

# Índice

<b>ÍNDICE</b>	<b>1</b>
<b>A. DOCUMENTACIÓN</b>	<b>3</b>
1. Estudio de las empresas alquiladoras	3
2. Patentes	4
3. Visitas	5
<b>B. ESTUDIO ECONÓMICO</b>	<b>7</b>
1. Diseño y desarrollo	7
2. Fabricación en serie	10
3. Precio venta PEMP	13
4. Balance económico global	13
<b>C. CÁLCULOS</b>	<b>17</b>
1. Plataforma de trabajo	17
1.1. Protecciones	17
1.2. Zócalo, plataforma y soportes	23
1.3. Actuador rotatorio hidráulico	28
2. Estructura extensible	29
2.1. Soporte actuador rotatorio hidráulico	29
2.2. Cuadrilátero articulado y cilindro hidráulico de la plataforma de trabajo	31
2.3. Cilindro hidráulico cuadrilátero articulado plataforma de trabajo	33
2.4. Célula de carga	36
3. Estabilidad	37
4. Engranaje helicoidal sinfín	39
5. Corona giratoria	43
6. Motor hidráulico engranaje helicoidal sinfín	49
<b>D. PLANOS</b>	<b>51</b>





## A. Documentación

### 1. Estudio de las empresas alquiladoras

A través de la Asociación Nacional de Alquiladores de Plataformas Aéreas de Trabajo (ANAPAT de aquí en adelante) se puede acceder a las principales páginas Web de las empresas alquiladoras de España:

- <http://www.anapat.es/empresas.php> (13 de mayo 2009)

La siguiente tabla muestra cuantos diferentes modelos según tipo de PEMP ofrecen las principales empresas alquiladoras asociadas a ANAPAT. Estos datos han sido recopilados durante el mes de mayo del año 2009.

EMPRESA ALQUILADORA / TIPO	PAE	PAD	PTE	PTD	PT	Otras
VILATEL	5	7	8	7	10	1
VAMASA	6	10	9	11	12	27
TERMISER	2	3	4	5	2	3
TECNORENT	4	4	5	5	4	2
PERETÓ	2	8	5	7	5	10
STOCKLE	6	0	6	5	2	0
GRÚAS ESTACIÓN	7	14	7	10	7	1
SEIROK	5	12	13	12	12	10
S3M IBERIA	3	4	4	4	2	2
GRUPO MAQUINZA	5	5	5	6	4	0
LAVENDON	7	15	15	10	13	15
LA HITA	2	7	7	8	5	2
JOFER	4	7	7	10	6	7
BELZUNCES	3	5	7	6	0	4
IBÉRICA	3	8	8	6	0	8
HUNE	5	9	8	12	8	10
GRÚAS FAM	5	4	5	6	5	3
GAG	5	7	7	9	7	3
ELEVACIONES RAMA	4	5	6	4	5	4
CTC	4	4	5	6	4	7
CRUZARABA	3	6	4	6	5	3
ARAGÓN	3	7	8	9	11	11
ALCANZZE	4	0	6	6	6	1

Tabla A.1.1 Principales empresas alquiladores del mercado español



## 2. Patentes

En las páginas Web siguientes se pueden encontrar información sobre todo lo relacionado con la Propiedad Industrial:

- Oficina Española de Patentes y Marcas: <http://www.oepm.es> (16 diciembre de 2009).
- European Patent Office: <http://www.epo.org/patents.html> (16 diciembre de 2009)

El proceso a seguir para patentar la PEMP, sería a grandes trechos, el siguiente:

1. Libertad de operación (*Freedom to operate*).
  - Búsqueda de patentes relacionadas con PEMP. Por ejemplo, se puede realizar a través de *European Patent Office*: <http://ep.espacenet.com/> (16 diciembre de 2009).
2. Estudio de patentabilidad.
  - La nueva PEMP no debe infringir ninguna de las patentes anteriores.
  - La nueva PEMP debe mejorar algún aspecto respecto las anteriores (**actividad inventiva**).
  - La nueva PEMP debe tener una **aplicación industrial**.
3. Elaboración patente.
  - El **título**.
  - Un **resumen**.
  - La **memoria descriptiva**.
  - Las **figuras ilustrativas**.
  - Las **reivindicaciones**.

El procedimiento de patente no es nada sencillo, ni barato ni corto (puede durar entre 3 y 4 años), por eso existen empresas especializadas en la fase 1 y 2, mientras que otras, se encargan de la elaboración de la patente.



Sobre PEMP's existen muchas patentes relacionadas, sobretodo en lo que respecta a mecanismos de las mismas. La máquina que desarrolla este proyecto diseña las partes más estructurales, mientras que integra los mecanismos más complejos (cilindros hidráulicos, motores, etc.). Puesto que la nueva máquina no aporta ningún diseño innovador, no se hace más hincapié en el estudio de las patentes.

### 3. Visitas

#### GAMA VILATEL

Delegación Barcelona

Polígono Industrial el Pla,

C/ de Miquel Torelló i Pages, 26 - 087500 Molins de Rei (Barcelona).

Telf. 936 803 620

<http://www.gamavilatel.com> (23 mayo de 2009)

Visita realizada en junio de 2009.

---

#### SEIROK

Delegación Cataluña

Ctra. Nacional II Km. 592 - 08740 Sant Andreu de la Barca (Barcelona).

Telf. 936 535 212

<http://plataformaseirok.com/> (12 junio de 2009)

Visita realizada en julio de 2009.

---

#### JLG Ibérica

Plg. Ind. Castellbisbal Sur, C/ Trapadella, 2 - 08755, Castellbisbal (Barcelona)

Telf. 937 724 700

<http://www.jlg.com> (10 febrero 2010)

Visita realizada en marzo de 2010.





## B. Estudio económico

### 1. Diseño y desarrollo

Diseño prototipo	Precio/hora [€/h]	Horas [h]	Subtotal [€]
Jefe diseño	45,00	75	3.375,00
Proyectista 1	25,00	550	13.750,00
Proyectista 2	25,00	250	6.250,00
Proyectista 3	25,00	150	3.750,00
<b>Total</b>			<b>27.125,00</b>

Tabla B.1.1 Diseño primer prototipo

Montaje prototipo	Precio/hora [€/h]	Horas [h]	Subtotal [€]
Operario 1	18,00	200	3.600,00
Operario 2	18,00	200	3.600,00
Operario 3	18,00	150	2.700,00
Operario 4	18,00	100	1.800,00
Electricidad			9.000,00
<b>Total</b>			<b>20.700,00</b>

Tabla B.1.2 Montaje primer prototipo

Puesta a punto prototipo	Precio/hora [€/h]	Horas [h]	Subtotal [€]
Operario 1	18,00	75	1.350,00
Operario 2	18,00	50	900,00
Ingeniero 1	25,00	20	500,00
<b>Total</b>			<b>2.750,00</b>

Tabla B.1.3 Puesta a punto primer prototipo

Confirmación prestaciones prototipo	Subtotal [€]
Comprobaciones generales	500,00
Ensayos	7.000,00
<b>Total</b>	<b>7.500,00</b>

Tabla B.1.4 Confirmación prestaciones del primer prototipo



<b>Rediseño prototipo</b>	<b>Precio/hora [€/h]</b>	<b>Horas [h]</b>	<b>Subtotal [€]</b>
Jefe diseño	45,00	40	1.800,00
Proyectista 1	25,00	60	1.500,00
Proyectista 2	25,00	25	625,00
<b>Total</b>			<b>3.925,00</b>

**Tabla B.1.5 Rediseño del primer prototipo**

<b>Montaje nuevo prototipo</b>	<b>Precio/hora [€/h]</b>	<b>Horas [h]</b>	<b>Subtotal [€]</b>
Operario 1	18,00	150	2.700,00
Operario 2	18,00	150	2.700,00
Operario 3	18,00	100	1.800,00
Operario 4	18,00	75	1.350,00
Electricidad			9.000,00
<b>Total</b>			<b>17.550,00</b>

**Tabla B.1.6 Montaje del segundo prototipo**

<b>Puesta a punto nuevo prototipo</b>	<b>Precio/hora [€/h]</b>	<b>Horas [h]</b>	<b>Subtotal [€]</b>
Operario 1	18,00	50	900,00
Operario 2	18,00	35	630,00
Ingeniero 1	25,00	10	250,00
<b>Total</b>			<b>1.780,00</b>

**Tabla B.1.7 Puesta a punto segundo prototipo**

<b>Confirmación prestaciones nuevo prototipo</b>	<b>Subtotal [€]</b>
Comprobaciones generales	250,00
Ensayos	3.500,00
<b>Total</b>	<b>3.750,00</b>

**Tabla B.1.8 Confirmación prestaciones del primer prototipo**





En las tablas anteriores se puede apreciar cual es el procedimiento seguido en el diseño y desarrollo del prototipo de una máquina que posteriormente se fabrica en serie.

Primeramente se diseña el prototipo, luego se monta (con los útiles imprescindibles) prestando mucha atención a cada paso, comprobando que todo va encajando según el procedimiento descrito en el diseño del prototipo. En este proceso surgen errores, tanto de diseño como de fabricación, que deben ser anotados y corregidos. Posteriormente se pone a punto la máquina para probar y ensayar según normativa. De este modo se comprueba que la máquina satisface las prestaciones para la cual ha sido diseñada.

El paso siguiente es rediseño del primer prototipo, con su correspondiente montaje y puesta a punto para ensayar la máquina. Con el nuevo prototipo (el segundo) ya se tiene la máquina completamente definida y se inicia la fabricación en serie.

Pero antes del fabricar en serie será necesario diseñar los útiles, los procesos de montaje, etc. También es preciso, en el departamento de compras, comenzar a contactar con los proveedores para obtener los precios más bajos de los componentes. Así como la tarea de marketing, para buscar nuevos compradores. Las tareas de compra y marketing se engloban en comerciales.

La siguiente tabla muestra el resumen:

<b>Diseño y desarrollo</b>	<b>Diseño [€]</b>	<b>Montaje [€]</b>	<b>Puesta a Punto [€]</b>	<b>Confirmación prestaciones [€]</b>	<b>Subtotal [€]</b>
Prototipo	27.125,00	20.700,00	2.750,00	7.500,00	58.075,00
Nuevo prototipo	3.925,00	17.550,00	1.780,00	3.750,00	27.005,00
Útiles					8.000,00
Comerciales					55.000,00
<b>Total</b>					<b>148.080,00</b>

**Tabla B.1.9 Diseño y desarrollo**

Por lo tanto, el total (148.080,00 €) corresponde a la inversión que deber realizar la empresa antes de lanzar a producir en serie.

Esta inversión se amortiza con la venta de máquinas, en un periodo conocido como el Pay-back.



## 2. Fabricación en serie

Componentes plataforma trabajo	Unidades	Precio/Unidad [€]	Subtotal [€]
Cáncamo fijación	2	21,92	43,84
Actuador rotatorio hidráulico	1	1.000,00	1.000,00
Tornillería	86	0,20	17,20
<b>Total</b>			<b>1.061,04</b>

Tabla B.2.1 Componentes plataforma de trabajo

Material plataforma trabajo	Peso [kg]	Precio/peso [€/kg]	Subtotal [€]
AW-6063	13,964	4,20	58,65
S235	0,364	0,67	0,24
S275	43,197	0,69	29,59
S355	5,896	0,71	4,16
<b>Total</b>			<b>92,64</b>

Tabla B.2.2 Material plataforma de trabajo

Fabricación piezas plataforma trabajo	Subtotal [€]
General (cortes, doblados, etc.).	250,00
<b>Total</b>	<b>250,00</b>

Tabla B.2.3 Fabricación piezas plataforma de trabajo

Componentes estructura extensible	Unidades	Precio/Unidad [€]	Subtotal [€]
Detectores de final de carrera	6	90,00	540,00
Célula de carga	1	400,00	400,00
Cilindros hidráulicos	6	78,32	469,92
Casquillos	50	6,77	338,52
Tornillería	176	4,70	827,86
Central hidráulica	1	5.000,00	5.000,00
Rodamientos	2	143,00	286,00
Tornillo engranaje helicoidal sinfín	1	100,00	100,00
Eje	1	2,00	2,00
Motor hidráulico engranaje helicoidal sinfín	1	1.000,00	1.000,00
<b>Total</b>			<b>8.964,30</b>

Tabla B.2.4 Componentes estructura extensible



Material estructura extensible	Peso [kg]	Precio/peso [€/kg]	Subtotal [€]
POM	0,577	2,75	1,59
PET	12,688	1,35	17,13
C45E	16,322	0,87	14,20
E-355	9,090	0,72	6,50
S275	314,082	0,69	215,15
S355	340,047	0,71	239,73
<b>Total</b>			<b>494,29</b>

Tabla B.2.5 Material estructura extensible

Fabricación piezas estructura extensible	Subtotal [€]
Eslabón 4 cuadrilátero articulado (EN-GJS 450)	5,00
Contrapesos (EN-GJL 200)	1.700,00
Soporte eje tornillo engranaje helicoidal sinfín (EN-GJL-250)	280,00
General (cortes, doblados, mecanizados, etc.)	1.500,00
<b>Total</b>	<b>3.485,00</b>

Tabla B.2.6 Fabricación piezas estructura extensible

Componentes chasis	Unidades	Precio/Unidad [€]	Subtotal [€]
Batería	2	350,00	700,00
Cargador	1	900,00	900,00
Pies hidráulicos nivelación	4	300,00	1.200,00
Motor hidráulico ruedas	2	3.000,00	6.000,00
Reductores ruedas	2	1.500,00	3.000,00
Ruedas	4	500,00	2.000,00
Rueda engranaje helicoidal sinfín	1	500,00	500,00
Tornillería			500,00
<b>Total</b>			<b>14.800,00</b>

Tabla B.2.7 Componentes chasis

Material chasis	Peso [kg]	Precio/peso [€/kg]	Subtotal [€]
S275	461,792	0,69	316,33
EN-GJL 300	8,933	1,40	12,51
<b>Total</b>			<b>328,83</b>

Tabla B.2.8 Material chasis



<b>Fabricación piezas chasis</b>	<b>Subtotal [€]</b>
Soporte rueda engranaje helicoidal sinfín (EN-GJL-300)	20,00
Generales	1.000,00
<b>Total</b>	<b>1.020,00</b>

**Tabla B.2.9 Fabricación piezas chasis**

Como se puede comprobar en las tablas anteriores, la PEMP se ha dividido en tres grupos: la plataforma de trabajo, la estructura extensible y el chasis.

Cada uno de los grupos tiene un coste en componentes, materiales y proceso de fabricación de las piezas (a partir de los materiales comprados).

Las compras tanto de componentes como material, así como los pedidos de piezas a fabricar, se hacen en lotes de grandes cantidades. Los encargados de realizar dicha labor son el departamento de compras, ellos son los que tratan con los proveedores para obtener los mejores precios por unidad. Cada máquina también tendrá un coste de marketing, puesto que las máquinas se deben vender y entregar al comprador. Las máquinas tienen sus correspondientes manuales. Todo el coste se engloba en gastos comerciales.

Las tablas anteriores muestran la cantidad de unidades de cada componente que tiene la máquina, con su precio unitario. Respecto a los materiales (piezas comerciales, como tubo estructurales, casquillos, etc.), se muestra el peso de cada tipo de material en cada grupo, que multiplicado por el coste por masa según el material da el precio de los materiales empleados. Una de las tablas, también muestran el coste de fabricación de piezas (no comerciales) necesarias para ensamblar la PEMP.

Una vez se tienen componentes, materiales y piezas fabricadas se procede al ensamblaje en serie de la máquina. Este ensamblaje tiene un coste en personal y medios para llevarlo a cabo (consumo eléctrico mayormente). Después del ensamblaje se procede a la puesta a punto de la máquina. El ensamblaje en serie tiene, como es lógico, un coste menor que el ensamblaje de un prototipo.

<b>Concepto</b>	<b>Subtotal [€]</b>
Materiales	915,77
Fabricación	4.755,00
Componentes	24.825,34
Montaje	4.400,00
Puesta a punto	450,00
Comerciales	500,00
<b>Total</b>	<b>35.846,11</b>

**Tabla B.2.10 Coste unitario de una PEMP**



### 3. Precio venta PEMP

Concepto	Subtotal [€]
Coste unitario	35.846,11
Beneficio	1.250,00
Coste sin IVA	37.096,11
IVA (16 %)	5.935,38
<b>Precio unitario venta</b>	<b>43.031,49</b>

**Tabla B.3.1 Coste unitario de venta de una PEMP**

En el precio de venta de la PEMP se debe tener en cuenta un beneficio por PEMP, que permita primero amortizar la inversión inicial y después ganar dinero.

A este precio final también se debe sumar el correspondiente IVA (Impuesto sobre el Valor Añadido), que en este caso es del 16 %.

### 4. Balance económico global

Periodo Concepto	0	1	2	3	4
Inversión	148.080	-	-	-	-
Costes anuales	-	8.065.375	8.347.663	8.639.831	8.942.225
Ingresos anuales	-	9.682.085	10.020.958	10.371.692	10.734.701
IVA (16%)	-	-1.549.134	-1.603.353	-1.659.471	-1.717.552
Beneficio bruto	-	67.577	69.942	72.390	74.924
Impuesto sociedades (35%)	-	-10.812	-11.191	-11.582	-11.988
Beneficio neto	-	56.765	58.751	60.808	62.936
Flujo de caja	-148.080	56.765	58.751	60.808	62.936
Flujo acumulado	-148.080	-91.315	-32.564	28.243	91.179

**Tabla B.4.1 Balance económico global**



En la tabla anterior se muestra el balance económico global (todo en €) anual que permite calcular unos parámetros para la evaluación económica del proyecto. Al ser anual, los costes y ganancias corresponden a 225 unidades, que son las PEMP que se fabrican y venden (hipotéticamente) en el mismo año.

Primeramente destacar, que de un año a otro se ha tenido en cuenta el aumento del IPC (Índice Precio Consumo), estimado en un 3% y que repercute en el aumento del coste unitario de la PEMP con la misma razón de incremento.

Dicho esto se analizan los siguientes indicadores:

- *Pay-back* (plazo de recuperación inversión);
- VAN (Valor Actualizado Neto);
- TIR (Tasa Interna de Rentabilidad).

A continuación se definen los parámetros económicos con los que se trabajará:

- Periodo:  $t \in N$
- Horizonte proyecto económico:  $n$
- Flujo de caja en un periodo dado:  $Q_t$
- Flujo de caja acumulado en un periodo dado:  $Q_{at}$
- Inversión:  $Q_0$
- Coste de capital:  $K$

*Pay-back* es el momento en el que el flujo acumulado pasa de ser negativo a positivo. Esto ocurre entre el período dos y tres. Así pues:

$$Pay - back = 2 + \frac{Q_{a2}}{Q_{a2} - Q_{a3}} \quad (Ec. B.4.1)$$

**Pay-back = 2,5 años.**

$$VAN = Q_0 + \sum_{t=1}^n \frac{Q_t}{(1+k)^t} \quad (Ec. B.4.2)$$



Donde:

- $Q_0 = 148.080 \text{ €}$
- $n = 4 \text{ años}$
- $K = 0,10$

Así pues:

**VAN= 37.046 €**

Por último:

$$0 = Q_0 + \sum_{t=1}^n \frac{Q_t}{(1 + TIR)^t} \quad (\text{Ec. B.4.3})$$

Así pues:

**TIR= 0,22**

Así pues, si se analiza los datos se tiene una inversión rentable, puesto que el TIR es aproximadamente dos veces superior al coste de capital.

Respecto al VAN, se puede decir que es positivo, por lo tanto se gana dinero. Aún así este indicador serviría para comparar con el VAN de otro proyecto semejante y escoger el mejor candidato.

El Pay-back de dos años y medio está bien, si se quisiera recuperar antes la inversión se podría aumentar un poco el precio de la máquina.







## C. Cálculos

### 1. Plataforma de trabajo

El objetivo de este apartado es el análisis de tensiones y deformaciones debido a diferentes estados de carga con tal de corroborar que el diseño de la plataforma de trabajo cumple con los diferentes requisitos de la normativa.

Además, este análisis permitirá obtener las reacciones sobre el mecanismo de giro de la plataforma (actuador rotatorio hidráulico). Estas reacciones serán las que permitan escoger cuáles son las prestaciones que debe ofrecer tal mecanismo.

**Ansys Workbench v11** es el software **CAE (Computer-Aided Engineering)** que se ha empleado para el **FEA (Finite Elements Analysis)**, importando la geometría de **Solidworks Office Premium 2008**.

La simplificación de los componentes a la hora del análisis es obligatoria por varios motivos, uno de ellos es que un ordenador de características estándares tiene una cierta potencia computacional, que con un caso de estudio como el presente es fácilmente superable, debido a que las magnitudes geométricas de la plataforma hacen que el mallado del modelo contenga una cantidad de elementos (compuesto por sus correspondientes nodos) que el ordenador no es capaz de procesar. Reducir el número de elementos y nodos conduciría a resultados falsos por eso es necesaria una simplificación de los modelos de estudio. La simplificación, además de ser un proceso que contribuye a la mejora de la velocidad de cálculo, evita fenómenos de concentración de tensiones que falsean el resultado. Además también se optimiza el modelo real porque en este proceso se deben realizar reflexiones sobre cuáles son las piezas realmente importantes o no. El criterio de simplificación se basará en eliminar todo tipo de perforaciones o cortes que no sean objeto del estudio.

Así pues se analiza por un lado el conjunto de protecciones, por el otro la plataforma y su soporte y por último se escoge el actuador rotatorio hidráulico.

#### 1.1. Protecciones

Los componentes analizados serán el pretil superior, pretil inferior, barandillas verticales y puntos de anclaje, con la placa de fijación y su correspondiente tornillería. El cáncamo de fijación de los puntos de anclaje no se debería estudiar porque la empresa a la que se ha adquirido ya asegura, por medio de unos ensayos según normativa **UNE-EN 795**, que éste aguanta. Aún así se modela para aplicar la carga correspondiente a la caída de un operario y se comprueba que efectivamente aguanta.



Se estudiarán dos casos de carga, uno aplicando 500 N por operario en los pretiles y en la dirección más desfavorable, siempre sin producir una deformación permanente, según el apartado **5.6.3** de la normativa **UNE-EN 280** y otro aplicando 10.000 N en el cáncamo, correspondiente a la caída de un operario y pudiendo aparecer deformaciones permanentes pero no una rotura, según el apartado **4.3.1** de la normativa **UNE-EN 795**.

El tipo de contacto entre los diferentes componentes del conjunto condiciona el comportamiento del sistema ante la aplicación de unas cargas, en consecuencia los resultados. Por eso es importante modelar adecuadamente dichos contactos. Para este cálculo se han empleado dos tipos de contacto, el “*bonded*”, el cual no permite ni desplazamiento, ni rotación ni separación de una superficie respecto a otra, y el “*no separation*”, el cual no permite simplemente la separación entre superficies. Estos dos tipos de contacto tienen la peculiaridad, a diferencia de los otros tipos de contacto (“*frictionless*”, “*rough*” y “*frictional*”) que permite *Ansys Workbench*, de que emplean una formulación lineal, cosa que facilita el cálculo. Para el estudio presente, ambos contactos permite modelar de forma adecuada lo que se quiere estudiar. La unión entre pretiles y barandillas, así como la de la cabeza perno-cáncamo, caña perno-tuerca, tuerca-placa son “*bonded*”, mientras que la barandilla vertical-placa, barandilla vertical-cáncamo y barandilla vertical-caña perno y la caña perno-cáncamo son “*no separation*”, con tal de que los pernos que sujetan el cáncamo y la placa de fijación sean los que transmiten el esfuerzo, de la caída de un operario, contra la barandilla vertical.

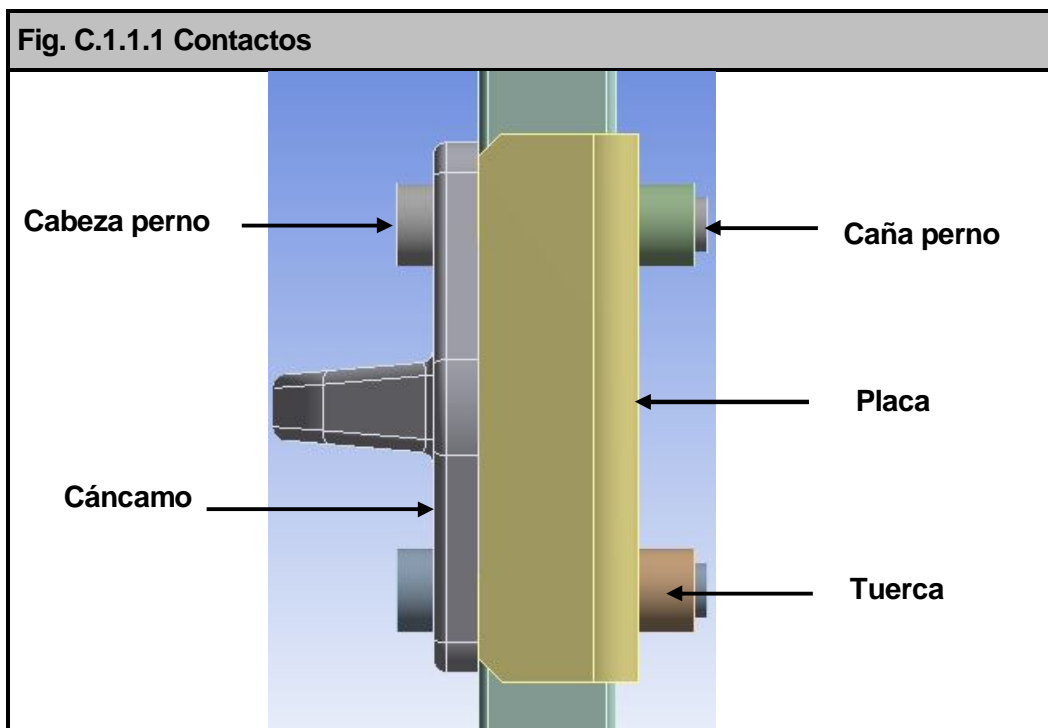
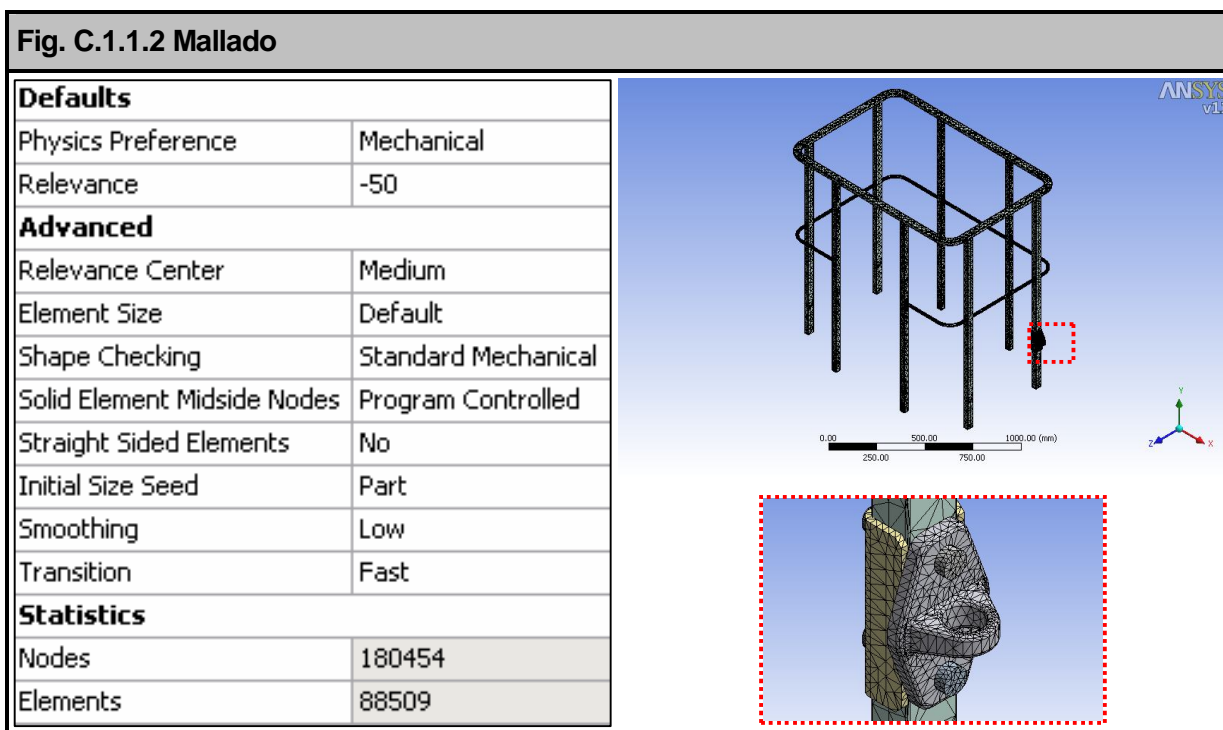
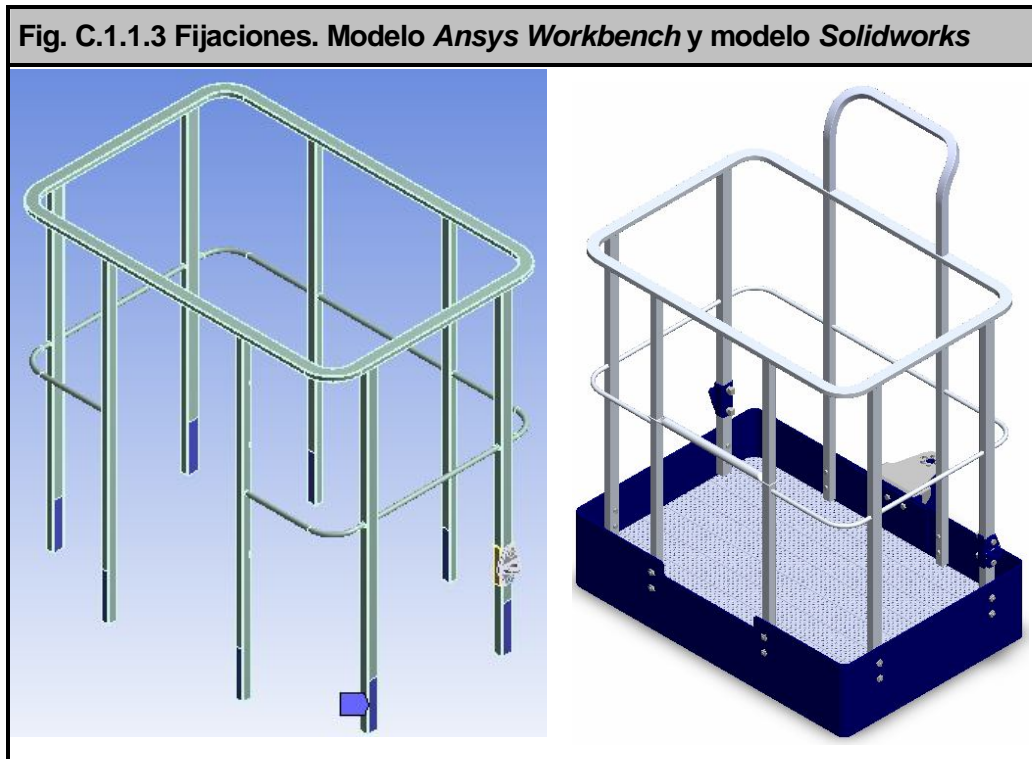


Tabla C.1.1.1 Materiales protecciones								
Componente	Material	$\rho$	E	$\nu$	t	$R_{p0,2}$	$R_m$	A
Pretil superior, inferior y barandillas	AW-6063 T6	2.700	69.500	0,33	$\leq 10$	170	215	8
Barandillas punto anclaje*	AW-6063 T66	2.700	69.500	0,33	$\leq 10$	200	245	8
Cáncamo fijación	Al Si Mg0,7 T6	2.700	69.500	0,33	-	200	285	4
Placa fijación	S355JR	7.850	210.000	0,30	$>3 \ \& \ \leq 16$	355	470	18
Tornillería	Calidad 8.8	7.850	210.000	0,30	-	640	800	-
Magnitud	Unidad	Descripción						
$\rho$	Kg/m <sup>3</sup>	Densidad						
E	N/mm <sup>2</sup>	Módulo de Young						
$\nu$	-	Coeficiente de Poisson						
t	mm	Grosor						
$R_{p0,2}$	N/mm <sup>2</sup>	Mínimo límite elástico						
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Mínima resistencia a la tracción						
A	%	Mínimo alargamiento						

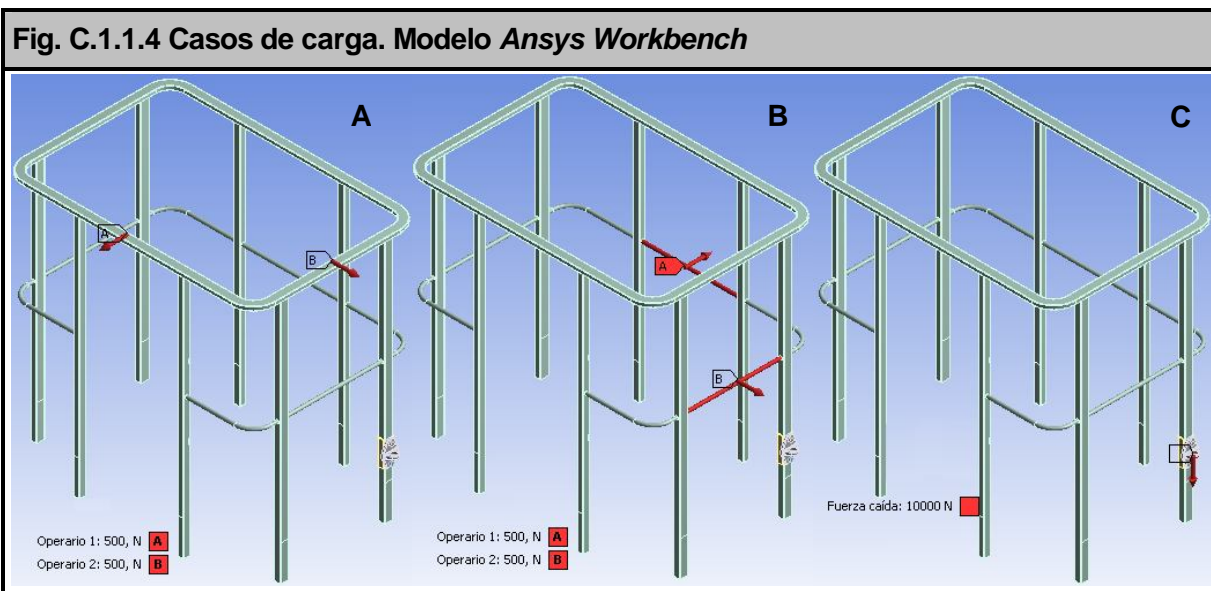
\* Las dos barandillas verticales de los puntos de anclaje tienen mayor resistencia.



Los pernos y arandelas de los puntos de anclaje han sido redondeados (ver **Fig. C.1.1.1** y **C.1.1.2**) para facilitar el mallado y evitar una concentración de tensiones en puntos angulares.



A continuación se muestra como se ha simplificado el conjunto de protecciones, así como éste ha sido fijado para el análisis de tensiones y deformaciones. En el modelo de *Ansys Workbench* (imagen izquierda, **Fig. C.1.1.3**) hay unas superficies resaltadas en azul que corresponden a las partes fijas para el cálculo, que básicamente tratan de simular la unión entre zócalo, barandilla vertical y tornillería (imagen derecha, **Fig. C.1.1.3**).



En la figura anterior se pueden apreciar los distintos casos de carga analizados, básicamente aplicando en el pretil superior (caso de carga A, **Fig. C.1.1.4**), pretil inferior (caso de carga B, **Fig. C.1.1.4**) y la carga de la caída de un operario (caso de carga C, **Fig. C.1.1.4**).

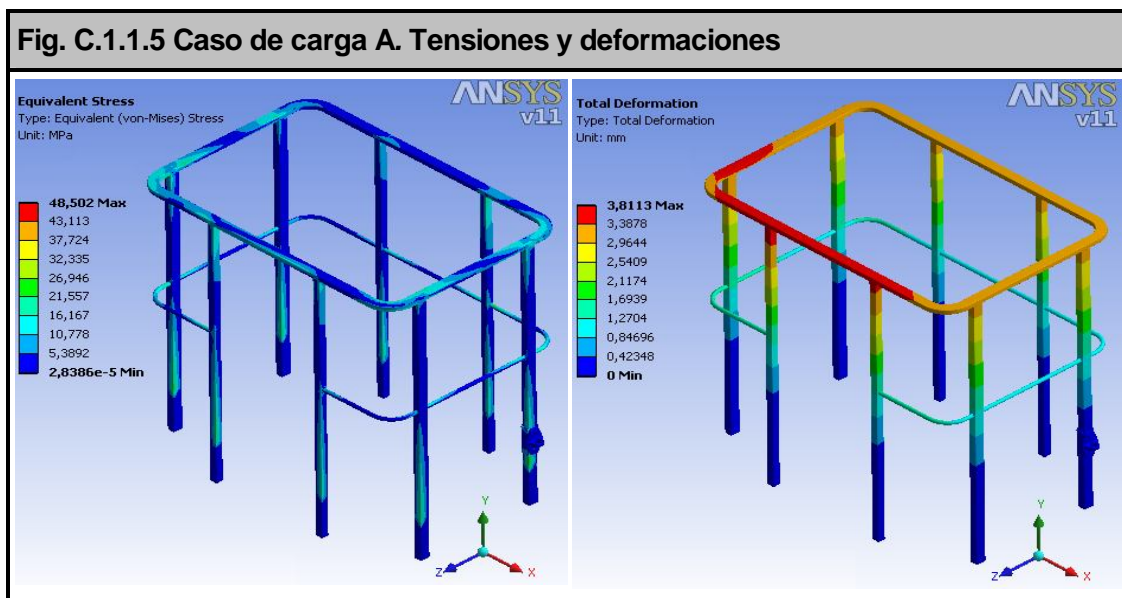
El coeficiente de seguridad de materiales ( $\gamma_m$ ) se define para absorber la variabilidad de las propiedades de los materiales y posibles errores numéricos, así se tiene un extra de seguridad.

<b>Tabla C.1.1.2 Resultados caso de carga A y B</b>					
<b>Caso de carga A</b>					
Componente	$\gamma_m$	$\sigma_{max}$	$F_s$	$\epsilon$	$\epsilon < A$
Pretil superior, inferior y barandillas	1,1	37,6	4,1	0,05	<input checked="" type="checkbox"/>
<b>Caso de carga B</b>					
Componente	$\gamma_m$	$\sigma_{max}$	$F_s$	$\epsilon$	$\epsilon < A$
Pretil superior, inferior y barandillas	1,1	62,3	2,5	0,09	<input checked="" type="checkbox"/>
<b>Caso de carga C</b>					
Componente	$\gamma_m$	$\sigma_{max}$	$F'_s$	$\epsilon$	$\epsilon < A$
Barandillas puntos de anclaje	1,1	222,9	1,0	0,32	<input checked="" type="checkbox"/>
Cáncamo de fijación	1,1	258,4	1,0	0,37	<input checked="" type="checkbox"/>
Placa fijación	1,1	201,1	2,12	0,01	<input checked="" type="checkbox"/>
Tornillería	1,1	148,1	4,9	0,07	<input checked="" type="checkbox"/>
Magnitud	Unidad	Descripción			
$\gamma_m$	-	Coeficiente seguridad materiales			
$\sigma_{max}$	N/mm <sup>2</sup>	Máxima tensión equivalente Von-Mises			
$F_s$	-	Factor seguridad: $F_s = \frac{R_{p0,2}}{\gamma_m \cdot \sigma_{max}}$			
$\epsilon$	%	Deformación unitaria			
$F'_s$	-	Factor seguridad: $F'_s = \frac{R_m}{\gamma_m \cdot \sigma_{max}}$			

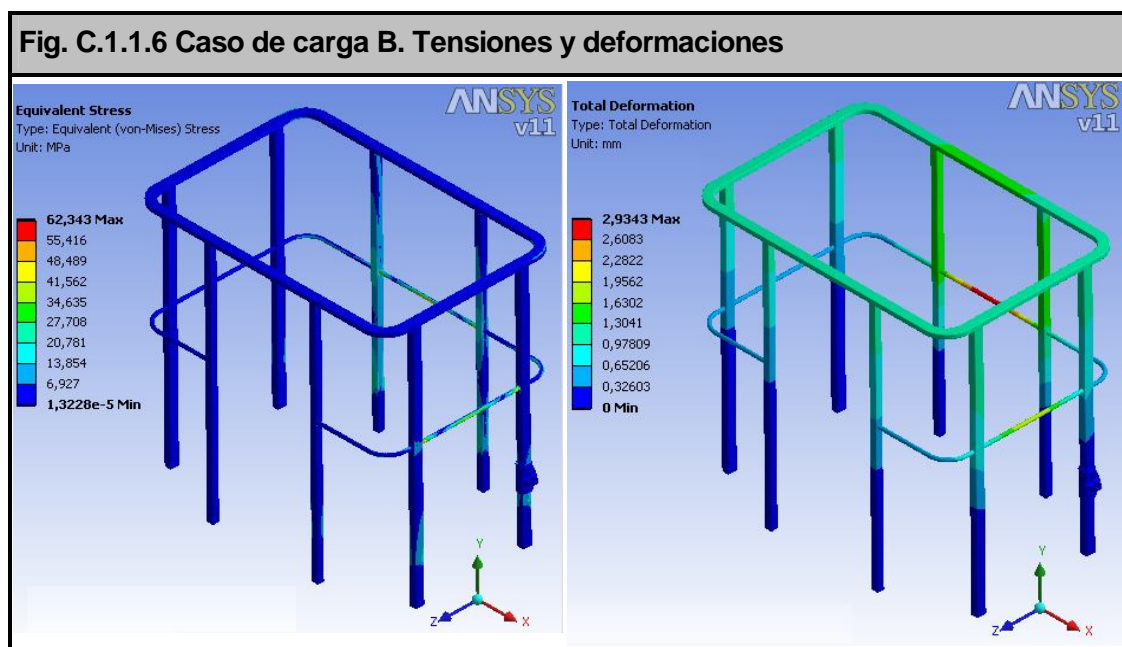


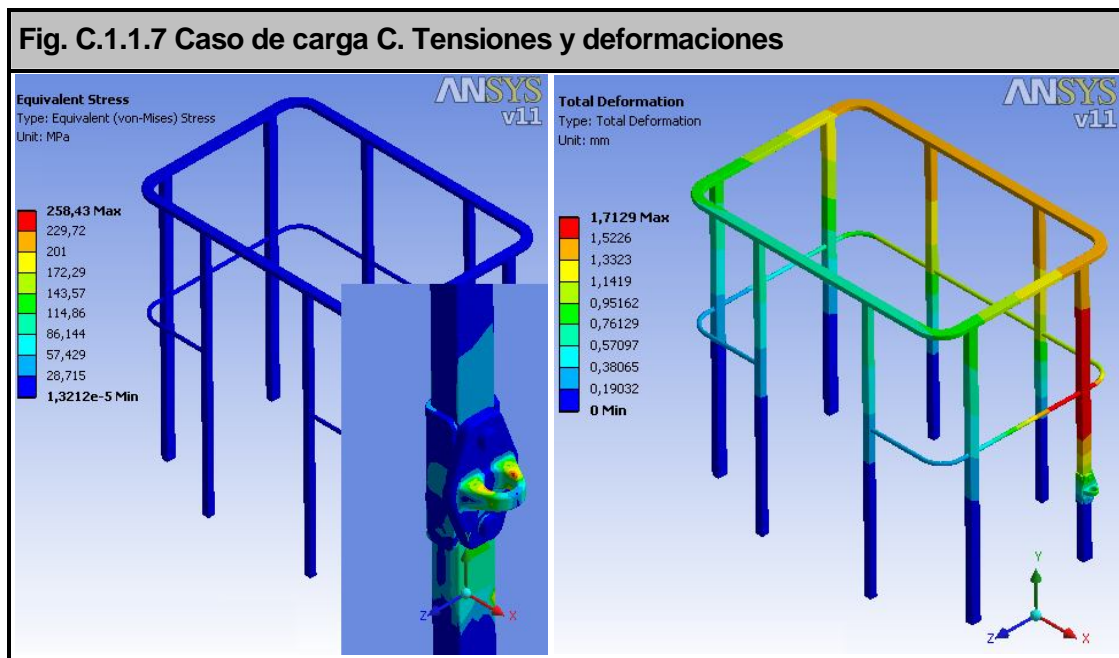
La tabla anterior muestra los resultados de los diferentes casos de carga, analizando las partes más críticas. El criterio de evolución de los resultados es distinto para el caso de carga A y B que para el C, ya que para A y B no se permite la deformación plástica y para el C si. En concreto destacar que en caso de carga C se tiene un factor de seguridad 1, aún así decir que el máximo se produce en una arista, así que es una pequeña concentración de tensiones. Este hecho ha obligado a cambiar el material de las barandillas verticales que sujetan los puntos de anclaje a una Aluminio con un tratamiento térmico superior (T66) puesto que con el T6 fracturaría. Pese el factor de seguridad 1, se ha de pensar que se tiene el coeficiente de seguridad de materiales y que las propiedades de los materiales siempre son las mínimas posibles.

**Fig. C.1.1.5 Caso de carga A. Tensiones y deformaciones**



**Fig. C.1.1.6 Caso de carga B. Tensiones y deformaciones**





Las figuras anteriores se muestran la distribución de tensiones según el criterio de *Von-Mises* y deformaciones totales de cada caso de carga.

## 1.2. Zócalo, plataforma y soportes

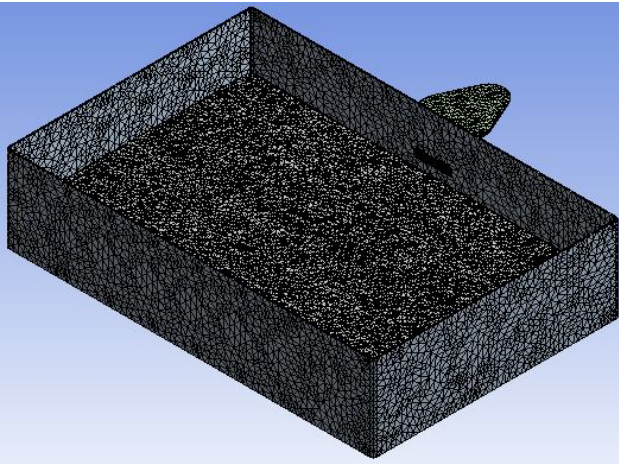
Se analizan dos estados de carga posible, uno (caso de carga A) correspondiente a la carga nominal que debe soportar la plataforma, según apartado **5.2.3.1** de la normativa **UNE-EN 280**, el otro (caso de carga B) correspondiente a las reacciones sobre el zócalo de la caída de un operario.

El modelo utilizado para el cálculo es una simplificación del real. Las grandes dimensiones del mismo hacen que el número de nodos sea elevado. Si se trata de simular, con un correcto mallado, el modelo real, un computador normal no tiene las suficientes prestaciones. La simplificación, además de ser proceso que contribuye a la mejora de la velocidad de cálculo, optimiza el modelo real porque en este proceso se deben realizar reflexiones sobre cuales son las piezas realmente importantes o no. El criterio de simplificación se basará en eliminar todo tipo de perforaciones o cortes que no sean objeto del estudio (tornillería, agujeros para la fijación de protecciones, soporte, etc.).



Tabla C.1.2.1 Materiales								
Componente	Material	$\rho$	E	$\nu$	t	$R_{p0,2}$	$R_m$	A
Zócalo	S275JR	7.850	210.000	0,30	>3 & ≤16	275	410	19
Panel	S235JR	7.850	210.000	0,30	>3 & ≤16	240	360	22
Escuadras	S355JR	7.850	210.000	0,30	>3 & ≤16	355	470	18
Soporte	S355JR	7.850	210.000	0,30	>3 & ≤16	355	470	18
Magnitud	Unidad	Descripción						
$\rho$	Kg/m <sup>3</sup>	Densidad						
E	N/mm <sup>2</sup>	Módulo de Young						
$\nu$	-	Coeficiente de Poisson						
t	mm	Grosor						
$R_{p0,2}$	N/mm <sup>2</sup>	Mínimo límite elástico						
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Mínima resistencia a la tracción						
A	%	Mínimo alargamiento						

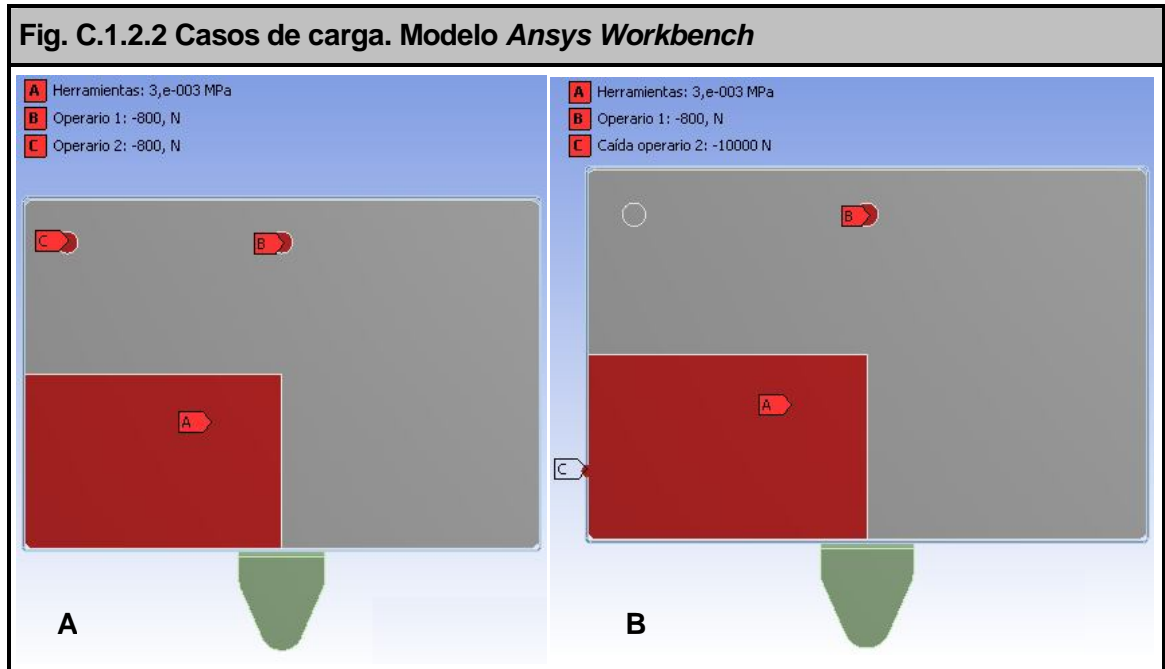
Fig. C.1.2.1 Mallado	
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	25
<b>Advanced</b>	
Relevance Center	Medium
Element Size	Default
Shape Checking	Standard Mechanical
Solid Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Part
Smoothing	Low
Transition	Fast
<b>Statistics</b>	
Nodes	172907
Elements	82827







El contacto entre los diferentes componentes del modelo de estudio son definidos como “bonded”, es decir, como si una pieza estuviera fijada a la otra.



En este cálculo se obtendrán las reacciones (fuerzas y momentos) sobre los soportes fijos del modelo, el cual es fijado por dos superficies (ver en azul claro, **Fig. C.1.2.3**), aquellas que están en contacto con el mecanismo que permite el giro de la plataforma de trabajo. La figura siguiente muestra las superficies que soportan el modelo y los ejes de coordenadas.

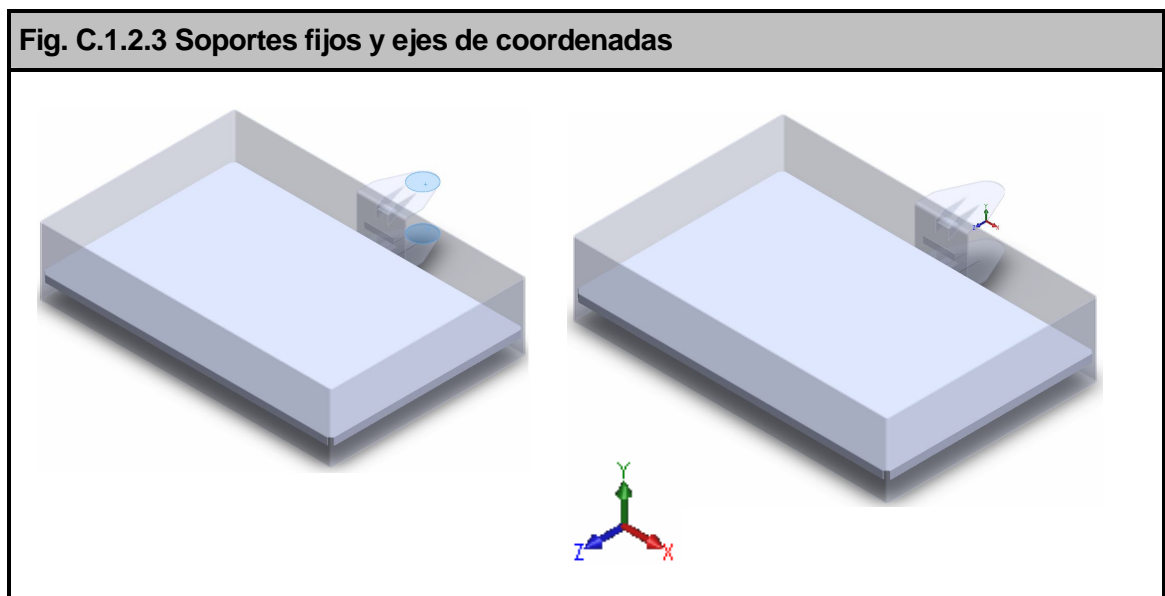


Tabla C.1.2.2 Resultados caso de carga A y B						
Caso de carga A						
Componente	$\gamma_m$	$\sigma_{max}$	$F_s$	$\epsilon$	$D_T$	$\epsilon < A$
Zócalo	1,1	225,7	1,1	0,11	32,3	<input checked="" type="checkbox"/>
Panel	1,1	202,3	1,1	0,17		<input checked="" type="checkbox"/>
Escuadras	1,1	318,7	1,0	0,17		<input checked="" type="checkbox"/>
Soporte	1,1	320,2	1,0	0,17		<input checked="" type="checkbox"/>
Caso de carga B						
Componente	$\gamma_m$	$\sigma_{max}$	$F'_s$	$\epsilon$	$D_T$	$\epsilon < A$
Zócalo	1,1	372,6*	1,0*	0,18	79,8	<input checked="" type="checkbox"/>
Panel	1,1	322,9*	1,0*	0,28		<input checked="" type="checkbox"/>
Escuadras	1,1	405,8*	1,0*	0,40		<input checked="" type="checkbox"/>
Soporte	1,1	414,4*	1,0*	0,34		<input checked="" type="checkbox"/>
Magnitud	Unidad	Descripción				
$\gamma_m$	-	Coeficiente seguridad materiales				
$\sigma_{max}$	N/mm <sup>2</sup>	Máxima tensión equivalente <i>Von-Mises</i>				
$F_s$	-	Factor seguridad: $F_s = \frac{R_{p0,2}}{\gamma_m \cdot \sigma_{max}}$				
$\epsilon$	%	Deformación unitaria				
$D_T$	mm	Máxima deformación total (conjunto)				
$F'_s$	-	Factor seguridad: $F'_s = \frac{R_m}{\gamma_m \cdot \sigma_{max}}$				

\*Se producen concentraciones de tensiones, así pues los resultados en asteriscos son, aproximadamente, las tensiones máximas que no están dentro de la acumulación de tensiones (zona acumulación de tensión son picos o aristas).

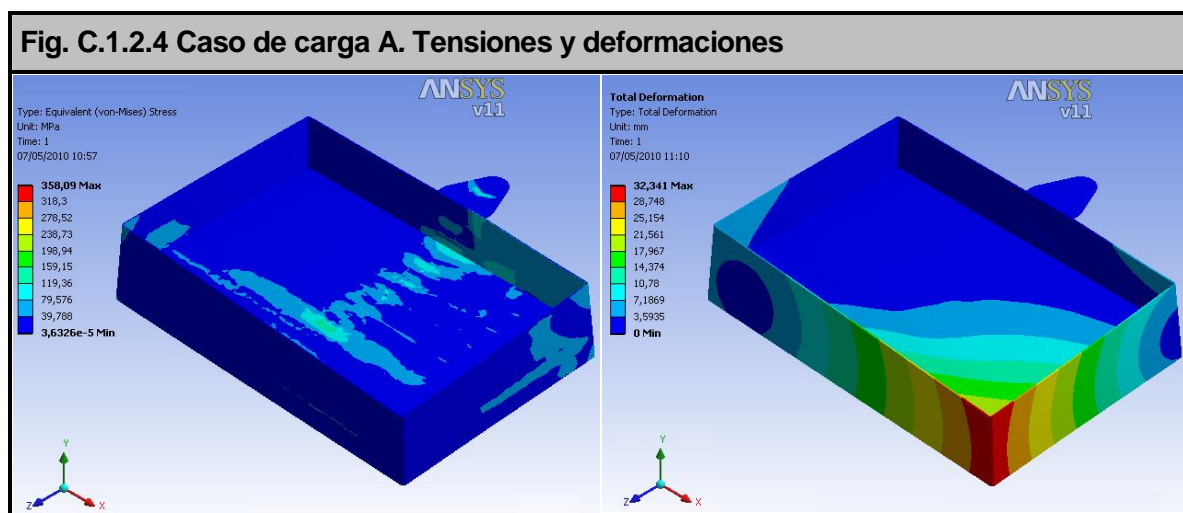
Tabla C.1.2.3 Reacciones soportes fijos						
	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]	$M_x$ [Nm]	$M_y$ [Nm]	$M_z$ [Nm]
<b>Caso carga A</b>	≈ 0	3.083,7	≈ 0	-2.094,1	≈ 0	613,7
<b>Caso carga B</b>	≈ 0	12.284,0	≈ 0	-4.682,7	≈ 0	6.238,7

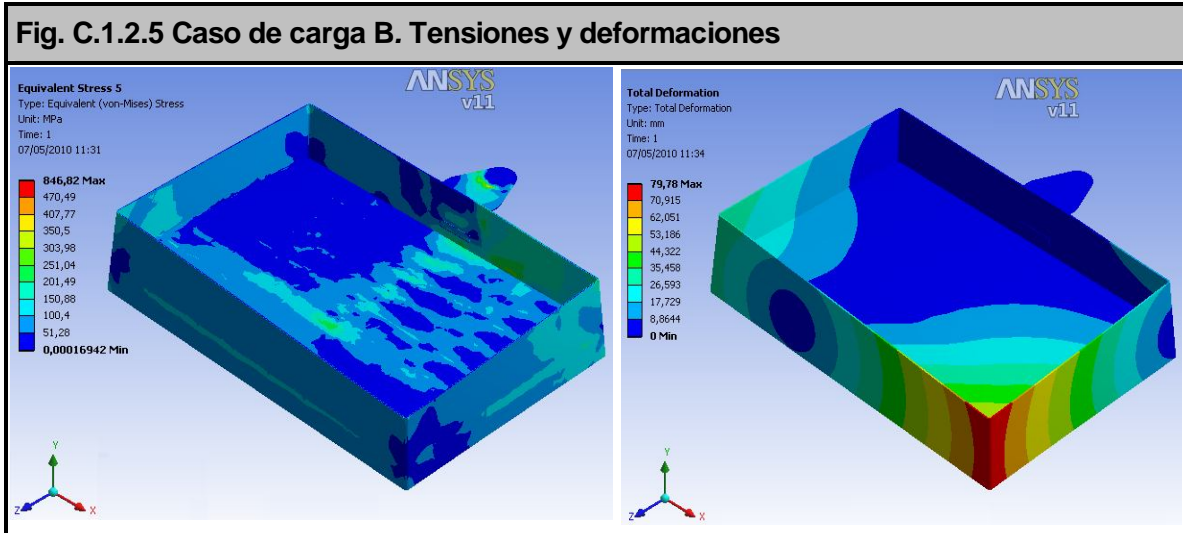


La plataforma de trabajo soporta la carga nominal adecuadamente pese que el factor de seguridad esta entre 1,0 y 1,1, se debe tener en cuenta que la carga nominal nunca podrá ser superada (de forma involuntaria) porque la PEMP estará dotada de dispositivos de seguridad que avisen y bloqueen la máquina si tal situación se produce.

En cuanto a la caída de un operario, la situación es más compleja. Las tensiones obtenidas con el cálculo superan el límite de rotura. Además, en este cálculo no se tiene en cuenta que las propiedades de los materiales cambian cuando se supera el límite elástico puesto que la relación entre tensión y deformación deja de ser lineal, aumentando las deformaciones. Aún así, estas deformaciones unitarias son siempre inferiores al 0,50%. Todo esto conduce a pensar que los picos de tensiones se producen en lugares muy concretos, puntos o aristas, lo que conduce a pensar que es una concentración de tensiones debido al mallado, el resto de zonas, que son la gran mayoría (a grosso modo, más del 95%) están por debajo del límite elástico. La carga que se aplica en éste estudio es de 10 KN, que trata de modelar, según la normativa, el pico máximo que se produciría instantáneamente la caída de un operario.

Así pues se podría proceder a realizar, primero un estudio más profundo y después si es preciso realizar un rediseño de la plataforma (ambas acciones fuera del alcance de este proyecto), por ejemplo dando mayor espesor al zócalo, poniendo una cartela más en cada escuadra, cambiando el material del soporte (de acero S355 a C45), etc. En la realidad, dicha máquina siempre deberá ser sometida a una serie de ensayos (según **UNE-EN 795**), que corroboren que los cálculos son correctos. Se cree, después de todo lo comentado, que el diseño actual soportaría dicha caída, pero los daños en la estructura serían considerables. Por eso si una caída se produce, se deben realizar una inspección para determinar que acciones se deben tomar al respecto para que la máquina pueda volver a funcionar correctamente.





### 1.3. Actuador rotatorio hidráulico

El actuador rotatorio hidráulico se escogerá en base a las reacciones obtenidas para el caso de carga A (carga nominal plataforma de trabajo) del apartado C.1.2. Éste no se dimensiona en relación a las reacciones obtenidas en el caso de carga B (caída del operario) de dicho apartado, puesto que la caída de un operario es una situación insólita, en la que la carga se aplica instantáneamente. Aún así, dicho suceso debe ser comentado al proveedor (*Helac Corporation*), quien acabará de asegurar si el actuador es capaz de soportar dicha situación extrema.

*Helac Corporation L20-4.5 180° Rotation:*

*Maximum thrust capacity: 500 Kg > Thrust load.*

*Maximum moment capacity: 2.500, 0 Nm > Moment.*

Según reacciones obtenidas en el **caso carga A**, apartado C.1.2.

$$F_y \text{ (Thrust load)} = 3.083,7 \text{ N} \approx 314 \text{ Kg.}$$

$$M \text{ (Moment)} = (M_x^2 + M_y^2)^{1/2} = (2.094,1^2 + 613,7^2)^{1/2} = 2.182,2 \text{ Nm.} \quad (\text{Ec. C.1.3.1})$$

Por lo tanto, este tipo de actuador rotatorio cumple con los requisitos demandados.



## 2. Estructura extensible

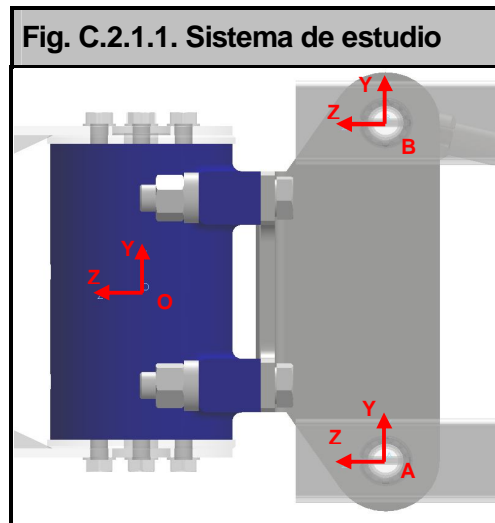
### 2.1. Soporte actuador rotatorio hidráulico

A partir de las reacciones obtenidas en el apartado **C.1.2** se pueden obtener analíticamente y manualmente las reacciones sobre el sistema formado por el actuador rotatorio hidráulico, la tornillería y el soporte de dicho actuador, tal y como se puede apreciar en la **Fig. C.2.1.1**.

Las reacciones mencionadas anteriormente se aplican en el punto O (perteneciente al actuador rotatorio hidráulico) y con signo contrario, puesto que para este sistema son acciones. El sistema es fijado por el punto A y B (ambos pertenecientes al soporte del actuador).

Para el cálculo, se asumen una serie de hipótesis;

- sólido rígido;
- peso menospreciable de los componentes del sistema;
- estudio en un plano simétrico (plano yz, ver **Fig. C.2.1.1**).



Así pues, aplicando las condiciones de equilibrio de un sólido rígido, el cual asegura que para que un sistema este en equilibrio, todas las fuerzas y momentos exteriores (*ext*) al sistema (*sist*) deben ser contrarrestarse (matemáticamente ser cero), se tiene;

$$\sum_{sist} \vec{F}_{ext} = \vec{0} ; \vec{A} + \vec{B} - \vec{F} = \vec{0} ; \begin{pmatrix} A_x \\ A_y \\ A_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} ; \quad (Ec. C.2.1.1)$$



$$\sum_{sist} \vec{M}_{exto} = \vec{0}; \vec{DA} \wedge \vec{A} + \vec{DB} \wedge \vec{B} - \vec{M} = \vec{0}; \tag{Ec. C.2.1.2}$$

$$\begin{pmatrix} DA_x \\ DA_y \\ DA_z \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} A_x \\ A_y \\ A_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} DB_x \\ DB_y \\ DB_z \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \tag{Ec. C.2.1.3}$$

donde;

$\vec{A}$  y  $\vec{B}$  son los vectores de las fuerzas de reacciones en el punto A y B respectivamente;

$\vec{DA}$  y  $\vec{DB}$  son los vectores de posición de A y B respectivamente, con origen en el punto O;

$\vec{F}$  y  $\vec{M}$  son los vectores de fuerza y momento de reacción aplicados en O.

Finalmente se obtiene un sistema lineal de ecuaciones:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -DA_z & DA_y & 0 & -DB_z & DB_y \\ DA_z & 0 & -DA_x & DB_z & 0 & -DB_x \\ -DA_y & DA_x & 0 & -DB_y & DB_x & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} A_x \\ A_y \\ A_z \\ B_x \\ B_y \\ B_z \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \tag{Ec. C.2.1.4}$$

Los parámetros del sistema son;

$$\vec{DA} = \begin{pmatrix} 0 \\ -0,100 \\ -0,135 \end{pmatrix} \text{m}; \vec{DB} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0,100 \\ -0,135 \end{pmatrix} \text{m}.$$

Los variables del sistema son los diferentes valores que pueden tomar las fuerzas y momentos de reacción según el estado de carga, dependiendo de la posición que ocupen los operarios y herramientas dentro de la plataforma, y de si se produce una caída o no. Si se analizan, por ejemplo, el caso de carga A del apartado **C.1.2**, se tiene:

$$\text{Si } \vec{F} = \begin{pmatrix} 0 \\ 3.083,7 \\ 0 \end{pmatrix} \text{N y } \vec{M} = \begin{pmatrix} -2.094,1 \\ 0 \\ 613,7 \end{pmatrix} \text{Nm, entonces } \vec{A} = \begin{pmatrix} 3.068,5 \\ 1.541,9 \\ 12.552,0 \end{pmatrix} \text{N y } \vec{B} = \begin{pmatrix} -3.068,5 \\ 1.541,9 \\ -12.552,0 \end{pmatrix} \text{N}.$$



## 2.2. Cuadrilátero articulado y cilindro hidráulico de la plataforma de trabajo

Fig. C.2.2.1. Cuadrilátero articulado y cilindro hidráulico

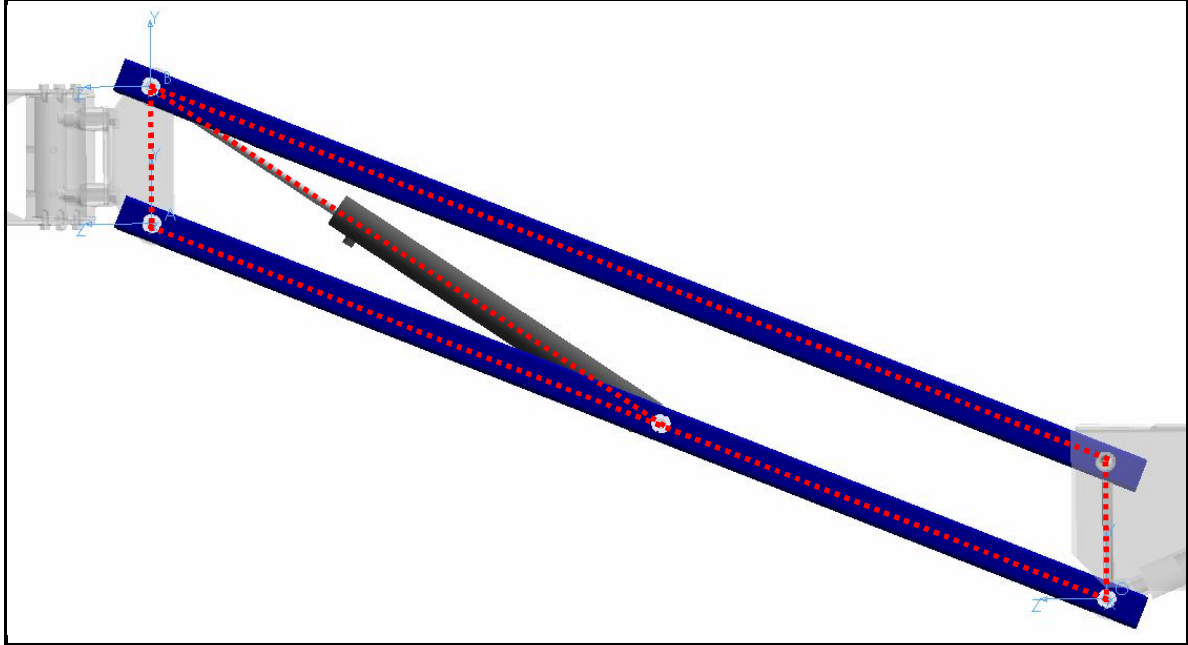
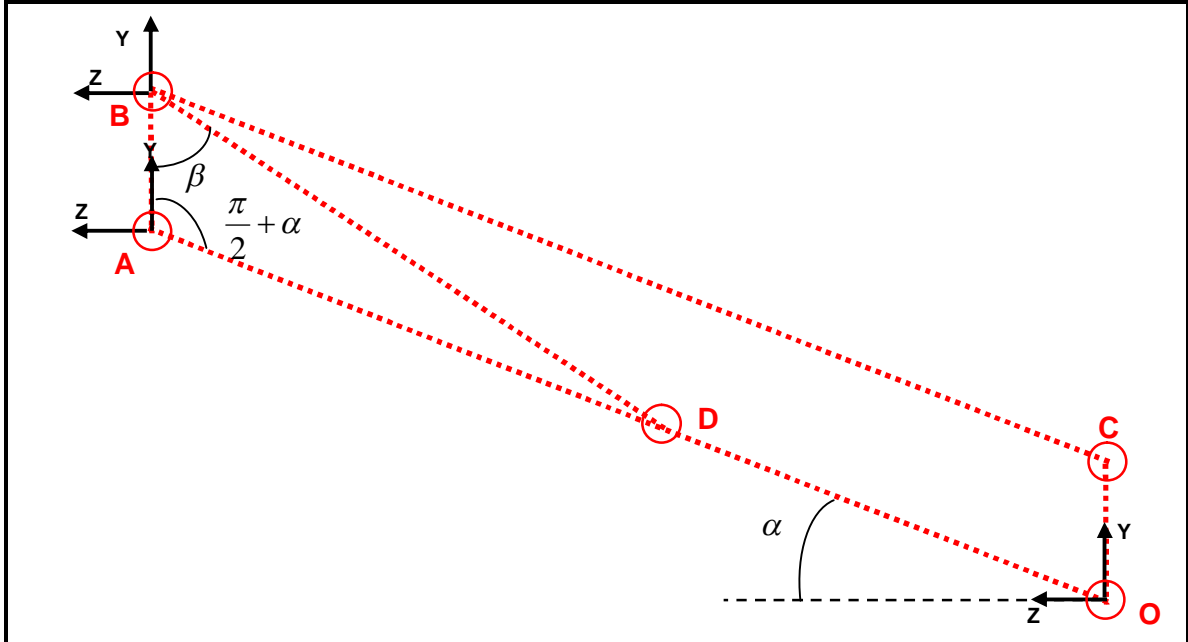


Fig. C.2.2.2. Cuadrilátero articulado y cilindro hidráulico simplificado



La figura anterior muestra el sistema de estudio.

Los parámetros del sistema son:

$$\left| \vec{DA} \right| = a \text{ y } \left| \vec{AB} \right| = b .$$

Las variables del sistema son;

$$\left| \vec{DB} \right| = x ; \alpha \text{ y } \beta .$$

Aplicando el teorema del coseno y el seno respectivamente, se tiene:

$$x^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right); \frac{x}{\text{sen}\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)} = \frac{a}{\text{sen}(\beta)}; \quad (\text{Ec. C.2.2.1})$$

siendo;

$$a = 800 \text{ mm}; b = 200 \text{ mm} .$$

La variable  $\alpha$  se acota a:

$$\alpha = \left[ -1,29 \text{ rad}, 1,30 \text{ rad} \right] = \left[ -74,2^\circ, 75,0^\circ \right]$$

Finalmente se obtiene que:

$$x = \left[ 610,0 \text{ mm}, 994,5 \text{ mm} \right];$$

$$\beta = \left[ 0,36 \text{ rad}, 1,36 \text{ rad} \right] = \left[ 20,9^\circ, 78,0^\circ \right]$$



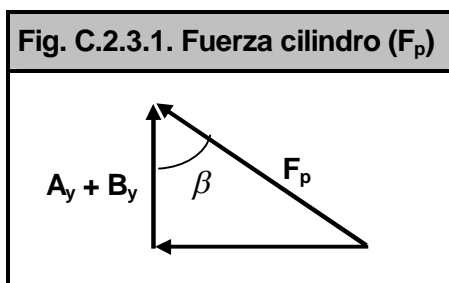


### 2.3. Cilindro hidráulico cuadrilátero articulado plataforma de trabajo

El cilindro hidráulico es el responsable de mantener el cuadrilátero articulado de la plataforma de trabajo en una posición concreta.

Anteriormente (apartados **C.2.1** y **C.2.2**) se parte de las hipótesis siguientes: sólido rígido y estudio en un plano de simetría. Si se quiere averiguar cuál es exactamente la fuerza que debe realizar el pistón, se debe realizar un estudio exhaustivo, en el cual intervenga todos los componentes involucrados en el sistema de estudio (bulones, soportes, casquillos, etc.) y bajo otras hipótesis (sólido deformable, estudio en las tres dimensiones, etc.).

Aún así, antes de adentrarse en un caso más complicado, hay que analizar la situación. El cilindro hidráulico es de simple efecto, así pues sólo puede hacer una fuerza según la dirección y el sentido del vector DB (véase **Fig. C.2.2.2**). A muy grosso modo, se puede pensar, que el cilindro debe hacer una fuerza similar a la de A y B en la dirección de y (según apartado **C.2.2**). Así pues:



$$F_p = \frac{A_y + B_y}{\cos(\beta)}; \quad (\text{Ec. C.2.3.1})$$

Entonces, según la ecuación anterior, esta fuerza será máxima cuando el  $\cos(\beta)$  sea mínimo. Esto ocurre para un ángulo de  $\alpha$  de mínimo y el de  $\beta$  máximo (véase apartado **C.2.2**), que corresponde a la posición mínima del cuadrilátero articulado de la plataforma de trabajo. Substituyendo valores según apartado **C.2.1** y **C.2.2** se obtiene:

$$F_p = 14.832,3 \text{ N}$$

La fuerza que puede realizar un cilindro hidráulico en condiciones estándares, se calcula según:

$$F_p = P \cdot \frac{\pi \cdot (\phi_p)^2}{4} \cdot \eta; \quad (\text{Ec. C.2.3.2})$$



Donde los parámetros son:

- Fuerza del cilindro hidráulico:  $F_p = 14.832,3 \text{ N}$
- Diámetro de pistón:  $\phi_p = 40 \text{ mm}^2$

Donde las variables son:

- Presión de trabajo del cilindro hidráulico:  $P \text{ [MPa]}$
- Eficiencia del cilindro hidráulico:  $\eta$

Obteniendo:

$$P \cdot \eta = 11,8 \text{ MPa} = 11,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 118 \text{ bar}$$

Se tiene una ecuación y dos variables, así pues es necesario obtener más información para saber cual es la presión necesaria.

De la hoja de especificaciones técnicas de los cilindros hidráulicos se tiene:

<b>Technische Daten:</b>		<b>Specifications:</b>	
Minimaler Betriebsdruck	25 bar	Minimal operating pressure	25 bar
Betriebsdruck	140 bar	Operating pressure	140 bar
Statischer Prüfdruck	250 bar	Static test pressure	250 bar
<b>Einbaulage</b>	Beliebig	<b>Mounting position</b>	any
<b>Hubgeschwindigkeit max.</b>	0,5 m/sec.*	<b>Lifting celerity</b>	0,5 m/sec.*
(*max. zulässige Kolbengeschwindigkeit ohne Anschlag am Hubende). Weitere Hubgeschwindigkeiten erhalten Sie gerne auf Anfrage.		(maximum allowable piston celerity without a stop at the stroke). Other celerities available on request.	
<b>Wirkungsgrade:</b>		<b>Efficiency:</b>	
Die in der Tabelle angegebenen Kräfte sind ohne Wirkungsgrad. Jeder Hydraulikzylinder hat Kraftverluste durch Reibwiderstand der Dichtungs- und Führungselemente. Da sich diese Verluste prozentual gesehen bei unterschiedlichen Drücken unterschiedlich auswirken, rechnet man mit folgenden Wirkungsgraden:		The in the table indicated forces are without power efficiency. Each hydraulic cylinder loses power due to the resistance in the sealing and guiding elements. Since these losses change in percentage at different pressures we calculate with the following efficiencies:	

<b>Druck / Pressure (bar)</b>	<b>20 bar</b>	<b>120 bar</b>	<b>160 bar</b>	<b>250 bar</b>
<b>Wirkungsgrad / Efficiency <math>\eta</math></b>	0,85	0,90	0,92	0,97

Así pues interpolando con los valores anteriores se tiene unos resultados aproximados de:

$$P = 130 \text{ bar y } \eta = 0,905$$



Analizado estos valores se puede observar que el cilindro hidráulico trabaja un poco por debajo de la presión nominal (*operating pressure*), según muestran las características.

Pese las hipótesis que se han tomado, se puede apreciar que se tiene un gran margen de error, ya que si la fuerza necesaria por el cilindro hidráulico fuera superior, la presión aumentaría para satisfacer la demanda, para hacerse una idea de la fuerza que puede llegar hacer el cilindro se toma como ejemplo (nuevamente interpolando):

$$P = 205 \text{ bar y } \eta = 0,945, \text{ obteniendo así } F_p = 24.344,2 \text{ N}$$

Aunque la parte hidráulica esta fuera del alcance del proyecto, no está de más hacer unos cálculos para corroborar que lo datos son razonables, por lo tanto también el diseño.

Según las características, la máxima velocidad del cilindro hidráulico es de 0,5 m/s. Así pues, se quiere que el cilindro vaya a 0,2 m/s, entonces:

$$Q = v \cdot \frac{\pi \cdot \left( \frac{\phi_p}{1.000} \right)^2}{4} \quad (\text{Ec. C.2.3.3})$$

Siendo el parámetro a elegir:

- Velocidad cilindro hidráulico :  $v \left[ \frac{m}{s} \right]$

Y la variable:

- Cabal para cilindro hidráulico:  $Q \left[ \frac{m^3}{s} \right]$

Se tiene

$$Q = 0,25 \frac{m^3}{s} = 15 \frac{l}{min}$$

Un cabal de 15 l/min es bastante razonable para un cilindro hidráulico. Conocer el cabal necesario es muy importante para el *layout* de la torreta, donde se deben implementar la bomba hidráulica y su correspondiente contenedor de aceite. El espacio en el interior de la torreta es limitado.



## 2.4. Célula de carga.

La célula de carga se coloca en la articulación A (véase **Fig. 3.2.1**). A pesar de que las reacciones en la articulación cambian su dirección con el movimiento del cuadrilátero articulado, la resultante global sobre el bulón es siempre la misma, es decir la suma vectorial de las fuerzas en el plano yz (véase **Fig. 3.2.1**). Por lo tanto:

$$F_{cc} = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} \quad (\text{Ec. C.2.4.1})$$

Donde la variable es:

- Fuerza resultante en la célula de carga:  $F_{cc}$  [N]

Donde los parámetros son:

- Fuerza articulación A eje y:  $A_y = 1.541,9$  [N]
- Fuerza articulación A eje z:  $A_z = 12.552,0$  [N]

Obteniendo:

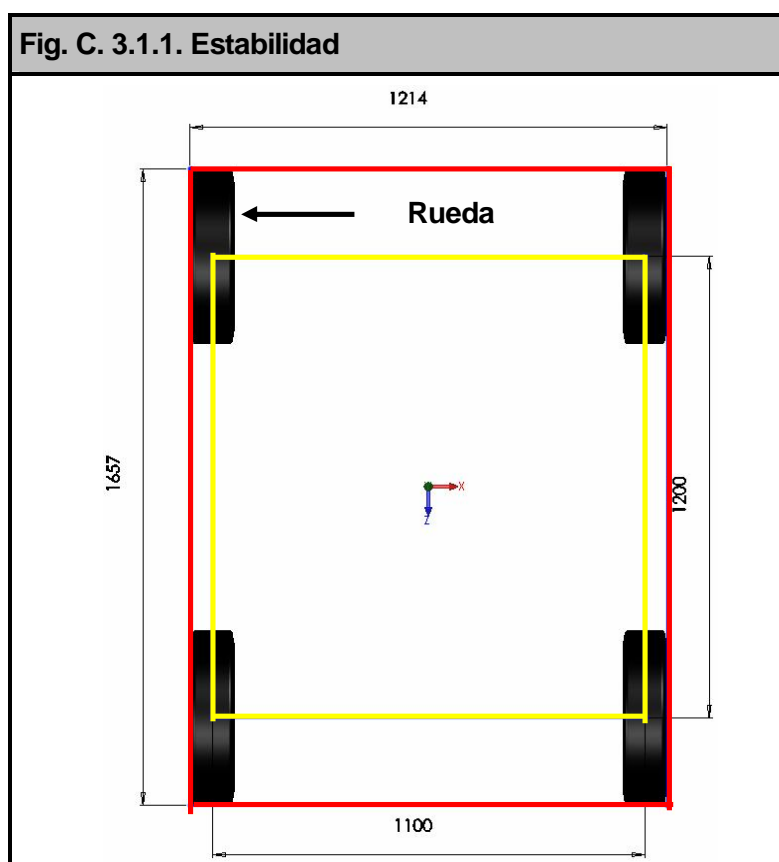
$$F_{cc} = 12.646,3 \text{ N}$$



### 3. Estabilidad

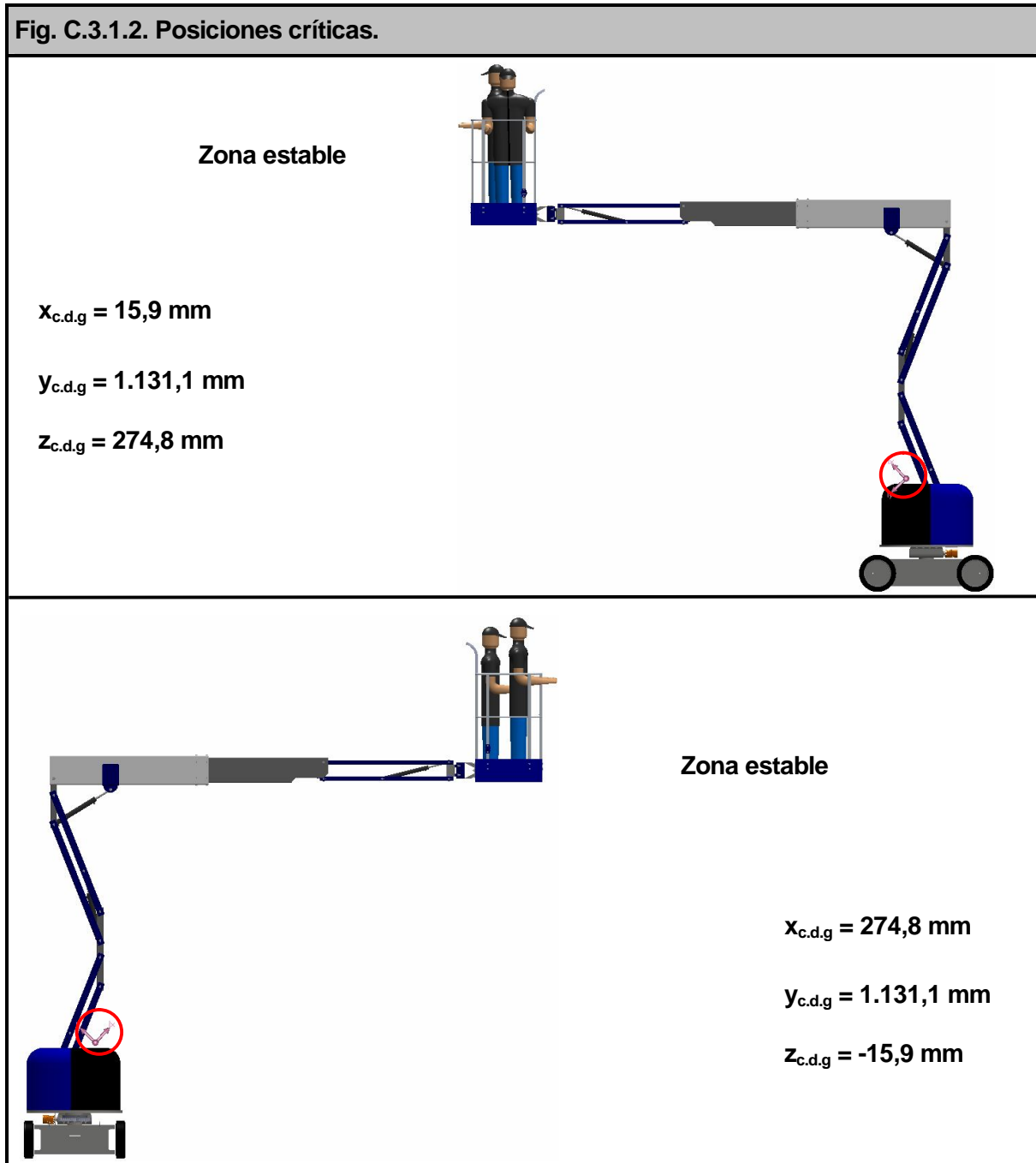
Los cálculos de estabilidad se deben realizar lo según descrito en el **apartado 5.2.4** de la normativa **UNE-EN 280**. Aún así, este apartado trata de reflejar, las grandes ventajas que aporta el software CAD para el diseño de componentes, siendo una de ellas, el cálculo del centro de gravedad (c.d.g. de aquí en adelante) de la PEMP, que permite comprobar de una forma visual y rápida, la estabilidad de la máquina. Aun así, este hecho no exime al proyecto de llevar a cabo los correspondientes cálculos, tal y como dicta la normativa. En este apartado, a pesar de estar incluido en la sección de cálculos, simplemente mostrará las posiciones que adopta el c.d.g. de la PEMP en distintas posiciones y situaciones de la misma.

Previamente, definir un criterio que permite discernir entre si la PEMP es estable o no. Éste esta basado en comprobar si el c.d.g. se encuentra dentro de unos dominios (volúmenes). Se distinguen tres, el estable, delimitado por las líneas que unen los centros de las cuatro ruedas (líneas amarillas, véase **Fig. C.3.1.1**), el peligroso, delimitado por las líneas tangentes exteriores a las ruedas (líneas rojas, véase **Fig. C.3.1.1**) y finalmente el inestable, todo volumen restante.



Las posiciones más críticas de la PEMP se muestran en la siguiente figura, donde además se indican las posiciones de los sus correspondientes c.d.g. en el plano xz.





Cabe decir, que los c.d.g. mostrados en la **Fig. C.3.1.2** están calculado sin tener en cuenta ni la bomba hidráulica, ni el contenedor de aceite, ni los motores de la ruedas, ni las baterías, etc. Estos componentes aumentan el peso de la máquina, por lo tanto el c.d.g. se ve afectado. En cuanto a las coordenadas  $x_{c.d.g}$  y  $z_{c.d.g}$  se centrarán, mientras que  $y_{c.d.g}$  bajará, porque todos los componentes citados anteriormente serán implantaos en el chasis y la torreta. Así pues, el hecho de que la PEMP, sin estos componentes instalados, ya se estable, ofrece un extra de seguridad.



## 4. Engranaje helicoidal sinfín

Los datos de partida para el diseño del engranaje helicoidal sinfín vienen determinados por dos premisas: la primera es que la torreta, solidaria a la estructura extensible y la plataforma de trabajo debe girar a dos vueltas por minuto, es decir  $2 \text{ min}^{-1}$ , y la segunda es el par que se debe vencer para conseguir girar el conjunto mencionado es de 169 Nm, calculado en el siguiente apartado.

Una vez determinadas las premisas se escoge unos parámetros de partida de un engranaje helicoidal sinfín y se realizan los cálculos correspondientes para corroborar el correcto funcionamiento.

Como hipótesis se supone que el rendimiento del motor hidráulico que actúa sobre el tornillo del engranaje helicoidal sinfín es de 0,70 y que el coeficiente de fricción en el contacto entre dientes del engranaje helicoidal sinfín es de 0,10.

En la nomenclatura y formulación empleada el subíndice 1 corresponde al tornillo del engranaje helicoidal sinfín, mientras que el 2 es para la rueda.

Concepto / Magnitud	Símbolo	Valor	Unidad
Momento resistente al giro torreta	$\Gamma_2$	169,00	Nm
Velocidad angular torreta	$n_2$	2,00	$\text{min}^{-1}$

**Tabla C.4.1 Premisas de diseño del engranaje helicoidal sinfín**

Concepto / Magnitud	Símbolo	Valor	Unidad
Rendimiento motor hidráulico	$\eta_m$	0,70	-
Coefficiente fricción	$\mu$	0,10	-

**Tabla C.4.2 Hipótesis de diseño del engranaje helicoidal sinfín**

Concepto / Magnitud	Símbolo	Valor	Unidad
Módulo	$m$	6	mm
Ángulo de presión (axial tornillo / transversal rueda)	$\alpha_x$	20	$^\circ$
Coefficiente desplazamiento	$x$	0,5	-
Ángulo de convergencia	$\Sigma$	90	$^\circ$

**Tabla C.4.3 Parámetros generales del engranaje helicoidal sinfín**



Concepto / Magnitud	Símbolo	Valor	Unidad
Número dientes	$z_1$	1	-
Diámetro de referencia	$d_1$	80	mm
Ancho diente	$b_1$	120	mm

**Tabla C.4.4 Parámetros tornillo del engranaje helicoidal sinfín**

Concepto / Magnitud	Símbolo	Valor	Unidad
Número dientes	$z_2$	60	-
Ancho diente	$b_2$	40	mm

**Tabla C.4.5 Parámetros rueda del engranaje helicoidal sinfín**

Así pues aplicando la formulación de un engranaje helicoidal sinfín:

$$\text{Relación de reducción: } i = \frac{z_2}{z_1} = 60 \quad (\text{Ec. C.4.1})$$

$$\text{Velocidad angular tornillo: } n_1 = i \cdot n_2 = 120 \text{ min}^{-1} \quad (\text{Ec. C.4.2})$$

$$\text{Ángulo de hélice de la rueda: } \beta_2 = \gamma = a \tan\left(\frac{z_1 \cdot m}{d_1}\right) = 4,29^\circ \quad (\text{Ec. C.4.3})$$

$$\text{Ángulo de hélice de la rueda: } \beta_1 = \Sigma - \beta_2 = 85,71^\circ \quad (\text{Ec. C.4.4})$$

$$\text{Ángulo de presión normal: } \alpha_n = a \tan(\tan \alpha_x \cdot \cos \gamma) = 19,95^\circ \quad (\text{Ec. C.4.5})$$

$$\text{Factor de carga: } q = \frac{d_1}{m} = 13,3 \quad (\text{Ec. C.4.6})$$

$$\text{Coeficiente de fricción de funcionamiento: } \mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_n} = 0,11 \quad (\text{Ec. C.4.7})$$

$$\text{Diámetro de referencia de la rueda: } d_2 = z_2 \cdot m = 360 \text{ mm} \quad (\text{Ec. C.4.8})$$

$$\text{Diámetro de cabeza del tornillo: } d_{a1} = (q + 2) \cdot m = 92,0 \text{ mm} \quad (\text{Ec. C.4.9})$$

$$\text{Diámetro de pie del tornillo: } d_{f1} = (q - 2,4) \cdot m = 65,6 \text{ mm} \quad (\text{Ec. C.4.10})$$





$$\text{Diámetro de cabeza de la rueda: } d_{a2} = (z_2 + 2 \cdot (1 + x)) \cdot m = 378,0 \text{ mm} \quad (\text{Ec. C.4.11})$$

$$\text{Diámetro de pie de la rueda: } d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m = 351,6 \text{ mm} \quad (\text{Ec. C.4.12})$$

$$\text{Distancia entre ejes: } a = \frac{1}{2} \cdot (d_1 + d_2) + x \cdot m = 223 \text{ mm} \quad (\text{Ec. C.4.13})$$

$$\text{Radio exterior de la rueda: } r_e = a - \frac{d_{a2}}{2} = 34,0 \text{ mm} \quad (\text{Ec. C.4.14})$$

$$\text{Radio interior de la rueda: } r_i = a - \frac{d_{f2}}{2} = 47,2 \text{ mm} \quad (\text{Ec. C.4.15})$$

$$\text{Rendimiento directo (tornillo } \rightarrow \text{ rueda): } \frac{(1 - \mu' \cdot \tan \gamma)}{\left(1 + \frac{\mu'}{\tan \gamma}\right)} = 0,41 \quad (\text{Ec. C.4.16})$$

$$\text{Rendimiento indirecto (rueda } \rightarrow \text{ tornillo): } \frac{\left(1 - \frac{\mu'}{\tan \gamma}\right)}{(1 + \mu' \cdot \tan \gamma)} = -0,42 \quad (\text{Ec. C.4.17})$$

Así pues se puede observar de las dos últimas ecuaciones, que el rendimiento si el movimiento se produce del tornillo a la rueda es de 0,41, mientras que si sucede a la inversa es negativo, lo que significa que es autoblocante.

Por lo tanto el rendimiento final, es el rendimiento del motor hidráulico que actúa sobre el tornillo engranaje helicoidal sinfín por el rendimiento del engranaje, que es muy bajo.

$$\text{Rendimiento total: } \eta_t = \eta_m \cdot \eta_{12} = 0,29 \quad (\text{Ec. C.4.18})$$

Ahora se calcula el par que debe desarrollar el motor hidráulico para hacer girar al tornillo, así como la potencia desarrollada por el motor.

$$\text{Par del motor hidráulico: } \Gamma_m = \frac{\Gamma_2}{i \cdot \eta_t} = 7,9 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. C.4.19})$$

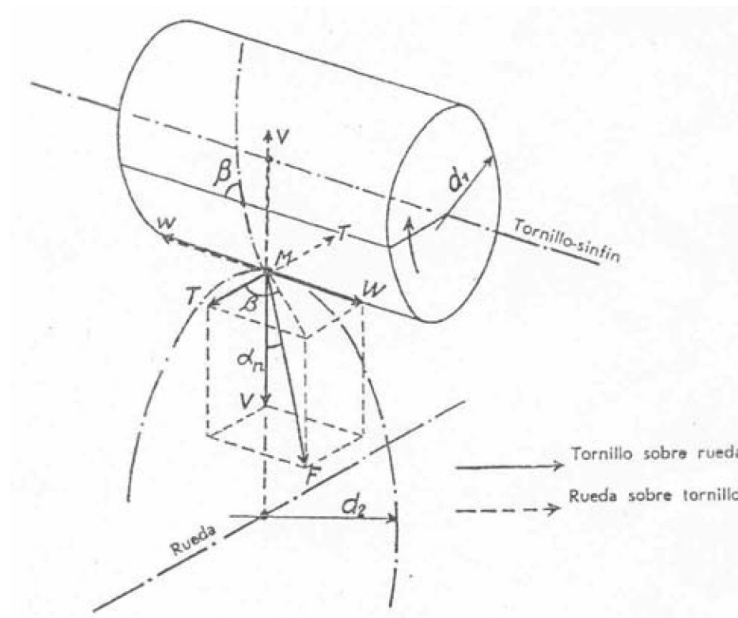
$$\text{Potencia del motor hidráulico: } P = \Gamma_m \cdot n_1 \cdot \frac{2\pi}{60} = 94,1 \text{ W} \quad (\text{Ec. C.4.20})$$

Ahora se calcula la fuerza tangencial que transmite el tornillo a la rueda.



Debido a la fricción hay una pérdida en la transmisión, así pues:

Par del tornillo:  $\Gamma_1 = \Gamma_m \cdot \eta_t = 2,3 \text{ Nm}$  (Ec. C.4.21)



**Fig. C.4.1 Distribución de fuerzas en el engranaje helicoidal sinfín**

Fuerza tangencial tornillo o axial rueda:  $T = \frac{\Gamma_1}{\frac{d_1}{2} \cdot 10^{-3}} = 53,7 \text{ N}$  (Ec. C.4.22)

Fuerza axial tornillo o tangencial rueda:  $W = T \cdot \tan(\beta_1) = 716,7 \text{ N}$  (Ec. C.4.23)

Fuerza radial del tornillo o rueda:  $V = \frac{T}{\cos \beta_1 \cdot \tan \alpha_n} = 1.980,1 \text{ N}$  (Ec. C.4.24)

Fuerza total engranaje helicoidal sinfín:  $F = \frac{T}{\cos \beta_1 \cdot \sin \alpha_n} = 2.106,5 \text{ N}$  (Ec. C.4.25)

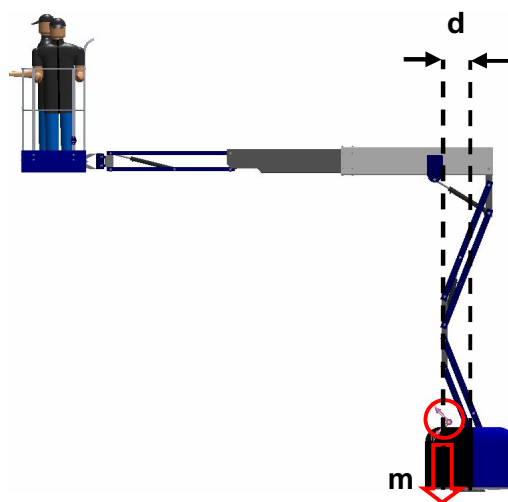


## 5. Corona giratoria

Los cálculos de la corona giratoria (*slewing ring*) se hacen acorde al catálogo del proveedor, en este caso *INA*. Así pues todas las figuras mostradas en este apartado provienen de dicho catálogo.

Para la elección de la corona giratoria se parte de las siguientes premisas:

- El diámetro máximo de la corona debe ser, por cuestiones geométricas, de 320 mm, con tal de poder implementarse sobre la rueda del engranaje helicoidal sinfín.
- La fuerza axial máxima que debe soportar en un momento dado, tanto estáticamente como dinámicamente, es la correspondiente a un peso de 3.198,5 kg (véase **m Fig. C.5.1**).
- La fuerza radial máxima que soportará estáticamente es nula, mientras que dinámicamente será de 2.594,0 N, correspondiente a la fuerza provocada por el engranaje helicoidal sinfín.
- El momento que debe soportar es de 8.486,0 Nm y éste aparece debido a que el peso citado anteriormente se encuentra desviado del eje de la corona una distancia de 270 mm (véase **d Fig. C.5.1**).



**Fig. C.5.1 Premisas iniciales de cálculo corona giratoria**

Contrastando los resultados del engranaje helicoidal sinfín y realizando los cálculos detallados por el catálogo de coronas giratorias de *INA* se opta por implementar la corona giratoria de tipo rodamiento de cuatro puntos de contacto sin dentado (*four point contact bearing without gear teeth*), con referencia *VU 20 0220* (<http://www.schaeffler.com>, 3 julio de 2010). La siguiente figura muestra (subrayado en azul) las características principales de la corona giratoria.



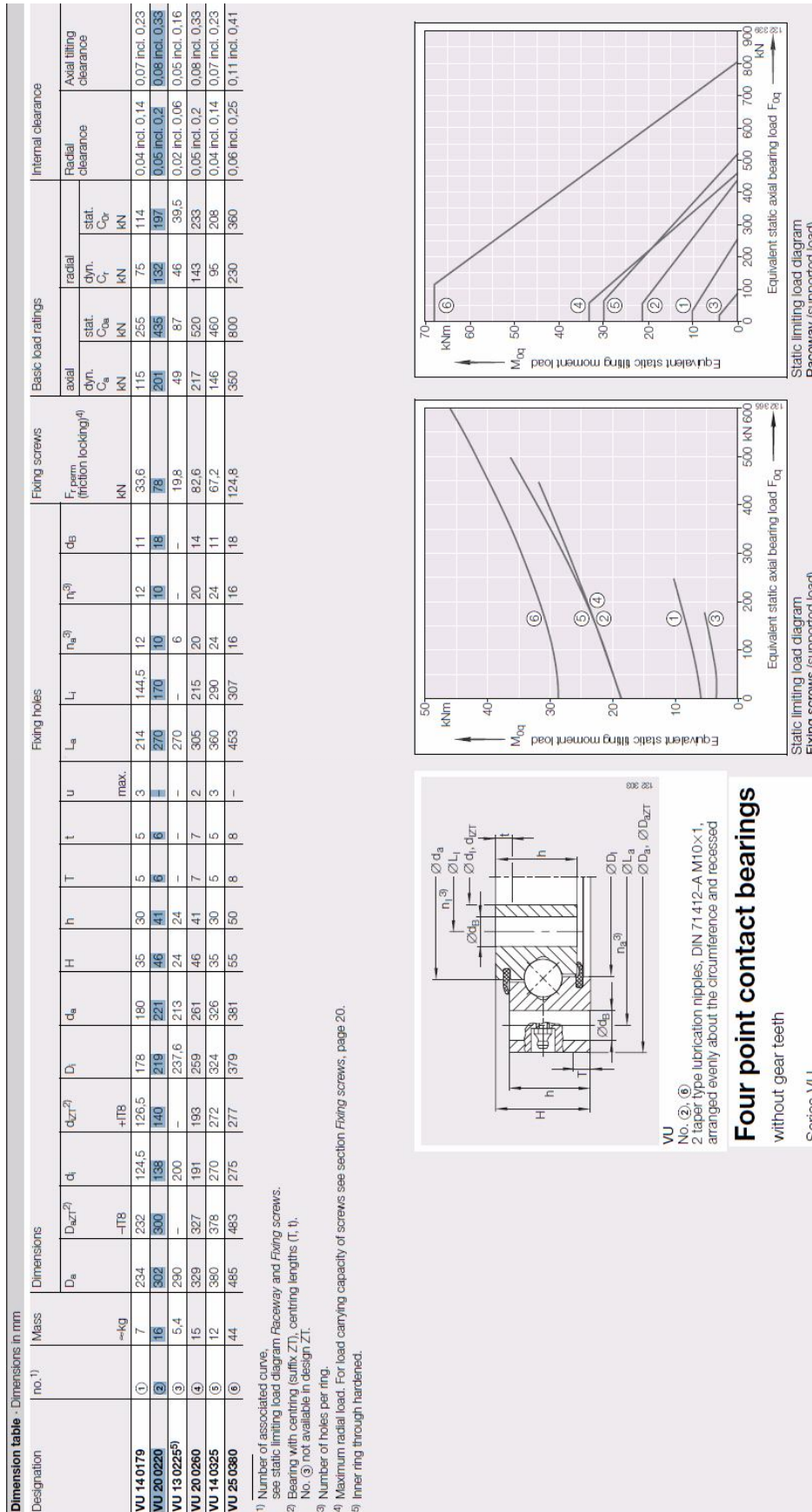


Fig. C.5.1 Premisas iniciales de cálculo corona giratoria



$$\text{Static axial bearing load: } F_{0a} = \frac{m \cdot g}{1000} = 31,4 \text{ kN} \quad (\text{Ec. C.5.1})$$

$$\text{Static radial bearing load: } F_{0r} = 0 \text{ kN}$$

$$\text{Static tilting moment load: } M_{0k} = F_{0a} \cdot d = 8,5 \text{ kN} \quad (\text{Ec. C.5.2})$$

Rolling element pitch circle diameter (véase segunda cifra de **designation**):  $D_M = 220 \text{ mm}$

Application factor (véase **Fig. C.5.2**):  $f_A = 1,1$

Safety factor (véase **Fig. C.5.2**):  $f_S = 1$

#### Application factors

The application factors  $f_A$  in Table 1 are empirical values. They take account of the most important requirements – e.g. the type and severity of operation, rigidity or running accuracy. If the precise requirements of an application are known, the values may be altered accordingly.

 Application factors  $< 1$  must not be used.

A large proportion of applications can be statically calculated using an application factor of 1 – e.g. bearings for gearboxes and rotary tables.

#### Safety factors

The factor for additional safety is  $f_S = 1$ .

It is not normally necessary to factor in any additional safety in calculation.


 In special cases, for example approval specifications, internal specifications, requirements stipulated by inspection bodies etc., the appropriate safety factor should be used.

Table 1 · Application factors for determining the equivalent static bearing load

Application	Operating/requirement criteria	Application factor $f_A$
Foundry operation	Severe conditions	1,5
Construction machinery (e.g. crane, dragline excavator, vibratory roller)	Severe conditions	1,25
Vehicles and vehicle attachments (e.g. lorry-mounted crane)	Severe conditions	1,25
Fork lift trucks and fork lift truck attachments	Light shocks	1,1
Sewage treatment plant	Vibrations	1,25
Wind power equipment	Risk of false brinelling	2
Robots	Rigidity	1,25
Antennae	Accuracy	1,5
Machine tools	Accuracy	1,5
Measuring equipment	Running noise	2
Medical equipment	Running noise	1,5

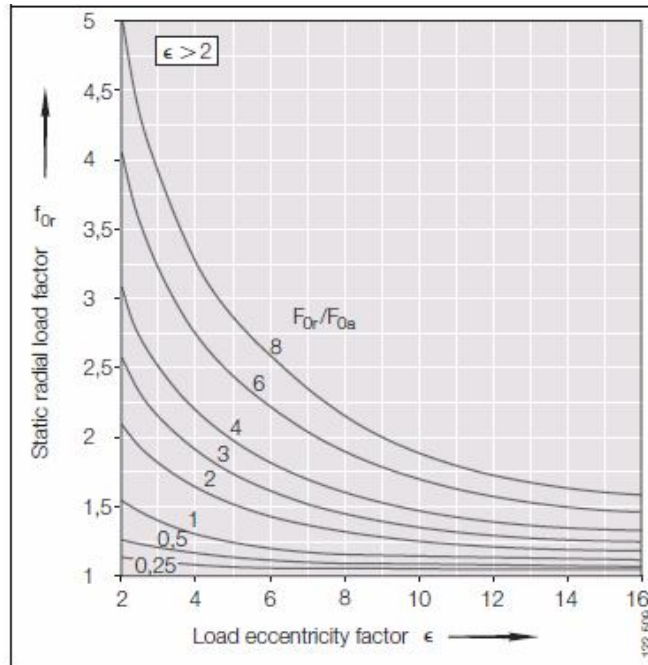
**Fig. C.5.2 Application and safety factor**



$$\text{Load eccentricity factor: } \epsilon = \frac{2000 \cdot M_{0k}}{F_{0a} \cdot D_M} = 2,5 \quad (\text{Ec. C.5.3})$$

$$F_{0r} / F_{0a} = 0 \quad (\text{Ec. C.5.4})$$

Static radial load factor (véase Fig. C.5.3):  $f_{0r} = 1$



**Fig. C.5.3 Static radial load factor**

$$\text{Equivalent static axial bearing load: } F_{0q} = F_{0a} \cdot f_A \cdot f_S \cdot f_{0r} = 34,5 \text{ kN} \quad (\text{Ec. C.5.5})$$

$$\text{Equivalent static tilting moment load: } M_{0q} = M_{0k} \cdot f_A \cdot f_S \cdot f_{0r} = 9,3 \text{ kNm} \quad (\text{Ec. C.5.6})$$

Los valores obtenidos anteriormente (**Ec. C.5.5** y **Ec. C.5.6**) están, en las gráficas de la carga estática máxima (*static limiting load diagram*) de la **Fig. C.5.1**, por debajo de la línea que corresponde al rodamiento escogido, en este caso, la número 2, por lo tanto no rompen. Dichas gráficas muestran que los tornillos de fijación (*fixing screws*) y la pista de rodadura (*raceway*) del rodamiento soportan las cargas. La gráfica de los tornillos de fijación son para tornillos de acero de calidad 10.9 y una pretensión del 90% del límite elástico del mismo.

Debido al desconocimiento de la variación de la fuerza axial durante el movimiento de la corona giratoria, se supone que la carga axial dinámica que sufre la corona giratoria es igual a la equivalente, calculada en la **Ec. C.5.5**.



*Dynamic axial bearing load:*  $F_a = F_{0q} = 34,5 \text{ kN}$

La carga dinámica radial corresponde a la fuerza radial que produce el engranaje helicoidal sinfín (véase **V** en **Ec. C.4.24**)

*Dynamic radial bearing load:*  $F_r = V = 2,0 \text{ kN}$

La velocidad de giro de la corona giratoria será la misma que la de giro de la torreta, puesto que ambas son solidarias. Dicha velocidad se muestra en la **Tabla. C.4.1**.

*Operating speed:*  $n = 2,0 \text{ min}^{-1}$

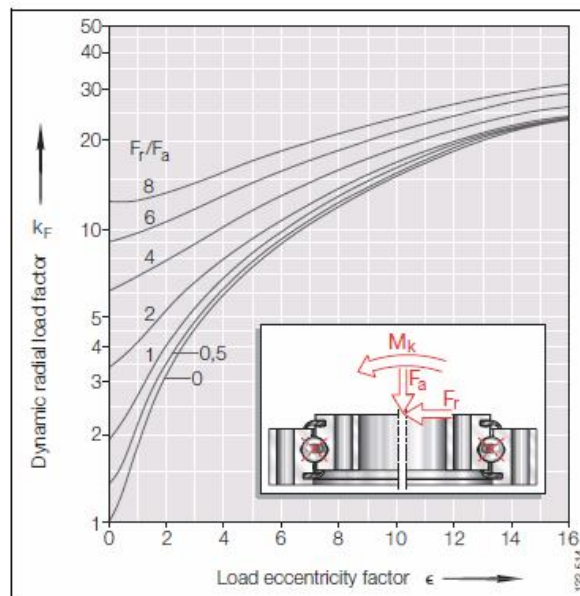
El exponente de vida (*life exponent*) para un rodamiento de cuatro puntos de contacto es 3 según el catálogo, página 17.

*Life exponent:*  $p = 3$

$$F_r / F_a = 0,1$$

(**Ec. C.5.7**)

El factor de carga dinámica (*dynamic load factor*) se extrae a partir del factor de excentricidad de la carga (*load eccentricity factor*) obtenido en la **Ec. C.5.3** y el valor anterior (**Ec. C.5.7**) de la siguiente gráfica.



**Fig. C.5.4 Dynamic load factor**

*Dynamic radial load factor:*  $k_F = 3,75$



Equivalent dynamic axial bearing load:  $P_a = F_a \cdot k_F = 129,4 \text{ kN}$  (Ec. C.5.8)

Equivalent dynamic radial bearing load:  $P_r = F_r \cdot k_F = 7,4 \text{ kN}$  (Ec. C.5.9)

Basic dynamic axial load rating (véase Fig. C.5.1):  $C_a = 201 \text{ kN}$

Basic dynamic radial load rating (véase Fig. C.5.1):  $C_r = 132 \text{ kN}$

Basic axial rating life in operating hours:  $L_{ha} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_a}{P_a}\right)^p = 31.207,0 \text{ h}$  (Ec. C.5.10)

Basic radial rating life in operating hours:  $L_{hr} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^p = 47 \cdot 10^6 \text{ h}$  (Ec. C.5.11)

Como se puede apreciar de las dos últimas ecuaciones la vida útil de la corona giratoria es muy elevada, teniendo en cuenta que su funcionamiento es esporádico, se puede decir que en principio no se romperán durante la vida útil de la PEMP.

A continuación se determina cual es la resistencia rotacional que ofrece el rodamiento de cuatro puntos de contacto sometido a las condiciones de trabajo. Esta resistencia rotacional será la que tiene que vencer el motor hidráulico que actúa sobre el tornillo engranaje helicoidal sinfín. En la realizada puede que esta resistencia rotacional sea mayor porque existan corriente de aire, etc. El motor hidráulico igualmente debe estar sobredimensionado para poder afrontar esas situaciones puntuales.

Bearing type		$\mu$	k	$f_L$	$W_R$
Four point contact bearing VL 20, VS 20	Standard clearance and preload	0,01	4,37	1,73 <sup>1)</sup>	0,21
Four point contact bearing VS 25, V		0,005	4,37	1,73 <sup>1)</sup>	0,21
Crossed roller bearing XS 14, X		0,004	4,08	1	$1 - \frac{(0,44 \cdot D_M)}{1000}$

<sup>1)</sup> The values are valid for a load consisting predominantly of tilting moment and axial force;  
 $f_L = 1$  for predominantly radial load if:  
 $F_r \geq (450 \cdot M_K / D_M) + 0,1 \cdot F_a$ .

**Fig. C.5.5 Factores para determinar la resistencia rotacional**

A partir de la tabla anterior se extraen los siguientes valores:

Frictional resistente factor:  $\mu = 0,005$

Load distribution factor:  $k = 4,37$





Raceway factor:  $f_L = 1$

Specific frictional force due seal, cages, etc:  $W_R = 0,21$

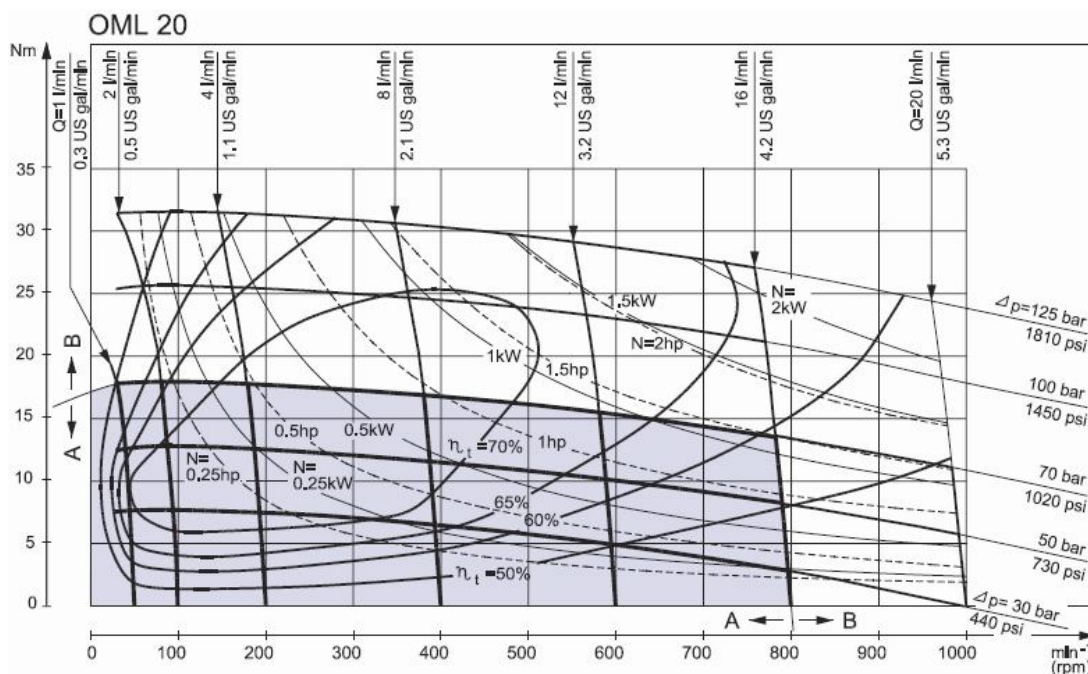
Rotational resistance torque:

$$M_w = \frac{D_M}{2000} \cdot \left( \mu \cdot k \cdot \left( \frac{M_K \cdot 1000}{D_M} + \frac{F_r \cdot f_L}{2} + \frac{F_a}{k} \right) + \frac{D_M \cdot W_R}{1000} \right) = 0,128 \text{ kNm} \quad (\text{Ec. C.5.12})$$

Como se puede apreciar, el momento resistente al giro (*rotational resistance torque*) debe coincidir con el valor mostrado en la **Tabla C.4.1**.

## 6. Motor hidráulico engranaje helicoidal sinfín

Pese que la implementación del motor hidráulico esta fuera del alcance del diseño mecánico estructural se sugiere la implementación de un motor hidráulico orbital, con referencia *orbital motor, mini motors, OML 20*, adquirido a *Sauer Danfoss* (<http://www.sauer-danfoss.com>, 1 de julio de 2010). La siguiente tabla muestra las características de dicho motor.



**Fig. C.6.1** Motor hidráulico engranaje helicoidal sinfín

De la gráfica anterior y conociendo que el motor debe entregar un par de 7,9 Nm y girar a una velocidad de  $120 \text{ min}^{-1}$  se puede apreciar que éste trabaja en régimen continuo (zona azul de la gráfica) y con un rendimiento del 70% (coincidente con la hipótesis que se había impuesto en el cálculo del rendimiento total del engranaje helicoidal sinfín).





## D. Planos

El presente documento tiene una carpeta adjunta en la que se presentan los planos de sección e individuales de las piezas más relevantes correspondientes al diseño mecánico de la parte estructura del PEMP.

