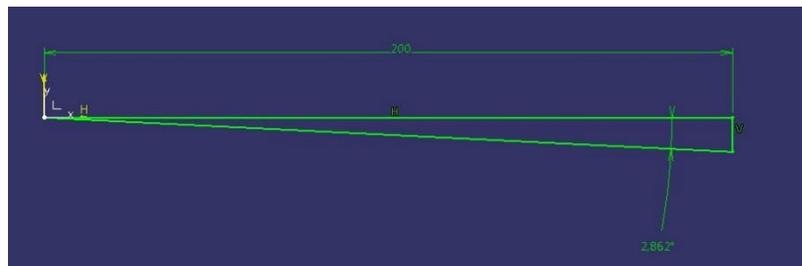


Ilustración 16: ángulo de deflexión.

El modelo de tornillo de fijación y su par de apriete aparecen en la tabla 3.1 de la referencia 3, los tornillos tienen la designación M5x0.8 y el par de apriete máximo que se debe aplicar es de 3.9Nm.

El estudio acerca de las propiedades mecánicas del material de la probeta y de los esfuerzos a los que va a estar sometida en flexión, concluía que dicha carga alcanzaba el valor de 773.13N para producir los 10mm de deflexión central objetivo, lo que implica que el rodamiento seleccionado debe poder soportar una carga radial de al menos 386.56N, además de proporcionar una vida a fatiga determinada por diseño.

Previamente al estudio acerca de la vida del rodamiento y la carga límite que éste es capaz de soportar, es necesario incluir algunas relaciones entre parámetros y definiciones fundamentales como la de índice básico de carga, definido como la carga constante aplicada a un rodamiento con anillo exterior estático (tal como es nuestro caso) que pueden soportar los anillos interiores para un índice de vida de un millón de revoluciones. En los rodamientos radiales se define como una carga radial de dirección y magnitud constante. Se denomina  $C_r$ .

La selección del tamaño del rodamiento en función del índice básico de carga se basa en la relación entre la carga aplicada al rodamiento y el índice básico de carga.

$$L = \left(\frac{C_r}{P}\right)^3$$

Donde:

L: índice básico de vida ( $10^6$ rev).

P: carga del rodamiento (N).

$C_r$ : índice básico de carga (N).

Designando el índice básico de vida como  $L_h$  medido en horas, la velocidad del rodamiento  $n$  en rpm, el factor de vida a la fatiga como  $f_h$  y el factor de velocidad como  $f_n$  la referencia 3 proporciona las formulas siguientes.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} * \left(\frac{C_r}{P}\right)^3 = 500 * f_h^3$$

$$f_h = f_n * \frac{C_r}{P}$$

$$f_n = \left(\frac{10^6}{500 * 60 * n}\right)^{1/3} = (0.03 * n)^{-1/3}$$

Donde sí se conoce la carga del rodamiento  $P$  y la velocidad de giro  $n$ , se puede fijar por diseño un factor de vida a fatiga  $f_h$  adecuado para la proyección de vida de la máquina para calcular el índice básico de carga requerido para el rodamiento. Mediante la ecuación anteriormente mencionada:

$$f_h = f_n * \frac{C_r}{P} \rightarrow C_r = \frac{f_h * P}{f_n}$$

Empleando la ilustración 17 proveniente de la referencia 3, se pueden fijar los valores de  $f_h$  y  $f_n$  basados en los valores de diseño de vida en horas y numero de vueltas a los que el banco de ensayos va a funcionar.

De la tabla 5.1 de la referencia 3 se puede obtener una primera estimación del valor de  $f_h$ , para un rodamiento utilizado intermitentemente pero durante largos períodos de tiempo (como es el caso de un ensayo de fatiga por fretting) y para el uso aproximado de "máquina herramienta" el fabricante sugiere un valor de  $f_h$  comprendido entre 3 y 5. El valor 4 proporciona una vida de 33000 horas de funcionamiento. Dado que el motor que se pretende instalar tiene una velocidad máxima de 3000rpm, el valor de  $f_n$  seleccionado es 0.23, correspondiente a una velocidad angular de 2800rpm, seleccionada con el objetivo de salvaguardar la vida de la unidad motriz haciéndola trabajar a un 93% de la mayor velocidad que es capaz de desarrollar.

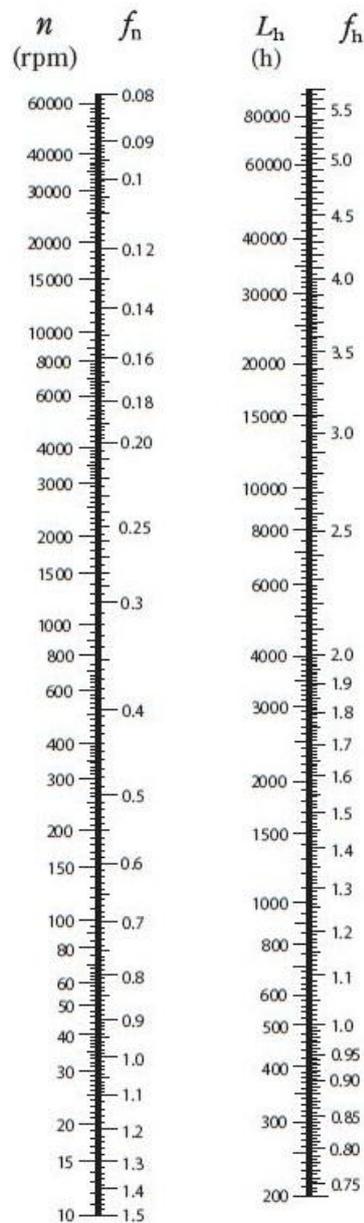


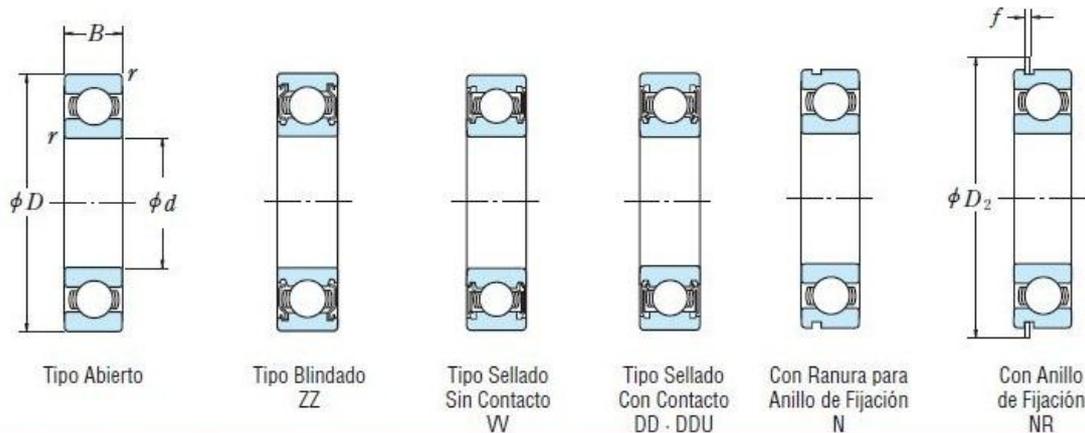
Ilustración 17: correlacion  $f_h - L_h$

Debido a que el rodamiento no será sometido a elevadas temperaturas no será necesario el ajuste del índice básico de carga por temperatura, ya que no se tiene previsto que la temperatura de operación supere los 120°C, por haber seleccionado un rodamiento con soporte esférico, la carga a la que está sometido el rodamiento será puramente axial por lo que no será necesario el cálculo de la carga equivalente sobre el rodamiento. Y por último, al ser el funcionamiento suave y libre de impactos, el factor de mayoración de carga  $f_w$  será considerado como 1, por lo que la carga sobre el rodamiento no tiene por qué verse incrementada.

Si se retoma la última ecuación a la que se hizo referencia, con los valores de diseño seleccionados resulta un valor de  $C_r$  de:

$$C_r = \frac{f_h * P}{f_n} = \frac{4 * 386.56}{0.23} = 6722,78N$$

En las tablas de prestaciones mecánicas de rodamientos [3] de bolas de ranura profunda (ilustración 15), encontramos que el modelo de rodamientos de la serie 62 (12mm de diámetro interno y 32mm de diámetro externo) que encaja en el soporte seleccionado tiene un valor de  $C_r$  de 6800N, valor superior al requerido por el diseño, por lo que dicho rodamiento puede ser empleado en la construcción del banco de ensayos. Con relación a la velocidad límite, para el tipo sellado con contacto DDU, que es el empleado en los rodamientos con soporte tal y como se estableció anteriormente, es muy superior a la requerida por el diseño.



Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)				Factor $f_0$	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento			
$d$	$D$	$B$	$r$ min.	$C_r$	$C_{0r}$	$C_r$	$C_{0r}$		Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado	
								Abierto	DU	Abierto	Z	ZZ	VV	DD	
12	21	5	0.3	1 920	1 040	195	106	15.3	32 000	20 000	38 000	6801	ZZ	VV	DD
	24	6	0.3	2 890	1 460	295	149	14.5	30 000	20 000	36 000	6901	ZZ	VV	DD
	28	7	0.3	5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	—	32 000	16001	—	—	—
	28	8	0.3	5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV	DDU
	32	10	0.6	6 800	3 050	695	310	12.3	22 000	17 000	28 000	6201	ZZ	VV	DDU
	37	12	1	9 700	4 200	990	425	11.1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV	DDU

Ilustración 18: propiedades de rodamientos

## 5.2- Unidad de potencia.

En este punto se tratará de resolver el diseño y elección de un motor eléctrico que dote de movimiento a la probeta, este punto se subdivide en la determinación de la potencia requerida por el ensayo, la consecuente elección de modelo de motor, y como último punto el diseño de un sistema de soporte del mismo que asegure que vibraciones indeseadas no son transmitidas al resto de la estructura.

### 5.2.1-Determinación de la potencia necesaria.

Una vez se han determinado las reacciones ejercidas sobre el casquillo central por las ruedas de empuje, se recoge en la ilustración 19 cómo puede ser determinada la magnitud y el sentido de la fuerza de rozamiento estático y dinámico presentes en el arranque y en el régimen permanente del ensayo respectivamente.

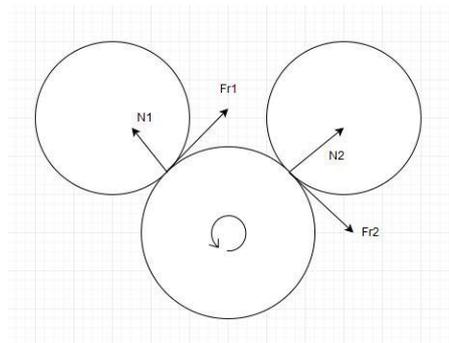


Ilustración 19: modelo de sólido libre del casquillo central.

Siendo así el modulo del vector fuerza de rozamiento estática vendrá dado por la expresión:

$$|\vec{F}_R| = \mu * |\vec{N}| = 0.15 * 546.7 = 82N$$

Donde:

Fr: Vector fuerza de rozamiento [N]

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento estático (Acero – Acero – 0.15)

N: Vector fuerza normal [N]

Por lo que el momento resistente producido por esta fuerza, en virtud de la geometría propuesta para el diseño es de:

$$|\vec{M}_R| = |\vec{F}_R| * r = 82 * \frac{35}{1000} = 2.87Nm$$

Donde:

Mr: modulo del momento resistente Nm

Fr: módulo de la fuerza de rozamiento N

R: brazo del par m (35mm)

Si se tiene en cuenta que existen dos ruedas de empuje, y que su disposición es perfectamente simétrica, el momento resistente total corresponde al doble del calculado en la expresión anterior.

$$|\vec{M}_{RT}| = 2 * |\vec{M}_R| = 5.74Nm$$

Ahora teniendo en cuenta la velocidad de rotación requerida por diseño de 2800rpm, (293rad/s), la potencia mínima que debe suministrar el motor para vencer la resistencia inicial y alcanzar la velocidad de trabajo fijada se obtiene multiplicando el par resistente total por la velocidad angular siendo:

$$P_{MIN} = |\vec{M}_{RT}| * \omega = 5.74 * 293 = \frac{1681.82Nm}{s} = 1.7kW$$

Por supuesto que si el tiempo en régimen permanente del ensayo es considerado, y se sustituye el coeficiente de rozamiento estático con valor de 0.15 por el dinámico de 0.09 se obtiene:

$$|\vec{F}_R| = \mu * |\vec{N}| = 0.09 * 546.7 = 49.2N$$

$$|\vec{M}_R| = |\vec{F}_R| * r = 49.2 * \frac{35}{1000} = 1.7Nm$$

$$|\vec{M}_{RT}| = 2 * |\vec{M}_R| = 3.44Nm$$

$$P_{MIN} = |\vec{M}_{RT}| * \omega = 3.44 * 293 = \frac{1009.1Nm}{s} = 1kW$$

Concluyendo que en los momentos iniciales del ensayo, la potencia requerida será de al menos 1.7kW (2.3CV), mientras que durante el ensayo únicamente 1kW (1.34CV) serán requeridos. Una vez conocido este dato se puede proceder a la selección del motor eléctrico adecuado para incorporar al banco de ensayos.

### 5.2.2 – Selección del motor eléctrico.

El modelo tras seleccionado tras un estudio del mercado, es el modelo 90L del fabricante ALREN (referencia MEAM2B03222AP). Dicho motor, es una unidad de potencia monofásica síncrona con una tensión de funcionamiento de 230V a 50Hz, capaz de desarrollar una potencia de 2.2kW y una velocidad de rotación de 3000rpm. Seleccionado el modelo de 2 polos frente al de 4 por ofrecer la velocidad de rotación requerida.

El modelo seleccionado cuenta con un retén de aceite en el eje de salida y una tapa trasera para evitar la entrada de partículas extrañas, agua, aceite o polvo en el interior del motor. Con un grado de protección es IP-55 y eficiencia energética IE1, completamente cerrado y contando también con un ventilación exterior.

Los motores monofásicos de par de arranque alto se caracterizan por su arranque en carga, esto es, realizando esfuerzo en el momento del arranque. Esta característica los hacen ideales para aplicaciones como el ejemplo de estudio, ya que es necesario por el diseño del ensayo que el arranque se realice en carga. Ver Anexo 1 para conocer al detalle las características del motor.

### 5.2.3 - Diseño de soporte para el motor.

A pesar de que el motor eléctrico cuenta con un equilibrado perfecto, se hace imprescindible el diseño de un sistema de amortiguamiento en su base que impida la transmisión de vibraciones al resto del bastidor salvando al ensayo de vibraciones indeseadas. Dicho sistema de amortiguación está basado en la utilización de 6 muelles acoplados a la placa donde ira colocada la unidad de potencia. Dicho sistema se diseñó de tal manera que permite una instalación sencilla y una adecuada posición del motor respecto de la probeta de ensayo.

Siguiendo las directrices de diseño de resortes de la referencia 2, el primer paso a seguir es la determinación de la rigidez necesaria de los muelles, para lo cual es necesario fijar por criterio del diseñador una serie de parámetros, sean estos: el diámetro medio del resorte ( $D=30\text{mm}$ ), el diámetro del alambre ( $d=3\text{mm}$ ), el número de espiras activas ( $N_a=10$ ) y la fabricación de los extremos a escuadra y aplanados.

Debido a la alta velocidad de rotación impuesta, el factor crítico no será el pandeo del muelle ni la fatiga; será la posible entrada en resonancia del resorte. Aunque el diseño se comprobara a posteriori que funcione tanto a pandeo como a fatiga siguiendo los criterios citados en la referencia 2.

La frecuencia critica fundamental del muelle viene dada por la ecuación siguiente, de donde sabemos que  $f_c$  debe ser igual a entre 15 y 20 veces la frecuencia de la excitación a fin de evitar resonancia con las frecuencias armónicas. Esto situa la frecuencia critica en un rango de valores comprendido entre  $4395\text{rad/s}$  y  $5860\text{rad/s}$ , que corresponden respectivamente a  $15*293\text{rad/s}$  y  $20*293\text{rad/s}$ . Para estar del lado de la seguridad y garantizar que los componentes no entren en resonancia, el valor de  $f_c$  seleccionado será el mayor,  $5860\text{rad/s}$ .

$$f_c = \frac{1}{2} * \sqrt{\frac{k * g}{W}}$$

Donde:

$f_c$ : frecuencia crítica

K: rigidez del resorte

G: aceleración de la gravedad

W: peso del muelle

De la ecuación anterior se deduce que para determinar la rigidez del sistema solo se necesita conocer el peso del mismo, que puede ser determinado en virtud a las características fijadas por diseño a las que se hizo referencia anteriormente. El peso del resorte viene determinado por la expresión siguiente:

$$W = \frac{\pi^2 * d^2 * D * N_a * \rho}{4} = \frac{\pi^2 * 3^2 * 30 * 10 * 76.5}{4} = 0.509N = 50.9g$$

Donde:

W: peso del resorte [N]

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

d: diámetro del alambre [mm]

D: diámetro medio del resorte [mm]

$N_a$ : número de espiras activas [adim]

$\rho$ : densidad del acero [ $kN/m^3$ ]

Por lo que como consecuencia, de la ecuación de determinación de la frecuencia crítica se puede determinar la rigidez quedando:

$$k = \frac{W * 4 * f_c^2}{g} = \frac{0.509 * 4 * 5860^2}{9.81} = 7126954.7N/m = 7126.95kN/m$$

En la que todos los parámetros ya han sido previamente referenciados. De modo que esta es la rigidez que debe proporcionarnos el resorte en base a los criterios de diseño preestablecidos. Ahora la ley de Hooke permite calcular la longitud relajada del resorte. Ya que por requerimiento de las condiciones geométricas la longitud comprimida debe ser 47.2mm.

$$F = k * \Delta X \rightarrow \Delta X = \frac{F}{k} = \frac{32.85N}{7126954.7N/m} = 0.00461mm$$

La compresión del muelle es aproximadamente nula. Una vez demostrada la correcta respuesta del muelle a resonancia, se probará su respuesta a pandeo y fatiga.

La estabilidad absoluta de un resorte ocurre cuando:

$$L_0 < 2.63 * \frac{D}{\alpha} \rightarrow D > \frac{47.2 * 0.5}{2.63} \rightarrow D > 9.03mm$$

Donde:

$L_0$ : longitud libre del resorte 47.2mm

D: diámetro medio del resorte 30mm

$\alpha$ : coeficiente de las condiciones de apoyo, que para un resorte soportado entre dos placas planas y paralelas tiene un valor de 0.5

Por lo que del resultado anterior se obtiene que para todo diámetro medio superior a 9.03mm el resorte será estable. Al haber seleccionado 30mm como valor para este parámetro, éste será perfectamente estable y no presentará pandeo ante las sollicitaciones impuestas.

A continuación se expone la última comprobación a fatiga del componente, para ello, se tratará el muelle como trabajando bajo una carga cíclica de amplitud 32.85N a una frecuencia de 293rad/s. De modo que el valor máximo de la carga en compresión será de 32.85N y el mínimo de 0N ya que por las características del montaje, el muelle no puede trabajar a tensión a estar simplemente apoyado entre las dos placas.

De la referencia 2 se obtienen las expresiones siguientes, en ellas al ser la fuerza mínima aplicada 0N, la fuerza alternante y la fuerza media son del mismo valor. En este punto, todas las fuerzas se tratan positivas pero como ya se hizo referencia, todas son de compresión.

$$F_a = \frac{F_{MAX} - F_{MIN}}{2} = F_m = \frac{F_{MAX} + F_{MIN}}{2} = 16.43N$$

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

De este valor de fuerza media y alternante se puede pasar a los valores útiles para el estudio de tensión tangencial alternante y tensión tangencial media.

$$\tau_a = K_b * \frac{8 * F_a * D}{\pi * d^3} = 1.14 * \frac{8 * 16.43 * 30}{\pi * 3^3} = 53.00MPa$$

Donde todos los términos han sido previamente referenciados salvo el factor de Bergsträsser  $K_b$  definido como (donde  $C$  es el índice del resorte  $C=D/d=30/3=10$ ):

$$K_b = \frac{4 * C + 2}{4 * C - 3} = \frac{40 + 2}{40 - 3} = 1.14$$

Para la tensión tangencial media, la expresión tiene la forma

$$\tau_m = K_s * \frac{8 * F_m * D}{\pi * d^3} = 1.05 * \frac{8 * 16.43 * 30}{\pi * 3^3} = 48.81MPa$$

Donde todos los términos han sido previamente referenciados salvo el factor de corrección dl esfuerzo cortante  $K_s$  definido como (donde  $C$  es el índice del resorte  $C=D/d=30/3=10$ ):

$$K_b = \frac{2 * C + 1}{2 * C} = 1.05$$

Al estar el diámetro del alambre seleccionado por debajo de 10mm, de acuerdo con la referencia 2, el límite de fatiga torsional ya corregido por acabado superficial, tamaño y carga tiene un valor de 310MPa ( $S_{se}=310MPa$  para resortes sin granallar). Para determinar la falla por fatiga usando el criterio de Goodman, es necesario también el módulo torsional de ruptura  $S_{su}$ . El cual teniendo en cuenta que el acero seleccionado es AISI 1065, se puede determinar el módulo de resistencia a la tensión  $S_u$  con la expresión:

$$S_u = \frac{A}{d^m} = \frac{1610}{3^{0.193}} = 1298.4MPa$$

Donde los valores de las constantes  $A$  y  $m$  están tabulados en la referencia 2 para el tipo de tratamiento dado al alambre, en este caso revenido en aceite.

Por tanto  $S_{su}$  tiene un valor de:

$$S_{su} = 0.67 * S_u = 869MPa$$

Empleando el criterio de Goodman, se obtiene que el factor de seguridad a fatiga tiene el valor 4.

$$\frac{1}{n} = \frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}} = \frac{53}{310} + \frac{48.81}{869} \rightarrow n \sim 4$$

Como comprobación adicional, se presenta la comprobación a fluencia usando el criterio de Langer. Para aceros revenidos  $S_{sy}=0.5*S_u=649.2MPa$

$$\frac{n}{S_{sy}} * (\tau_a + \tau_m) = 1 \rightarrow n = \frac{S_{sy}}{(\tau_a + \tau_m)} = \frac{649.2}{(53 + 48.81)} = 6.4 \rightarrow n \sim 6$$

De los resultados aportados en este epígrafe se puede concluir que los resortes propuestos cumplen sobradamente los requerimientos exigidos por el funcionamiento.

Los resortes irán alojados en dos camisas, situadas a cada extremo del mismo, que irán soldadas al bastidor (camisa inferior) y a la placa base del motor (camisa superior), de manera que se asegura un montaje sencillo y seguro de los componentes. Las camisas tendrán un diámetro interior de 33mm fabricadas en chapa de acero de 2mm de espesor y una altura de 15mm.

### 5.3- Variador de frecuencia.

En este punto se abordará el desarrollo de la componente electrónica del banco de ensayos. Compuesto por un variador de frecuencia, que conectado a la entrada del motor eléctrico nos proporcionará la posibilidad de variar y controlar en todo momento la velocidad de rotación del eje.

La instalación de un variador de frecuencia se ve motivada debido a la rigidez funcional que aportaría tener únicamente el motor eléctrico conectado a red de 50Hz; ya que solo proporcionaría una única velocidad de rotación del eje sin posibilidad de cambio, al ser un motor síncrono el modelo seleccionado. Según la siguiente expresión, dicha única velocidad de rotación para nuestro motor, teniendo en cuenta que solo cuenta con un par de polos tendría un valor de:

$$n = \frac{60 * f}{P} = \frac{60 * 50}{1} = 3000rpm$$

Donde:

n: velocidad de rotación del eje [rpm]

f: frecuencia de alimentación de la unidad de potencia [Hz]

P: número de pares de polos.

Según las características del motor seleccionado, 3000rpm es su velocidad límite de funcionamiento, pero con la premisa de salvaguardar y maximizar la vida útil de los componentes del banco, la velocidad angular de diseño es de 2800rpm. Por lo que la frecuencia de alimentación del motor debe ser según la anterior expresión de 46.66Hz. Esto hace patente la necesidad de incorporar al banco de ensayos un variador de frecuencia de alimentación con el fin de poder obtener diversas velocidades de rotación del motor.

Tras estudiar los diversos fabricantes de este tipo de componentes, se decidió instalar el modelo J1000 del fabricante japonés Yaskawa (ilustración 20). Éste es un modelo monofásico con una tensión de alimentación de entre 200 y 240V de corriente alterna con una potencia máxima de 2.2kW (similar a la de la unidad de potencia) y una intensidad de trabajo siempre inferior a 9.6A (referencia del fabricante JCBA0010BAA). En el anexo II a la memoria se incluye el manual de instrucciones del variador, en él se detalla cómo conectar y operar el variador.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

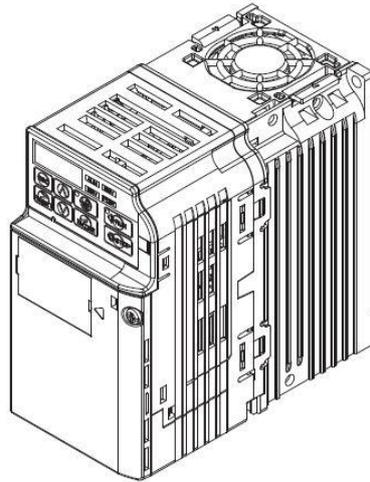


Ilustración 20: variador de velocidad Yaskawa J-1000.

#### 5.4-Bastidor del banco de ensayos.

Una vez habiendo seleccionado los componentes que formarán parte del diseño, es imprescindible el diseño de un bastidor donde acoplarlos. Por lo que seguidamente se expone el desarrollo del diseño del bastidor del banco.

El bastidor del banco está conformado por secciones soldadas de perfiles UPE 100. Su base consiste en un rectángulo de dimensiones 1110x400mm, el montaje debe ejecutarse tal y como se ve en la vista en perspectiva de la ilustración 21.

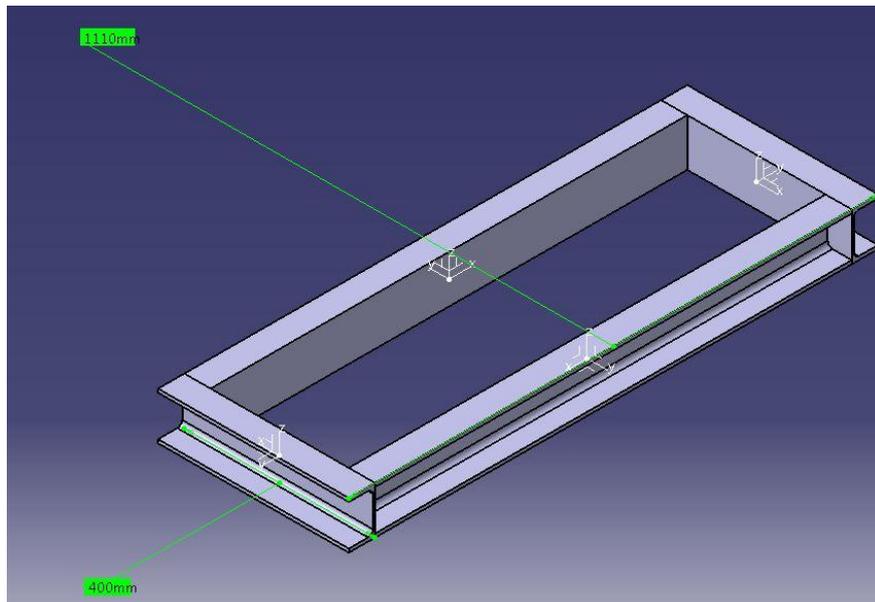


Ilustración 21: base del bastidor del banco.

## Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

A la base del bastidor se añadirán los elementos que irán formando la totalidad de la máquina, con la finalidad de instalar el puente de carga en uno de los extremos de la base se instalan 3 secciones más de UPE 100, soldadas a la base con la espalda hacia arriba; a una distancia de 605mm del extremo y separadas entre sí 100mm, de manera que se consigue el efecto de rigidizar la base y proporcionar apoyo para el resto de componentes (ilustración 22).

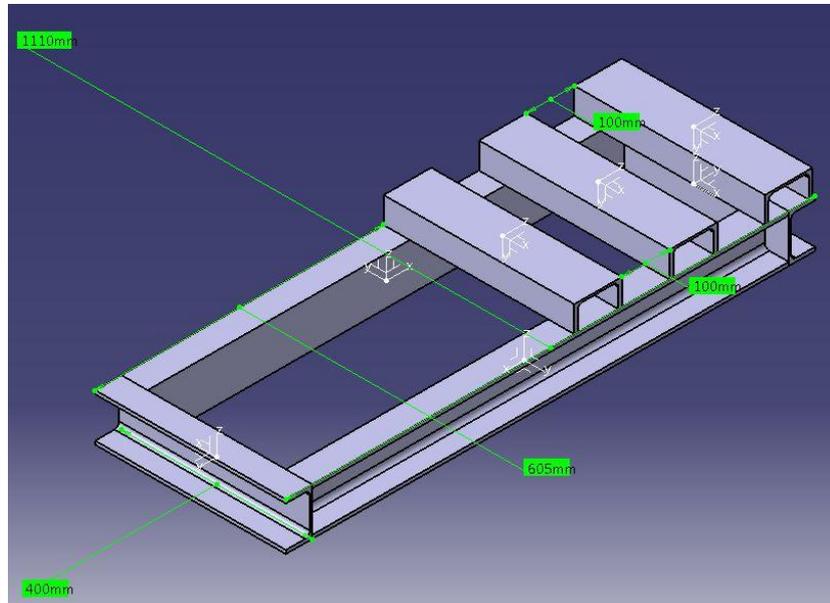


Ilustración 22: perfiles transversales soporte del puente de carga.

De acuerdo al diseño elegido para los soportes de los rodamientos en los que irá apoyada la probeta, se hace imprescindible la instalación de unas pletinas fabricadas a medida para tal fin, dos de ellas se emplearán para posibilitar la correcta colocación de los rodamientos con soporte seleccionados. Consisten en una pletina de 200x200x5mm (ilustración 23) en la que se mecanizan dos ranuras por las que se instalará el rodamiento, que permiten un juego máximo de 150mm a cada lado de la probeta. En el centro de la cara inferior debe ser soldada la pletina de la ilustración 24 para resultar en el montaje de la ilustración 25.

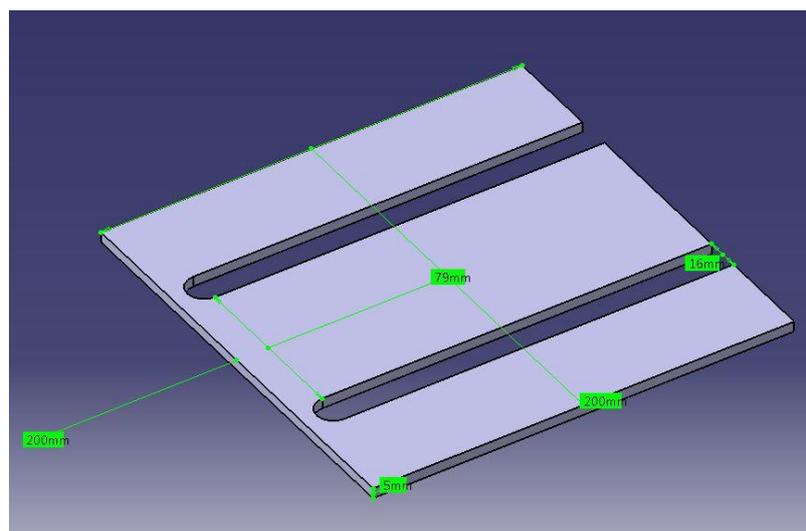


Ilustración 23: placa soporte de los rodamientos.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

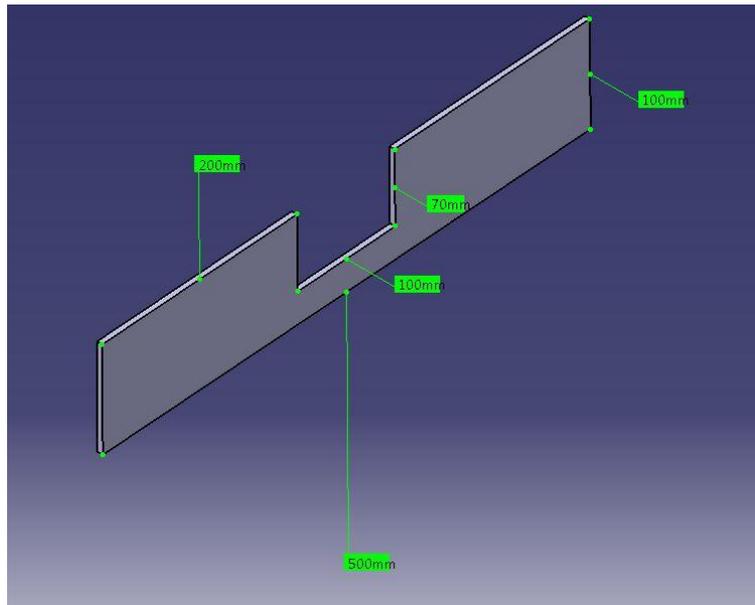


Ilustración 24: soporte longitudinal para los rodamientos.

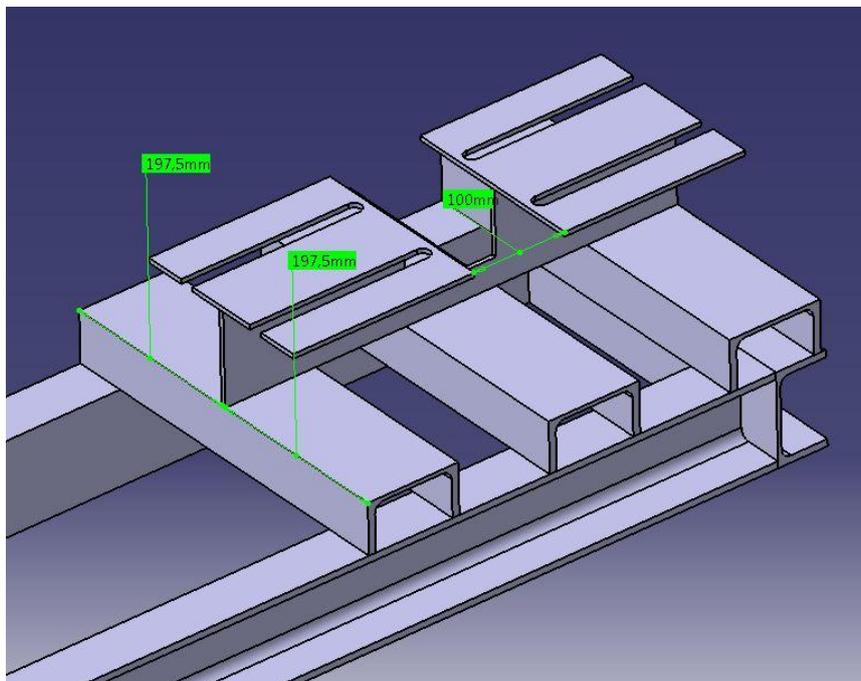
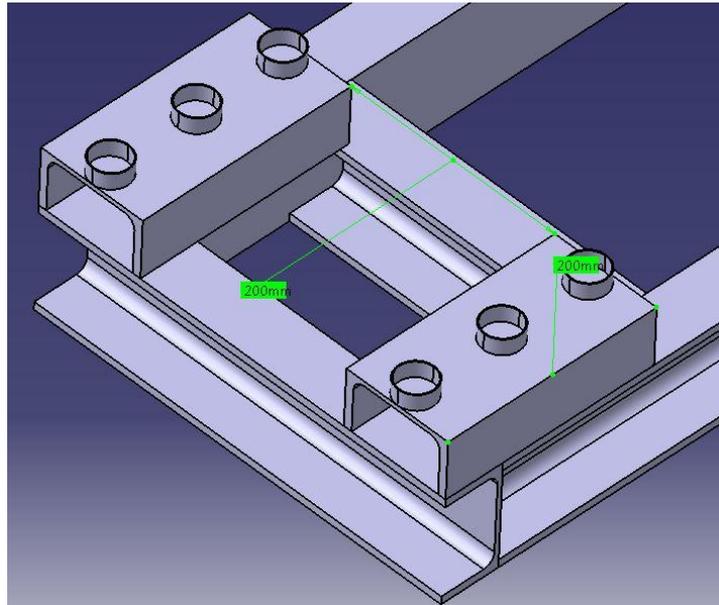


Ilustración 25: ensamblaje de los componentes de soporte de los rodamientos.

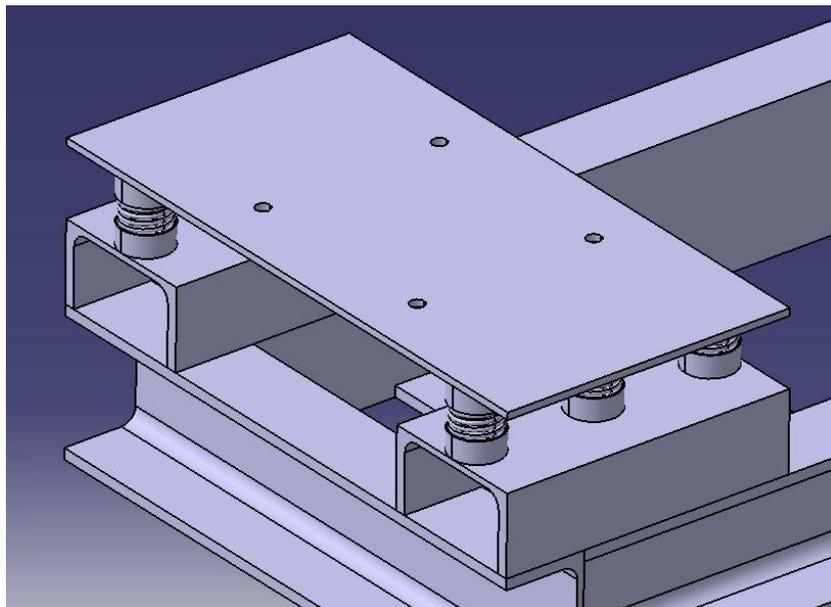
Los restantes elementos que necesitan tener un soporte acoplado en el bastidor son la unidad de potencia y el variador de velocidad que controlará la velocidad de ésta. Para que el bastidor pueda soportar correctamente el motor, se colocan dos perfiles IPE 100 soldados a éste tal como se ve en la ilustración 26, en las espaldas serán colocadas las camisas para disponer los muelles que amortiguaran el movimiento vibratorio del motor.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.



*Ilustración 26: Soporte para la unidad de potencia.*

Para cumplir con los requisitos establecidos en el apartado 5.2.3, el diseño para el soporte del motor consta de una placa con agujeros mecanizados que encajan con la base del motor y que tienen soldadas las camisas que posibilitan el ajuste de los muelles (ilustración 26).



*Ilustración 27: soporte completo del motor.*

El variador de frecuencia será instalado en el bastidor de acuerdo a las especificaciones del manual de uso (Anexo II) tal y como puede verse en la imagen siguiente (ilustración 28); por tanto el bastidor será dotado de una placa en la que atornillar el dispositivo (ilustración 29) acorde con las dimensiones de éste que pueden ser consultadas en el anexo II. Dicha placa tiene unas dimensiones de 328x108x5mm con 4 taladros mecanizados para hacer posible la instalación del variador.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

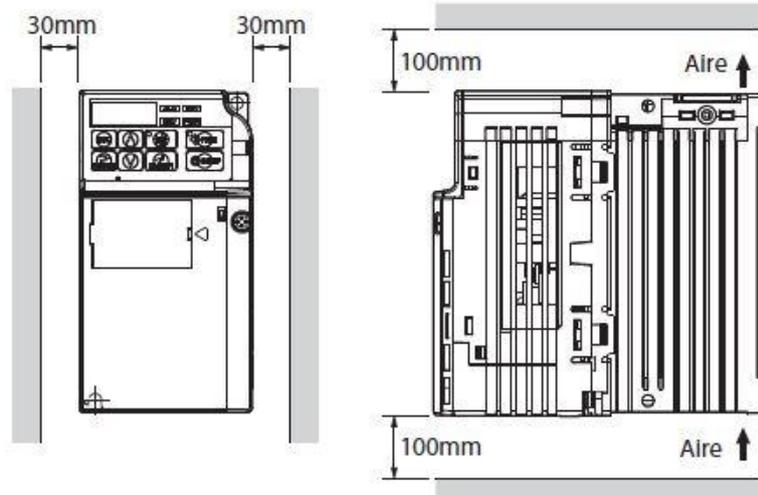


Ilustración 28: disposición de montaje del variador.

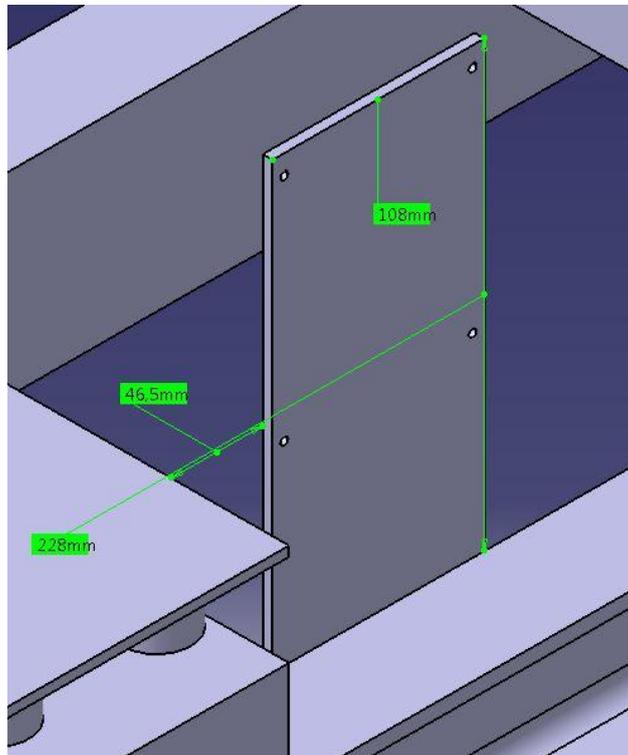


Ilustración 29: placa soporte del variador de frecuencia.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

Una vez incluido el diseño para el soporte del variador, el diseño de bastidor del banco está finalizado, a continuación se incluye un esquema general con el propósito de dotar al lector de una visión de conjunto.

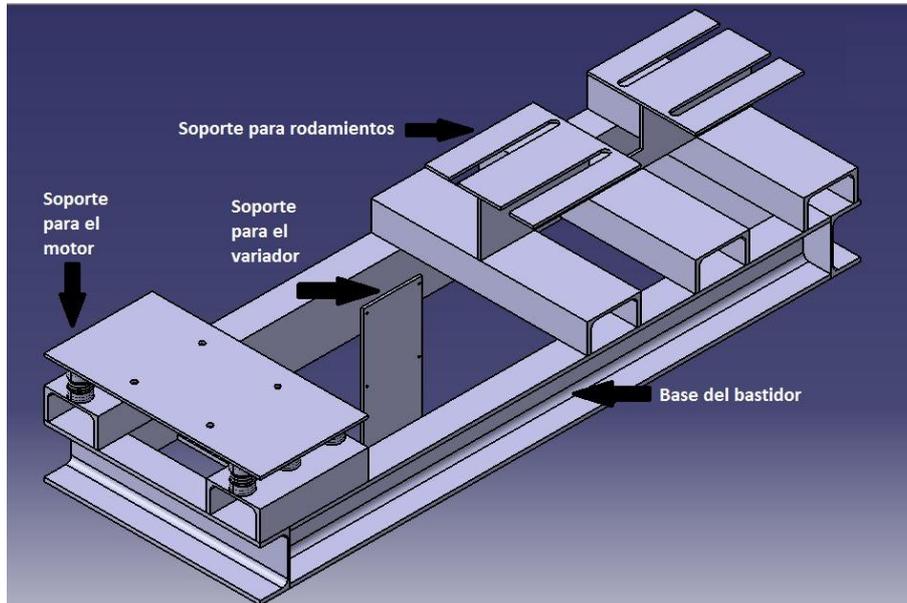


Ilustración 30: esquema del bastidor del banco de ensayos.

### 5.5-Puente y sistema de aplicación de carga.

El diseño del puente de carga se basa en dos perfiles IPE100 soldados al bastidor del banco, de espaldas y en paralelo. Éstos tienen soldado un nervio que posibilita el guiado de las ruedas acanaladas que transmiten la carga a la probeta (ilustración 31).

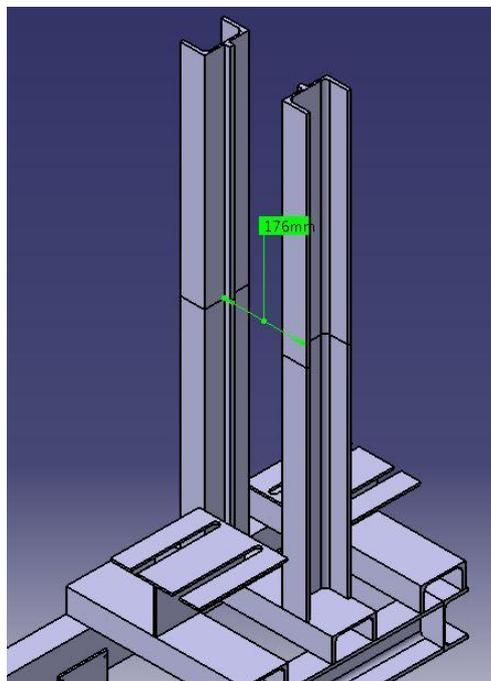


Ilustración 31: perfiles base del puente de carga.

Debido a la importancia del factor altura en los perfiles que conforman el puente de carga, el primer parámetro a determinar es el espacio requerido para la carga que provocará la

flexión de la probeta. Ya que el diseño implica el uso de pesas insertadas en un eje sustentado en el centro de ambos perfiles. Este sistema tiene su mayor fortaleza en su simplicidad ya que elimina la necesidad de instalar una célula de carga y por consiguiente de un sistema de adquisición de datos. A continuación se analizará la morfología de los elementos de carga.

El dimensionado de las pesas comienza estableciendo que serán cilindros de 170mm de diámetro exterior, con un taladro pasante central de 10mm de diámetro, mecanizado en su centro conformadas de hierro de densidad  $7874\text{kg/m}^3$ , por lo que para conseguir el peso objetivo de 80kg aplicados sobre la probeta, la altura de columna de pesas necesaria es:

$$V_1 = \frac{\pi * D^2}{4} * h = \frac{\pi * 170^2}{4} * h = 22698,06 * h \text{ mm}^3$$

$$V_2 = \frac{\pi * d^2}{4} * h = \frac{\pi * 10^2}{4} * h = 78.54 * h \text{ mm}^3$$

$$V_T = V_1 - V_2 = 22698.06 * h - 78.54 * h = 22619,52 * h \text{ mm}^3 = 2.262 * 10^{-5} * h \text{ m}^3$$

$$m_{\text{pesa}} = \frac{7874\text{kg}}{\text{m}^3} * 2.262 * 10^{-5} * h \text{ m}^3 = 0.18h\text{kg}$$

Si se toma en consideración la información contenida en apartados anteriores, se sabe que la masa necesaria para conseguir la deflexión de diseño en la probeta es de 80kg. Por lo que:

$$80\text{kg} = 0.18 * h \rightarrow h = \frac{80}{0.18} = 444.44\text{mm}$$

De donde se deduce que la columna necesaria debe tener una altura de 444mm, para que las pesas no tengan un peso excesivo, se diseñarán con un peso máximo de 5kg, lo que resultará en la utilización de 16 pesas cada una de ellas de una altura de 27.75mm, contando con dos muescas laterales de 10x10mm que encajaran con los nervios de los perfiles que forman el puente de carga. (ilustración 32).

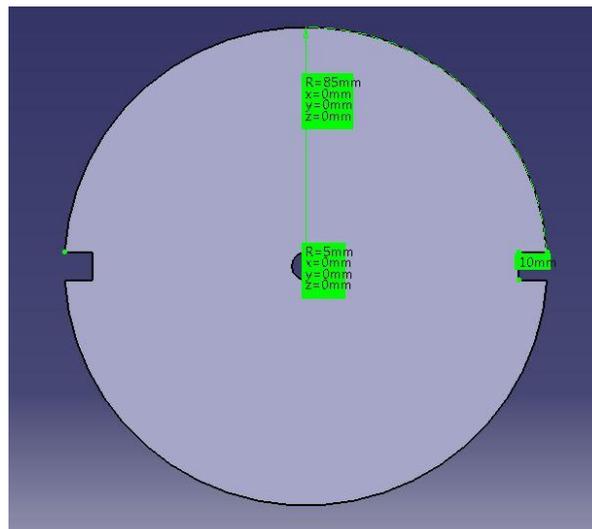


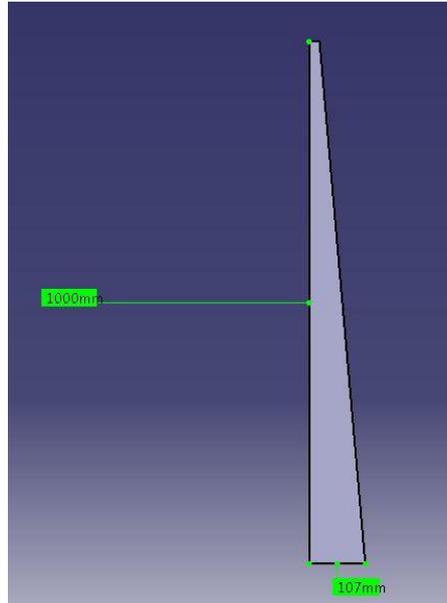
Ilustración 32: alzado de la pesa.

Por la altura mínima de la columna de pesas además de la distancia desde el bastidor al eje del motor, resulta en 534mm. En previsión de utilizar mayores cargas aplicadas para conseguir más deflexión en el centro de la probeta, el puente de carga tendrá una altura de

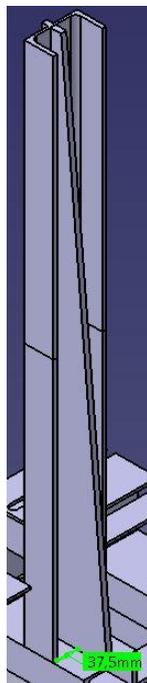
Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

1000mm desde el bastidor de los que por requerimientos del diseño solo 700mm son útiles, ya que es necesario instalar estructuras soporte para los componentes.

Debido a la esbeltez que presenta el puente, se presenta la necesidad de reforzar su estructura mediante una serie de placas triangulares soldadas a los perfiles UPE que forman el puente. En sentido transversal la estructura será rigidizada con láminas triangulares de acero de 10mm de espesor y las dimensiones que pueden verse en la ilustración 32. Dichas placas irán soldadas a los perfiles tal y como se expone en la ilustración 33.



*Ilustración 33: aleta transversal.*

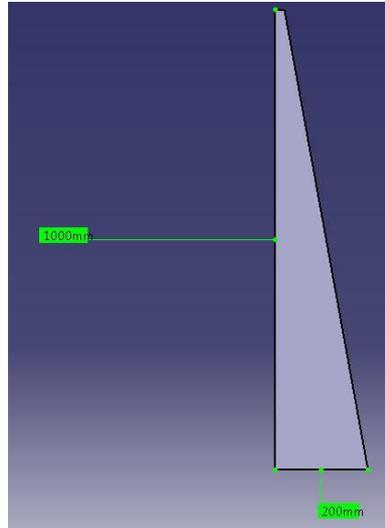


*Ilustración 34: montaje de la aleta transversal.*

El puente también será rigidizado en el sentido longitudinal respecto del banco de ensayos, de manera que ambos ejes del perfil UPE se vean reforzados ante la sollicitación

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

vibratoria a la que estarán sometidos. Sobre ellos no serán ejercidas solicitaciones de compresión por lo que no es necesaria ninguna clase de comprobación a pandeo de los perfiles. De manera que la aleta longitudinal, al igual que la anterior está conformada por un triángulo de chapa de 10mm de espesor con las dimensiones expuestas en la ilustración 34 y acoplada al puente de carga tal y como se ve en la 36, estas placas sirven a su vez para sustentar las placas de apoyo de los rodamientos dotando al conjunto de mayor rigidez.



*Ilustración 35: aleta longitudinal.*



*Ilustración 36: montaje de las cuatro aletas longitudinales.*

Con la finalidad de impedir que los perfiles se separen entre sí por acción de la vibración, se instalará en la parte superior una tapa que tendrá como finalidad fijar los extremos del puente además de proporcionar apoyo para la barra central de colocación de las pesas como se verá más adelante. Para posibilitar la instalación de dicha tapa, es necesario acoplar una terminación

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

a los pilares que consiste en una placa rectangular de 100x55x5mm que cuenta con taladros roscados M10 para la instalación de dos tornillos (ilustración 37). Esta placa cuenta con las dimensiones necesarias para encajar con las del perfil UPE del puente. El montaje se puede ver en la siguiente imagen 38.

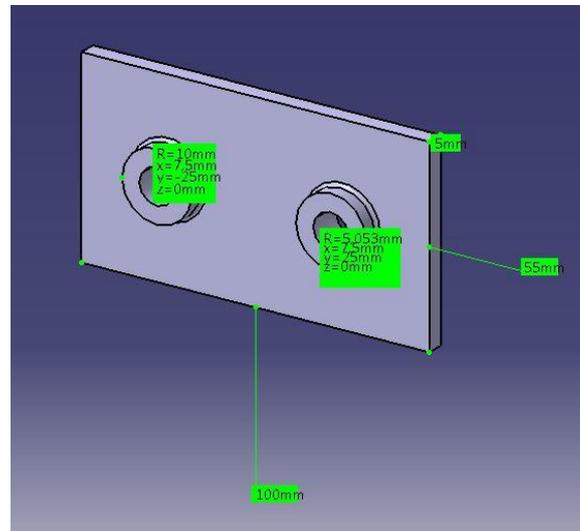


Ilustración 37: placa soporte de la tapa del puente.

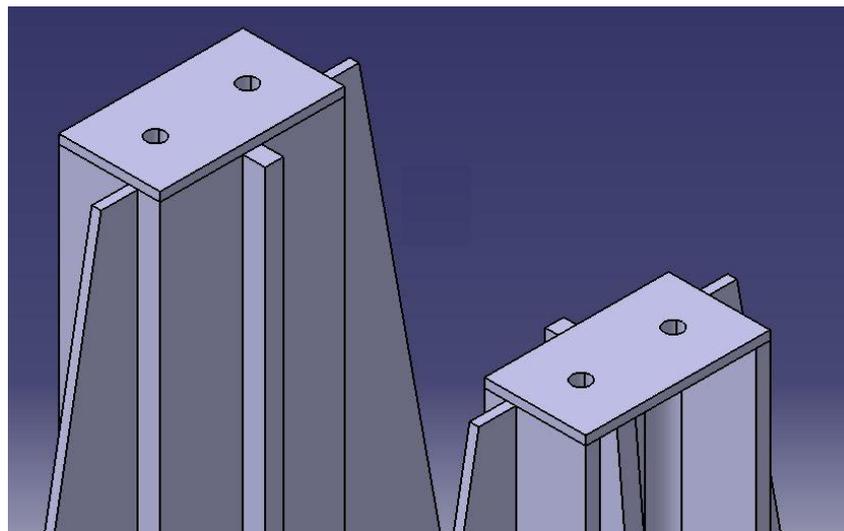


Ilustración 38: instalación de las placas soporte de la tapa.

El último componente del puente de carga es la tapa que mantendrá unidos los extremos del puente, basada en una geometría rectangular, de 286x100x5mm con cuatro taladros M10 y un taladro central para sustentar y mantener centrada la barra para colocar las pesas (ilustración 39). La instalación de la tapa se realiza con 4 pernos ISO 4014 M10x45, colocados con la cabeza hacia abajo, aunque no sea la forma usual de colocación de un perno, la decisión está tomada en base a la facilidad de instalación de la tuerca si ésta está en la parte superior (ilustración 40). También es necesario emplear 4 arandelas ISO 7089 M10x20 y 4 tuercas ISO 4032 M10.

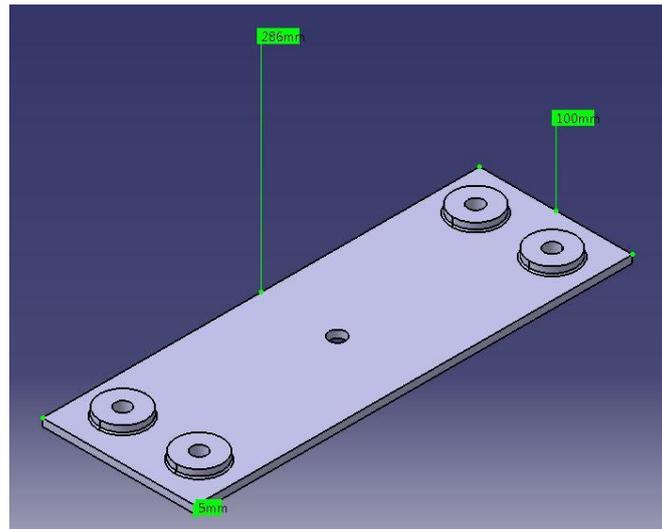


Ilustración 39: tapa del puente de carga.

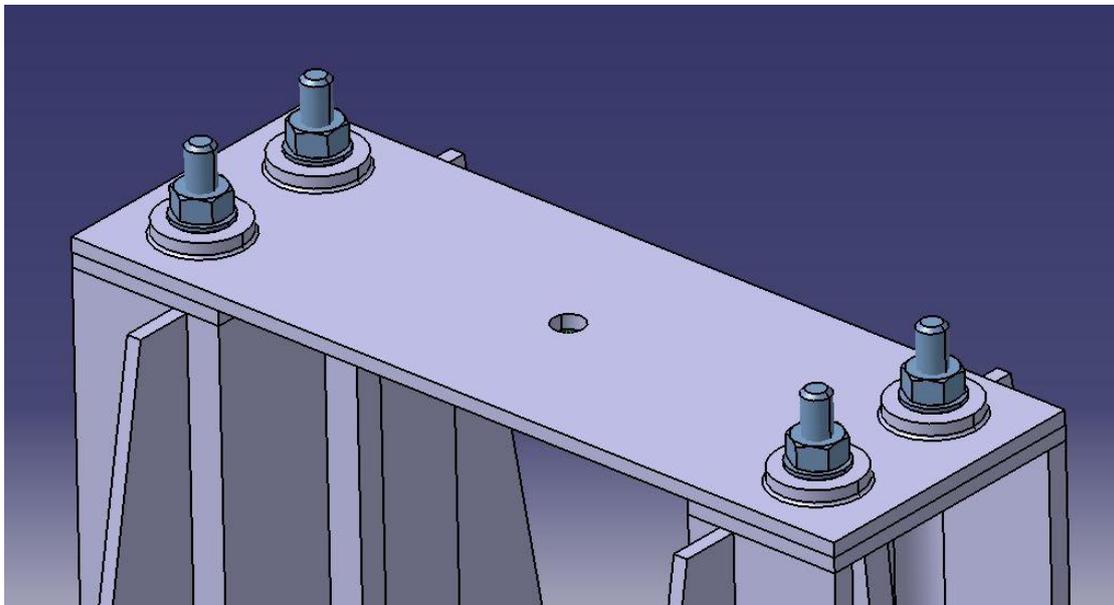


Ilustración 40: instalación de la tapa del puente.

Una vez descrito el conjunto que conforma el puente de carga, es preciso abordar el diseño del sistema de aplicación de carga, para ello el primer paso consiste en describir el modo de transmitir la carga a la probeta, el cual consiste en dos ruedas en las que se ha mecanizado una acanaladura central que será donde ambas ruedas apoyen en la superficie exterior del casquillo central incorporado a la probeta así como en los nervios de guiado dispuestos en los perfiles base del puente de carga. El diámetro exterior de dichas ruedas es de 80mm mientras que en el interior es de 60mm. La acanaladura tiene una anchura de 10mm y una profundidad de 10mm (ilustración 41). Con el fin de poder acoplar el rodamiento que permitirá el giro de la rueda, la rueda tiene un taladro central de 37mm y 21.5mm de profundidad que permitirá colocar el rodamiento en posición centrada en el interior de la rueda.

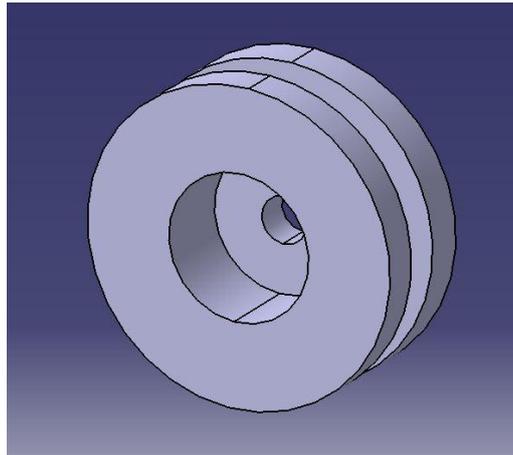


Ilustración 41: rueda de empuje.

Para conseguir un dimensionamiento adecuado de los rodamientos a emplear, es necesario analizar que la transmisión de carga sigue la línea que une los centros de las circunferencias que describen el casquillo central y las ruedas acanaladas de aplicación de carga siendo perpendicular a la superficie de tangencia entre ambas circunferencias. El diagrama de sólido libre del conjunto (ilustración 42) muestra que la reacción vertical que la probeta ejerce sobre el sistema de aplicación de carga es vertical hacia arriba con valor de 773,13N (fuerza requerida para provocar la deflexión de 10mm), y que la fuerza diagonal hacia abajo ejercida depende del ángulo  $\alpha$  según:

$$\cos \alpha = \frac{F_y}{F} \rightarrow F = \frac{F_y}{\cos \alpha}$$

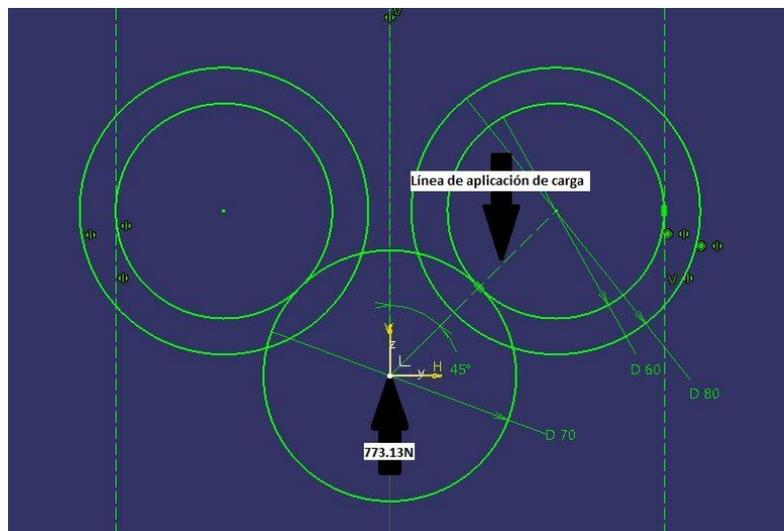


Ilustración 42: diagrama de sólido libre.

Donde se conoce que el valor de  $F_y$  será igual a 386.56N la mitad de la fuerza de reacción de la probeta por lo que el valor de  $F$  (fuerza radial que tiene que soportar el rodamiento que se instalará en la rueda de aplicación de carga) depende del ángulo de inclinación de la recta que une los centros de las circunferencias de los elementos mencionados anteriormente. Por lo que el criterio de diseño está basado en aproximar lo más posible dicho ángulo a  $0^\circ$ , valor no alcanzable por motivos de diseño ya que entonces sería necesario el uso de una única rueda de presión, lo que tendría como consecuencia un diseño inestable. El objetivo de añadir un juego

de dos ruedas dotadas de acanaladuras montadas sobre raíles es dotar al sistema de la suficiente estabilidad y rigidez como para soportar las vibraciones generadas por el movimiento de las partes móviles.

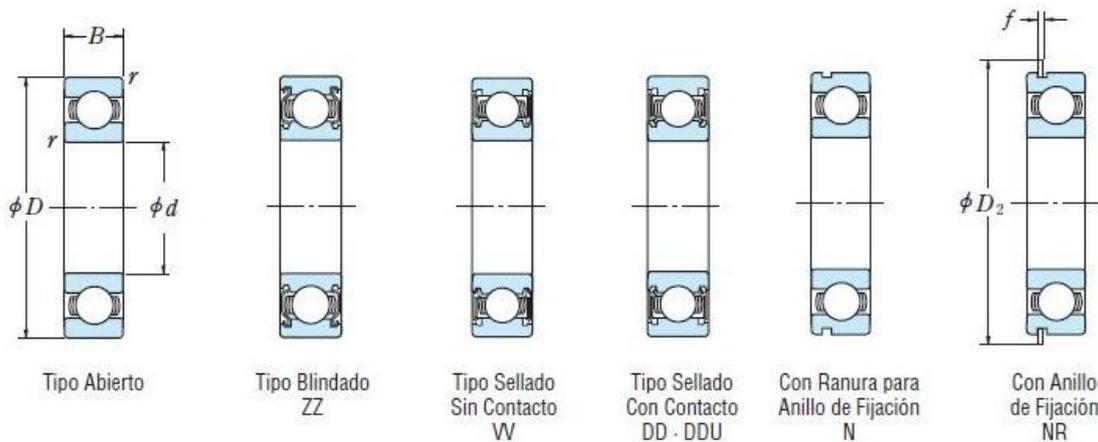
El ángulo de contacto entre el exterior del casquillo exterior y las ruedas de aplicación de carga seleccionada es de 45°, siendo el menor ángulo que permite la instalación de ruedas de empuje de 80mm de diámetro exterior y 60mm de diámetro interior. El resultado es un puente de carga de dimensiones reducidas idóneo para el diseño compacto del banco de ensayos.

Aplicando los mismos criterios de selección de rodamientos, el factor  $C_r$  que debe poder soportar el rodamiento tendrá un valor de:

$$P = F = \frac{386.56}{\cos 45} = 546.7N$$

$$C_r = \frac{f_f * P}{f_n} = \frac{4 * 546.7}{0.23} = 9507.82N$$

Por lo que empleando de nuevo un rodamiento de bolas de ranura profunda del fabricante NSK, el modelo de la serie 63 número 6301DDU sellado con contacto de 12mm de diámetro interior y 37mm de diámetro exterior cuya  $C_r$  tiene un valor 9700N.



Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)				Factor $f_0$	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento			
$d$	$D$	$B$	$r$ min.	$C_r$	$C_{0r}$	$C_r$	$C_{0r}$		Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado	
								Abierto Z · ZZ V · VV	DU DDU	Abierto Z					
12	28	8	0.3	5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV	DDU
	22	10	0.6	6 800	3 050	605	210	12.2	22 000	17 000	28 000	6201	ZZ	VV	DDU
	37	12	1	9 700	4 200	990	425	11.1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV	DDU

Ilustración 43: selección de rodamiento para el puente de carga.

Diseño de los ajustes para los contactos de los rodamientos y las ruedas de empuje. Ajuste entre el anillo exterior del rodamiento y el área interior de la rueda de empuje, seleccionado tiene la designación 37 H7/p6. Empleando la base agujero para el diseño del ajuste, se aprecia por poseer éste la desviación fundamental H. Este ajuste es elegido por proporcionar gran adherencia entre las superficies en contacto pero no generar tensiones en el radio interno.

Tabla 5: parámetros del ajuste probeta-casquillo.

Dimensión [mm]	Agujero	Eje
Tamaño básico	37mm	37mm
Grado de tolerancia	IT7 (0.025)	IT6 (0.016)
Desviación inferior	0	0.026
Desviación superior	n/a	n/a
Diámetro máximo	37.025mm	37.042mm
Diámetro mínimo	37mm	37,026mm

Con los datos contenidos en la tabla 5, se pueden determinar la presión radial en la zona de contacto así como la temperatura la que es necesario calentar la rueda de presión para que adquiera un incremento de diámetro tal que permita su acoplamiento sin tener que aplicar un gran esfuerzo sobre él. Empleando las ecuaciones de la sección 2-18 de [2] se obtienen los siguientes resultados.

Presión máxima en la zona de contacto:

$$p_{max} = \frac{E * \delta_{max}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 171.54MPa$$

Presión mínima en la zona de contacto:

$$p_{min} = \frac{E * \delta_{min}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 4.01MPa$$

Donde:

p: presión en la zona de contacto.

E: módulo de Young del acero (210000MPa).

$\delta$ : interferencia radial ( $\delta_{max}=0.042mm$ ;  $\delta_{min}=0.001mm$ ).

R: radio en la zona de contacto (18.5mm).

$r_0$ : radio exterior de la rueda de empuje (40mm).

$r_i$ : radio interior del rodamiento (6mm).

Tomando como referencia la sección 2-19 de [2] se puede determinar el incremento de temperatura mínimo al que hay que llevar el casquillo para facilitar el montaje del componente sobre la probeta.

$$\Delta T = \frac{\epsilon}{\alpha} = 105.1^{\circ}C$$

Donde:

$\Delta T$ : incremento de temperatura.

$\epsilon$ : deformación radial ( $\delta_{max}/2 \cdot R$ ).

$\alpha$ : coeficiente de dilatación térmica ( $10.8 \cdot 10^{-6}^{\circ}C^{-1}$ ).

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

Los cálculos arrojan un resultado de incremento de temperatura de 105.1°C lo cual, si se parte de la hipótesis de que el casquillo inicialmente se encuentra a 20°C, la temperatura a la que es necesario calentarlo es de 125.1°C. Dicho incremento de temperatura no provocará cambio de fase en el acero salvo que el porcentaje de carbono sea inferior al 0.02%.

Diseño del ajuste entre el rodamiento y el pasador de sujeción se ha seleccionado un ajuste del tipo deslizante designado por 12 H7g6.

Tabla 6: parámetros del ajuste probeta-casquillo.

Dimensión [mm]	Agujero	Eje
Tamaño básico	12mm	12mm
Grado de tolerancia	IT7 (0.025)	IT6 (0.016)
Desviación inferior	0	-0.006
Desviación superior	n/a	n/a
Diámetro máximo	12.025mm	12.010mm
Diámetro mínimo	12mm	11.994mm

Con los datos contenidos en la tabla 6, se pueden determinar la presión radial en la zona de contacto así como la temperatura la que es necesario calentar la rueda de presión para que adquiera un incremento de diámetro tal que permita su acoplamiento sin tener que aplicar un gran esfuerzo sobre él. Empleando las ecuaciones de la sección 2-18 de [2] se obtienen los siguientes resultados.

Presión máxima en la zona de contacto:

$$p_{max} = \frac{E * \delta_{max}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 156.6MPa$$

Presión mínima en la zona de contacto:

$$p_{min} = \frac{E * \delta_{min}}{R} * \left( \frac{(r_0^2 - R^2) * (R^2 - r_i^2)}{2 * R^2 * (r_0^2 - r_i^2)} \right) = 0MPa$$

Donde:

p: presión en la zona de contacto.

E: módulo de Young del acero (210000MPa).

δ: interferencia radial (δ<sub>max</sub>=0.010mm; δ<sub>min</sub>=0mm).

R: radio en la zona de contacto (6mm).

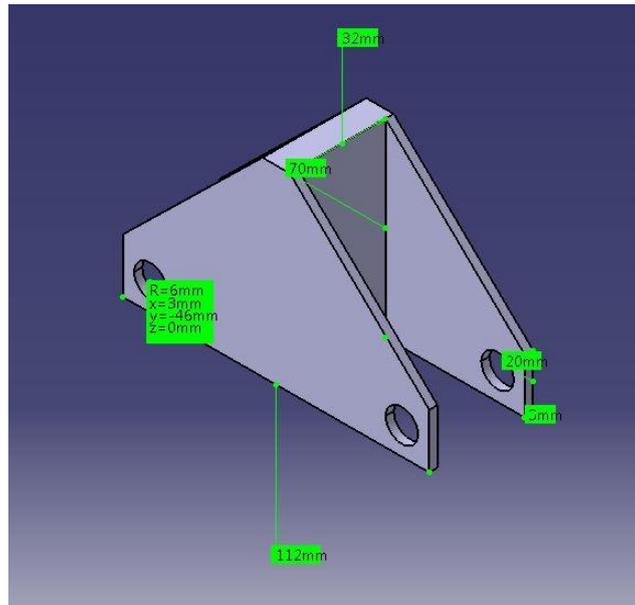
r<sub>0</sub>: radio exterior del rodamiento (18.5mm).

r<sub>i</sub>: radio interior del perno (0mm) [macizo].

Para sostener el sistema, es necesario diseñar una pieza en la que se puedan acoplar todos los elementos necesarios para la aplicación de carga, a saber, los rodamientos, las ruedas de empuje y las pesas. La base para este sistema es la pieza que se presenta en la ilustración siguiente. Esta pieza está formada por dos placas triangulares separadas 32mm proporcionando suficiente espacio para la instalación de las ruedas de empuje, dispone de taladros de 12mm de diámetro necesarios ya que 12mm es el diámetro interior del rodamiento insertado en las

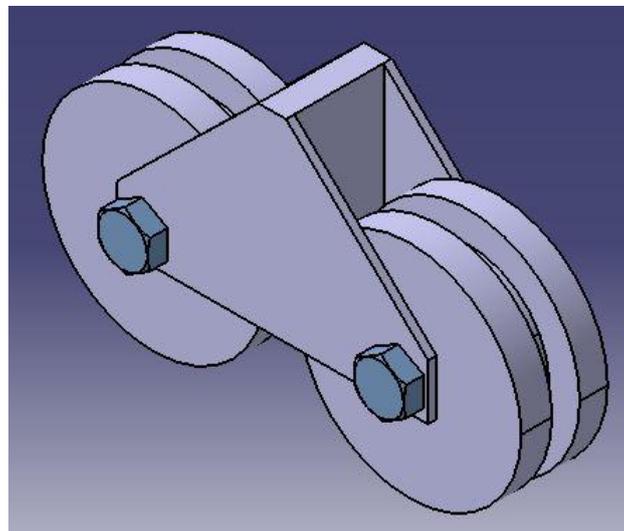
Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

ruedas de contacto. Un tornillo ISO 4014 M12x50 mantendrá en el ensamblaje en la posición adecuada en conjunto con una tuerca hexagonal ISO 4034.



*Ilustración 44: soporte del sistema de aplicación de carga.*

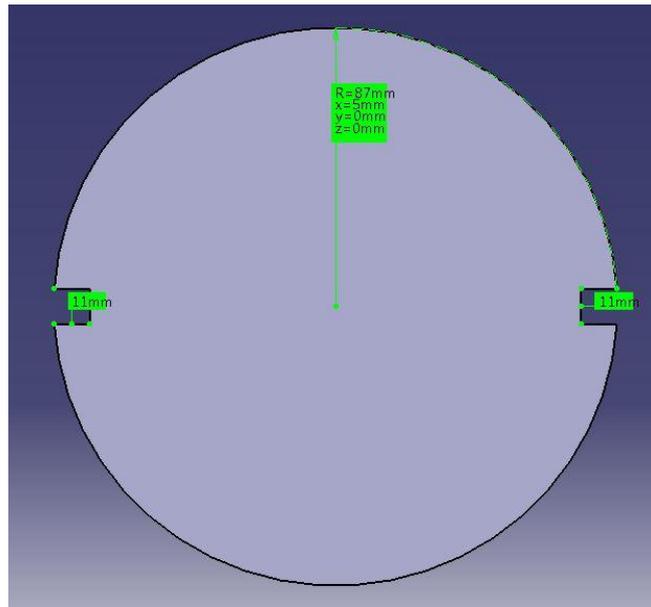
Siendo colocados los rodamientos seleccionados en las cavidades de las ruedas de empuje, se recuerda que el anillo exterior del rodamiento rodará solidario a la rueda mientras que el interior permanecerá fijo junto al perno. El conjunto queda como se aprecia en la ilustración 45. El siguiente para la conformación definitiva del sistema de aplicación de carga es la inclusión del plato de soporte para las pesas.



*Ilustración 45: ensamblaje de las ruedas de empuje.*

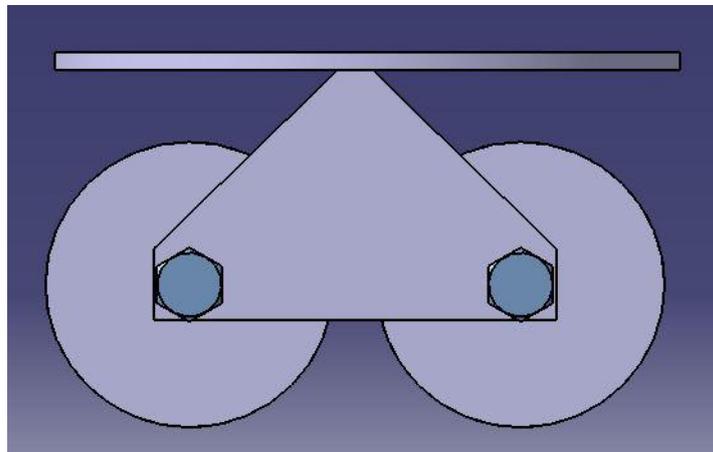
El plato para la sustentación de las pesas es un disco de acero de 174mm de diámetro y 5mm de espesor que tiene mecanizadas dos muescas cuadradas que encajan con las guías del puente de carga (ilustración 46).

## Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.



*Ilustración 46: alzado del plato de soporte.*

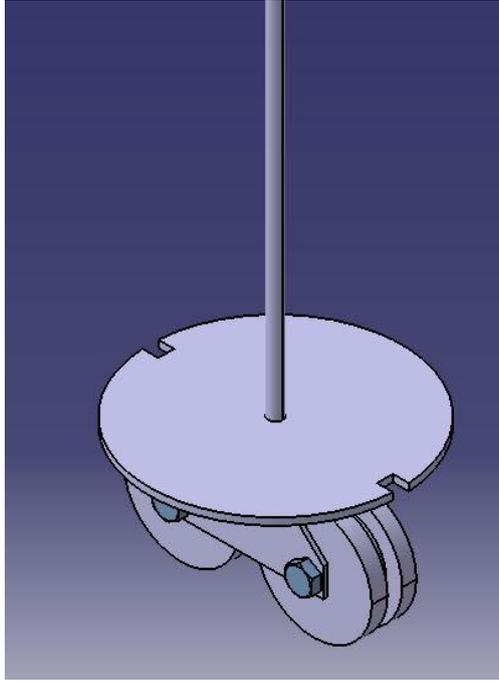
El disco de la ilustración anterior debe ser soldado en la parte superior de la pieza base del sistema quedando en posición centrada, de modo que sus ranuras laterales encajen con las de las ruedas de empuje y todo el conjunto se adapte a las guías del puente de carga (ilustración 47).



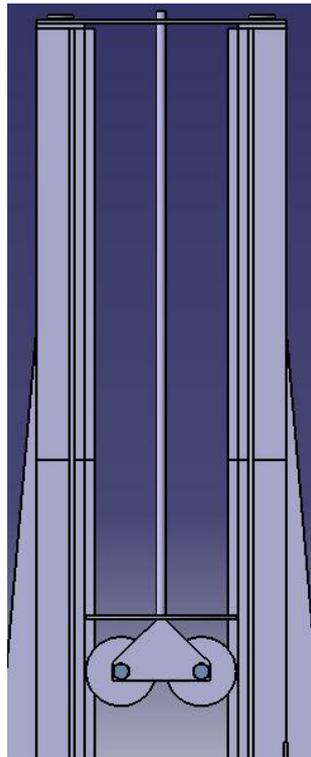
*Ilustración 47: ensamblaje del plato de soporte para las pesas.*

La última pieza del sistema de aplicación de carga es la barra vertical de acero que servirá para colocar las pesas centradas en el conjunto. Sus dimensiones son 10mm de diámetro y 700mm de longitud. En la ilustración 48 se puede ver el conjunto final.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.



*Ilustración 48: vista final del sistema de aplicación de carga.*

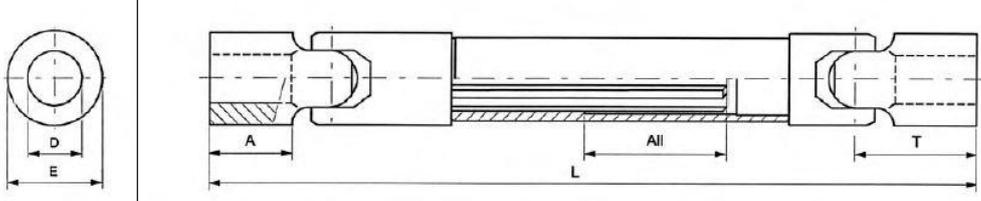


*Ilustración 49: ensamblaje en el puente de carga.*

## 5.6- Transmisión de potencia.

La transmisión de potencia entre la unidad de potencia y la probeta se realizará mediante una junta cardan que conectará el eje del motor con el extremo de la probeta (ilustración 50). Los cardan tienen el inconveniente de no proporcionar una velocidad de rotación uniforme en el extremo opuesto, este inconveniente queda resuelto por ser la elegida una junta doble y estar tanto los ejes del motor como el de la probeta alineados.

El análisis de la geometría del bastidor concluye que la longitud de la junta cardan debe estar comprendida entre 314mm y 500mm. Consultando el catálogo del fabricante Tecnopower se decidió instalar el modelo 01.035.300 con la especificación L2+All.

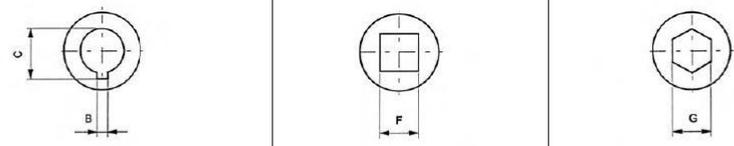


Conjunto Telescópico	D <sup>h7(r1)</sup>	E	L1 + All <sup>(2)</sup>	L2 + All <sup>(2)</sup>	L3 + All <sup>(2)</sup>	A	T	Eje estriado
01.020.300	10	20	165 + 45	180 + 60	195 + 75	11	22,5	11 x 14z6
01.023.300	12	22	175 + 45	190 + 60	205 + 75	13	25	11 x 14z6
01.026.300	14	25	220 + 75	260 + 100	300 + 150	14	28	13 x 16z6
01.029.300	16	29	240 + 75	265 + 100	330 + 150	17	32,5	16 x 20z6
01.032.300	18	32	255 + 75	280 + 100	350 + 150	18	36	16 x 20z6
01.035.300	20	37	285 + 80	310 + 100	370 + 150	20	41	18 x 22z6
01.040.300	22	40	320 + 80	350 + 100	390 + 150	25	47,5	21 x 25z6
01.045.300	25	45	345 + 80	370 + 100	410 + 150	28	54	21 x 25z6
01.050.300	30	50	370 + 80	400 + 100	450 + 150	35	61	23 x 28z6
01.060.300	40/35	58	470 + 90			48	80	26 x 32z6
01.070.300	45/40	70	470 + 90			35	70	32 x 38z8
01.080.300	50/45	80	470 + 90			42	80	42 x 48z8
01.100.300	55/50	95	530 + 90			54	95	42 x 48z8

Ilustración 50: geometría de la junta cardan.

El eje de salida del motor cuenta con una chaveta para asegurar la posibilidad de transmitir potencia, de modo que entre las posibles elecciones para la terminación del cardan se escoge la 01.032.110 (simple al requerirlo solo en uno de los extremos) que encaja con el diámetro y con la chaveta del eje del motor, asegurando una correcta transmisión de potencia.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.



	Doble	BxC	Simple	Doble	F <sup>H8</sup>	Simple	Doble	C <sup>H8</sup>
01.017.110		2x9						
01.020.110	01.020.210	3x11,4	01.020.120	01.020.220	10	01.020.130	01.020.230	10
01.023.110	01.023.210	4x13,8	01.023.120	01.023.220	12	01.023.130	01.023.230	12
01.026.110	01.026.210	5x16,3	01.026.120	01.026.220	14	01.026.130	01.026.230	14
01.029.110	01.029.210	5x18,3	01.029.120	01.029.220	16	01.029.130	01.029.230	16
01.032.110	01.032.210	6x20,8	01.032.120	01.032.220	18	01.032.130	01.032.230	18
01.035.110	01.035.210	6x22,8	01.035.120	01.035.220	20	01.035.130	01.035.230	20
01.040.110	01.040.210	6x24,8	01.040.120	01.040.220	22	01.040.130	01.040.230	22
01.045.110	01.045.210	8x28,3	01.045.120	01.045.220	25	01.045.130	01.045.230	25
01.050.110	01.050.210	8x33,3	01.050.120	01.050.220	30	01.050.130	01.050.230	30
01.060.110	01.060.210	12x43,3	01.060.120	01.060.220	35	01.060.130	01.060.230	35
01.070.110	01.070.210	14x48,8						
01.080.110	01.080.210	14x53,8						
01.100.110	01.100.210	16x59,3						

Ilustración 51: combinaciones posibles de extremos del cardan en el extremo del motor.

Para la conexión entre el cardan y la probeta se elige una configuración en ajuste de apriete, el acabado por defecto corresponde a la categoría h7, aunque la empresa ofrece la posibilidad de suministrar la pieza en cualquier acabado solicitado, por lo que se tomará la opción de tomar un ajuste con las características del seleccionado para el ajuste entre la probeta y el casquillo central. En él el agujero tendrá un acabado categoría p8, mientras que el eje tendrá un acabado categoría H8. Como se demostró anteriormente esta combinación aporta una gran tensión de apriete necesaria para la transmisión de esfuerzos.



	D <sup>H7</sup>	E
01.010.100	5	10
01.013.100	6	13
01.017.100	8	16
01.020.100	10	20
01.023.100	12	22
01.026.100	14	25
01.029.100	16	29
01.032.100	18	32
01.035.100	20	37
01.040.100	22	40
01.045.100	25	45
01.050.100	30	50
01.060.100	40/35	58
01.070.100	45/40	70
01.080.100	50/45	80
01.100.100	55/50	95

Ilustración 52: combinaciones posibles de extremos del cardan en el extremo de la probeta.

## 6-Conclusiones.

Para finalizar este proyecto se presentan en este punto las conclusiones finales que se desprenden de él. El banco diseñado tiene respecto al modelo actual, la ventaja de ser más compacto y utilizar probetas de menor tamaño, la potencia requerida por el sistema también ha sido drásticamente reducida, con lo que el coste por ensayo es menor. La instalación de un variador de frecuencia proporciona la opción de conseguir velocidades de rotación que oscilan entre 0 y 3000rpm.

La principal debilidad del conjunto es que debido a su simplicidad, no es posible monitorizar el ensayo, al no disponer de una célula de carga ni de un sistema de adquisición de datos, mejorar el diseño dotándolo de estos dispositivos sería un posible trabajo futuro que podría partir de éste. En él, podría tratarse la monitorización de los ensayos de fretting fatiga empleando el diseño propuesto en el presente estudio.

## 7-Referencias.

[1] *“Iniciación y crecimiento de grietas en fatiga por fretting”*. Carlos Navarro Pintado (2005).

[2] *“Diseño en Ingeniería Mecánica”*. Joseph E. Shigley (1995).

[3] Catálogo NSK.

## 8-Anexos.

En este punto se incluyen los anexos a la memoria, los anexos 1 y 2 comprenden los libros de características de la unidad de potencia y del variador de velocidad respectivamente. Mientras que el anexo 3 contiene los planos del diseño.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

**ANEXO I: LIBRO DE CARACTERÍSTICAS DE LA UNIDAD DE POTENCIA.**

## CARACTERÍSTICAS

### PRESENTACIÓN

Los motores asíncronos trifásicos y monofásicos objeto de este catálogo corresponden a la clase de eficiencia EFF2 y son fabricados atendiendo a las siguientes características:

- **Motores:** Cerrados
- **Ventilación:** Exterior
- **Rotor:** Jaula de ardilla
- **Protección:** IP 55
- **Aislamiento:** Clase F
- **Calentamiento:** Clase B
- **Eurovoltage:** 220-240 / 380-420 V — 380-420 / 660-725 V
- **Frecuencia:** 50 Hz y 60 Hz
- **Factor de servicio:** S1
- **Dispositivo de reengrase:** Desde tamaño 180 inclusive
- **Sonda Térmica:** PTC desde tamaño 132 inclusive
- **Color:** Azul RAL-5010

Bajo demanda se pueden suministrar los motores con un grado de protección, aislamiento y color diferente al arriba indicado. También disponemos de set de ventilaciones forzadas, así como, bridas B5 reducidas (desde tamaño 71 al 112), y bridas B14 aumentadas (desde tamaño 63 a 112).

### GRADO DE PROTECCIÓN: IP55

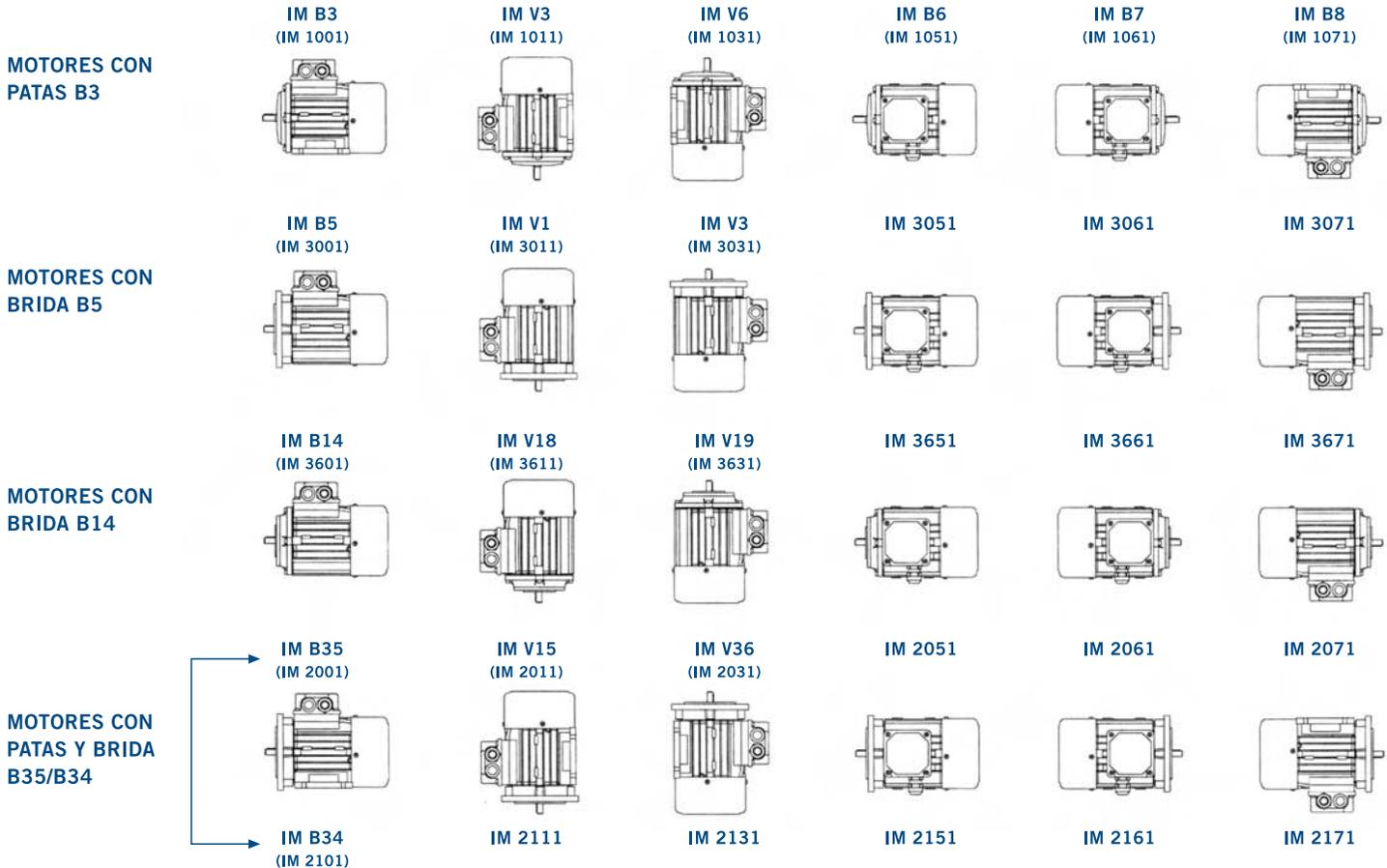
Según la norma IEC 34-5, los grados de protección de una máquina rotativa se expresan por medio de las letras IP, seguido de dos dígitos. El primero hace referencia a la protección contra cuerpos sólidos extraños y el segundo contra la entrada de agua.

PROTECCIÓN CONTRA CUERPOS SÓLIDOS EXTERNOS		PROTECCIÓN CONTRA PENETRACIÓN DE LÍQUIDOS		PROTECCIÓN MECÁNICA	
0	0. Ninguna protección	0	1. Protegido contra gotas de agua verticales.	1	1. Energía de choque: 0,15 J
1	1. Protegido contra cuerpos sólidos con dimensiones superiores a 50 mm.	2	2. Protegido contra gotas de agua verticales hasta 15° de inclinación.	2	2. Energía de choque: 0,20 J
2	2. Protegido contra cuerpos sólidos con dimensiones superiores a 12 mm.	3	3. Protegido contra gotas de agua verticales hasta 60° de inclinación.	3	3. Energía de choque: 0,37 J
3	3. Protegido contra cuerpos sólidos con dimensiones superiores a 2,5 mm.	4	4. Protegido contra la lluvia desde cualquier dirección.	4	4. Energía de choque: 0,50 J
4	4. Protegido contra cuerpos sólidos con dimensiones superiores a 1 mm.	5	5. Protegido contra chorros de agua en cualquier dirección.	5	5. Energía de choque: 0,70 J
5	5. Protegido contra depósitos de polvo.	6	5. Protegido contra inundaciones temporales y chorro fuerte.	6	6. Energía de choque: 1 J
6	6. Totalmente protegido contra depósitos de polvo.	7	6. Protegido contra inmersiones de 0,15 a 1 metro. Protegido contra inmersiones a presión y tiempo preestablecidos.	7	7. Energía de choque: 2 J
		8		8	8. Energía de choque: 5 J
		9		9	9. Energía de choque: 10 J
		10		10	10. Energía de choque: 20 J

## CARACTERÍSTICAS

### FORMAS CONSTRUCTIVAS

Acorde con la norma IEC 34-7 los motores eléctricos presentan las siguientes posiciones de montaje:



### NORMAS Y PRESCRIPCIONES

Nuestros motores son diseñados cumpliendo con las siguientes normas y regulaciones internacionales:

Especificaciones generales de máquinas eléctricas rotativas.	IEC 60034-1, IEC 60085	DIN EN 60034-1
Determinación de pérdidas y del rendimiento de máquinas eléctricas rotativas.	IEC 60034-2	DIN EN 60034-2
Dimensiones de montaje y potencias normalizadas.	IEC 60072	DIN EN 50347
Arranque de máquinas eléctricas rotativas.	IEC 60034-12	DIN EN 60034-12
Designación de conexiones y sentido de giro para máquinas eléctricas rotativas.	IEC 60034-8	DIN EN 60034-8
Tipos de protección de máquinas eléctricas rotativas.	IEC 60034-5	DIN EN 60034-5

Entrada de cables en la caja de conexiones.	—	DIN EN 42925
Protección térmica incorporada.	IEC 60034-11	DIN EN 60034-11
Límites de ruido en máquinas eléctricas rotativas.	IEC 60034-9	DIN EN 60034-9
Tensiones normalizadas IEC	IEC 60038	DIN EN 60038
Clases de refrigeración de máquinas eléctricas rotativas.	IEC 60034-6	DIN EN 60034-6
Vibraciones mecánicas.	IEC 60034-14	DIN EN 60034-14
Límites de vibraciones.	—	DIN ISO 10816
Denominación de formas constructivas, instalación y situación de la caja de conexiones.	IEC 60034-7	DIN EN 60034-7

Por tanto, se adaptan a las normas de países tales como Alemania (DIN/VDE), Italia (CEI), Francia (NFC), Reino Unido (BS)... El distintivo CE con el que van marcados los motores en la placa de características, significa que están fabricados cumpliendo con las directivas de seguridad de la Unión Europea.

Mediante petición se puede facilitar una declaración de Conformidad de las normas indicadas.

## DISEÑO ELÉCTRICO

### TOLERANCIAS

Parámetros eléctricos admisibles conforme a DIN EN 60034-1	
Rendimiento (Determinación indirecta)	-0,15 (1- $\eta$ ) para PN $\leq$ 50 kW -0,1 (1- $\eta$ ) para PN > 50 kW
Factor de potencia	$\frac{1-\cos \phi}{6}$ mínimo 0,02 máximo 0,07
Deslizamiento (rpm) (A temperatura y carga nominales)	$\pm 20\%$ para PN $\geq$ 1 kW $\pm 30\%$ para PN < 1 kW
Intensidad de arranque	+ 20% (sin límite inferior)
Par de arranque	-15% a + 25%
Par nominal (máximo)	-10% (con este valor Mk/Mn deberá ser como mínimo de 1,6)
Par mínimo	-15%
Momento de inercia	$\pm 10\%$
Nivel sonoro (presión sonora)	+ 3 dB (A)

### TENSIONES Y FRECUENCIAS

La norma DIN IEC 60038 admite una tolerancia de  $\pm 10\%$  para las siguientes tensiones: 230V, 400V y 690V.

Tensiones	Margen de tensión nominal
230V/ 400V. 50 Hz	220-240 / 380-420V, 50 Hz
400V/ 690V. 50 Hz	380-420 / 660-725V, 50 Hz
460V/ 60 Hz	440-480, 60 Hz

Según la norma DIN EN 60034-1 rige una tolerancia de  $\pm 2$  en la frecuencia, permitiendo exceder la temperatura máxima admisible en 10 °C.

Los motores **Alren** son multifrecuencia. Pueden ser conectados en redes de 50 Hz o 60 Hz indistintamente. A 60 Hz la velocidad nominal es aproximadamente un 20% superior a la de 50 Hz.

Bajo demanda se pueden suministrar motores con tensiones o frecuencias diferentes.

### POTENCIA: CONDICIONES DE SERVICIO

La potencia nominal para servicio permanente o continuo (S1) se rige según DIN EN 60034-1 a una frecuencia de 50 Hz, una temperatura del medio refrigerante de 40 °C y una altitud de instalación de hasta 1.000 metros sobre el nivel del mar.

Si las condiciones ambientales y/o de altitud fueran diferentes a las anteriores, la potencia admisible se determinaría multiplicando la potencia nominal por el factor de reducción de la siguientes tablas:

Temperatura Ambiente en °C	40	45	50	55	60
Potencia	1	0,96	0,92	0,87	0,82

Altura sobre el nivel del mar en m.	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
Potencia	1	0,97	0,94	0,90	0,86	0,82	0,77

Para calcular el factor de reducción cuando se den ambas circunstancias a la vez (altitud y temperatura) se multiplicarán ambos factores:

ejemplo, 2000 m a 45 °C  $\longrightarrow$  0,94 x 0,96 = 0,90

### Sobrecargas admisibles:

Según DIN EN 60034 los motores pueden soportar durante 2 minutos una corriente de 1,5 veces la nominal y durante 15 segundos 1,6 veces el par nominal a la tensión y frecuencia nominales.

### Reservas térmicas:

Todos los motores pueden trabajar a una temperatura ambiente entre -15 °C y +40 °C teniendo unas reservas térmicas que permiten las siguientes situaciones:

- Sobrecargar el motor con un 10% más de potencia de forma permanente a 40 °C.
- Mantener la potencia nominal por encima de 40 °C hasta +55 °C.

### AISLAMIENTO: BOBINADO TROPICALIZADO

Todos los motores están bobinados con hilo de cobre esmaltado clase H. Cada bobinado esta impregnado en caliente con barnices y resinas polimerizadas de alta calidad lo que lo hace resistente al clima tropical.

La clase de calentamiento es tipo B y el aislamiento de los motores es de clase F. Esto protege a los devanados de la influencia de gases, vapores, aceite y elevada humedad, así como de ofrecer una mayor resistencia a las vibraciones.

En la clase "F" el aumento de la temperatura no puede superar los 105 °C, siempre que la temperatura ambiental no sea superior a los 40 °C con un margen térmico de 10 °C.

Bajo demanda se pueden fabricar motores con aislamiento clase "H" (180 °C).

### PROTECCIÓN DEL MOTOR

Para alcanzar una adecuada protección del motor se debe controlar la temperatura del devanado por medio de termistores o sondas térmicas tipo PTC insertadas en los mismos. También se pueden colocar sensores de temperatura PT100 en los rodamientos.

Los motores **Alren** llevan de serie sondas térmicas PTC-130 desde el tamaño 132 inclusive.

### RESISTENCIAS CALEFACTORAS

Son aconsejables su colocación en aquellos devanados de los motores que están sujetos a un alto grado de condensación atmosférica provocado por un ambiente muy húmedo y con grandes variaciones de temperatura. Mediante petición expresa se pueden dotar a nuestros motores de dichas resistencias.

## DISEÑO MECÁNICO

### RODAMIENTOS

Los motores **Alren** están equipados con rodamientos de alta calidad. La vida útil para motores que trabajan en posición horizontal y para transmisión por acoplamiento (sin cargas axiales adicionales) es de 40.000 horas aproximadamente. Con cargas máximas permitidas la vida útil es de 20.000 horas.

Del tamaño 56 a 160 los rodamientos son de engrase permanente tipo ZZ, y a partir del tamaño 180 inclusive con dispositivo de reengrase.

Del tamaño 225 hasta el tamaño 400 en 4, 6 y 8 polos los motores **Alren** llevan de serie en el lado de accionamiento rodamientos tipo NU de rodillos, que soportan perfectamente cargas radiales motivadas por ciertos acoplamientos.

Para motores que trabajan con un convertidor de frecuencia se recomienda rodamientos aislados a partir del tamaño 225.

TAMAÑO MOTOR	TIPOS DE RODAMIENTOS FORMA IMB3			
	Lado de accionamiento (LA)		Lado opuesto (LCA)	
	2 Polos	4,6 y 8 Polos	2 Polos	4,6 y 8 Polos
56	6201 ZZ-C3		6201 ZZ-C3	
63	6201 ZZ-C3		6201 ZZ-C3	
71	6202 ZZ-C3		6202 ZZ-C3	
80	6204 ZZ-C3		6204 ZZ-C3	
90	6205 ZZ-C3		6205 ZZ-C3	
100	6206 ZZ-C3		6206 ZZ-C3	
112	6306 ZZ-C3		6306 ZZ-C3	
132	6208 ZZ-C3		6208 ZZ-C3	
160	6309 C3		6309 C3	
180	6311 C3		6311 C3	
200	6312 C3		6312 C3	
225	6312 C3	NU 313 C3	6312 C3	6313 C3
250	6314 C3	NU 314 C3	6314 C3	
280	6316 C3	NU 316 C3	6316 C3	
315	6316 C3	NU319 C3	6316 C3	6319 C3
355	6319 C3	NU 322 C3	6319 C3	6319 C3

Para motores **IMB5** los rodamientos suministrados son de bolas 63.. en LA y LCA.

Para la versión **IMV1** los motores llevan rodamientos de contacto angular serie 73.. en LA a partir del tamaño 250 inclusive.

### Recomendaciones para motores de potencia superior a 50 cv:

Para una correcta elección de los rodamientos de un motor es necesario saber:

- 1) La posición de montaje.
- 2) La aplicación de la máquina rotativa: si lleva polea (tensión radial), o acoplamiento elástico o metálico (tensión axial).

En función de los puntos anteriores recomendamos el uso de los siguientes rodamientos:

Posición	Aplicación	
	Polea	Acoplamiento
Horizontal	LA-NU de rodillos LCA-bolas	LA-bolas LCA-bolas
Vertical	LA-NU de rodillos LCA-contacto angular jaula bronce	LA-bolas LCA-bolas

Según la normativa DIN 5412 los motores con rodamientos de rodillos cilíndricos deben de llevar en el lado de accionamiento un dispositivo de seguridad contra golpes y vibraciones que el transporte pueda acarrear.

### ROTOR

Todos los rotores están equilibrados dinámicamente con media chaveta montada. El nivel de equilibrado pertenece al tipo H. Esto conlleva una disminución de las vibraciones al reducir las pérdidas mecánicas y el nivel de ruido.

El nivel de vibración pertenece al grado N (normal), según IEC 34-14.

Los ejes del lado de accionamiento son cilíndricos de acuerdo con DIN 748/3. Bajo demanda se pueden suministrar rotores con salida de eje en el lado contrario al de accionamiento.

### VENTILACIÓN INDEPENDIENTE

Este tipo de ventilación conocida también como ventilación forzada consiste en montar un ventilador coaxial al eje del rotor, que está alimentado independientemente del motor principal.

Se recomienda su uso en casos tales como:

- Empleo continuado del motor a velocidades reducidas lo que provoca que la ventilación no resulte eficaz.
- Limitación del ruido del motor debido a altas velocidades a las que se puede someter el motor.
- Ambientes de alta temperatura en los que los motores necesiten de una ventilación adecuada.

Disponemos de sets de ventilación desde el tamaño 63 a 355 inclusive.

## DISEÑO MECÁNICO

### TABLA DE MATERIALES CONSTRUCTIVOS

TAMAÑO	CARCASA	ESCUDOS	PATAS	CAJA BORNES	VENTILADOR
56	Aluminio	Aluminio	Aluminio-Desmontables	Aluminio	Termoplástico
63	Aluminio	Aluminio	Aluminio-Desmontables	Aluminio	Termoplástico
71	Aluminio	Aluminio	Aluminio-Desmontables	Aluminio	Termoplástico
80	Aluminio	Aluminio	Aluminio-Desmontables	Aluminio	Termoplástico
90	Aluminio	Aluminio	Aluminio-Desmontables	Aluminio	Termoplástico
100	Aluminio	Aluminio	Aluminio-Desmontables	Aluminio	Termoplástico
112	Aluminio	Aluminio	Aluminio-Desmontables	Aluminio	Termoplástico
132	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Termoplástico
160	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Termoplástico
180	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Termoplástico
200	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Fundición Hierro
225	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Fundición Hierro
250	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Fundición Hierro
280	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Fundición Hierro
315	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Fundición Hierro
355	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Fundición Hierro
400	Hierro	Hierro	Hierro-Integradas	Hierro	Fundición Hierro

### CAJA DE BORNAS

Situada en la parte superior del motor, tienen tipo de protección IP55. Se pueden girar a intervalos de 90° hasta el tamaño 132 inclusive; a partir del mismo a intervalos de 180°.

Cada caja de bornas cuenta con dos orificios con sus respectivas prensa-cables. A partir del tamaño 160 hay una tercera prensa destinada a la sonda térmica.

La gran versatilidad del motor de fundición de aluminio permite que esta pueda quedar situada a ambos lados, ya que estos son multiposicionales y las patas van atornilladas a la carcasa.

También se dispone en stock de motores de fundición de hierro con la caja de bornas en el lado derecho visto el motor de frente.

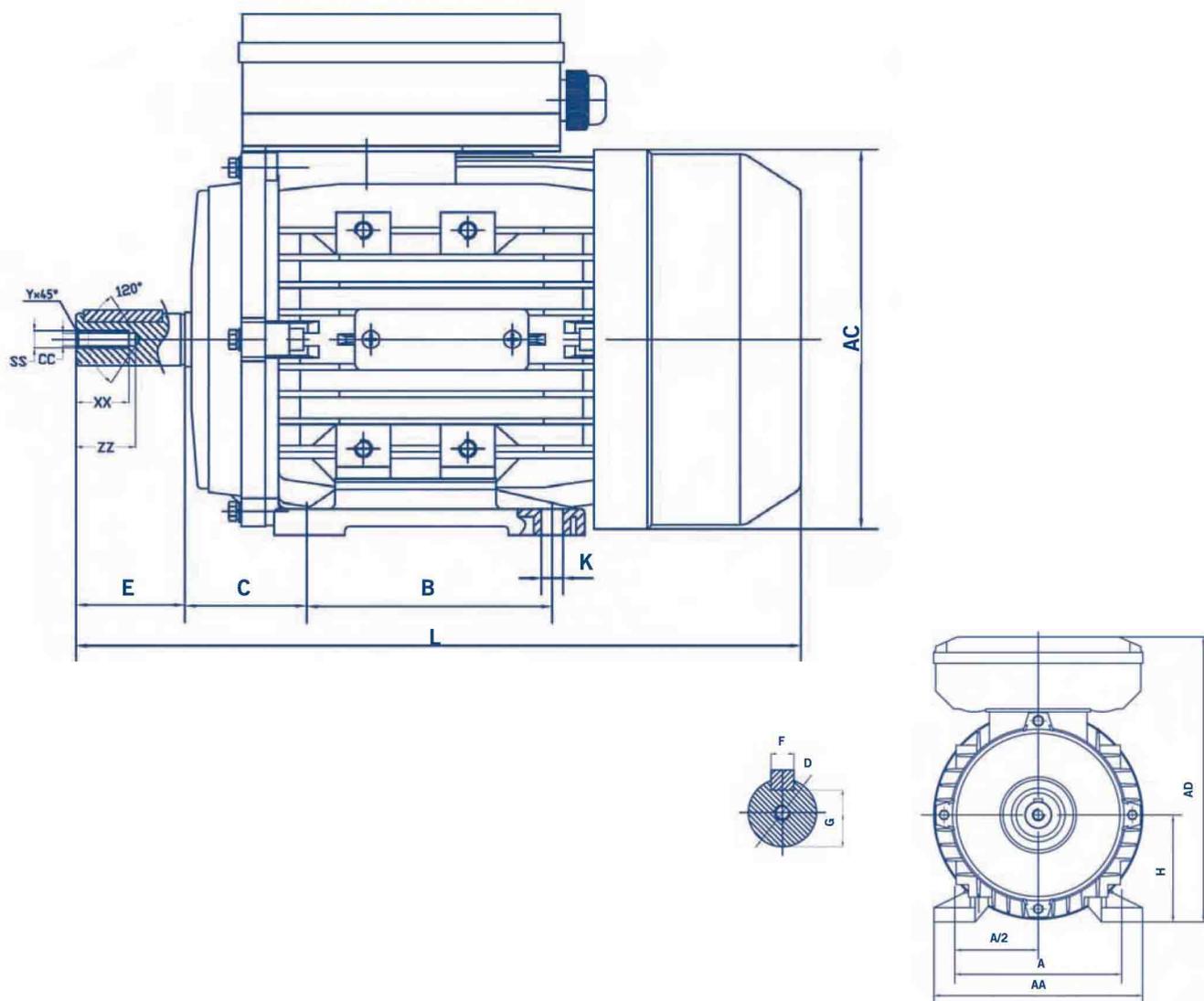
TAMAÑO MOTOR	TIPO PRENSA	DIÁMETRO DE CABLE
56	M16x1,5	*****
63	M16x1,5	*****
71	M20x1,5	*****
80	M20x1,5	*****
90	M20x1,5	*****
100	M25x1,5	*****
112	M25x1,5	*****
132	2-M32x2	M16x1,5

TAMAÑO MOTOR	TIPO PRENSA	DIÁMETRO DE CABLE
160	2-M40x2	M16x1,5
180	2-M40x2	M16x1,5
200	2-M50x2	M16x1,5
225	2-M50x2	M16x1,5
250	2-M63x2	M20x1,5
280	2-M63x2	M20x1,5
315	2-M63x2	M20x1,5
355	2-M63x2	M20x1,5



COTAS / DIMENSIONES DE MONTAJE: B3

TAMAÑO ESTÁNDAR  
Carcasa de aluminio



SERIE ALL																															
TIPO	ARRANQUE ALTO									IMB14					IMB5																
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	R	S	T	M	N	P	R	S	T	AA	AC	AD	HD	L	SS	XX	ZZ	CC	Y
<b>63</b>	100	80	40	11	23	4	8.5	63	7x10	75	60	90	0	M5	2.5	115	95	140	0	∅10	3.0	120	130	179	116	212	M4	10	15	3.3	0.8
<b>71</b>	112	90	45	14	30	5	11	71	7x10	85	70	105	0	M6	2.5	130	110	160	0	∅10	3.5	132	145	194	123	255	M5	12	18	4.2	0.8
<b>80</b>	125	100	50	19	40	6	15	80	10x13	100	80	120	0	M6	3.0	165	130	200	0	∅12	3.5	157	165	223	143	290	M6	16	22	5	1
<b>90S</b>	140	100	56	24	50	8	5	90	10x13	115	95	140	0	M8	3.0	165	130	200	0	∅12	3.5	172	185	240	150	335	M8	20	25	6.8	1
<b>90L</b>	140	125	56	24	50	8	20	90	10x13	115	95	140	0	M8	3.0	165	130	200	0	∅12	3.5	172	185	240	150	365	M8	20	25	6.8	1
<b>100L</b>	160	140	63	28	60	8	20	100	12x15	130	110	160	0	M8	3.5	215	180	250	0	∅15	4.0	196	205	260	160	445	M10	22	28	8.5	1.5
<b>112M</b>	190	140	70	28	60	8	24	112	12x15	130	110	160	0	M8	3.5	215	180	250	0	∅15	4.0	222	230	295	183	453	M10	22	28	8.5	1.5

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

**ANEXO II: LIBRO DE CARACTERÍSTICAS DEL VARIADOR DE VELOCIDAD.**



# SERIE DE VARIADORES DE FRECUENCIA J1000



EN  
DE  
ES  
FR  
IT

J1000  
J1000  
J1000

J1000

# J1000

## TECNOLOGÍA DE VARIADORES DE FRECUENCIA YASKAWA

### Índice

- ▶ **Página 2**  
Experiencia e innovación  
Empresa líder en la tecnología de variadores de frecuencia
- ▶ **Página 3**  
Características y funciones
- ▶ **Página 4**  
Especificaciones y clasificaciones
- ▶ **Página 5**  
Diagrama de conexión
- ▶ **Página 6**  
Código y dimensiones del modelo
- ▶ **Página 7**  
Dimensiones

### Experiencia e innovación

Desde hace casi 100 años, YASKAWA fabrica y suministra productos mecatrónicos para la construcción de máquinas y para la automatización industrial.

### Empresa líder en la tecnología de variadores de frecuencia

Debido a su amplia actividad de investigación y desarrollo, YASKAWA sigue a la vanguardia de la tecnología de control de movimiento y de automatización. Este liderazgo tecnológico ha contribuido en gran medida a modernizar la industria minera, la industria del acero, la industria de madera y papel, la industria química, la industria automotriz, la industria del embalaje, así como la industria de máquinas herramientas y semiconductores.

Tanto nuestros productos básicos como las soluciones hechas a medida son de excelente calidad y durabilidad y gozan de una muy buena reputación a nivel internacional.

Ahora, YASKAWA ofrece un nuevo variador, más compacto y potente, y sobre todo, de gran fiabilidad.

El J1000 aporta un rendimiento eficaz y ahorro energético, con varias velocidades en aplicaciones muy compactas.



### Algunas de las funciones avanzadas del J1000 son:

- ▶ Control de V/f
- ▶ Instalación Plug-and-Play
- ▶ Frenado de sobreexcitación
- ▶ Programación fácil de los parámetros y las funciones de control
- ▶ Chopper de frenado incorporado
- ▶ Servicio pesado / servicio normal
- ▶ Estándares internacionales
- ▶ Swing PWM para un funcionamiento silencioso del motor

YASKAWA  
J1000



## Características y funciones

### Enfoque sobre la aplicación

La orientación hacia el cliente y el enfoque de la aplicación – la clave para un funcionamiento perfecto del sistema es lo que YASKAWA ofrece con el J1000, la serie de variadores compactos.

El J1000 cumple todos los requisitos de automatización para aplicaciones compactas con funcionamiento de velocidad variable y características de ahorro de energía. Una amplia gama de funciones útiles actualizan su máquina y le ofrecen un gran potencial.

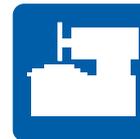
Debido al tamaño pequeño y su fácil manejo, así como a la fiabilidad de los productos YASKAWA, el J1000 es una interesante alternativa en el mercado de los variadores, no solo en cuanto al aspecto económico.



Cinta transportadora



Bomba



Máq. afiladora



Montacargas



Grúa



Alimentador de husillo



Escalera autom.



Ventilador



Taladro

### YASKAWA J1000 Características y funciones

#### Rendimiento

- ▶ Una excelente relación potencia-tamaño y una instalación lado a lado sin huecos reducen al mínimo el espacio necesario para el montaje.
- ▶ Conformidad con los estándares RoHS, CE, cUL, UL internacionales
- ▶ Elevado Par de arranque
- ▶ Velocidad precisa independientemente de las condiciones de carga
- ▶ Búsqueda de velocidad para arranque suave de motores en giro libre
- ▶ Prevención de bloqueo para una gestión fiable de condiciones de sobrecarga

#### Funciones

- ▶ El J1000 ajusta automáticamente los parámetros necesarios para las aplicaciones más importantes. El uso de la misma estructura de parámetros fácil de entender que en otras series de variadores YASKAWA 1000 permite una configuración sin complicaciones en un tiempo mínimo.
- ▶ Verificación de parámetros muestra una lista de los ajustes realizados
- ▶ Operador digital incorporado con pantalla de 5 dígitos
- ▶ Diseño pequeño – Potencia grande: permite un 150 % de sobrecarga en servicio pesado y 120 % de sobrecarga en servicio normal, lo que permite que un variador de menor tamaño pueda hacer el trabajo de uno mayor.
- ▶ Drive Wizard Plus – Herramienta gratuita de configuración de parámetros y mantenimiento

#### Opciones

- ▶ Unidad de copia de parámetros
- ▶ Operador remoto LCD y LED
- ▶ Opción de comunicación serial – Compatible con interfaz RS-422/485 para comunicación MEMOBUS
- ▶ Potenciómetro de velocidad
- ▶ Filtro de ruido EMC
- ▶ Resistencias de frenado



## Especificaciones y clasificaciones

		Especificaciones
Características de control	Métodos de control	Control de V/f
	Rango del control de frecuencia	de 0,01 a 400 Hz
	Precisión de frecuencia	Entrada digital: $\pm 0,01$ % de la frecuencia de salida máxima (de $-10$ a $+50$ °C)
		Entrada analógica: $\pm 0,5$ % de la frecuencia de salida máxima ( $25$ °C $\pm 10$ °C)
	Resolución de la frecuencia seleccionada	Entrada digital: 0,01 Hz
		Entrada analógica: 1/1000 de la frecuencia máxima
	Par de arranque	150 % / 3 Hz
Rango de control de la velocidad	1:20	
Funciones principales de control	Continuación en pérdida momentánea de alimentación, búsqueda de velocidad, múltiples marchas de velocidad (máx. 9), interruptor del tiempo de aceleración/desaceleración, S-curva de aceleración/desaceleración, secuencia de 3 hilos, ventilador on/off, compensación del deslizamiento, compensación de par, frecuencia de salto, límites superior e inferior para referencia de frecuencia, frenado de inyección DC al arrancar o parar el motor, frenado por sobreexcitación, reinicio por defecto ...	
Función de protección	Protección del motor	Protección contra recalentamiento del motor basada en corriente de salida
	Protección de sobrecorriente momentánea	El variador se detiene cuando la corriente de salida es superior a un 200 % de la corriente nominal en servicio pesado (HD)
	Protección de sobrecarga	120 % durante 60 seg. servicio normal (ND), 150 % durante 60 seg. servicio pesado (HD)
	Protección de sobretensión	Clase de 200 V: se detiene cuando el bus CC sobrepasa aprox. 410 V, clase 400 V: se detiene cuando el bus CC sobrepasa aprox. los 820 V
	Protección de mínima tensión	se detiene cuando el voltaje del bus CC cae a los siguientes niveles: 190 V (trifásico 200 V), 160 V (monofásico 200 V), 380 V (trifásico 400 V), 350 V (trifásico 380 V)
	Protección contra recalentamiento del variador	Protección mediante termistor (resistencia térmica)
Entorno de funcionamiento	Área de utilización	Para interiores
	Temperatura ambiente	$-10$ a $+50$ °C (IP20 chasis abierto)
	Humedad relativa	95 % RH o inferior (sin condensación)
	Temperatura de almacenamiento	de $-20$ a $+60$ °C (temperatura baja durante el transporte)
	Altitud de instalación	Máx. 1000 m (derating de salida de un 1 % por cada 100 m sobre 1000 m, máx. 3000 m)
	Vibraciones	de 10 a 20 Hz ( $9,8$ m/s <sup>2</sup> ) máx., de 20 a 55 Hz ( $5,9$ m/s <sup>2</sup> ) máx.
Estándares	CE, UL, cUL, RoHS	

Clase de voltaje		200 V						
Modelo de variador	Variador trifásico CIMR-JC2A	0001	0002	0004	0006	0010	0012	0020
	Variador monofásico CIMR-JCBA	0001	0002	0003	0006	0010	–	–
Salida del variador	Salida del motor en kW, servicio normal (ND)	0,2	0,4	0,75	1,1	2,2	3,0	5,5
	Salida del motor en kW, servicio pesado (HD)	0,1	0,2	0,4	0,75	1,5	2,2	4,0
	Corriente nominal de salida, servicio normal (ND) [A]*1	1,2	1,9	3,5 (3,3)	6,0	9,6	12,0	19,6
	Corriente nominal de salida, servicio pesado (HD) [A]	0,8*2	1,6*2	3*2	5,0*2	8,0*3	11,0*3	17,5*3
	Potencia nominal de salida, servicio normal (ND) [kVA]*1	0,5	0,7	1,3	2,3	3,7	4,6	7,5
	Potencia nominal de salida, servicio pesado (HD) [kVA]	0,3	0,6	1,1	1,9	3,0	4,2	6,7
	Tensión de salida máxima	Fuente de alimentación monofásica y trifásica: trifásica 200 a 240 V (relativo al voltaje de entrada)						
	Frecuencia de salida máxima	400 Hz						
Entrada del variador	Tensión nominal de entrada	Trifásica 200 a 240 V $+10$ %/ $-15$ %, monofásica 200 a 240 V $+10$ %/ $-15$ %						
	Frecuencia nominal de entrada	50/60 Hz, $\pm 5$ %						

\*1 Este valor parte de una frecuencia portadora de 2 kHz. El aumento de la frecuencia portadora requiere una reducción de la corriente.

Clase de voltaje		400 V						
Modelo de variador	Variador trifásico CIMR-JC4A	0001	0002	0004	0005	0007	0009	0011
Salida del variador	Salida del motor en kW, servicio normal (ND)	0,4	0,75	1,5	2,2	3,0	3,7	5,5
	Salida del motor en kW, servicio pesado (HD)	0,2	0,4	0,75	1,5	2,2	3,0	3,7
	Corriente nominal de salida, servicio normal (ND)*1 [A]	1,2	2,1	4,1	5,4	6,9	8,8	11,1
	Corriente nominal de salida, servicio pesado (HD)*3 [A]	1,2	1,8	3,4	4,8	5,5	7,2	9,2
	Potencia nominal de salida, servicio normal (ND)*1 [kVA]	0,9	1,6	3,1	4,1	5,3	6,7	8,5
	Potencia nominal de salida, servicio pesado (HD)*3 [kVA]	0,9	1,4	2,6	3,7	4,2	5,5	7,0
	Tensión de salida máxima	Trifásica de 380 a 480 V (proporcional al tensión de entrada)						
	Frecuencia de salida máxima	400 Hz						
Entrada del variador	Tensión nominal de entrada	Trifásica 380 a 480 V $+10$ %/ $-15$ %						
	Frecuencia nominal de entrada	50/60 Hz $\pm 5$ %						

\*2 Este valor parte de una frecuencia portadora de 10 kHz. El aumento de la frecuencia portadora requiere una reducción de la corriente.

\*3 Este valor parte de una frecuencia portadora de 8 kHz. El aumento de la frecuencia portadora requiere una reducción de la corriente.





## Dimensiones

### Carcasa IP20 (disipador plano)

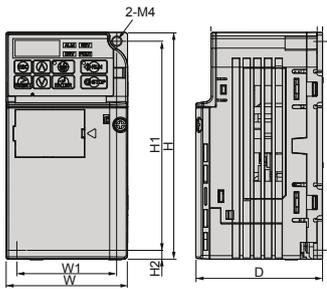


Fig. 1

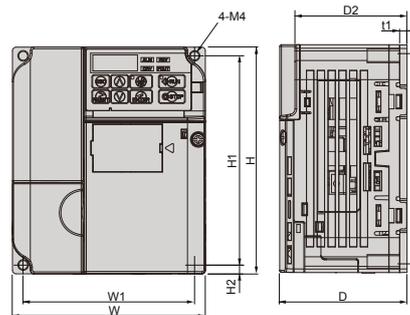


Fig. 2

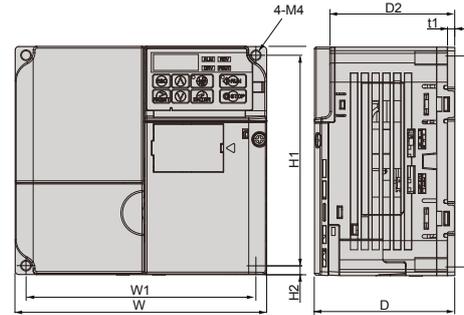


Fig. 3

Clase de voltaje	Modelo de variador CIMR-JC□	Figura	Dimensiones en mm								Peso (kg)
			W	H	D	W 1	H 1	H 2	D 2	t1	
Monofásico Clase de 200 V	BA0001J	1	68	128	71	56	118	5	62,5	3	0,6
	BA0002J				71				62,5		
	BA0003J				81				72,5		
	BA0006J	2	108	128	76	56	118	5	67,5	4	0,6
	BA0010J								67,5		0,6
Trifásico Clase de 200 V	2A0001J	1	68	128	71	56	118	5	62,5	3	0,6
	2A0002J										0,6
	2A0004J										0,7
	2A0006J										0,7
	2A0008J	2	108	128	71	96	118	5	62,5	4	1,0
	2A0010J				71				62,5		1,0
	2A0012J				79,5				71,0		1,0
	2A0018J	3	140	128	78	128	118	5	69,5	4	1,3
2A0020J	1,3										
Trifásico Clase de 400 V	4A0001J	2	108	128	71	96	118	5	62,5	4	0,9
	4A0002J				71				62,5		0,9
	4A0004J				79,5				71,0		1,0
	4A0005J				96				87,5		1,0
	4A0007J				96				87,5		1,1
	4A0009J	96	87,5	1,1							
	4A0011J	3	140	128	78	128	118	5	69,5	4	1,3

### **ANEXO III: PLANOS DEL DISEÑO.**

#### **Piezas**

Plano 1: [P1] perfil UPE100 de 1m de longitud.

Plano 2: [P2] perfil UPE100 de 0.4m de longitud.

Plano 3: [P3] perfil UPE100 de 0.5m de longitud con nervio soldado.

Plano 4: [P4] rigidizador transversal del puente de carga.

Plano 5: [P5] rigidizador longitudinal del puente de carga.

Plano 6: [P6] placa de anclaje de la tapa del puente de carga.

Plano 7: [P7] tapa del puente de carga.

Plano 8: [P8] base del soporte para rodamientos.

Plano 9: [P9] placa soporte de rodamientos.

Plano 10: [P10] perfil UPE100 auxiliar para soporte del motor.

Plano 11: [P11] perfil UPE100 con cilindros incorporados para soporte del motor.

Plano 12: [P12] placa soporte para el motor.

Plano 13: [P13] muelle.

Plano 14: [P14] soporte para el variador de frecuencia.

Plano 15: [P15] base del sistema de aplicación de carga.

Plano 16: [P16] rueda de empuje.

Plano 17: [P17] disco base para colocación de carga.

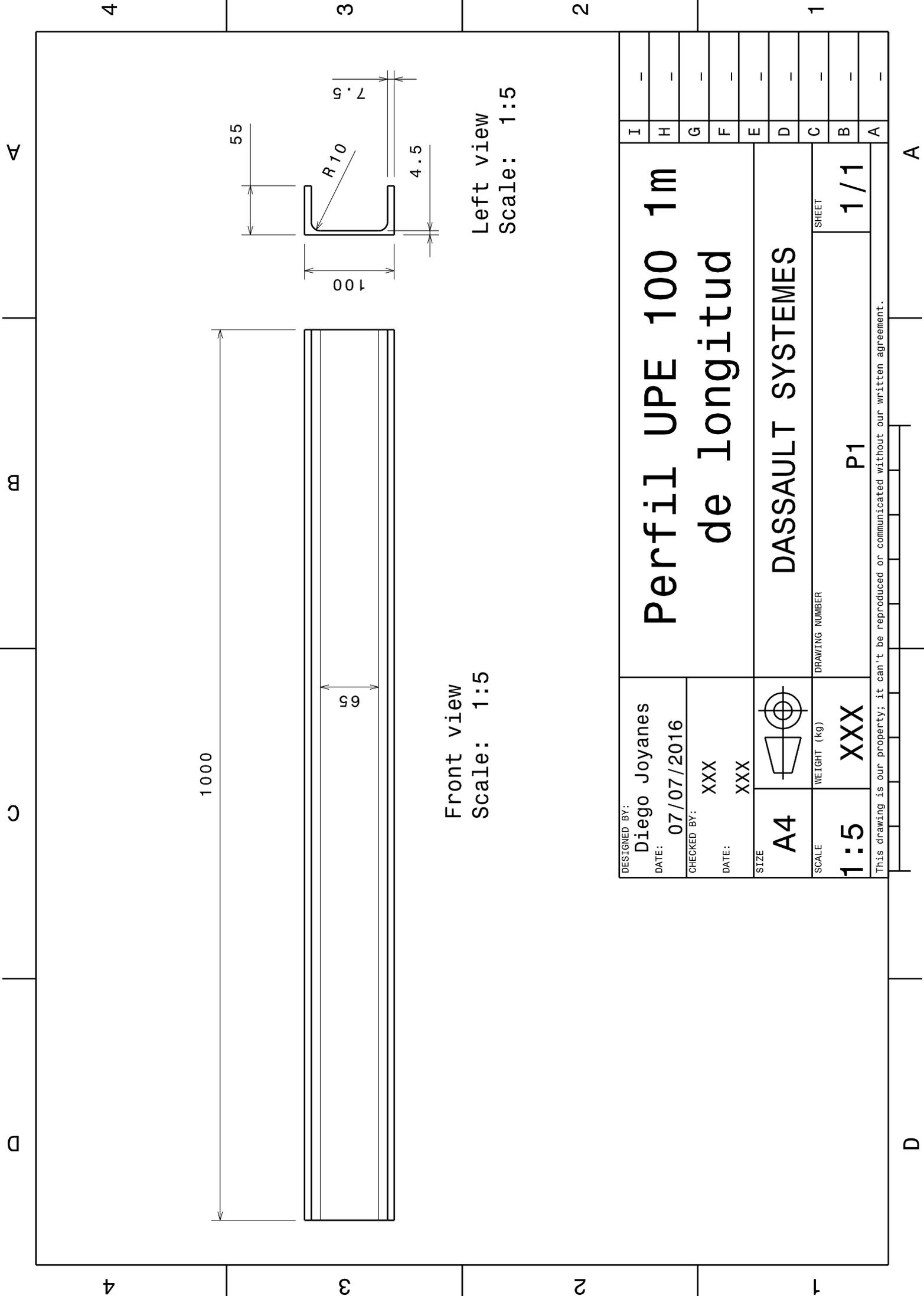
Plano 18: [P18] barra vertical.

Plano 19: [P19] pesa.

Plano 20: [P20] probeta.

Plano 21: [P21] casquillo central.

Plano 22: [P22] casquillo lateral.



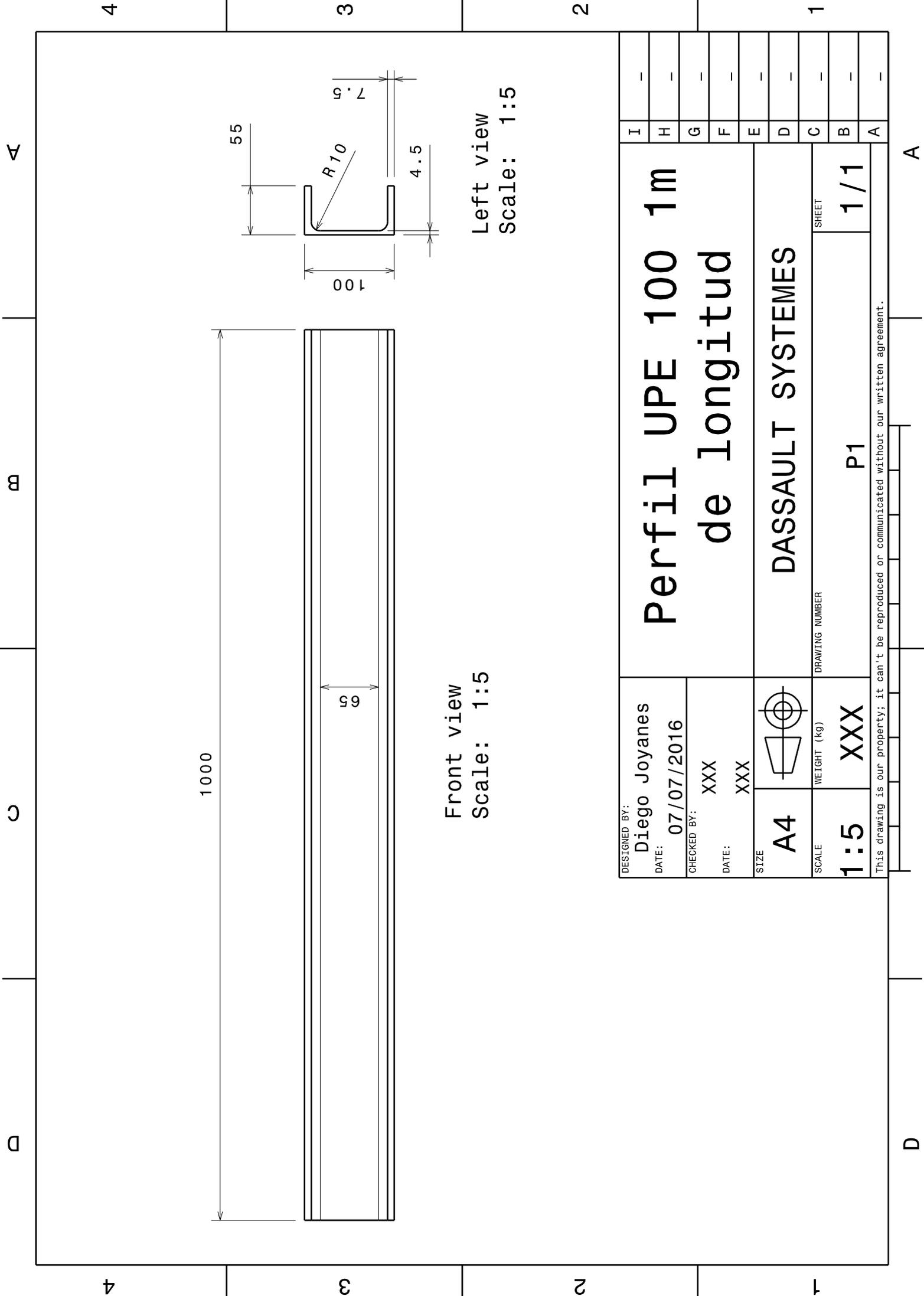
Front view  
Scale: 1:5

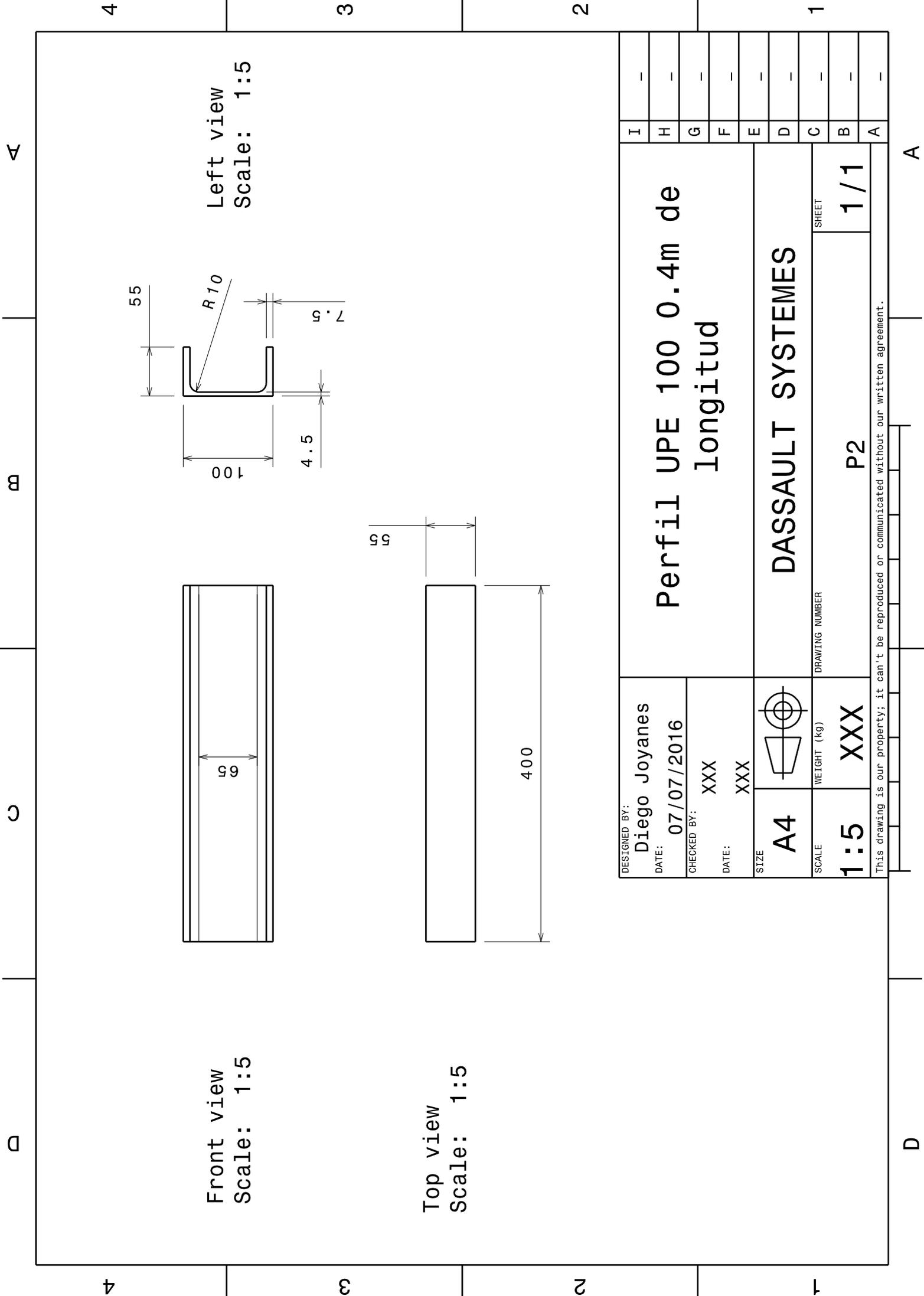
Left view  
Scale: 1:5

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>	
DATE:	<b>07/07/2016</b>
CHECKED BY: <b>XXX</b>	
DATE:	<b>XXX</b>
SIZE	<b>A4</b>
SCALE	<b>1:5</b>
WEIGHT (kg)	<b>XXX</b>
DRAWING NUMBER	
<b>P1</b>	

<b>Perfil UPE 100 1m</b>	
<b>de longitud</b>	
<b>DASSAULT SYSTEMES</b>	
SHEET	
<b>1/1</b>	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

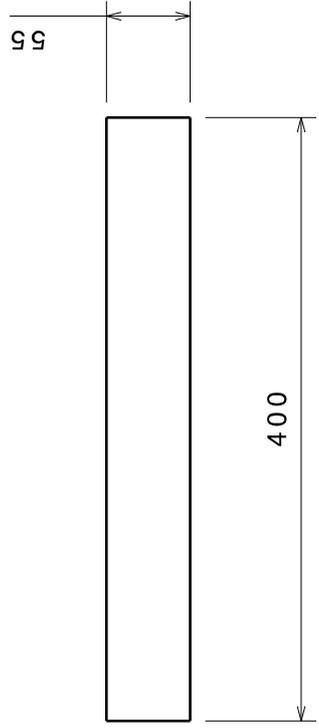
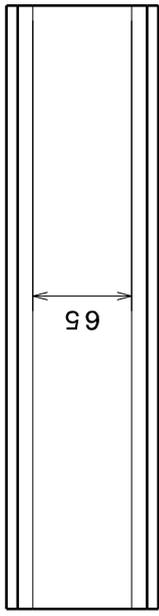
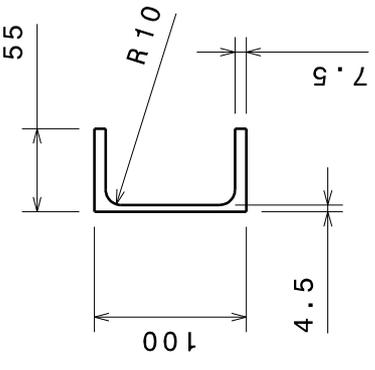




Front view  
Scale: 1:5

Left view  
Scale: 1:5

Top view  
Scale: 1:5

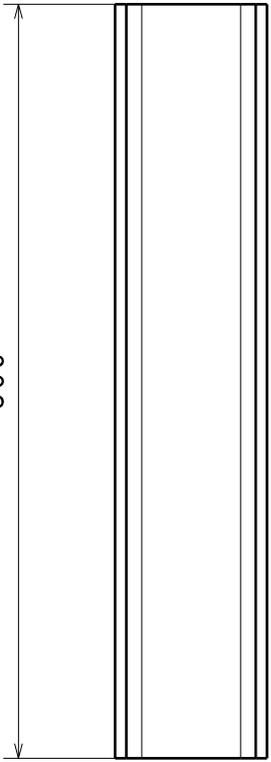


DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>			DRAWING NUMBER
DATE: <b>07/07/2016</b>			
CHECKED BY: XXX			<b>P2</b>
DATE: XXX			
SIZE <b>A4</b>	SCALE	WEIGHT (kg)	SHEET
	<b>1:5</b>	<b>XXX</b>	<b>1/1</b>

<b>Perfil UPE 100 0.4m de longitud</b>		I	-
		H	-
<b>DASSAULT SYSTEMES</b>		G	-
		F	-
<b>DASSAULT SYSTEMES</b>		E	-
		D	-
<b>DASSAULT SYSTEMES</b>		C	-
		B	-
<b>DASSAULT SYSTEMES</b>		A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

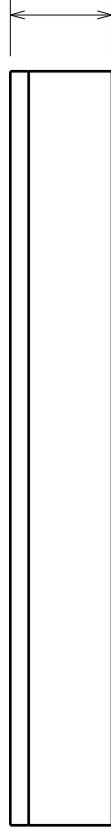
500



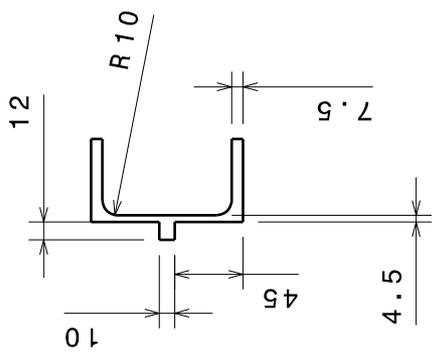
100

Front view  
Scale: 1:5

Top view  
Scale: 1:5



67



Left view  
Scale: 1:5

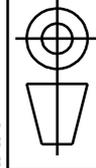
DESIGNED BY:

Diego Joyanes

DATE: 07/07/2016

CHECKED BY: XXX

DATE: XXX



A4

WEIGHT (kg)

XXX

DRAWING NUMBER

P3

SHEET

1/1

Perfil UPE 100 0.5m de longitud con nervio soldado

DASSAULT SYSTEMES

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

A

B

C

D

4

3

2

1

A

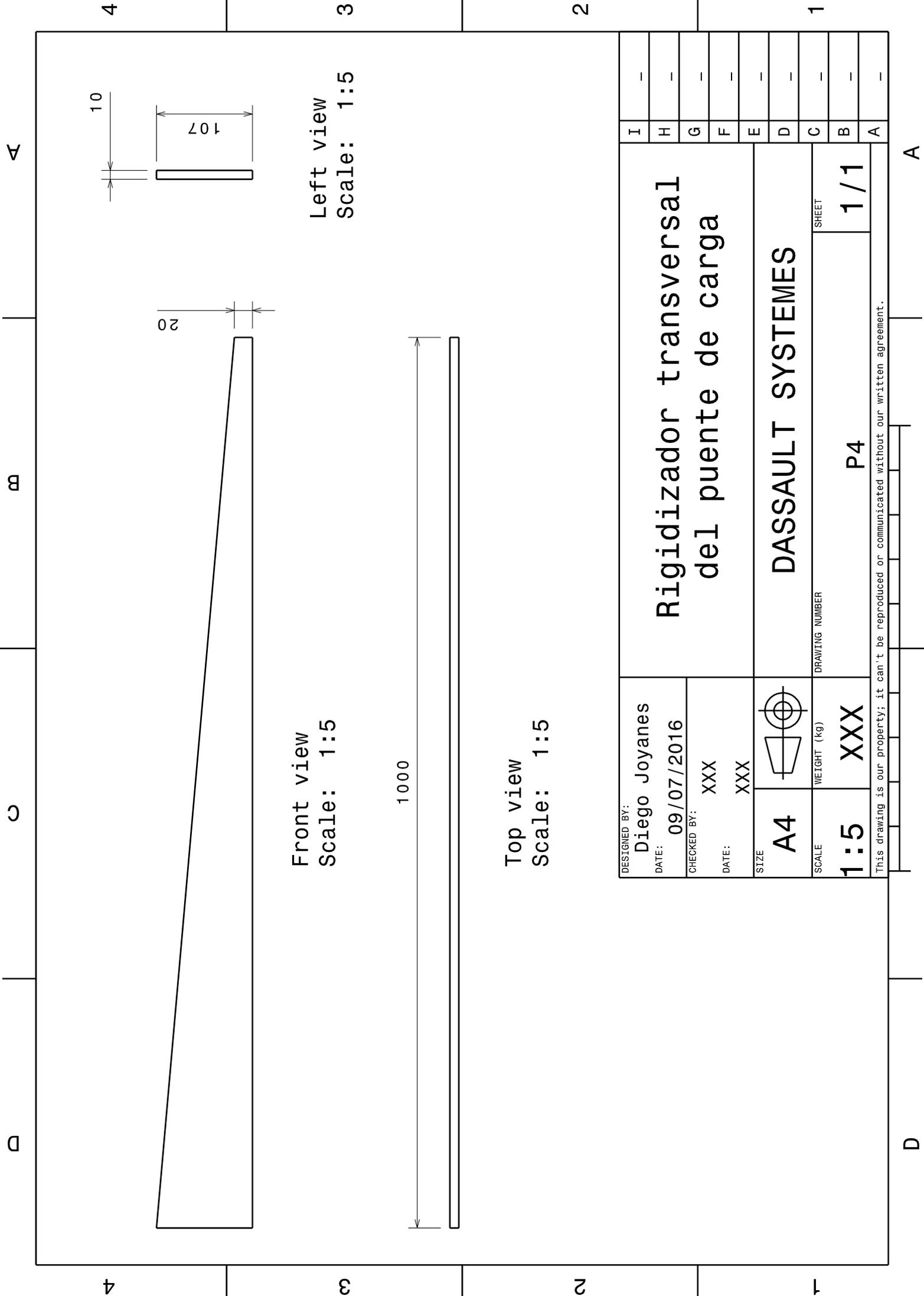
D

4

3

2

1



Front view  
Scale: 1:5

Top view  
Scale: 1:5

Left view  
Scale: 1:5

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>			DRAWING NUMBER <b>P4</b>	SHEET <b>1/1</b>
DATE: <b>09/07/2016</b>				
CHECKED BY: <b>XXX</b>				
DATE: <b>XXX</b>				
SCALE <b>1:5</b>				

<b>Rigidizador transversal del puente de carga</b>		I	-
		H	-
<b>DASSAULT SYSTEMES</b>		G	-
		F	-
		E	-
DASSAULT SYSTEMES		D	-
		C	-
		B	-
		A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

A

B

C

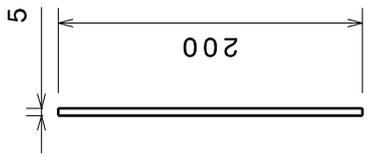
D

4

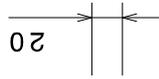
3

2

1



Left view  
Scale: 1:5



Front view  
Scale: 1:5



Top view  
Scale: 1:5

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>		Rigidizador longitudinal del puente de carga	
DATE: <b>09/07/2016</b>	CHECKED BY: <b>XXX</b>	DASSAULT SYSTEMES	
DATE: <b>XXX</b>	DATE: <b>XXX</b>		
SIZE: <b>A4</b>	WEIGHT (kg): <b>XXX</b>	DRAWING NUMBER <b>P5</b>	
SCALE: <b>1:5</b>	WEIGHT (kg): <b>XXX</b>	SHEET <b>1/1</b>	
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		A	

A

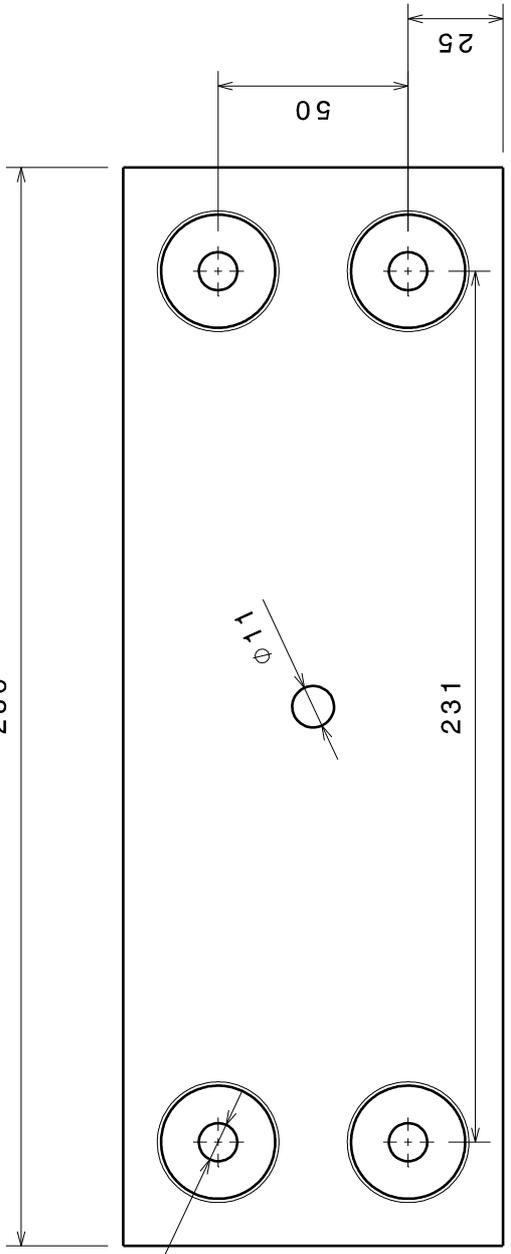
D



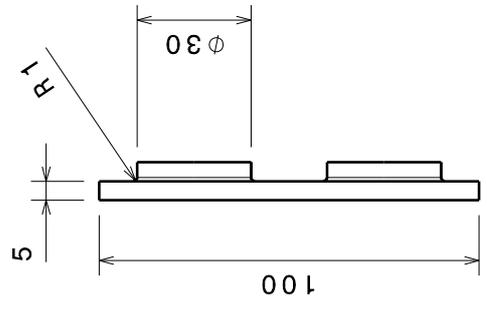
A B C D

4 3 2 1

286



4x  $\phi 10.11$



Front view  
Scale: 1:2

Left view  
Scale: 1:2

DESIGNED BY:  
**Diego Joyanes**  
DATE: **09/07/2016**

CHECKED BY:  
**XXX**  
DATE: **XXX**

SIZE  
**A4**

WEIGHT (kg)  
**XXX**

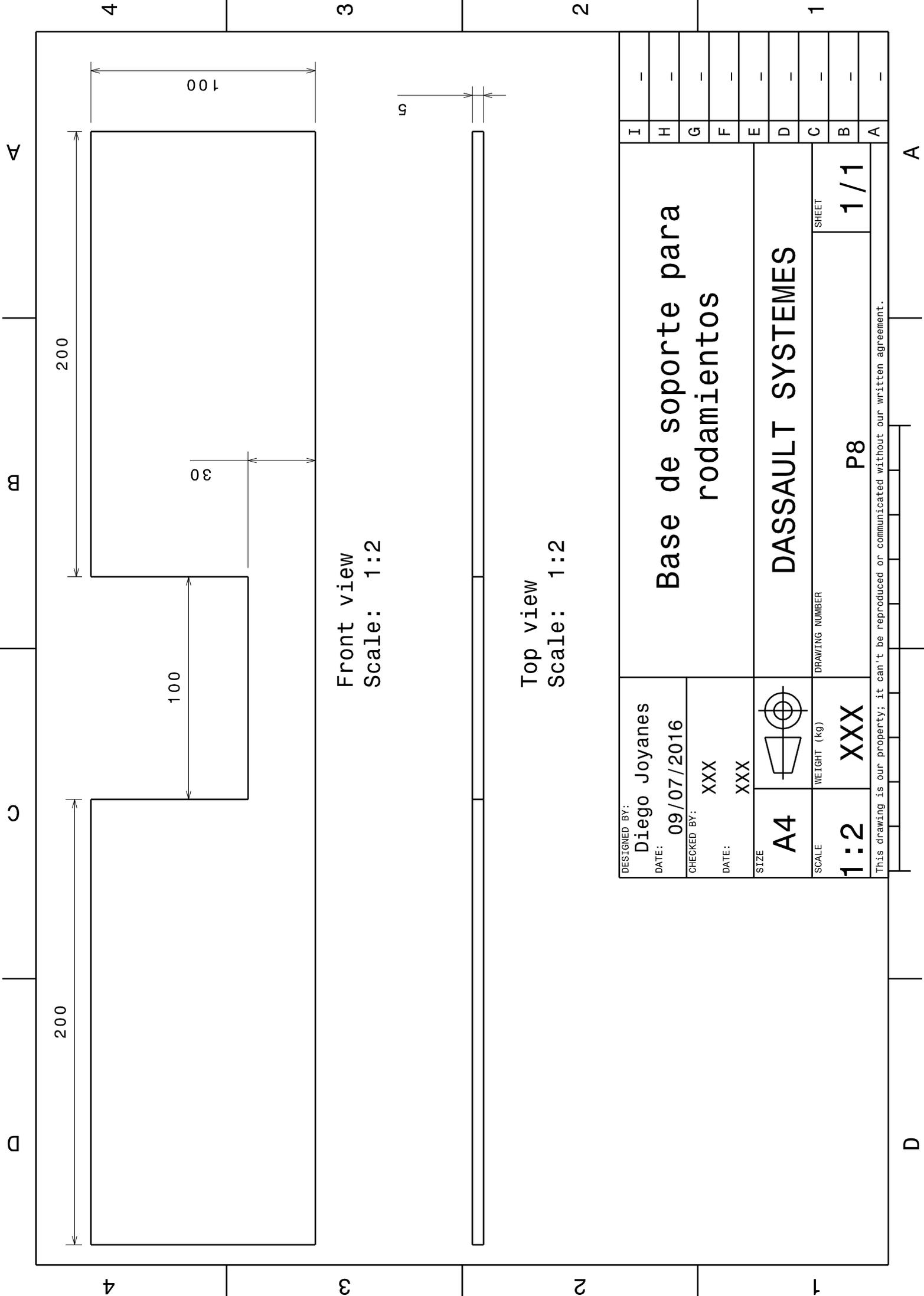
**Tapa del puente de carga**

**DASSAULT SYSTEMES**

DRAWING NUMBER  
**P7**  
SHEET  
**1/1**

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D A



Front view  
Scale: 1:2

Top view  
Scale: 1:2

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>		
DATE: <b>09/07/2016</b>	CHECKED BY: <b>XXX</b>	
DATE: <b>XXX</b>		
SCALE: <b>1:2</b>	WEIGHT (kg) <b>XXX</b>	
DRAWING NUMBER <b>P8</b>		SHEET <b>1/1</b>

<b>Base de soporte para rodamientos</b>	
<b>DASSAULT SYSTEMES</b>	
SHEET <b>1/1</b>	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

4

3

2

1

A

A

D

C

B

A

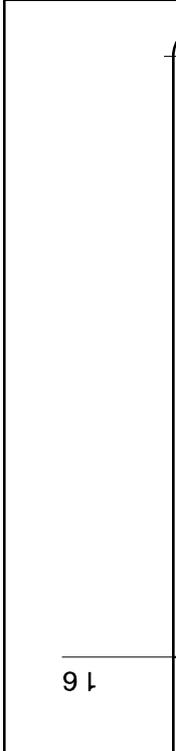
4

3

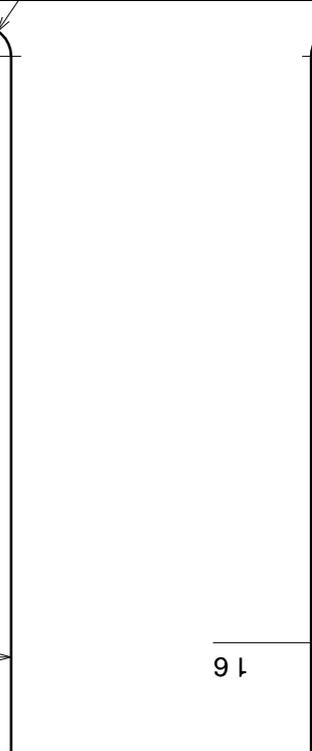
2

1

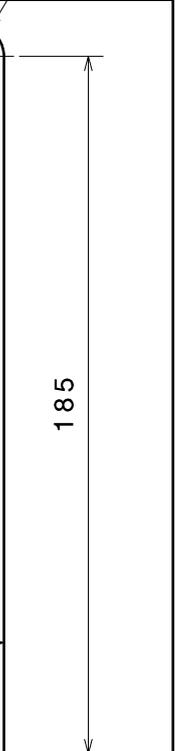
44.5



79



44.5



200

5

Front view  
Scale: 1:2

Left view  
Scale: 1:2



DESIGNED BY:

Diego Joyanes

DATE: 09/07/2016

CHECKED BY:

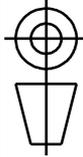
XXX

DATE:

XXX

SIZE

A4



WEIGHT (kg)

1:2 XXX

Placa soporte de  
rodamientos

DASSAULT SYSTEMES

DRAWING NUMBER

P9

SHEET

1/1

I

-

H

-

G

-

F

-

E

-

D

-

C

-

B

-

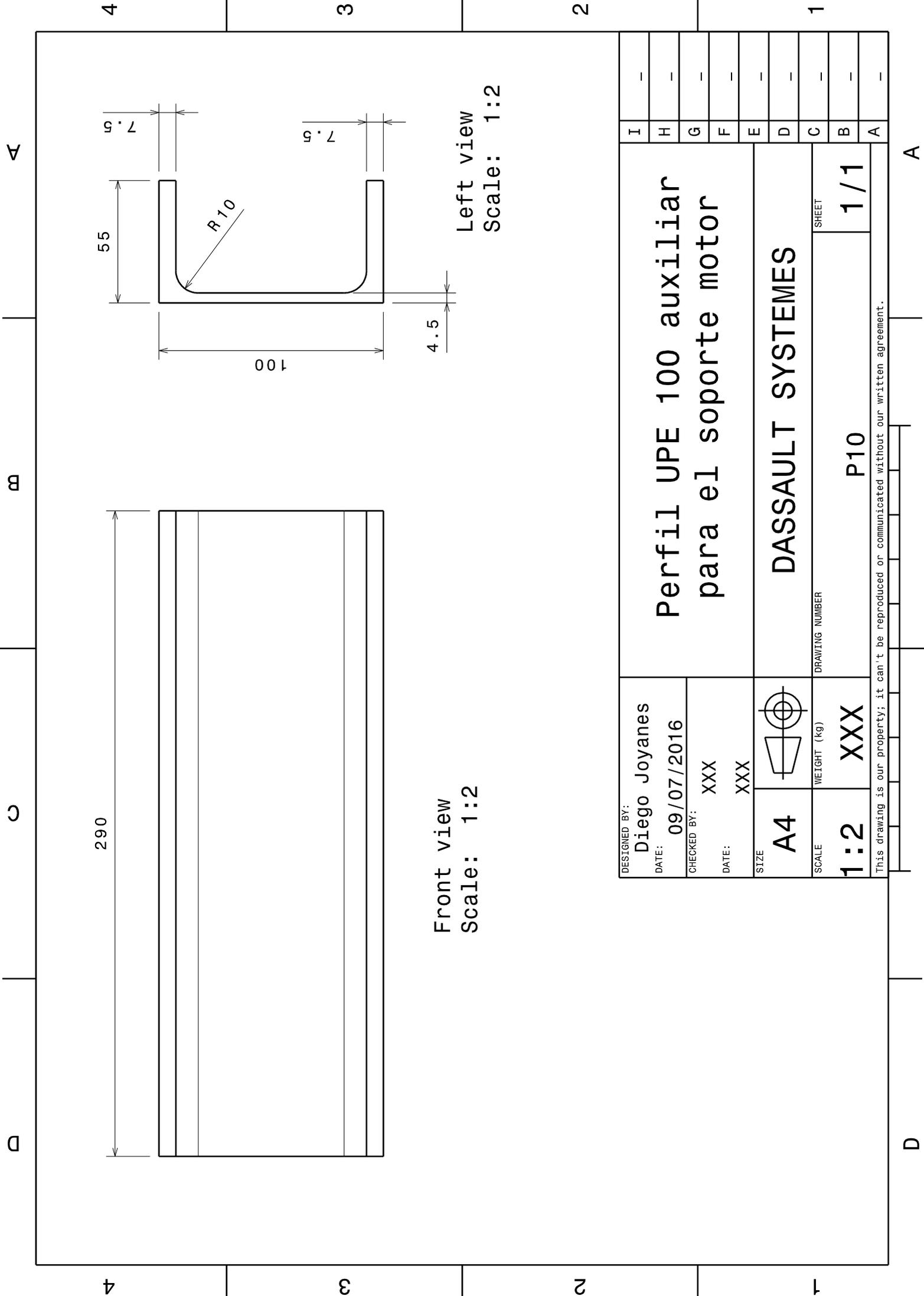
A

-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A



290

55

100

Front view  
Scale: 1:2

Left view  
Scale: 1:2

R10

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>			
DATE:	<b>09/07/2016</b>		
CHECKED BY:	<b>XXX</b>	SIZE	<b>A4</b>
DATE:	<b>XXX</b>	WEIGHT (kg)	<b>XXX</b>
DRAWING NUMBER		DASSAULT SYSTEMES	
SHEET		<b>1/1</b>	

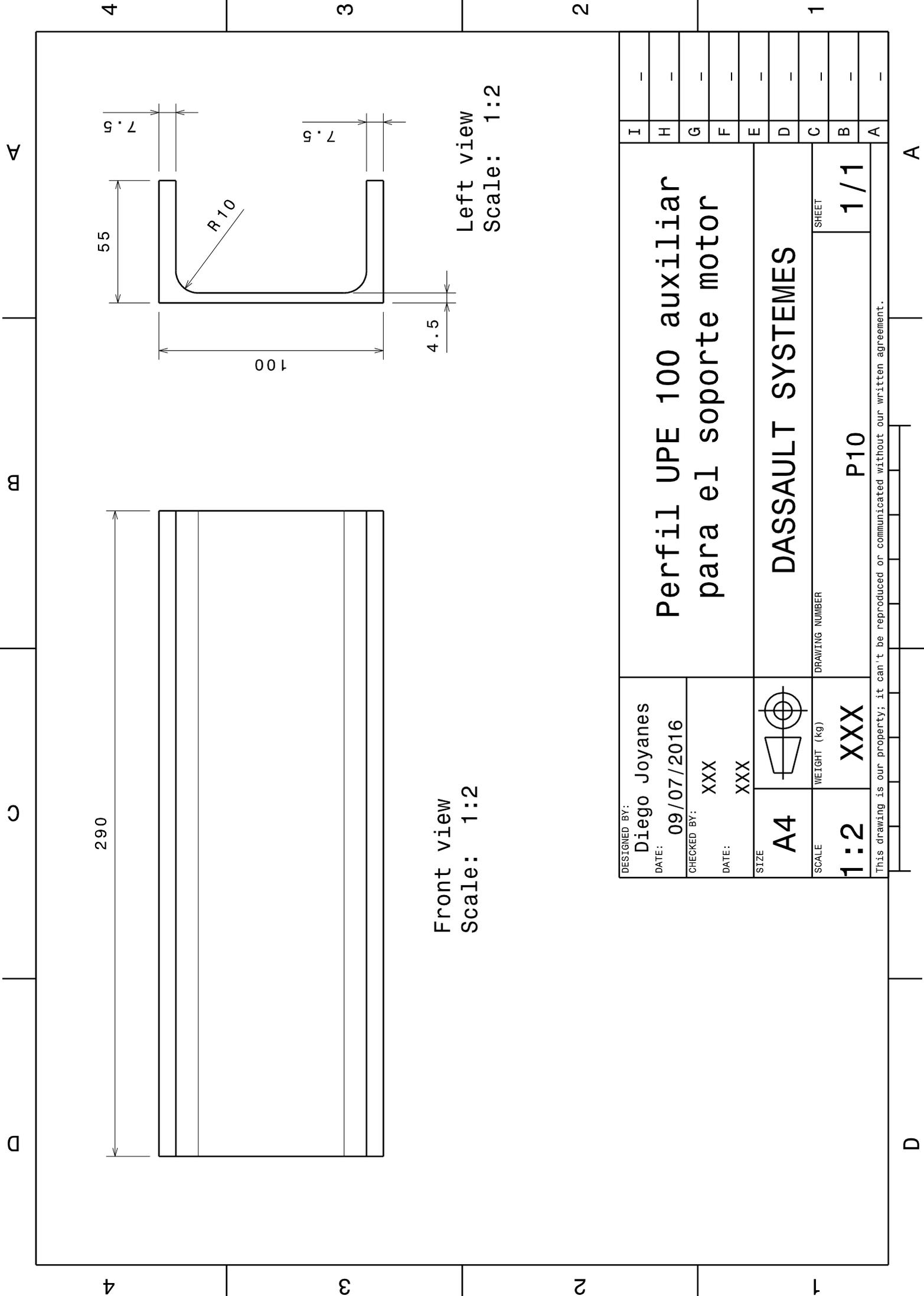
**Perfil UPE 100 auxiliar  
para el soporte motor**

**DASSAULT SYSTEMES**

**P10**

**1/1**

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



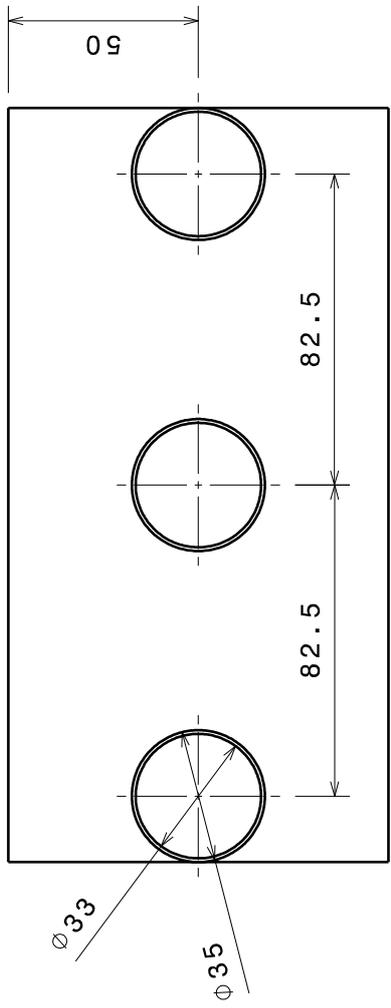
4 3 2 1

B

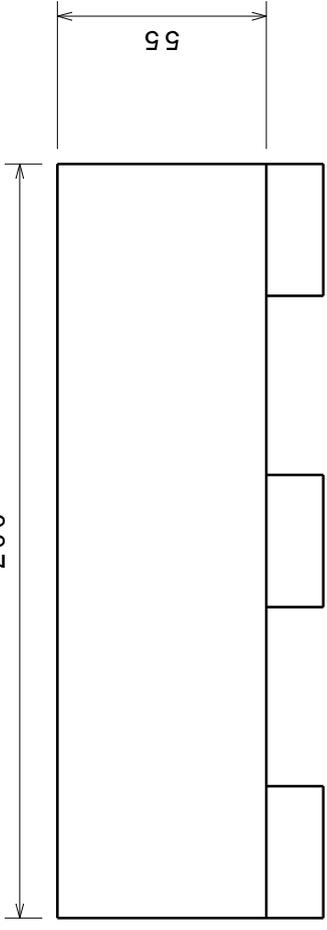
C

D

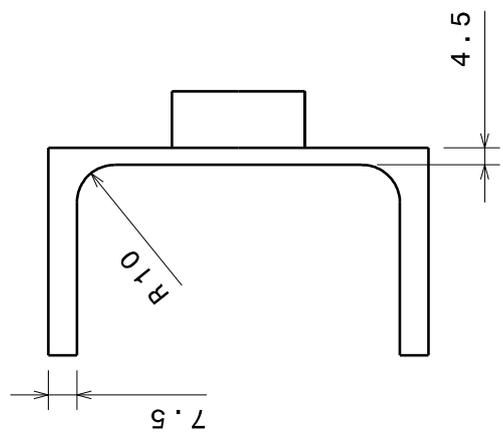
A



Front view  
Scale: 1:2



Left view  
Scale: 1:2



Top view  
Scale: 1:2

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>		
DATE: <b>09/07/2016</b>		
CHECKED BY: <b>XXX</b>		
DATE: <b>XXX</b>		
SIZE <b>A4</b>		
SCALE <b>1:2</b>	WEIGHT (kg) <b>XXX</b>	DRAWING NUMBER <b>P11</b>
		SHEET <b>1/1</b>

**Perfil UPE 100 con cilindros incorporados para soporte del motor**

**DASSAULT SYSTEMES**

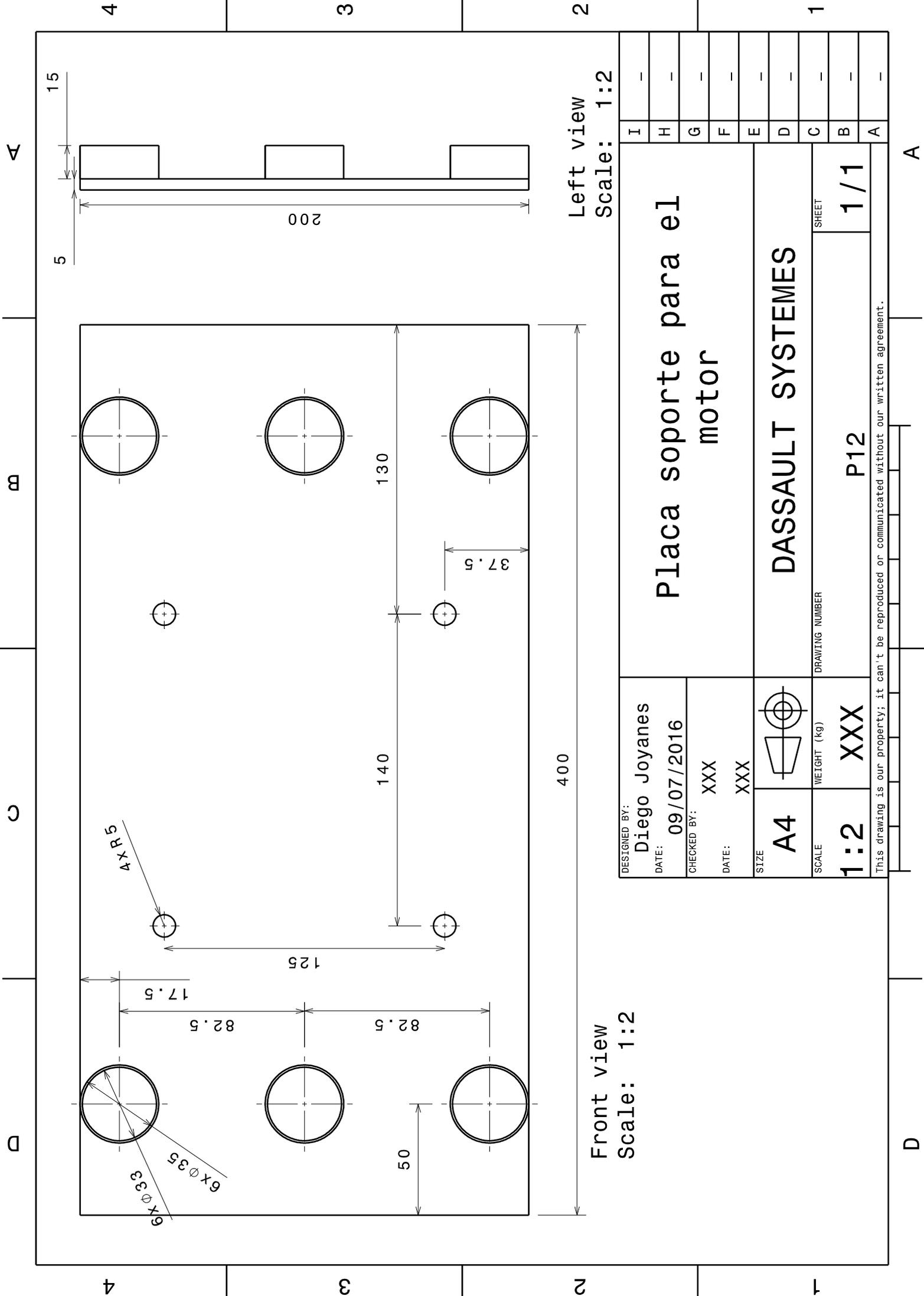
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

A

D

4 3 2 1



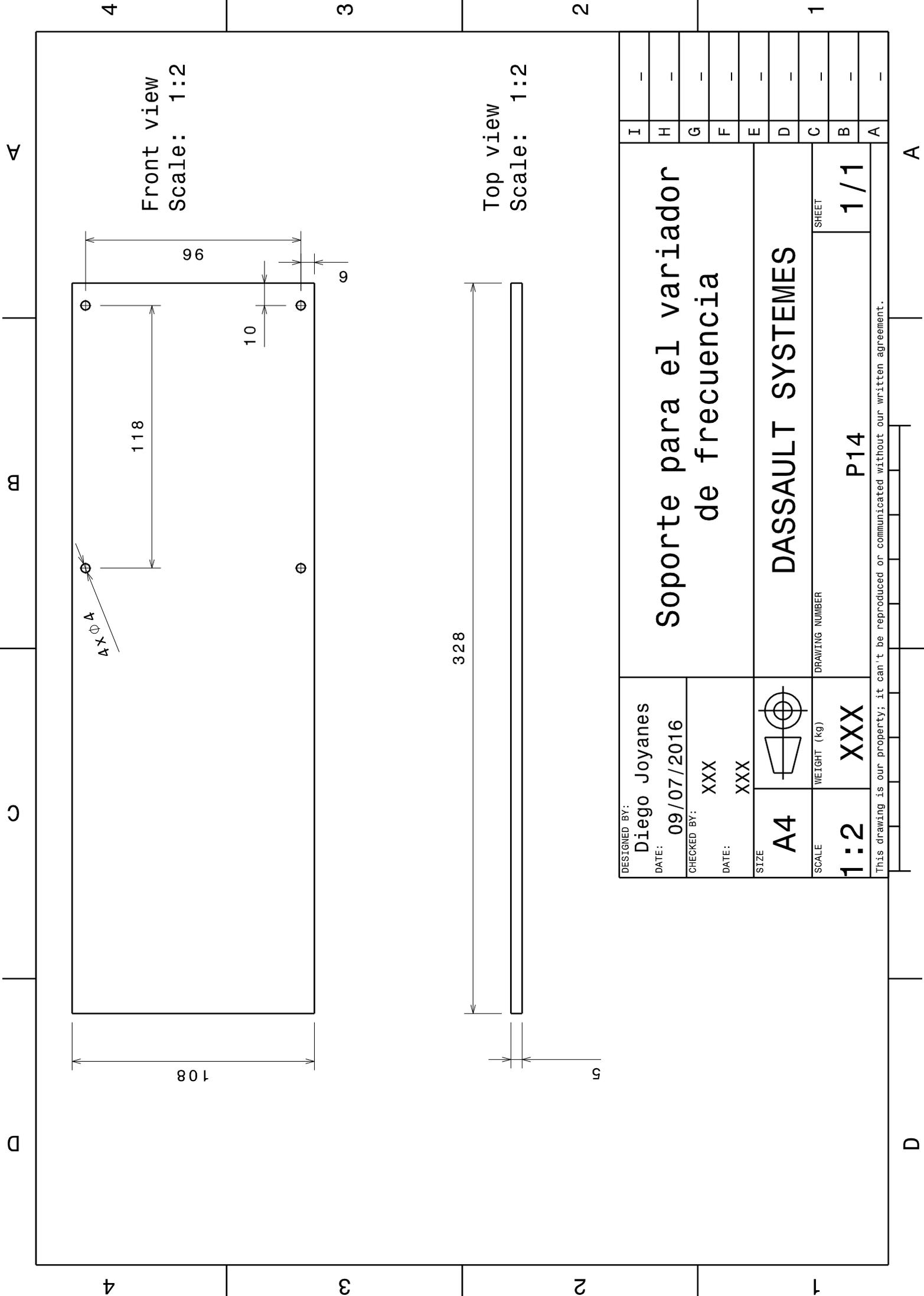
Front view  
Scale: 1:2

Left view  
Scale: 1:2

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>		DRAWING NUMBER	
DATE: <b>09/07/2016</b>	WEIGHT (kg) <b>XXX</b>		SHEET <b>1/1</b>
CHECKED BY: <b>XXX</b>	DRAWING NUMBER <b>P12</b>		
DATE: <b>XXX</b>	SCALE <b>1:2</b>		
SIZE <b>A4</b>	DASSAULT SYSTEMES		
Placa soporte para el motor			
I		-	
H		-	
G		-	
F		-	
E		-	
D		-	
C		-	
B		-	
A		-	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.





Front view  
Scale: 1:2

Top view  
Scale: 1:2

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>		DATE: <b>09/07/2016</b>	
CHECKED BY: <b>XXX</b>		DATE: <b>XXX</b>	
SIZE <b>A4</b>		WEIGHT (kg) <b>XXX</b>	
SCALE <b>1:2</b>		DRAWING NUMBER <b>P14</b>	
SHEET <b>1/1</b>		DASSAULT SYSTEMES	
Soporte para el variador de frecuencia		I - -	
		H - -	
		G - -	
		F - -	
		E - -	
		D - -	
		C - -	
		B - -	
		A - -	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



A

B

C

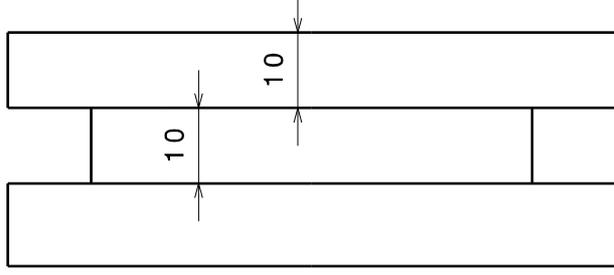
D

4

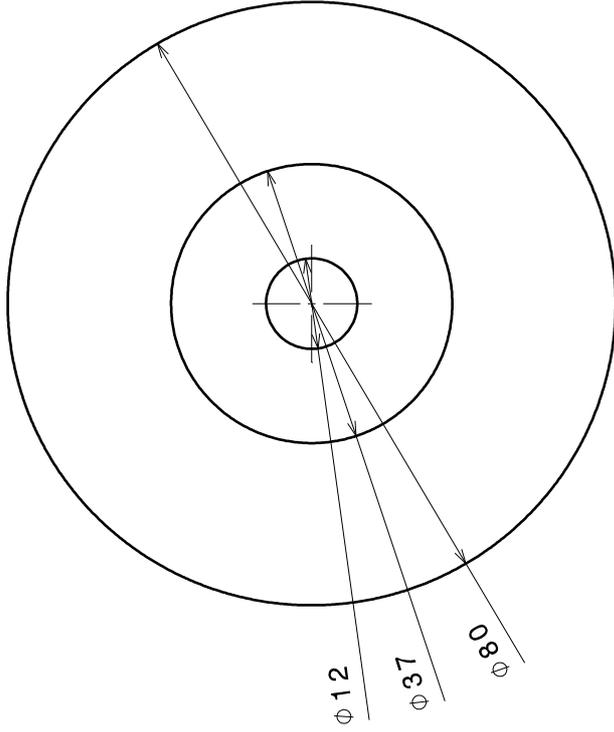
3

2

1



Left view  
Scale: 1:1



Front view  
Scale: 1:1

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>		DATE: <b>09/07/2016</b>		CHECKED BY: <b>XXX</b>		DATE: <b>XXX</b>		SIZE <b>A4</b>		WEIGHT (kg) <b>XXX</b>		DRAWING NUMBER <b>P16</b>		SHEET <b>1/1</b>			
<b>Rueda de empuje</b>										<b>DASSAULT SYSTEMES</b>							
I	-	H	-	G	-	F	-	E	-	D	-	C	-	B	-	A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

A

D

4

3

2

1

4 3 2 1

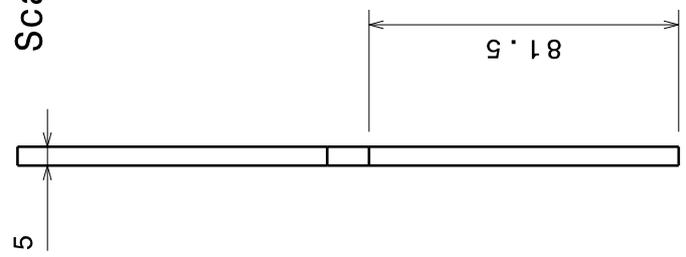
∞

∞

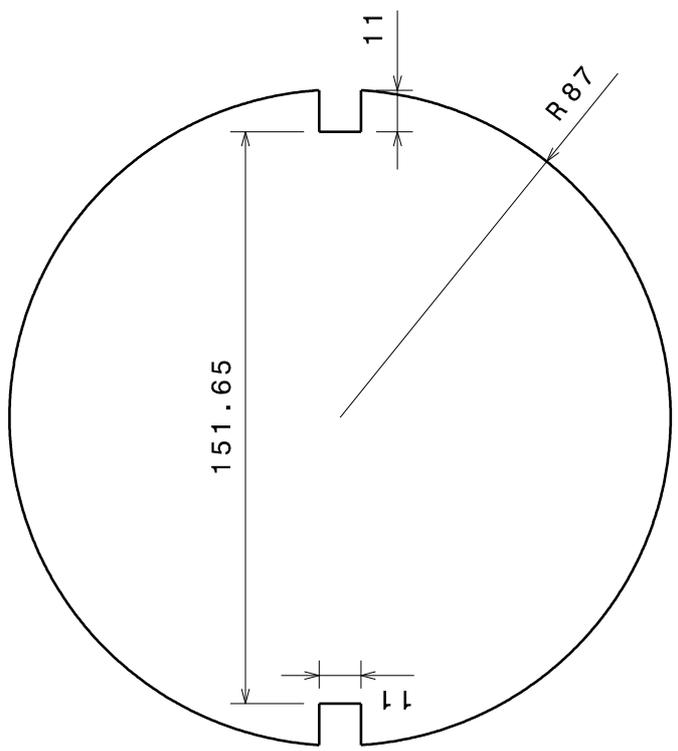
∞

∞

Left view  
Scale: 1:2



Front view  
Scale: 1:2



DESIGNED BY:  
**Diego Joyanes**  
DATE: **09/07/2016**

CHECKED BY:  
**XXX**  
DATE: **XXX**

SIZE  
**A4**

WEIGHT (kg)  
**XXX**

**Disco base para  
colocacion de carga**

**DASSAULT SYSTEMES**

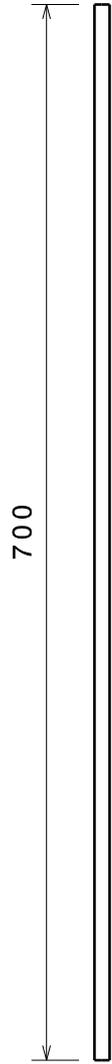
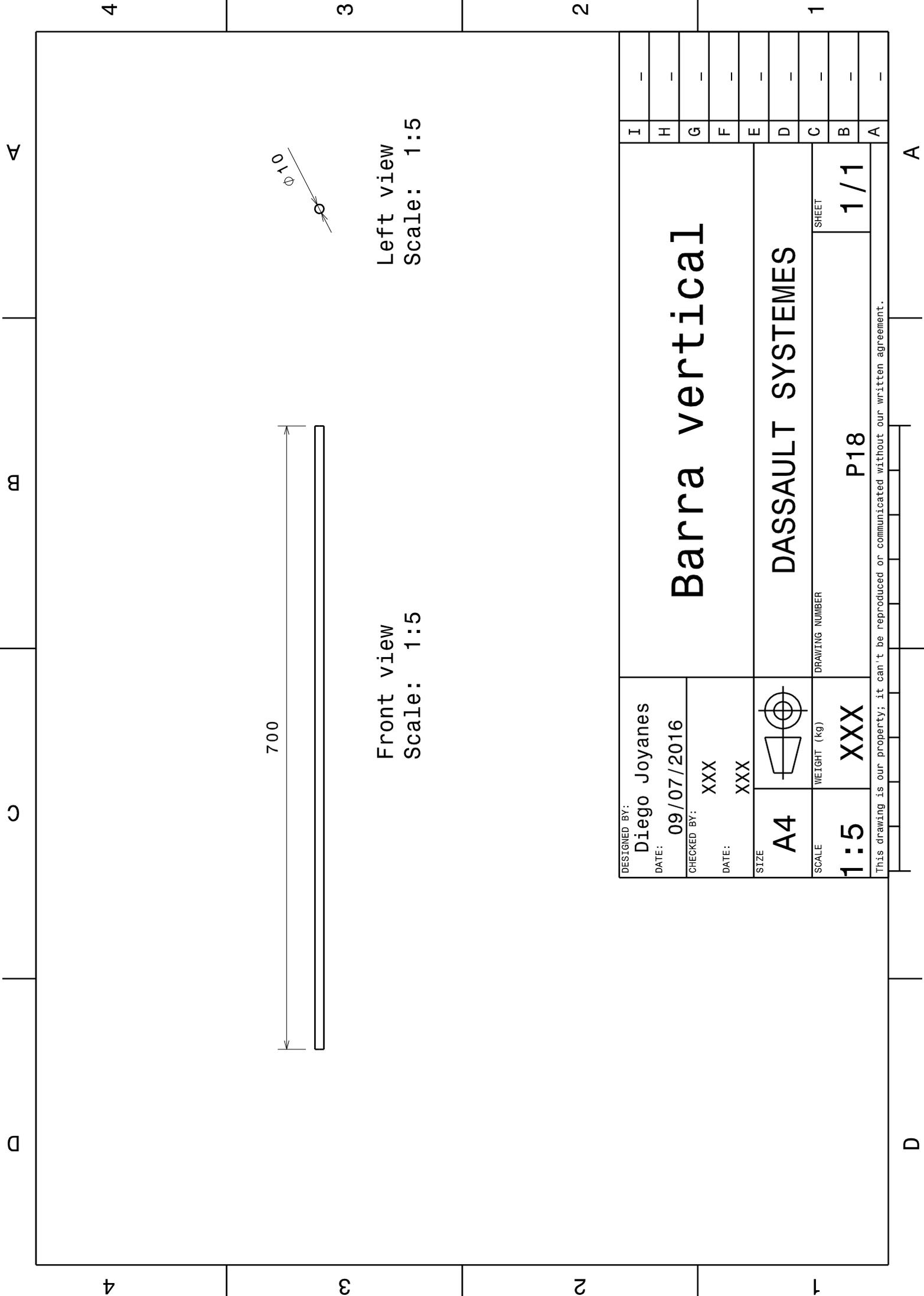
DRAWING NUMBER  
**P17**

SHEET  
**1/1**

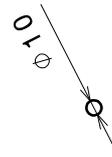
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D A



Front view  
Scale: 1:5

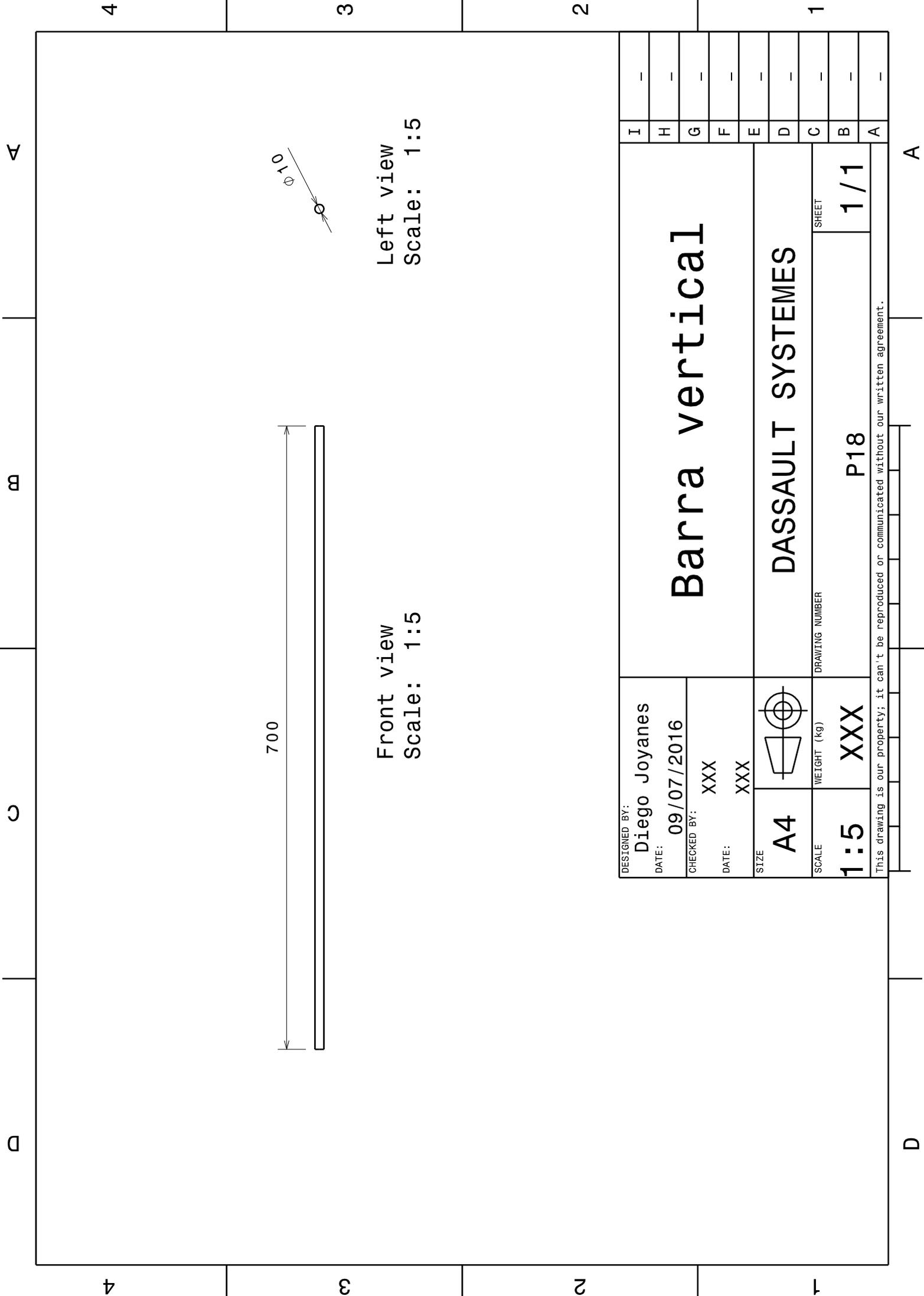


Left view  
Scale: 1:5

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>	
DATE:	<b>09/07/2016</b>
CHECKED BY:	<b>XXX</b>
DATE:	<b>XXX</b>
SIZE	<b>A4</b>
SCALE	<b>1:5</b>
WEIGHT (kg)	<b>XXX</b>
DRAWING NUMBER <b>P18</b>	
SHEET <b>1/1</b>	

<b>Barra vertical</b>		I	-
		H	-
<b>DASSAULT SYSTEMES</b>		G	-
		F	-
		E	-
DRAWING NUMBER <b>P18</b>		D	-
		C	-
SHEET <b>1/1</b>		B	-
		A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



4

3

2

1

A

4

3

2

1

A

4

3

2

1

A

3

2

1

A

2

1

A

A

1

A

A

A

27.75

Left view  
Scale: 1:2

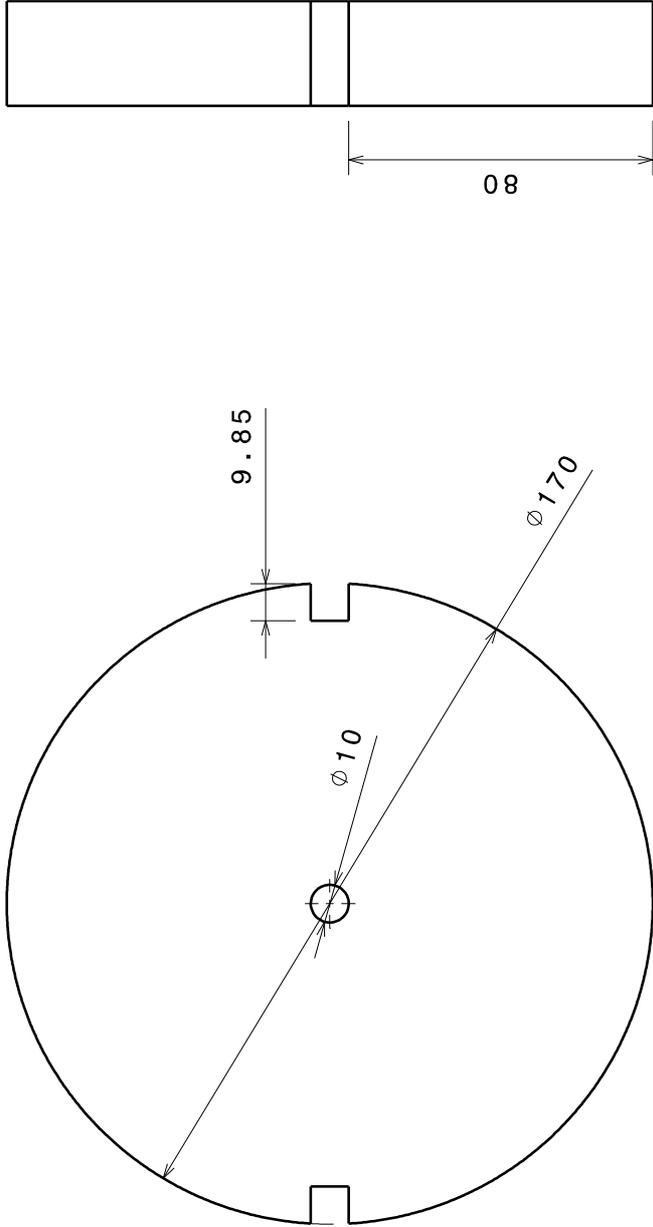
9.85

10

80

$\phi 10$

$\phi 170$



Front view  
Scale: 1:2

DESIGNED BY:

Diego Joyanes

DATE:

09/07/2016

CHECKED BY:

XXX

DATE:

XXX

SIZE

A4



WEIGHT (kg)

XXX

DRAWING NUMBER

P19

SHEET

1/1

Pesa

DASSAULT SYSTEMES

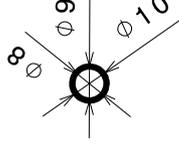
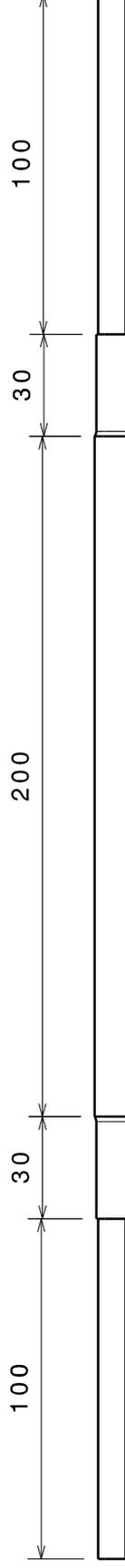
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

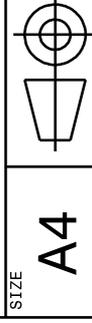
Front view  
Scale: 1:2



Left view  
Scale: 1:2

DESIGNED BY:  
Diego Joyanes  
DATE: 11/07/2016

CHECKED BY:  
XXX  
DATE: XXX



SIZE  
A4  
SCALE  
1:2  
WEIGHT (kg)  
XXX

DASSAULT SYSTEMES

DRAWING NUMBER  
P20  
SHEET  
1/1

Probeta

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

4

3

2

1

4

3

2

1

I -  
H -  
G -  
F -  
E -  
D -  
C -  
B -  
A -

4 3 2 1

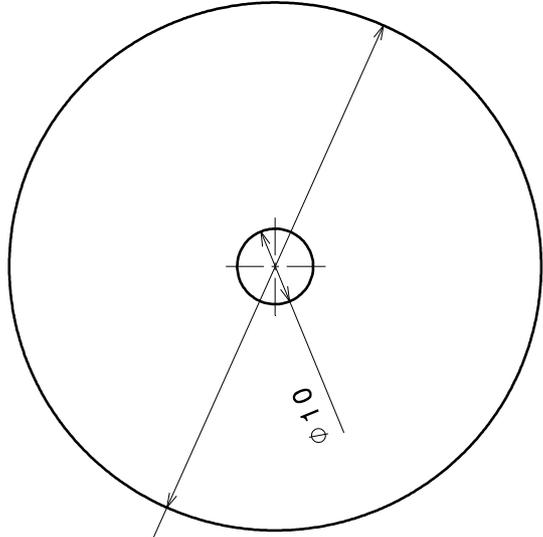
∞

∞

∞

A

10



Front view  
Scale: 1:1

Left view  
Scale: 1:1

DESIGNED BY:

Diego Joyanes

DATE:

11/07/2016

CHECKED BY:

XXX

DATE:

XXX

SIZE

A4



SCALE

1:1

WEIGHT (kg)

0,04

DRAWING NUMBER

P21

SHEET

1/1

Casquillo central

DASSAULT SYSTEMES

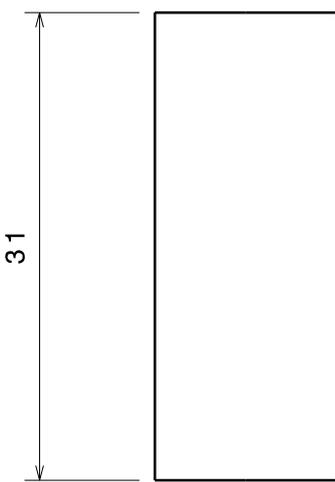
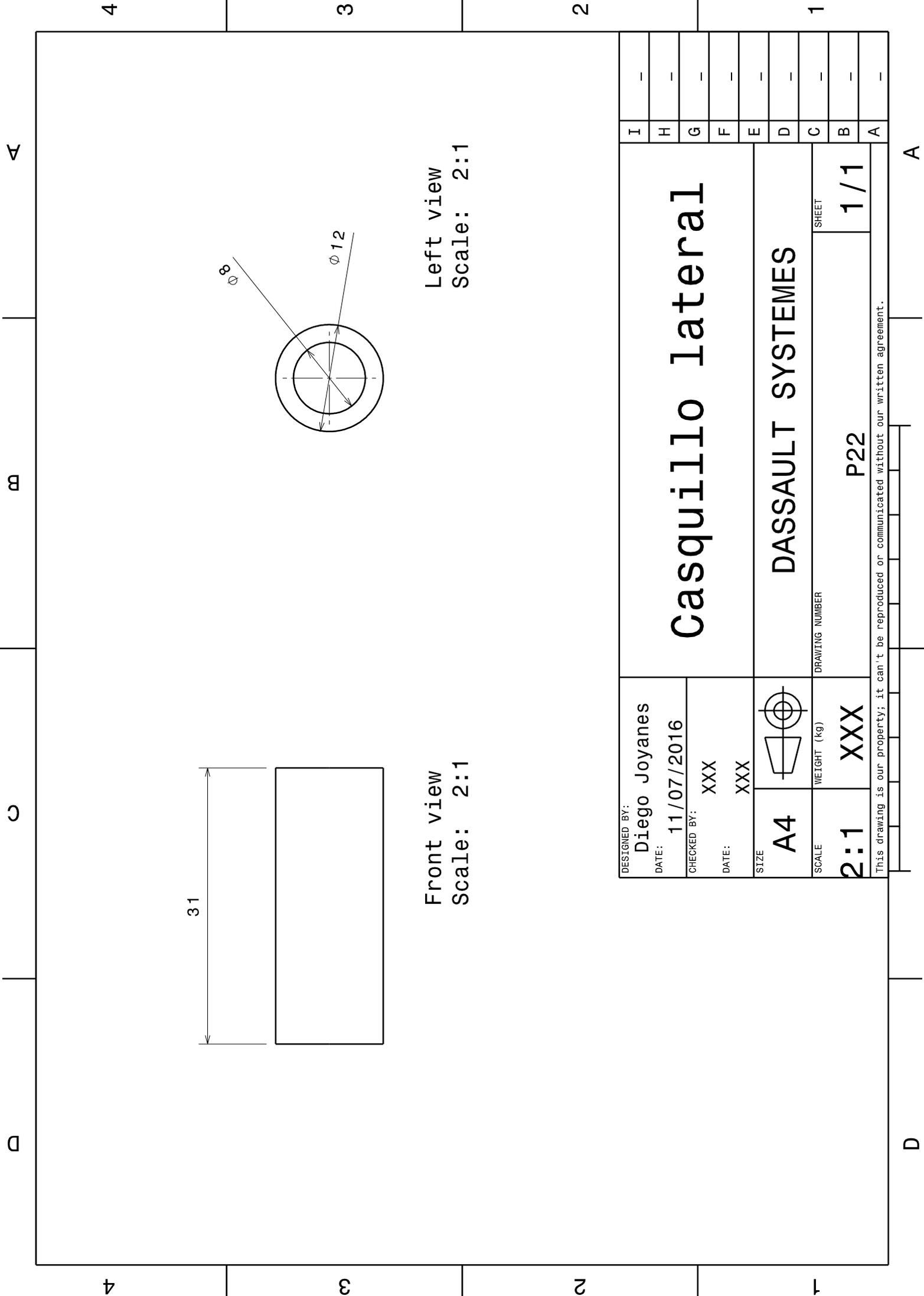
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

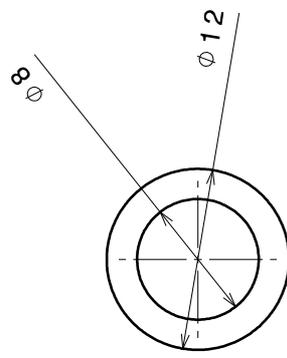
A

D

4 3 2 1



Front view  
Scale: 2:1



Left view  
Scale: 2:1

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>	
DATE:	<b>11/07/2016</b>
CHECKED BY:	<b>XXX</b>
DATE:	<b>XXX</b>
SIZE	<b>A4</b> 
SCALE	<b>2:1</b>
WEIGHT (kg)	<b>XXX</b>
DRAWING NUMBER <b>P22</b>	
SHEET <b>1/1</b>	

<b>Casquillo lateral</b>	
<b>DASSAULT SYSTEMES</b>	
DRAWING NUMBER <b>P22</b>	
SHEET <b>1/1</b>	
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Diseño de banco compacto para ensayos de fatiga por fretting.

### **Conjuntos**

Plano 1: banco de ensayos.

Plano 2: base del bastidor.

Plano 3: soporte para el puente de carga.

Plano 4: perfiles base del puente de carga.

Plano 5: estructura soporte de rodamientos.

Plano 6: rigidizadores del puente de carga.

Plano 7: base para soporte del motor.

Plano 8: sistema de aplicación de carga.

Plano 9: probeta con casquillos.

4 3 2 1

A

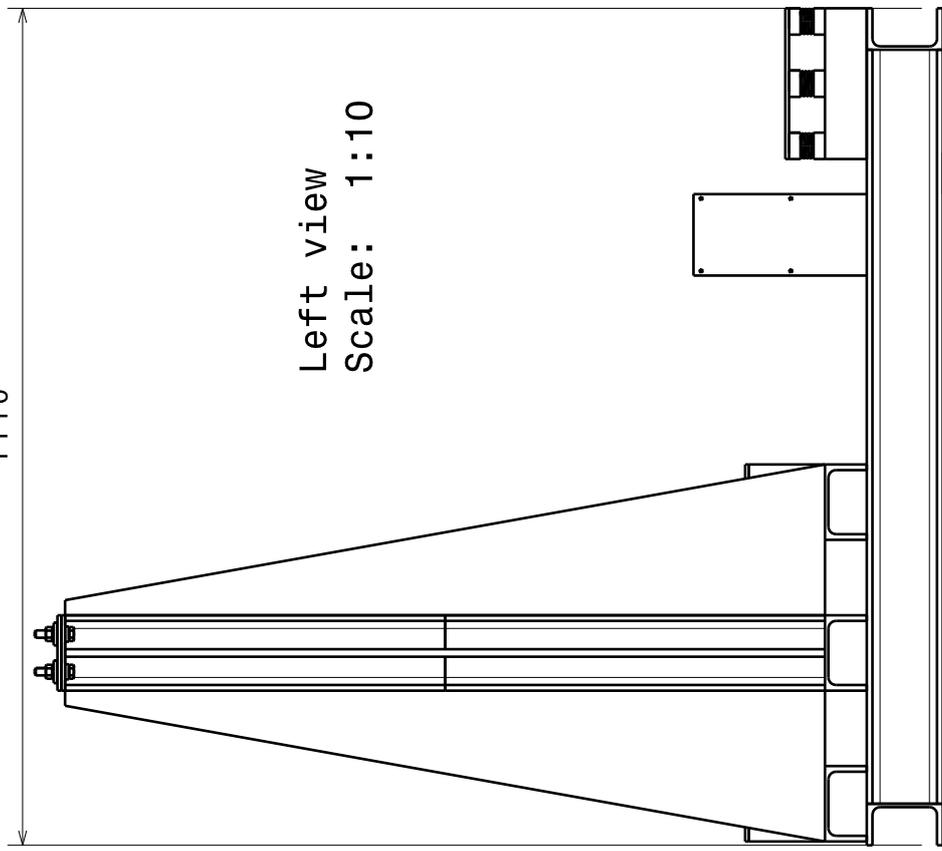
m

C

D

1110

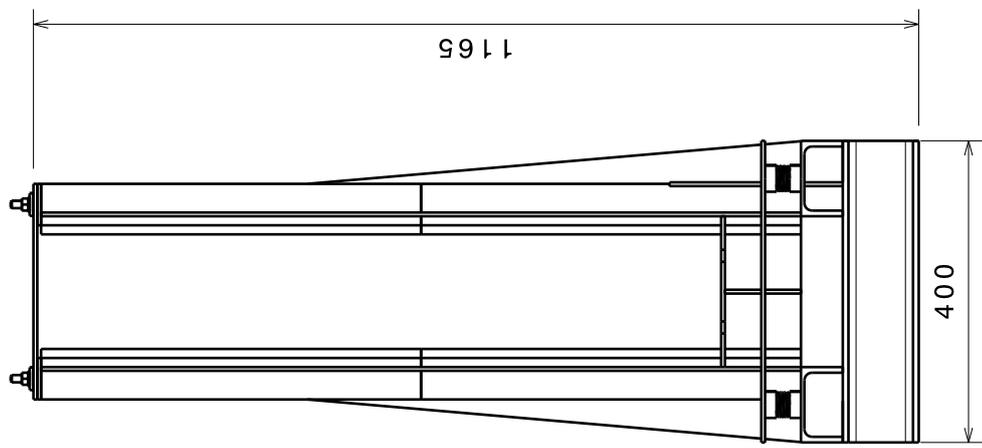
Left view  
Scale: 1:10



1165

400

Front view  
Scale: 1:10



DESIGNED BY:  
Diego Joyanes

DATE: 06/07/2016

CHECKED BY: XXX

DATE: XXX

SIZE: A4



SCALE: 1:10

WEIGHT (kg): XXX

Banco de ensayos

DASSAULT SYSTEMES

DRAWING NUMBER: 1  
SHEET: 1/1

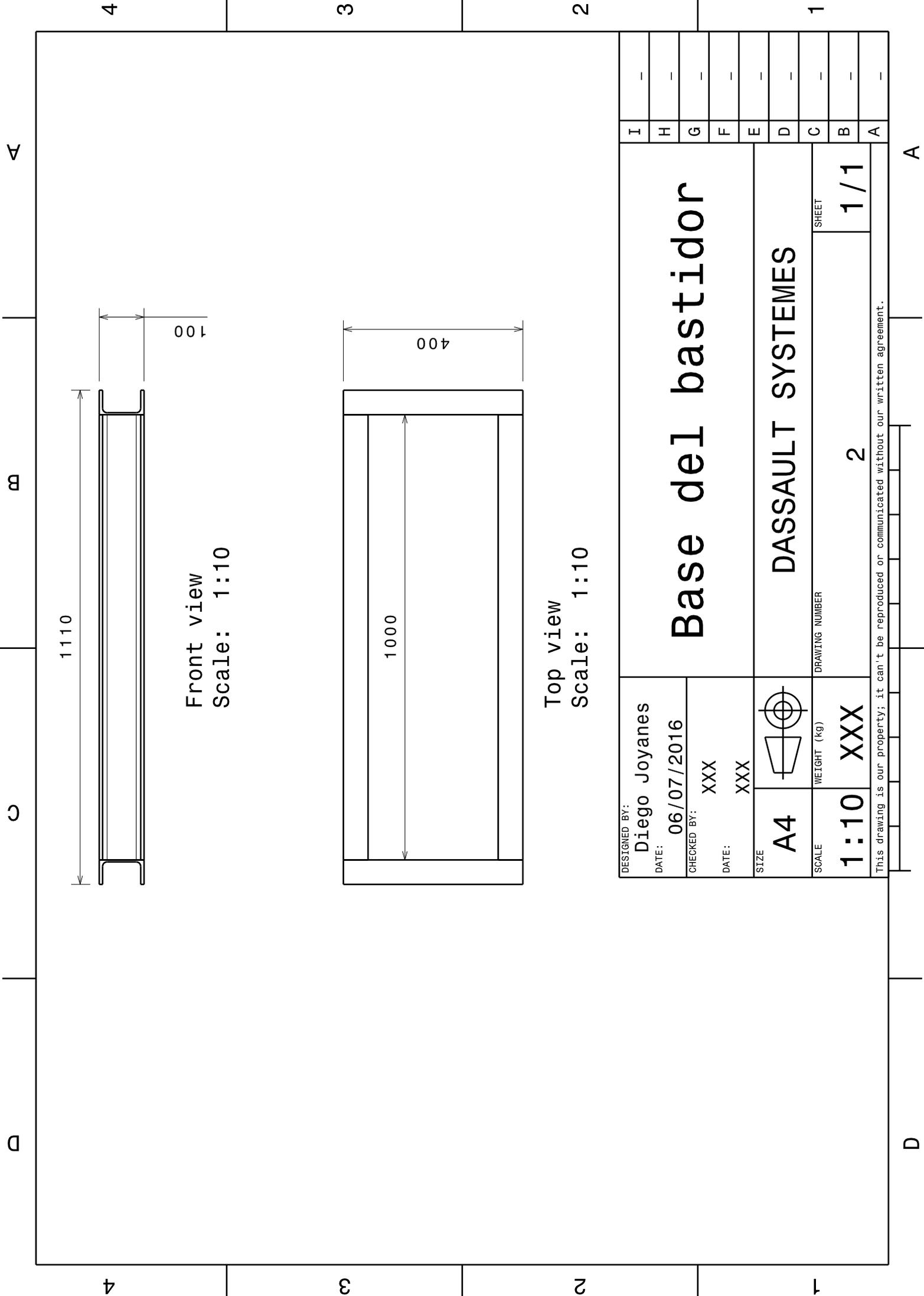
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

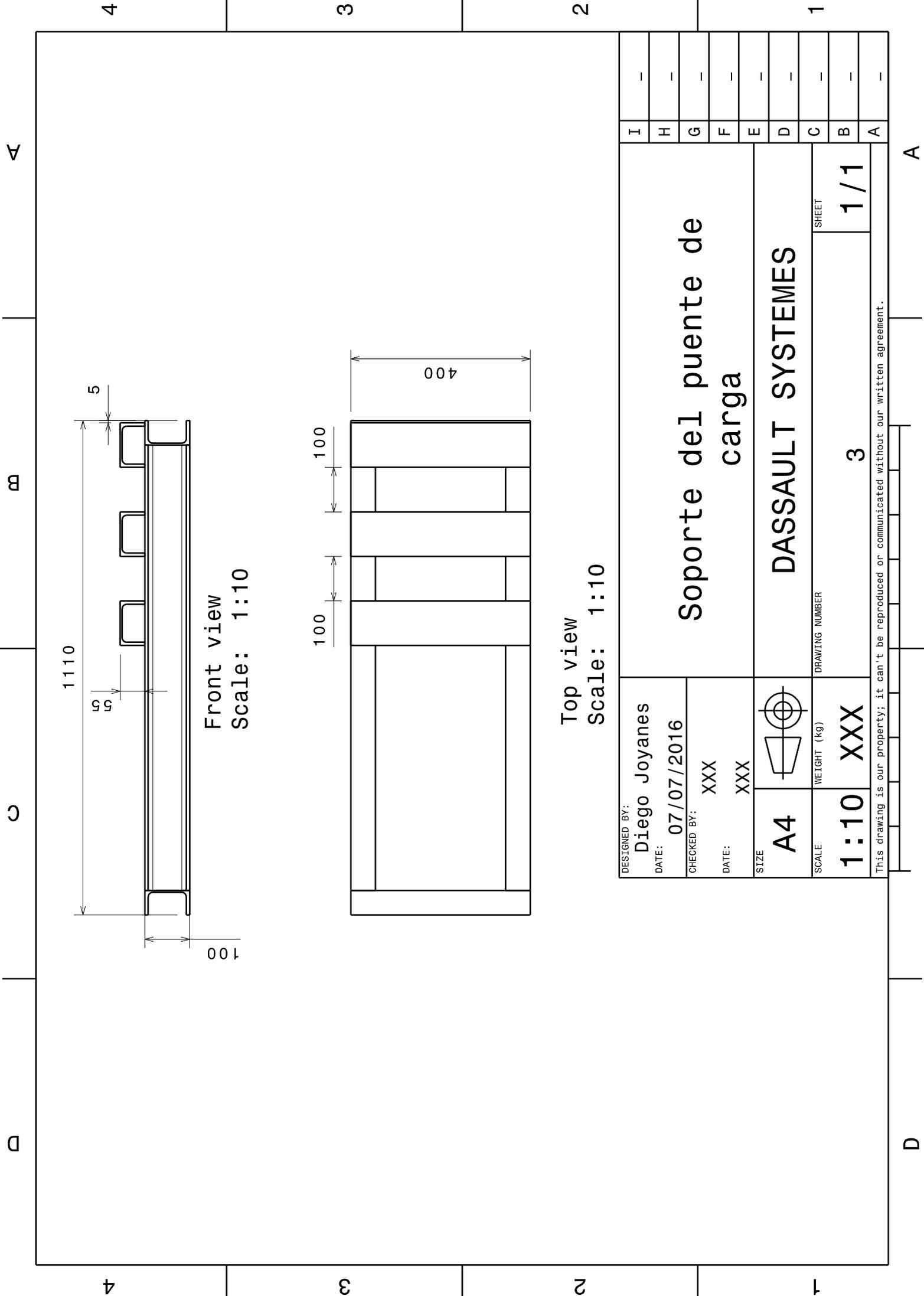
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

4 3 2 1

A

D





Front view  
Scale: 1:10

Top view  
Scale: 1:10

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>		Soporte del puente de carga	
DATE: <b>07/07/2016</b>			
CHECKED BY: <b>XXX</b>		DASSAULT SYSTEMES	
DATE: <b>XXX</b>			
SIZE <b>A4</b>		DRAWING NUMBER <b>3</b>	
SCALE <b>1:10</b>	WEIGHT (kg) <b>XXX</b>	SHEET <b>1/1</b>	
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

4 3 2 1

4 3 2 1

A

A

C

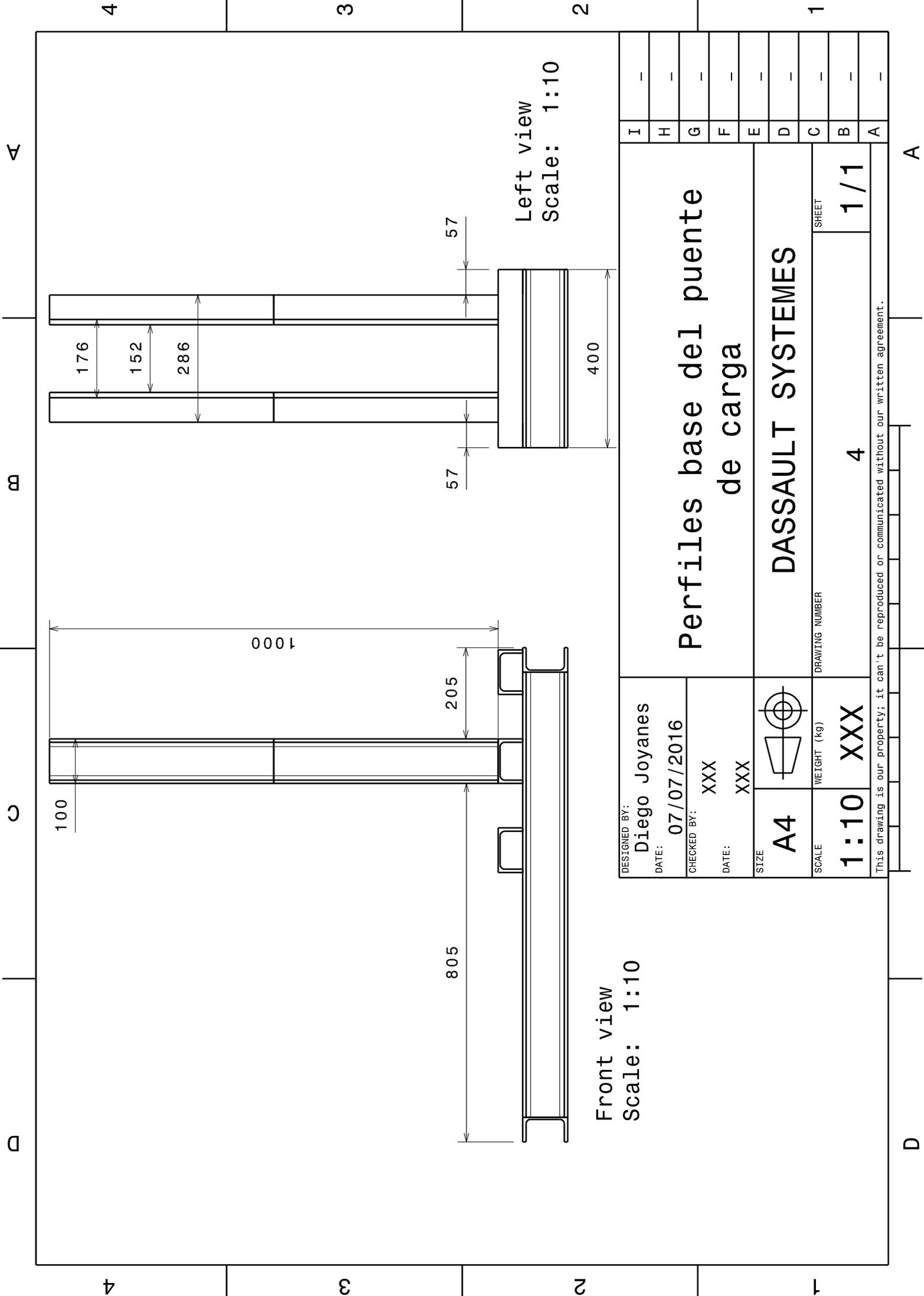
C

m

m

D

D



Front view  
Scale: 1:10

Left view  
Scale: 1:10

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>	DATE: <b>07/07/2016</b> CHECKED BY: <b>XXX</b> DATE: <b>XXX</b>		DRAWING NUMBER <b>4</b>	SHEET <b>1/1</b>
SIZE <b>A4</b>				

**Perfiles base de carga**  
**DASSAULT SYSTEMES**

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

A

B

C

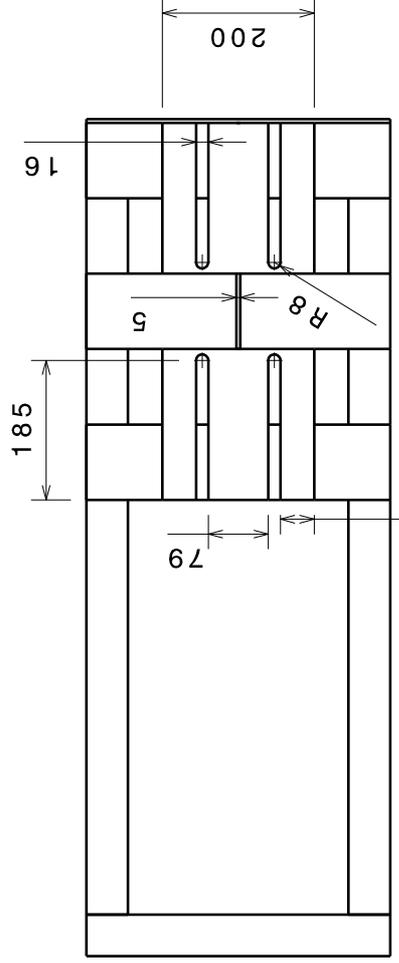
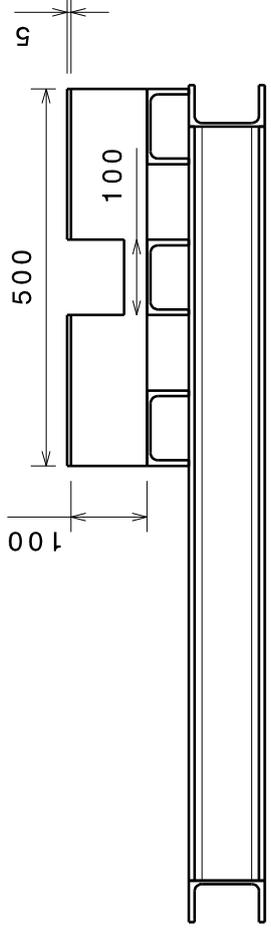
D

4

3

2

1



44.5

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>		DATE: <b>07/07/2016</b>		CHECKED BY: <b>XXX</b>		DATE: <b>XXX</b>		SIZE <b>A4</b>		WEIGHT (kg) <b>XXX</b>		DRAWING NUMBER <b>5</b>		SHEET <b>1/1</b>			
<b>Estructura soporte para rodamientos</b>										<b>DASSAULT SYSTEMES</b>							
I	-	H	-	G	-	F	-	E	-	D	-	C	-	B	-	A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

A

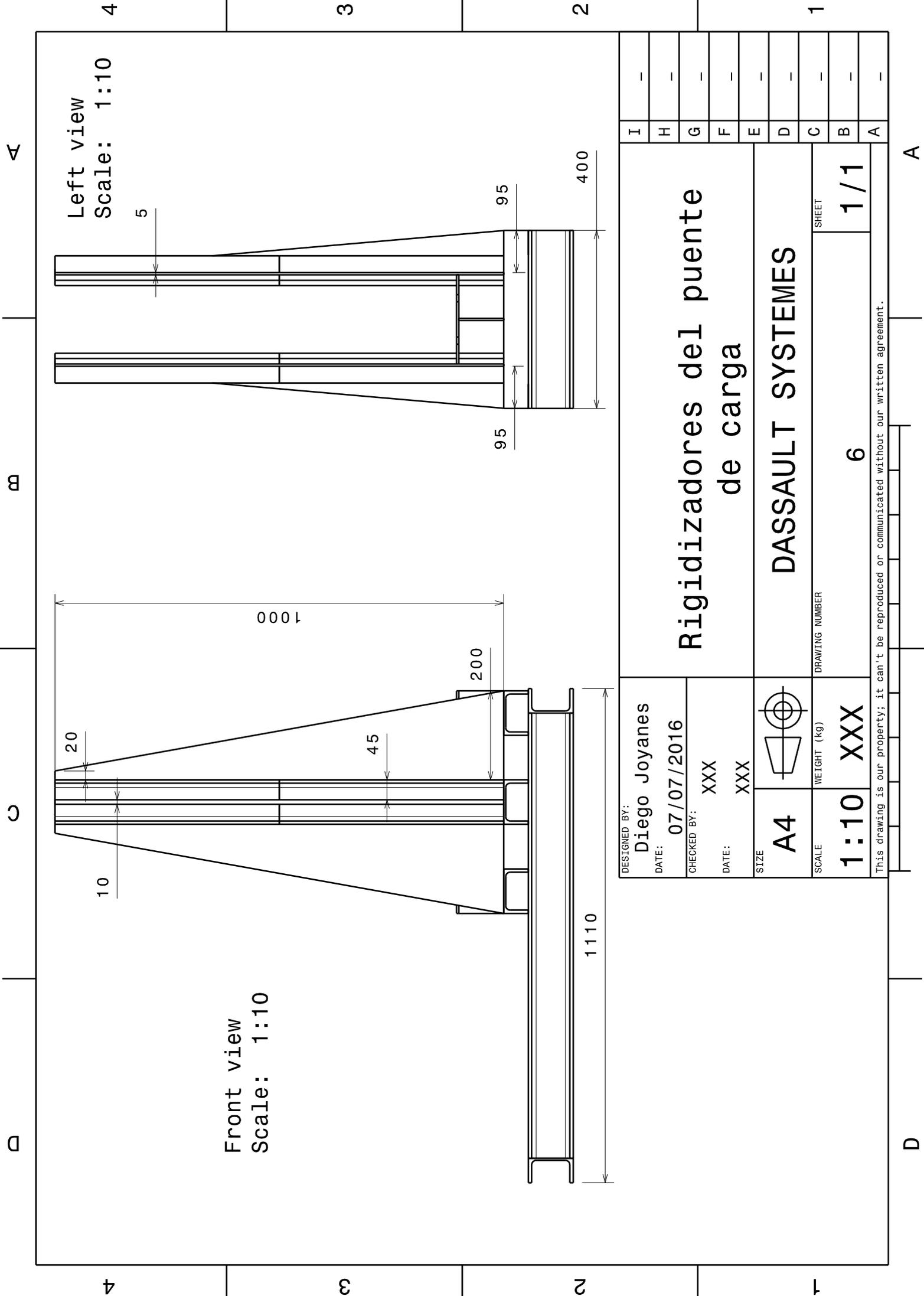
D

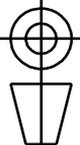
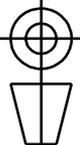
4

3

2

1

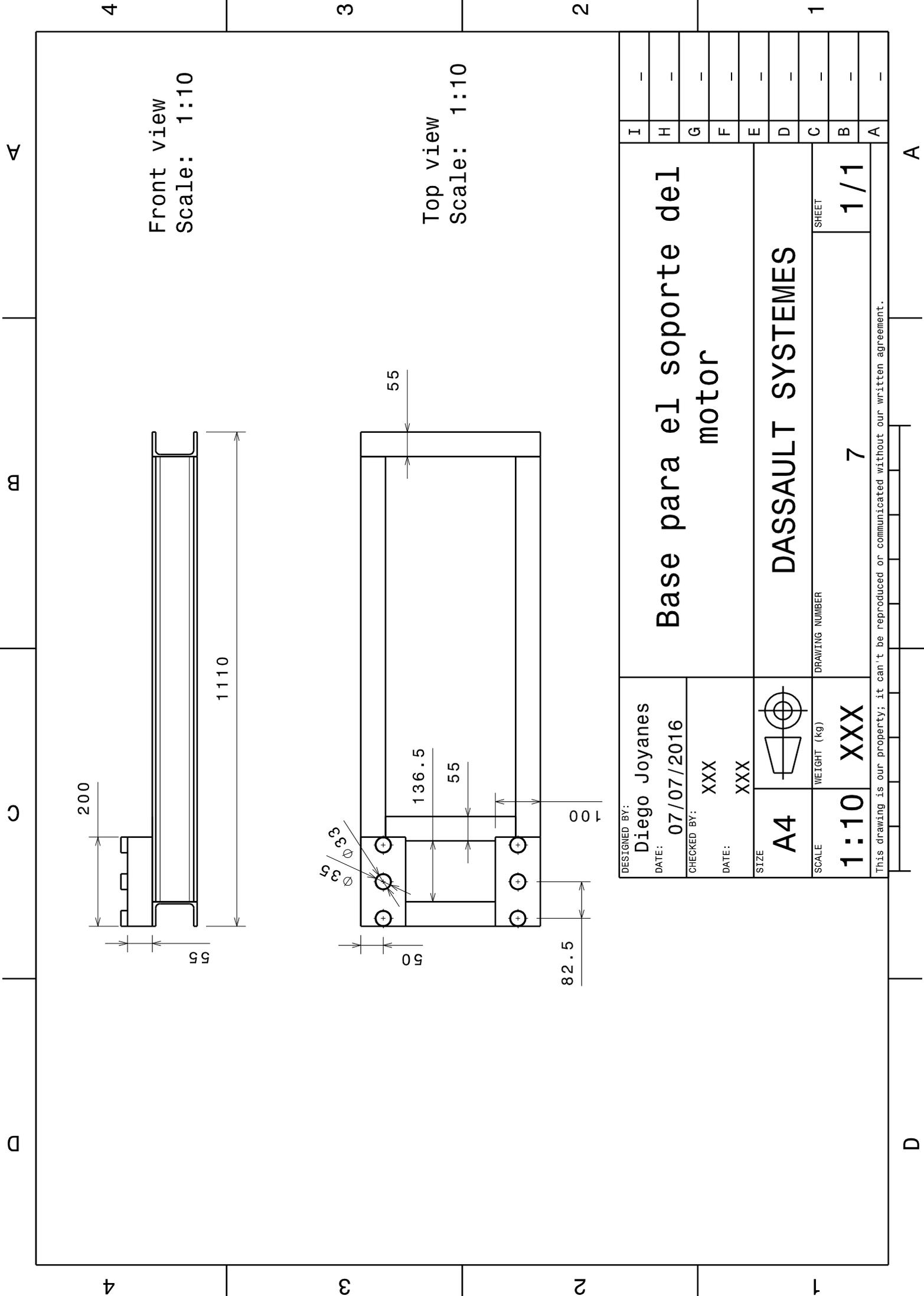


DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>		DATE: <b>07/07/2016</b>	
CHECKED BY: <b>XXX</b>		DATE: <b>XXX</b>	
SIZE <b>A4</b>		WEIGHT (kg) <b>XXX</b>	
SCALE <b>1:10</b>	DRAWING NUMBER <b>6</b>		

<b>Rigidizadores del puente de carga</b>		SHEET <b>1/1</b>	
		<b>DASSAULT SYSTEMES</b>	
I -		A -	
H -		B -	
G -		C -	
F -		D -	
E -		1	
D -		-	
C -		-	
B -		-	
A -		-	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

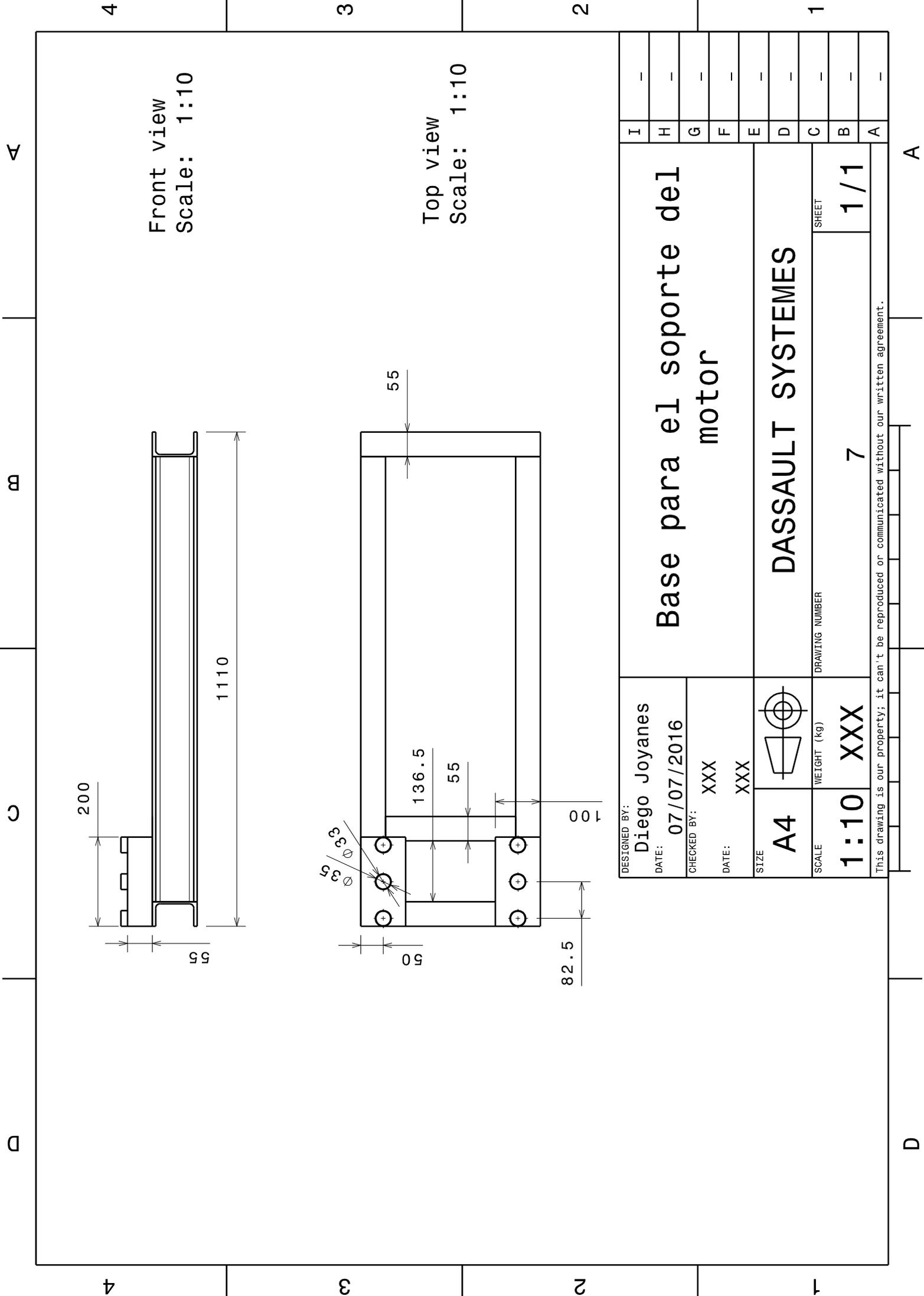
Grid lines: 1, 2, 3, 4 (vertical); A, B, C, D (horizontal)



Front view  
Scale: 1:10

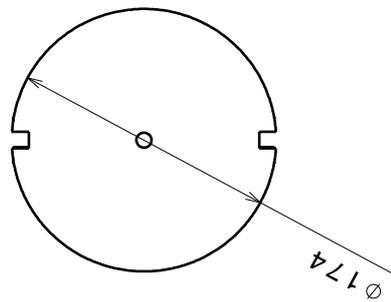
Top view  
Scale: 1:10

DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>	<b>Base para el soporte del motor</b>		I	-
DATE: 07/07/2016			H	-
CHECKED BY: XXX	<b>DASSAULT SYSTEMES</b>		G	-
DATE: XXX			F	-
SIZE <b>A4</b>	DRAWING NUMBER <b>7</b>		E	-
SCALE <b>1:10</b>			C	-
WEIGHT (kg) <b>XXX</b>	SHEET <b>1/1</b>		D	-
			B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			A	-

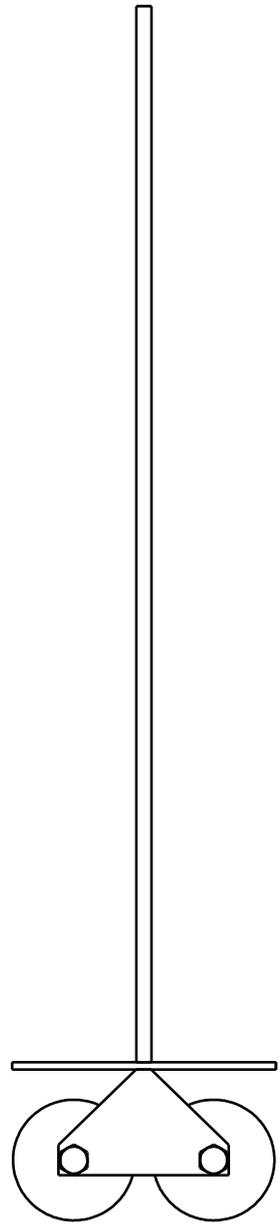


4 3 2 1 A

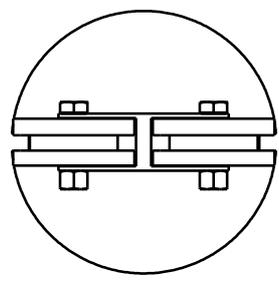
Right view  
Scale: 1:5



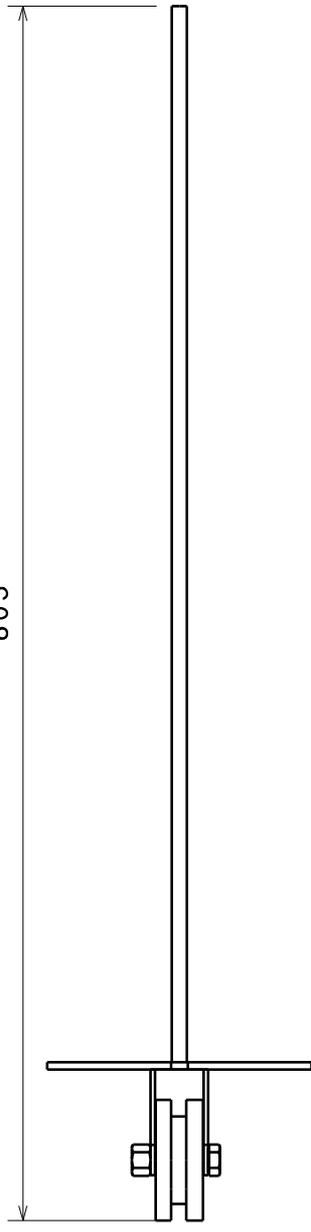
Front view  
Scale: 1:5



Left view  
Scale: 1:5



Top view  
Scale: 1:5



DESIGNED BY: <b>Diego Joyanes</b>	DATE: <b>09/07/2016</b>	CHECKED BY: <b>XXX</b>	DATE: <b>XXX</b>	SIZE <b>A4</b>		WEIGHT (kg) <b>XXX</b>	DRAWING NUMBER <b>8</b>	SHEET <b>1/1</b>

# Sistema de aplicacion de carga

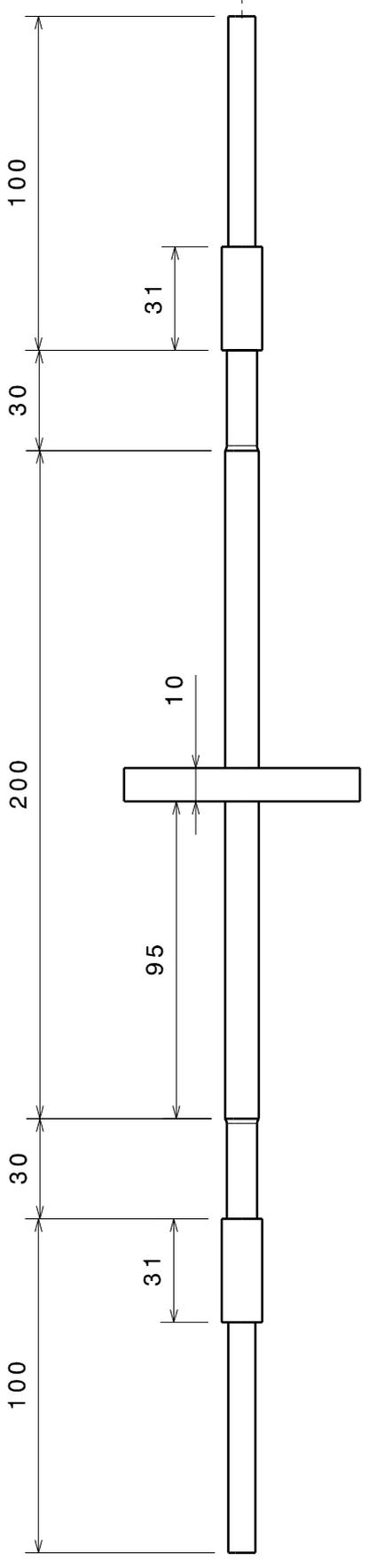
## DASSAULT SYSTEMES

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

4 3 2 1 A

4 3 2 1 A

4 3 2 1 A

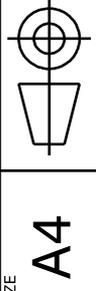


Front view  
Scale: 1:2

Left view  
Scale: 1:1

DESIGNED BY:  
**Diego Joyanes**  
DATE: 11/07/2016

CHECKED BY:  
XXX  
DATE: XXX



SCALE  
**1:2**

DRAWING NUMBER

**Plano 9**

SHEET

**1/1**

# Probeta con casquillos

**DASSAULT SYSTEMES**

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

4 3 2 1 A