

Universidad de **Cádiz**

Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Técnica Naval**

Diseño de un Travelift de 60TN

Rubén NAVARRO RAMÍREZ



Centro: **E. U. I. T. NAVAL**
Titulación: **I. T. NAVAL**
Fecha: **Julio 2006**



MEMORIA

INDICE:	Paginas:
1. ANTECEDENTES	1
2. OBJETIVOS DEL PROYECTO	2
3. CARACTERISTICAS TECNICAS	3
4. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	4 – 12
4.1. ESTRUCTURA	13
4.1.1. ESTRUCTURA PRINCIPAL	13 - 17
4.1.2. AGARRES	17
4.1.3. PATAS	18
4.1.4. MEDIOS DE UNION. UNINES SOLDADAS	18 – 35
4.2. SISTEMA DE ELEVACIÓN	36
4.2.1. DEFINICION DE CABLE DE ACERO	36 – 60
4.2.2. APAREJOS	61 – 66
4.2.3. ESLINGAS	66
4.2.4. CHIGRES	67 – 68
4.3. SISTEMA HIDRAÚLICO	69
4.3.1. TIPO DE FLUIDO OPERANTE	69 – 71
4.3.2. BOMBA	72
4.3.3. TUBOS	73
4.3.4. MOTORES HIDRAULICOS DE LAS RUEDAS	73 – 74
4.3.5. BRAZO HIDRAULICO PARA GIRO DE 90°	75
4.3.6. RODAMIENTOS	76 – 77
4.3.7. RUEDAS	78

4.4. GENERADOR DE POTENCIA. MOTOR DIESE	79
4.4.1. EMBRAGUE	80
4.4.2. EJE DE TRANSMISION	80 – 82
4.4.3. TRANSFORMADOR DE POTENCIA. REDUCTORA	82
4.5. SISTEMA ELECTRICO Y DE CONTROL	83 – 85
ANEXOS I	
5. CALCULOS Y JUSTIFICACIÓN DE ELEMENTOS	85
5.1. CALCULO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL	85 – 97
5.2. CALCULO SISTEMA ELEVACION	98
5.2.1. CALCULO DE LOS CABLES	98 – 101
5.2.2. APAREJOS	102 – 106
5.2.3. ESLINGAS	106 – 108
5.2.4. CHIGRES	109
5.3. SISTEMA HIDRAULICO	110
5.3.1. BOMBA	110 – 111
5.3.2. CALCULO DE TUBOS	112 – 114
5.3.3. MOTORES HIDRAULICOS	115 – 119
5.3.4. CALCULO DE LOS RODAMIENTOS	119 – 121
5.3.5. BRAZO HIDRAULICO	122
5.4. CALCULO DEL MOTOR DIESEL	122
ANEXOS II. 6. NORMATIVA APLICADA.	123 - 125
7. LISTA DE PLANOS.	126
8. PRESUPUESTO	128 - 130
8.1. MATERIALES	
8.2. MONTAJE	
8.3. SUBCONTRATACIÓN DE EMPRESA PARA LA AUTOMATIZACIÓN DEL TRAVELIFT	

LISTA DE FIGURAS

NUMERO DE FIGURA:

1. Ejemplo Travelift
2. Travelift cargado
3. Izada de un buque
4. Foto secuencia 1
5. Foto secuencia 2
6. Foto secuencia 3
7. Foto secuencia 4
8. Ejemplo de distribución de pesos
9. Perfiles UPE
10. Valores estáticos de perfiles
11. Comparativa UPE / UPN
12. Comparativa UPE / UPN
13. Comparativa de rendimiento de perfiles
14. Propiedades del acero estructural
15. Técnica de soldadura
16. Relación espesor / diámetro / intensidad
17. Soldadura a tope
18. Soldadura en L y T
19. Cordón de ángulo
20. Cordón frontal
21. Cordón lateral
22. Cordón oblicuo
23. Tipos de soldadura de ángulos
24. Tipos de cordones
25. Tipos de cordones
26. Defectos de soldadura
27. Desbordamientos
28. Normas de soldadura
29. Garganta de un cordón
30. Sección de garganta
31. Uniones
32. Tensiones
33. Tensiones

34. Configuración cables
35. Tipos de sección
36. Capa simple
37. Cordón Seale
38. Cordón Filler
39. Cordón Warrington
40. Cordón Warrington Seale
41. Nomenclatura del cable
42. Nomenclatura del cable
43. Clasificación de cables
44. Torsiones del cable
45. Medición del diámetro
46. Relación resistencia / flexibilidad
47. Carga de rotura del cable
48. Modulo de elasticidad aparente
49. Relación diámetro / polea cable
50. Tabla de diámetros de cable
51. Regla practica 1
52. Regla practica 2
53. Regla practica 3
54. Regla practica 4
55. Angulo de desvió
56. Diámetro garganta
57. Ranuras del tambor
58. Control de canaleta
59. Sección DURALIFT 836
60. Polea simple fija
61. Polea simple móvil
62. Polea compuesta
63. Aparejo factorial
64. Pasteca triple polea
65. Polea guías horizontal / vertical
66. Esquema circuito hidráulico
67. Graficas de cilindro hidráulico
68. Rodamiento axial
69. Rodamiento radial
70. Neumático ALLIANCE

71. Foto motor diesel MT893
72. Ejemplo sistema de control
73. Circuitos para motor hidráulico
74. Proceso de cálculo
75. Condiciones de contorno
76. Tabla de fuerzas y momentos
77. Deformada
78. Tensión Von Mises
79. Vector desplazamiento
80. Tensor principal de tensiones
81. Error local estimado
82. Deformada crítica
83. Catálogo cable DURALOFT 846
84. Aparejo factorial
85. Método de guarnir pastecas
86. Aparejo factorial
87. Perno tensión con resolte
88. Recorrido cables
89. Catálogos eslingas
90. Ejemplo de extensiones
91. Tabla características bomba
92. Acero para tubos
93. Prestaciones mecánicas tubos
94. Medidas de inercia
95. Curva característica MR600
96. Catalogo rodamiento
97. Catalogo rodamiento

1. ANTECEDENTES.

La decisión de realizar el siguiente proyecto viene motivada por el reto que supone para mi, conseguir que varios sistemas de diferente naturaleza puedan interactuar para realizar un trabajo en conjunto, y así probar la polivalencia de los conocimientos adquiridos con la especialidad de Propulsión y Servicios del buque.

2. OBJETIVOS DEL PROYECTO.

Diseño de un Travelift con capacidad de trabajo de hasta 60 toneladas. La elección de los diferentes componentes estará justificada con el fin de minimizar los costes y buscando el mejor funcionamiento del producto.

Algunos de los elementos son meramente definidos y entiéndase con esto que, ante la magnitud del proyecto, mucho de ellos serán comprados a fábrica directamente y otros habrá que fabricarlos, solicitándose el asesoramiento técnico que implica algunas materias por su naturaleza.

El aporte en formato digital de información relativa a este proyecto, tiene una finalidad puramente didáctica facilitándose, a aquellos alumnos que gustasen de su consulta, una amplia gama de catálogos del sector propios de nuestras especialidades, así como, la versión Demo del Software FluidSim (de simulación de sistemas hidráulicos) y la versión Freeware del simulador de autómatas programables de PicoSoft.

3. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.

Se describen las prestaciones y limitaciones de carácter técnico:

- Capacidad máxima de carga: 60Tn.
- Velocidad de izada: 9m/mn.
- Velocidad de traslación: 25K/h.
- Autopropulsión.
- Cuatro ruedas motrices.
- Las ruedas pueden girar 90° y el travelift se puede mover en cruz (como la torre en el ajedrez).
- Sistema de transmisión hidráulica.
- Acoplamiento de una sola bomba o de ambas en paralelo con respecto al circuito hidráulico.
- Sistema de control asistido electrónicamente con accionamiento del operador manual desde cabina o bien a control remoto.
- Composición mediante elementos estándares y normalizados.
- Estructura resistente y ligera, con capacidad para absorber un choque a 25K/h deformándose plásticamente hasta 15mm, sin romper.
- Simplicidad en los mecanismos.

4. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.

Aunque sus funciones pueden ser muy diversas, este sistema de elevación de barcos está muy extendido a nivel mundial.

Puede haber muchas configuraciones para una máquina de este tipo, pero la escogida en el presente proyecto está basada en: la simplicidad de la estructura para que el tiempo de fabricación sea bajo, y en la utilización del máximo número de elementos Standard como sea posible, para que el ahorro económico sea notable.

Seguidamente se ilustra algunos ejemplos:



Figura 1.

El motivo fundamental de su amplio uso es el corto período de operación y el aprovechamiento de terreno, tanto en puertos, como en astilleros.



Figura 2.

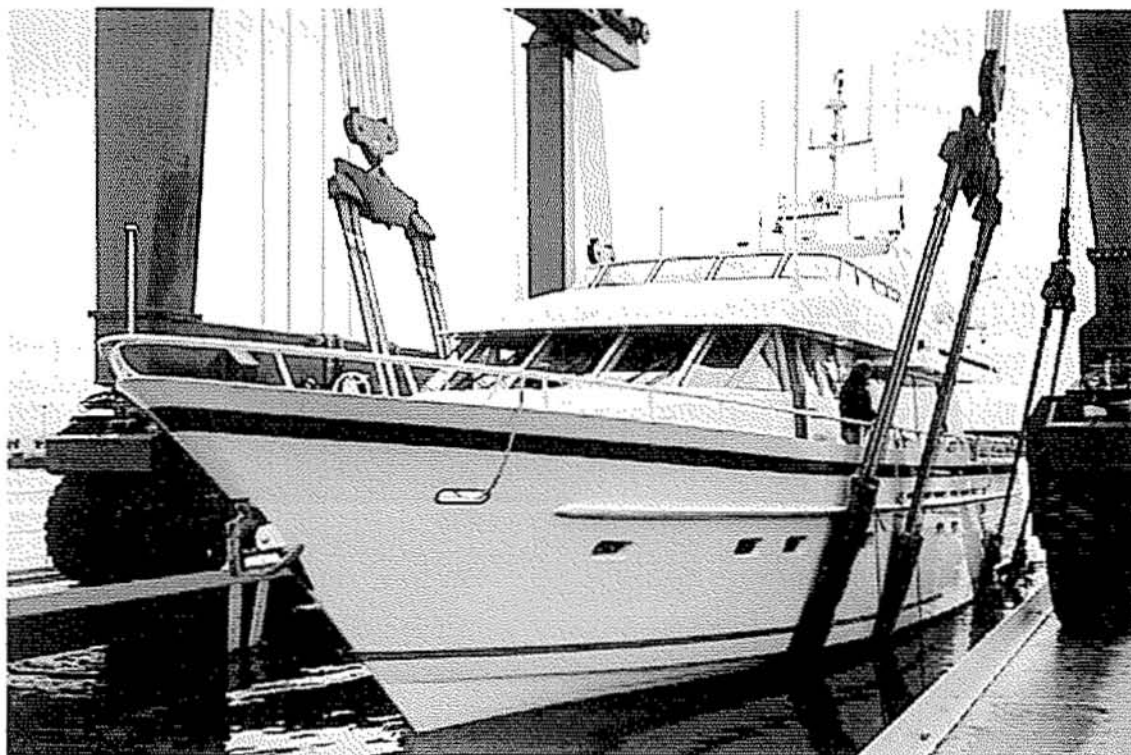


Figura 3.

A continuación se ilustra con una secuencia de fotografías el procedimiento de la maniobra:

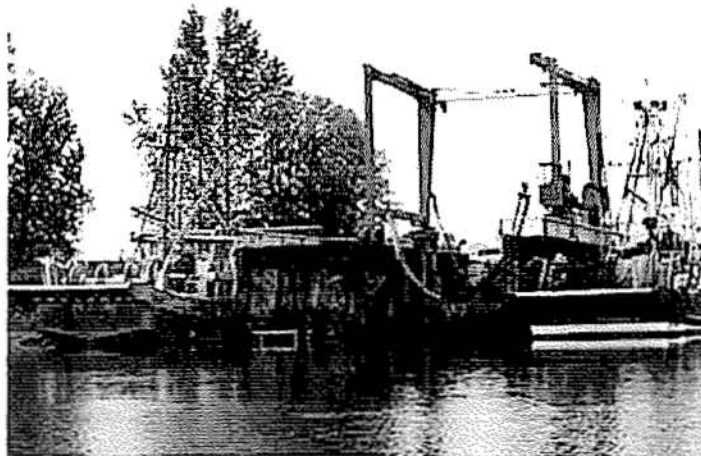


Figura 4.

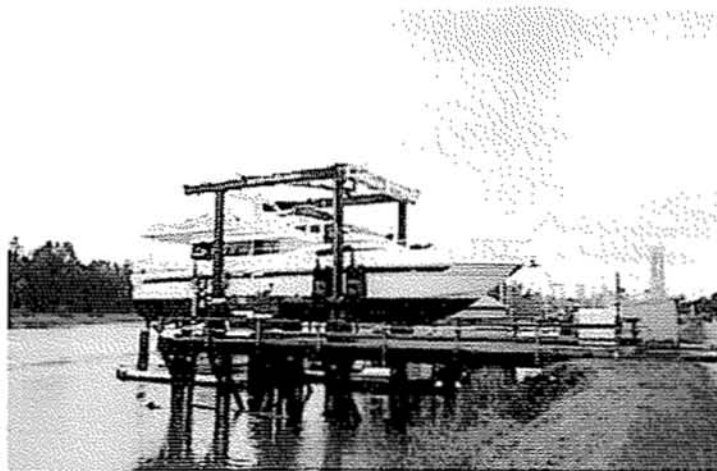


Figura 5.

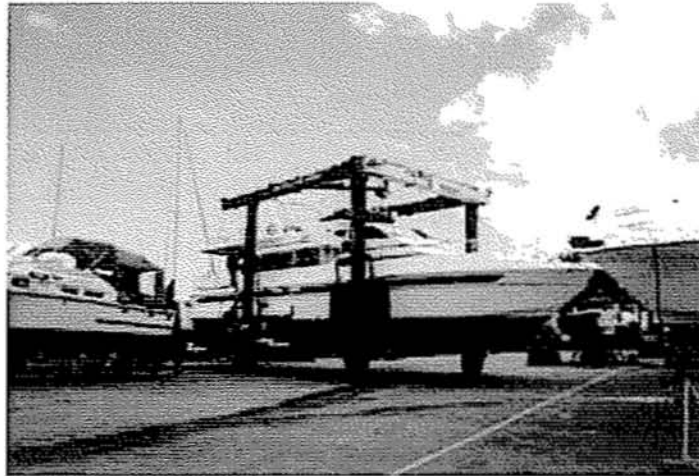


Figura 6.

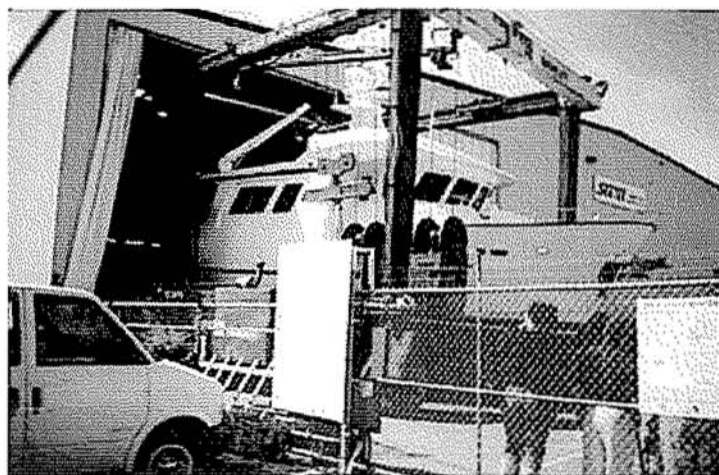


Figura 7.

El Travelift estará compuesto por los siguientes sistemas:

- Estructura.
- Sistema de elevación (arboladura, aparejos...).
- Sistema hidráulico. Elevación y traslación de la carga.
- Generador de potencia mecánica (Motor diesel).
- Sistema eléctrico y de control.

Para llegar a la estructura final que se describe a continuación se hizo un estudio matemático, barajando las hipótesis de cargas oportunas, de la geometría y requisitos estructurales que debe cumplir el producto.

En orden a los resultados se eligieron los diferentes sistemas que compondrán a la máquina una vez fijada la condición de máxima carga, las solicitaciones, la velocidad de elevación y traslación...

Una vez elegidos todos los componentes se ajustan para el funcionamiento en conjunto de estos y se detallará el ensamblaje mediante los planos de disposición general, planos constructivos y de detalles.

Por otra parte se aproximará un primer presupuesto.

Y por último se resaltarán, la aplicación de las nuevas tecnologías utilizadas en el análisis de este proyecto.

Para el cálculo de la estructura se ha generado un modelo parametrizado en 3d con la geometría mas adecuada, atendiendo a las funciones a desempeñar por el travelift y a las dimensiones características de los buques de hasta 60TN de peso que hay en el mercado.

Además de la hipótesis de carga, los elementos auxiliares como, cables, poleas, motores... se han tenido en cuenta para el cómputo total de pesos, posicionamiento, inercias...

Esta forma de calcular una estructura, se denomina ingeniería inversa de diseño, en la que los componentes son proyectados en base a la experiencia y a criterios de diseño, y una vez que ya tenemos algo, (una estructura sobre la que trabajar), se aplican las cargas y se modifican las dimensiones en función de las solicitaciones que se van obteniendo hasta optimizar el producto todo lo que nos permitan los coeficientes de seguridad, y los reglamentos vigentes que se apliquen.

En función de la máxima carga, se han calculado cables, aparejos, chigres, bombas, motores, reductores, tubería... y con la ayuda de catálogos, normativas, hojas de cálculo... se han ensamblado y ajustado los diferentes elementos para que funcionen en conjunto.

Como es de suponer, la carga en el momento de contacto con las eslingas nunca va a estar alineada, ni horizontal, ni uniformemente distribuida y ni si quiera se va a ajustar al mismo tiempo con todas estas, al estar en continuo movimiento como consecuencia de las olas del mar, si bien es verdad, cuando se trate de sacar el barco de tierra para llevarlo al agua, el barco podrá ser izado con un mayor control al respecto.

Podemos tener una gran diversidad en la configuración de un buque, la manga, la eslora y el calado podrían variar bastante para dos barcos del mismo peso y consecuentemente, las formas del forro también serían distintas. Una pequeña ola, también produciría que la mayor parte del peso se fuese hacia una u otra eslinga o podría aumentar la energía potencial del barco en el momento de la flotadura, levantándolo y dejándolo caer tras su paso, haciéndolo caer contra la eslinga además de con su peso con la energía cinética adquirida.

Si suponemos un paralelepípedo cuyo peso fuesen 60Tn, y de dimensiones tales que los momentos de inercia respecto de cada eje fuera iguales y el centro de gravedad coincidente con el centro geométrico del mismo, podríamos afirmar que se darían los siguientes casos:

1. Si las dimensiones favorecen que la dirección de la carga sea vertical, tendríamos un ejemplo claro de flexo-torsión.
2. En el caso en que hubiera un ángulo, la descomposición de las fuerzas nos darían (dos flexiones, horizontal y vertical más una torsión).
3. La aceleración que provoca el inicio de la marcha para el movimiento de traslación nos cambiaría también, la dirección de la carga...

Como la carga máxima de trabajo quedó fijada en 60Tn, trabajaremos con este valor combinándolo con las distintas hipótesis de cargas hasta llegar a la condición de trabajo más desfavorable, para obtener las solicitaciones, que a su vez, se verán incrementada por los coeficientes de seguridad que sobredimensionarán la estructura.

Además de la carga de trabajo la estructura deberá soportar:

- Su propio peso.
- Las aceleraciones de la propia izada.
- Las aceleraciones de la carga causadas por el mar.
- Las aceleraciones provocadas por la traslación de la máquina.
- Los esfuerzos provocados por el viento.
- Las aceleraciones provocadas por la frenada y en caso de choque.

REPARTO DE LA CARGA

Idealmente el reparto de la carga sería tan sencillo como que

$$60\text{Tn}/4 \text{ aparejos} = 15\text{Tn por aparejo}$$

Pero principalmente este caso es muy difícil que se dé, todo lo contrario, la distribución de pesos en los barcos son muy diversas y van ligadas a sus formas y configuraciones.

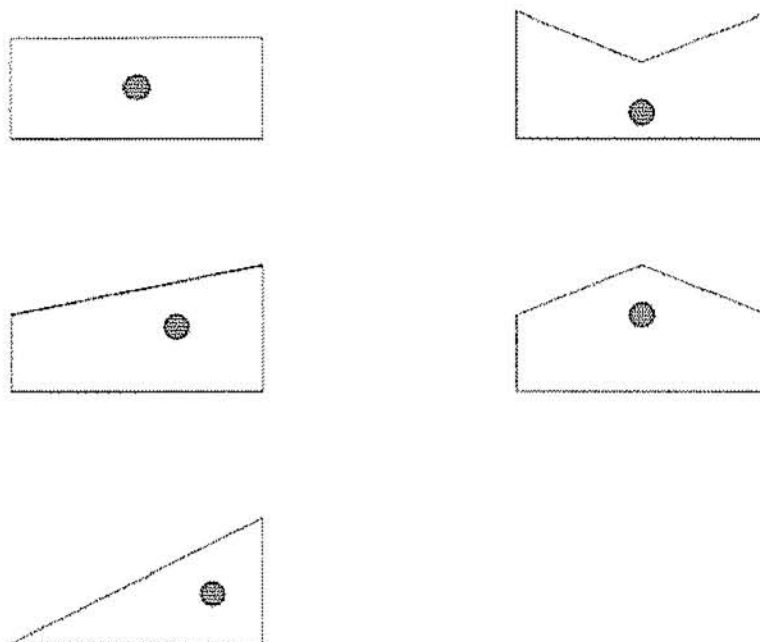


Figura 8.

El centro de gravedad también puede variar bastante de un barco a otro y como consecuencia el momento de inercia de primer orden hace bascular la carga más hacia un apoyo que hacia otro. Aunque lo que es seguro, es que, el centro de gravedad de la carga debe quedar entre los dos grupos de eslingas y en la mayoría de los casos, este quedará por debajo del centro de gravedad del travelift, lo que, hará que el centro de gravedad del conjunto baje.

Ante tal grado de incertidumbre y la inexactitud en la cuantificación del reparto de las cargas, aceleraciones, choques, frenadas, pendientes, la magnitud del viento, un salto del cable en el carrete y las diversas morfologías de los buques; se ha supuesto una fuerza de 180KN por cada grupo de eslingas, aunque estas tampoco aseguran que la carga se reparta simétricamente a ambos lados. Además esta carga se verá incrementada en el análisis por elementos finitos del modelo al añadirles las aceleraciones correspondientes. Para que esto fuera posible, se diseñó un modelo 3D de la estructura. La maya poligonal se ha optimizado, ajustando el tamaño de los octaedros a las dimensiones del proyecto. El sólido está compuesto por una sola maya, con el fin de que los elementos de unión (básicamente soldadura) actúen como si de una sola pieza se tratara.

Dos condiciones básicas de diseño (Norma EA95):

- Que la estructura sea estáticamente estable.
- Que la deformación de la estructura sea $<L/250$.

Bien, como decíamos, la estructura ha sido diseñada por el Método de Elementos Finitos con la ayuda del software CATIA V.5 R14. y proyectada en base a perfiles de acero laminado Standard que tenemos a disposición en el mercado.

Las condiciones de contorno, combinación de cargas, condiciones de seguridad y requerimientos del diseño están basadas en las recomendaciones de las normativas vigentes europeas del grupo AENOR, disponibles en la base de datos de la biblioteca digital de la UCA, y la normativa de Estructuras de Acero EA95.

En el apartado de ANEXOS se especifica toda la normativa vigente utilizada para la elaboración de este Proyecto.

4.1. ESTRUCTURA

4.1.1. ESTRUCTURA PRINCIPAL

La estructura estará compuesta por vigas prefabricadas de sección rectangular, producto de la unión de dos perfiles UPE400. Estas a su vez, soldadas entre sí, dan la forma característica al pórtico tridimensional que compone a la estructura principal.

La elección de los perfiles está motivada por la idea de simplificar al máximo la estructura y reducir los trabajos de soldadura.

Dimensiones:

Perfiles en U de alas paralelas

* Dimensiones: DIN 1026-2:2002-10 • Tolerancias: EN 10279:2000 • Estado superficie conforme a EN 10163-3:1991, clase C, subclase 1

Denominación	G kg/m	Dimensiones					A mm ²	Dimensiones de construcción					Superficie	
		h mm	b mm	t ₁ mm	t ₂ mm	r mm		h ₁ mm	d mm	Ø	s ^{min} mm	s ^{max} mm	A ₁ m ² /m	A ₂ m ² /l
UPE 80*	7,90	80	50	4	7	10	10,1	66	46	-	-	-	0,34	43,45
UPE 100*	9,82	100	55	4,5	7,5	10	12,5	85	65	M 12	35	36	0,40	41,00
UPE 120*	12,1	120	60	5	8	12	15,4	104	80	M 12	35	41	0,46	37,98
UPE 140*	14,5	140	65	5	9	12	18,4	122	98	M 16	35	38	0,52	35,95
UPE 160*	17,0	160	70	5,5	9,5	12	21,7	141	117	M 16	36	43	0,58	34,01
UPE 180*	19,7	180	75	5,5	10,5	12	25,1	159	135	M 16	36	48	0,64	32,40
UPE 200*	22,8	200	80	6	11	13	29,0	178	152	M 20	46	47	0,70	30,60
UPE 220*	26,6	220	85	6,5	12	13	33,9	196	170	M 22	47	49	0,76	28,43
UPE 240*	30,2	240	90	7	12,5	15	38,5	215	185	M 24	47	51	0,81	26,89
UPE 270*	35,2	270	95	7,5	13,5	15	44,8	243	213	M 27	48	50	0,89	25,34
UPE 300*	44,4	300	100	9,5	15	15	56,6	270	240	M 27	50	55	0,97	21,78
UPE 330*	53,2	330	105	11	16	18	67,8	298	262	M 27	54	60	1,04	19,60
UPE 360*	61,2	360	110	12	17	18	77,9	326	290	M 27	55	65	1,12	18,32
UPE 400*	72,2	400	115	13,5	18	18	91,9	364	328	M 27	57	70	1,22	16,87

* El peso mínimo del pedido y las condiciones de suministro acceden acuerdo precio

Figura 9.

Valores característicos de la viga:

Denominación	Valores estáticos														Clasificación					
	Eje fuerte y-y						Eje débil z-z						ENV 1993-1-1							
	G kg/m	I _y mm ⁴	W _{pl,y} mm ³	W _{pl,y} ** mm ³	i _y mm	A _c mm ²	I _z mm ⁴	W _{pl,z} mm ³	W _{pl,z} ** mm ³	i _z mm	s _z mm	I _y mm ⁴	I _z mm ⁴	y _c mm	y _w mm	S 235 Resón para y-y	S 355 Compresión para y-y	S 235 EN 10025 : 1993	S 355 EN 10133 : 1993	EN 10225 : 2001
	x 10 ⁴	x 10 ³	x 10 ³	x 10	x 10 ²	x 10 ⁴	x 10 ³	x 10 ³	x 10		x 10 ⁴	x 10 ⁶	x 10	x 10						
UPE 80	7,90	107,2	26,80	31,23	3,26	4,05	25,41	7,98	14,28	1,59	16,9	1,67	0,22	1,82	3,71	1	1	1	1	✓
UPE 100	9,82	206,9	41,37	48,01	4,07	5,34	38,21	10,63	19,34	1,75	17,9	2,01	0,53	1,91	3,93	1	1	1	1	✓
UPE 120	12,1	363,5	60,58	70,33	4,86	7,18	55,40	13,79	25,28	1,90	20,0	2,90	1,12	1,98	4,12	1	1	1	1	✓
UPE 140	14,5	599,5	85,64	98,84	5,71	8,25	78,70	18,19	33,22	2,07	21,0	4,05	2,20	2,17	4,54	1	1	1	1	✓
UPE 160	17,0	911,1	113,9	131,6	6,48	10,04	108,8	22,58	41,49	2,22	22,0	5,20	3,96	2,27	4,76	1	1	1	1	✓
UPE 180	19,7	1353	150,4	173,0	7,34	11,20	143,7	28,56	52,30	2,39	23,0	6,99	6,81	2,47	5,19	1	1	1	1	✓
UPE 200	22,8	1909	190,9	220,1	8,11	13,50	187,3	34,43	63,28	2,54	24,6	8,89	11,00	2,56	5,41	1	1	1	1	✓
UPE 220	26,6	2682	243,9	281,5	8,90	15,81	246,4	42,51	78,25	2,70	26,1	12,05	17,61	2,70	5,70	1	1	1	1	✓
UPE 240	30,2	3599	299,9	346,9	9,67	18,77	310,9	50,08	92,18	2,84	28,3	15,14	26,42	2,79	5,91	1	1	1	1	✓
UPE 270	35,2	5255	389,2	451,1	10,83	22,23	401,0	60,69	111,6	2,99	29,8	19,91	43,55	2,89	6,14	1	1	1	2	✓
UPE 300	44,4	7823	521,5	613,4	11,76	30,29	537,7	75,58	136,6	3,08	33,3	31,52	72,66	2,89	6,03	1	1	1	1	✓
UPE 330	53,2	11010	667,1	791,9	12,74	38,81	681,5	89,66	156,2	3,17	37,5	45,18	111,8	2,90	6,00	1	1	1	1	✓
UPE 360	61,2	14830	823,6	982,3	13,79	45,61	843,7	105,1	177,8	3,29	39,5	58,49	166,4	2,97	6,12	1	1	1	1	✓
UPE 400	72,2	20980	1049	1263	15,11	56,20	1045	122,6	191,4	3,37	42,0	79,14	259,0	2,98	6,06	1	1	1	1	✓

** W_{pl,y} está calculado según la hipótesis de un diagrama de tensiones birectangular y no es aplicable más que a uno o dos perfiles en U se asocian de forma que constituyan una sección doblemente simétrica para la que un momento de flexión actuando en el centro de gravedad no genere torciones.

Figura 10.

Comparativa de la distribuidora con otro tipo de perfiles:

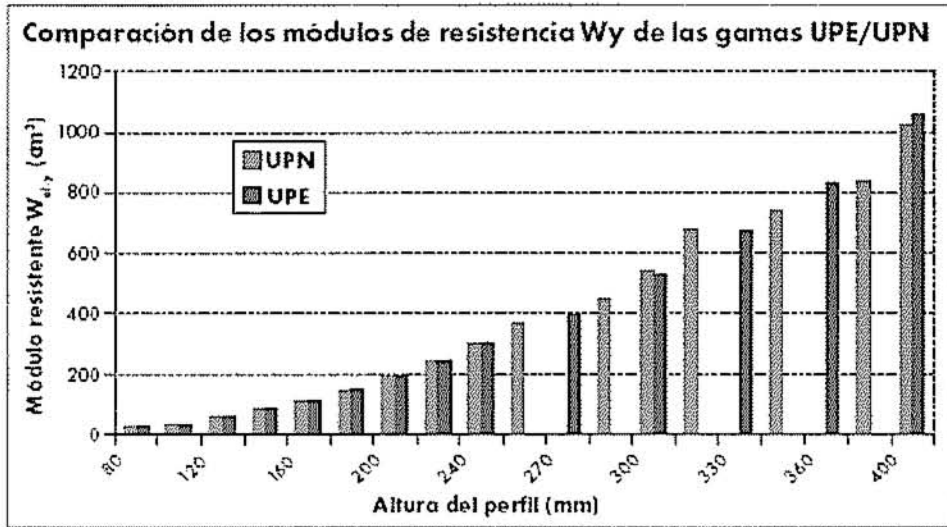


Figura 11.

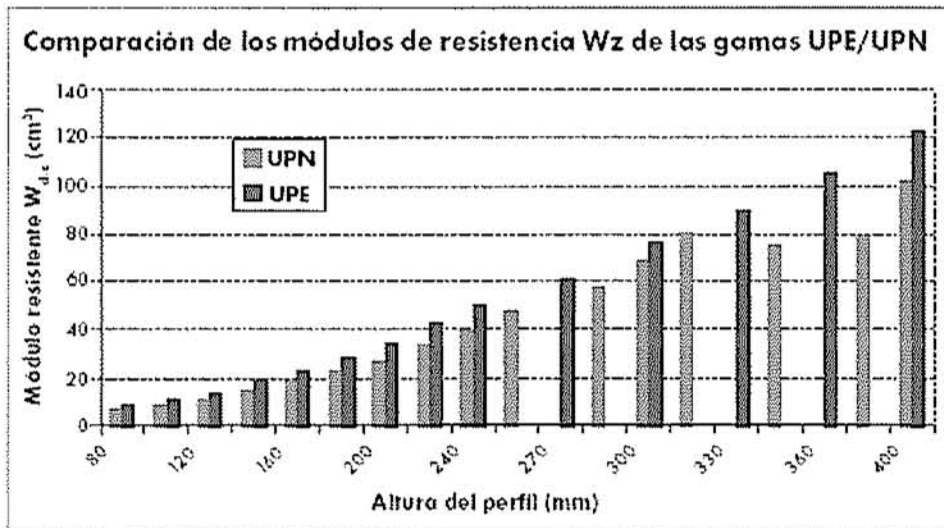
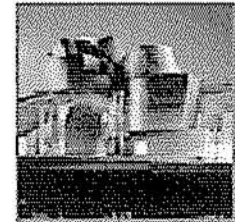
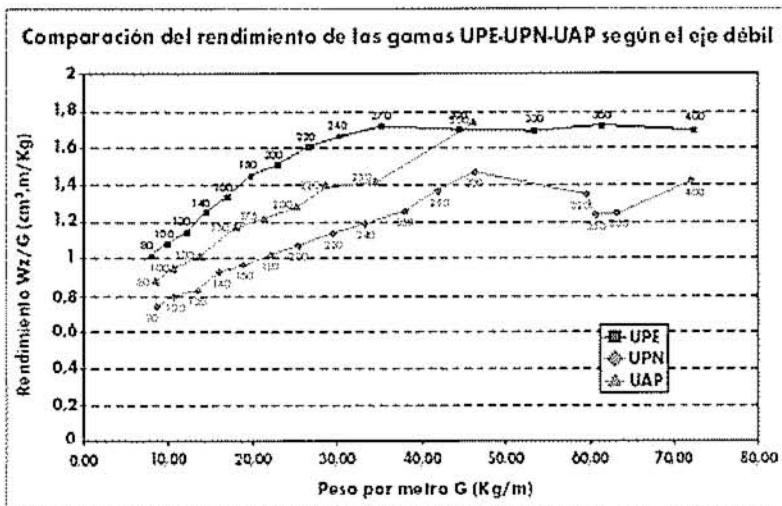
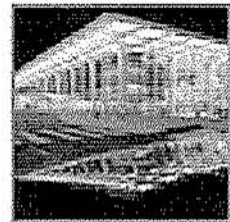


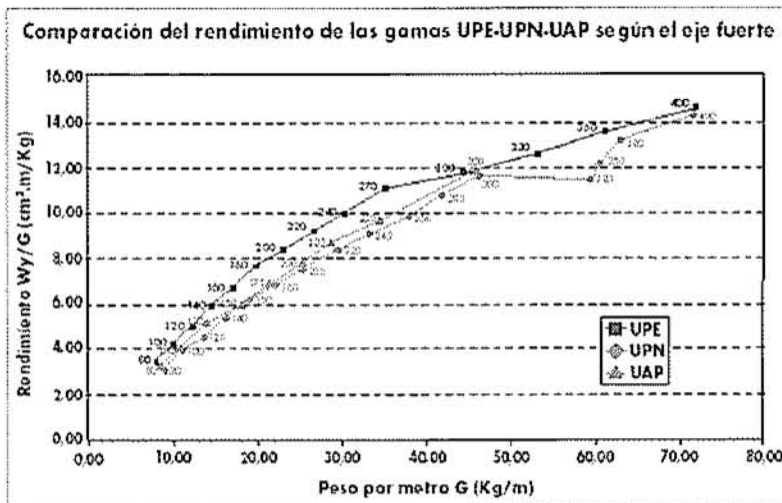
Figura 12.



FMGB Guggenheim Bilbao Museo
2004, ES Arch. Frank O. Gehry



EuroAirport Fola Mulhous, FR
Arquitectos: DRW



Todas las informaciones y características técnicas relativas a los perfiles UPE están disponibles dentro del Programa de Ventas de Arcelor Sección Comercial «Vigas, perfiles y comerciales» así como en el «sitio» de Arcelor Sección Comercial www.sections.arcelor.com

Figura 13.

El material utilizado será Acero S 335 JR cuyas características se exponen a continuación:

Tabla 2: Aceros estructurales no aleados según norma europea

Table 2: Non-alloy structural steels according to European standard

Tavola 2: Acciai strutturali non legati in conformità alle norme europee

Propiedades mecánicas / Mechanical properties / Caratteristiche meccaniche

Norma Standard Norma	Calidades Grades Tipi	Limite elástico mínimo R_{eH} Minimum yield strength R_{eH} Snervamento minimo R_{eH}					Resistencia a la tracción R_m Tensile strength R_m Resistenza a trazione R_m		Alargamiento mínimo Minimum elongation Allungamento minimo $\epsilon_g = 5,65 \sqrt{S_0}$ %				Ensayo de flexión por choque Notch Impact test Prova di resilienza		
		MPa					MPa						Temperatura Temperature Temperatura	Energía min. absorbida Min. absorbed energy Energia minima assorbita	
		Espesor nominal (mm) Nominal thickness (mm) Spessore nominale (mm)					Espesor nominal (mm) Nominal thickness (mm) Spessore nominale (mm)		Espesor nominal (mm) Nominal thickness (mm) Spessore nominale (mm)				°C	J	
		≤16	>16 ≤40	>40 ≤63	>63 ≤80	>80 ≤100	>100 ≤125	≤3 ≤100	>3 ≤100	≤3 ≤40	>3 ≤63	>63 ≤100	>100 ≤125		
EN 10025: 1990 + A1: 1993	S 235 JRG2 S 235 J0 S 235 J2G3/G4*	235	225		215	195		340-470		26	25	24	22	+20 0 -20	27 27 27
	S 275 JR S 275 J0 S 275 J2G3/G4*	275	265	255	245	235	225	410-560	400-540	22	21	20	18	+20 0 -20	27 27 27
	S 355 JR S 355 J0 S 355 J2G3/G4 S 355 J2G3/G4	355	345	335	325	315	295	490-630	470-630	22	21	20	18	+20 0 -20 -20	27 27 27 40

* Disponible previo acuerdo.
* Available upon agreement.
* Disponibile su richiesta.

Figura 14.

4.1.2. AGARRES.

Para la fabricación de las patas se usarán pletinas del mismo material y de 18mm de espesor al igual que para los agarres a los que van trincados los aparejos directamente.

4.1.3. PATAS.

Las patas están compuestas por un brazo que tiene en su parte superior el alojamiento para el rodamiento axial sobre el que descansa la estructura, y en la parte inferior aloja al rodamiento radial del eje que conecta con la rueda.

4.1.4. MEDIOS DE UNIÓN .UNIONES SOLDADAS.

Soldadura: Es unir dos metales de idéntica o parecida composición por la acción del calor, directamente o mediante la aportación de otro metal también de idéntica o parecida composición. Durante el proceso hay que proteger al material fundido contra los gases nocivos de la atmósfera, principalmente contra el oxígeno y el nitrógeno.

PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURA.

La norma EA-95 autoriza para uniones de fuerza en estructuras los siguientes procedimientos:

- 1.-Soldeo eléctrico manual; por arco descubierto con electrodo fusible revestido.
- 2.-Soldeo eléctrico semiautomático o automático; por arco en atmósfera gaseosa con alambre electrodo fusible.
- 3.-Soldeo eléctrico automático; por arco sumergido con alambre electrodo fusible desnudo.
- 4.-Soldeo eléctrico por resistencia.

Otros procedimientos no mencionados requerirán norma especial.

Soldadura por fusión: La acción del calor origina la fusión localizada de las piezas y estas se unen sin o con la aportación de otro material.

Soldadura por presión: Las piezas se calientan hasta hacerse plásticas y luego se unen mediante una presión mecánica.

Soldadura por arco: Es el procedimiento más importante y casi exclusivamente utilizado para las estructuras metálicas. Las piezas se unen al provocarse un arco eléctrico entre ellas y un electrodo revestido que constituye el metal de aportación. El electrodo está sujeto a una pinza que sujeta al soldador, es el polo negativo, y el positivo son las piezas que se quieren unir; una buena soldadura depende de los siguientes factores:

- 1.-Diámetro del electrodo.
- 2.-Distancia del electrodo a las piezas para unir (tamaño del arco)
- 3.-Velocidad de avance del electrodo (habilidad del soldador)
- 4.-Temperatura en el proceso; de 3000 a 4000 °C.

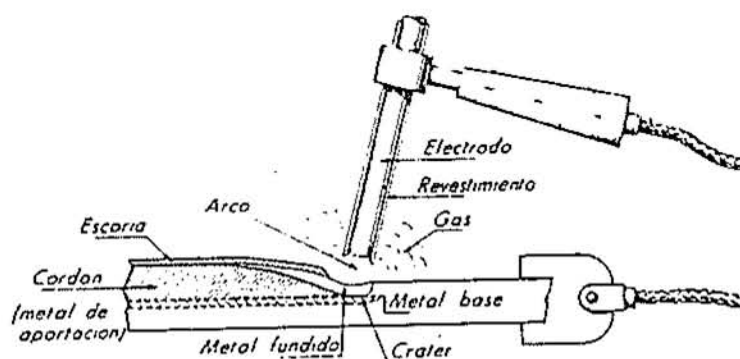


Figura 15.

El gas producido por el revestimiento; protege al material en la parte exterior del cordón queda una capa externa de escoria; el gas hace que la escoria se pueda retirar fácilmente.

Se crea un arco eléctrico; que hace que el material vaya saltando y se crea el cordón de soldadura.

Soldadura automática: El electrodo es continuo y desnudo; avanzando sumergido, de manera automática, en un polvo de protección; su principal cualidad es su uniformidad para cordones largos.

Soldadura semiautomática

MATERIALES DE APORTACIÓN.

Electrodo desnudo: Está constituido simplemente por una varilla metálica. El material fundido no se encuentra defendido contra los gases nocivos de la atmósfera interrumpiendo el arco con frecuencia. Se emplea para soldaduras de baja calidad.

Electrodos revestidos: Están constituidos por una varilla metálica recubierta por un fundente adecuado. El revestimiento se funde con el arco dando origen a gases que protegen, de los gases de la atmósfera, al metal de aportación. También permite que las escorias se puedan separar fácilmente después de la soldadura. Los principales revestimientos son de tipo básico, celulósico, oxidante y ácido.

Electrodos con alma: Están constituidos por una varilla metálica hueca rellena por un fundente adecuado. El revestimiento se funde con el arco dando origen a gases que protegen de los gases de la atmósfera al metal de aportación.

RELACIÓN ESPESOR-DIÁMETRO-INTENSIDAD.

Espesor chapas (mm)	Diámetro electrodos (mm)	Intensidad corriente (A)
2-4	2.5-3	60-100
4-6	3-4	100-150
6-10	4-5	150-200
>10	6-8	200-400

Figura 16.

DISPOSICIONES DE LA SOLDADURA.

Según la EA-95; para los procedimientos 1, 2 y 3 las dos disposiciones fundamentales son:

- 1.-Soldaduras a tope con elementos en prolongación, en T o en L.
- 2.-Soldaduras de ángulo, en rincón, en solape, en esquina o en ranura.

En el procedimiento 4 las disposiciones fundamentales son:

- 1.-Soldadura a tope con elementos en prolongación en T o en L.
- 2.-Soldadura por punto.

SOLDADURA A TOPE.

Consiste en unir las chapas situadas en el mismo plano para chapas superiores a 6 mm o para soldar por ambos lados, hay que preparar los bordes. El objetivo de esta soldadura es conseguir una penetración completa y que constituya una transición lo más perfecta posible entre los elementos soldados.

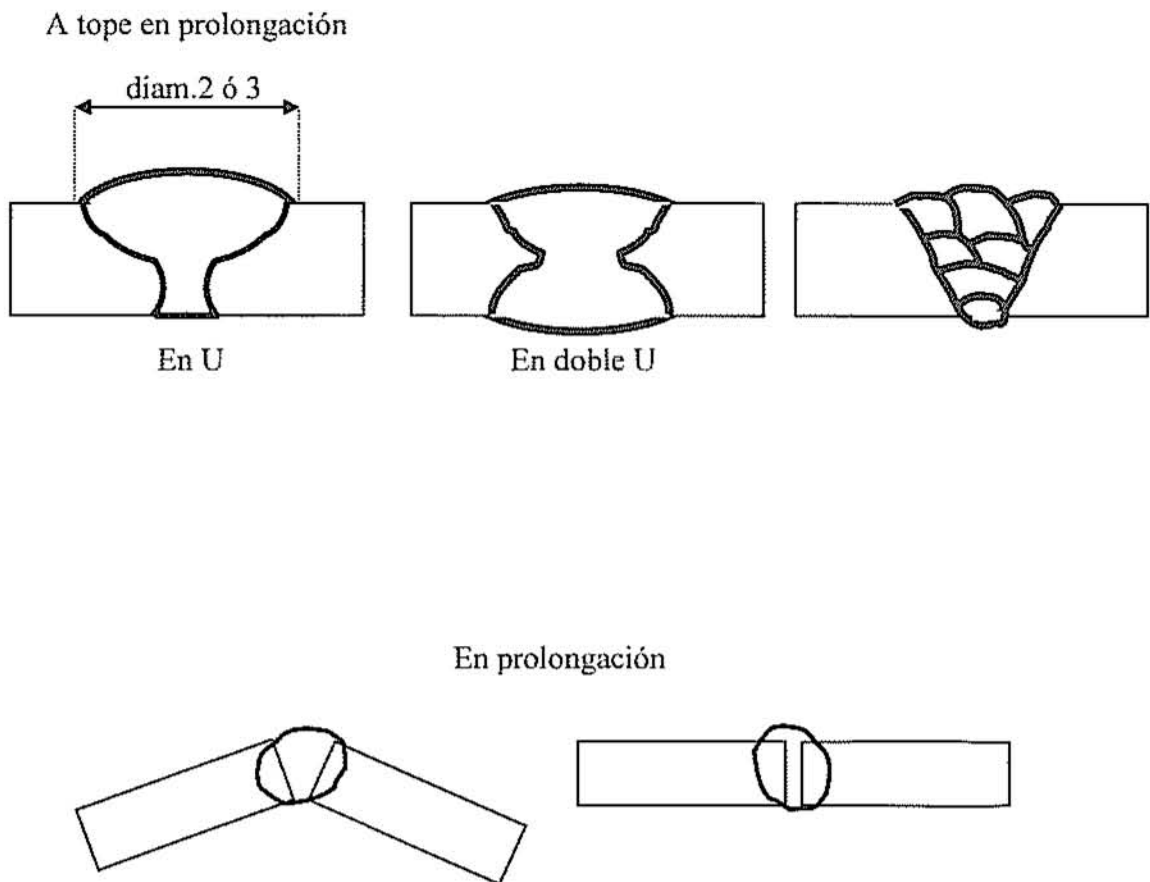


Figura 17.

Soldaduras a tope en L

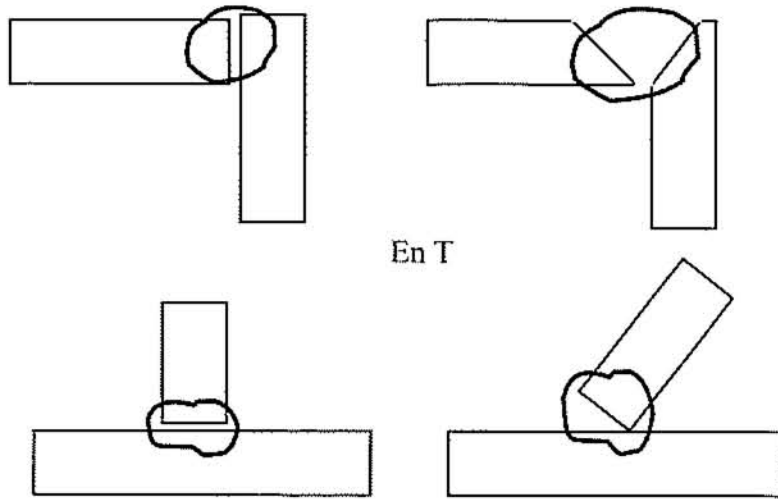


Figura 18.

SOLDADURA EN ÁNGULO.

Consiste en unir dos chapas situadas en distinto plano bien ortogonales o superpuestas; los tipos de cordones con relación a su posición respecto a la fuerza que van a soportar es la siguiente:

- 1.-Cordón de ángulo; chapas ortogonales.

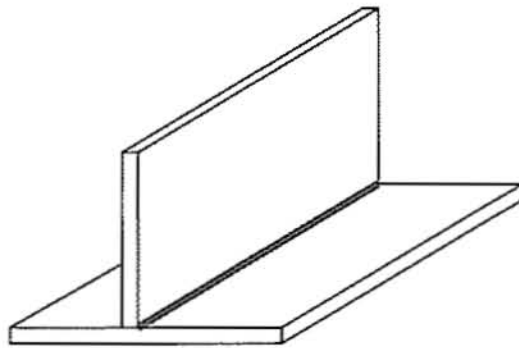


Figura 19.

- 2.-Cordón frontal, su dirección es normal a la fuerza.

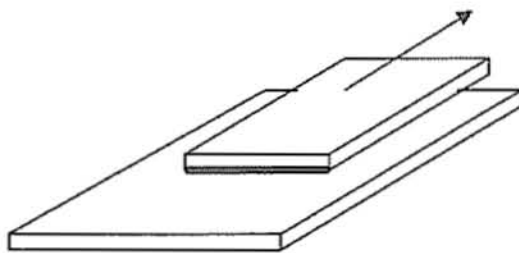


Figura 20.

3.-Cordón lateral; su dirección es paralela a la fuerza.

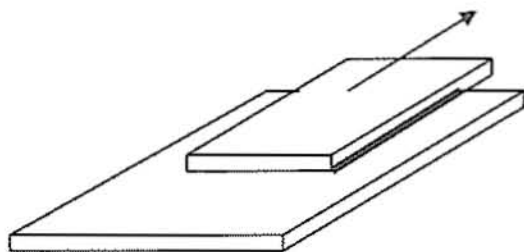


Figura 21.

4.-Cordón oblicuo; su dirección es oblicua a la fuerza

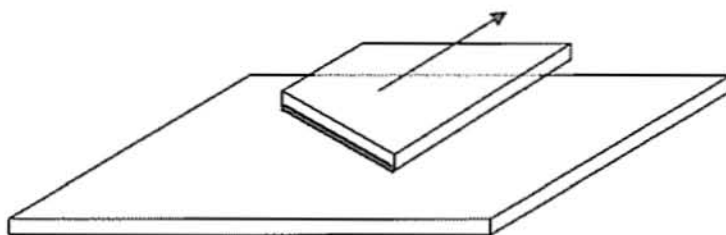
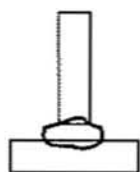
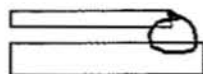


Figura 22.

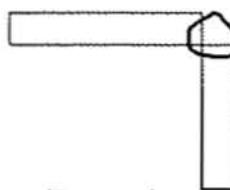
La soldadura de ángulo nos la podemos encontrar en rincón, en solape, en esquina y por puntos.



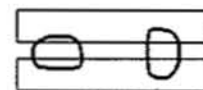
En rincón



En solape



En esquina



Por puntos

Figura 23.

CLASIFICACIÓN DEL CORDÓN DE SOLDADURA SEGÚN LA POSICIÓN.

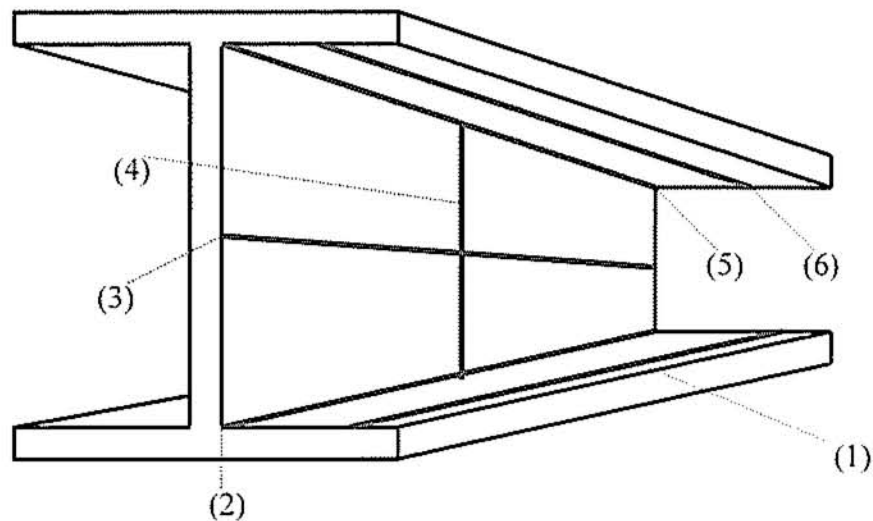


Figura 24.

(1)Cordón plano: Su superficie es horizontal y el material de aportación se vierte desde arriba.

(2)Cordón en ángulo horizontal: Une un plano horizontal con otro vertical y su dirección es horizontal.

(3)Cordón horizontal: Se sitúa en un plano vertical y su dirección es horizontal.

(4)Cordón vertical: Su dirección es vertical.

(5)Cordón de techo en ángulo: En un plano horizontal pero por su cara inferior.

(6)Cordón de techo a tope: Se sitúa en un plano horizontal; pero por su cara inferior igualmente.

DEFORMACIONES Y TENSIONES INTERNAS.

Durante los procesos de soldadura, existen grandes desprendimientos de calor, que dan lugar a dilataciones de la pieza y a las posteriores contracciones durante el período de enfriamiento, impedida por el resto del material base, lo cual origina la aparición de tensiones internas y deformaciones en las piezas, estas tensiones de tracción son

proporcionales a la longitud de soldadura. El estado de tensiones es triaxial; pero lo más importante son las tensiones longitudinales.

Las tensiones triaxiales pueden originar roturas sin deformación, por ello se deben evitar los cruces de tres cordones.

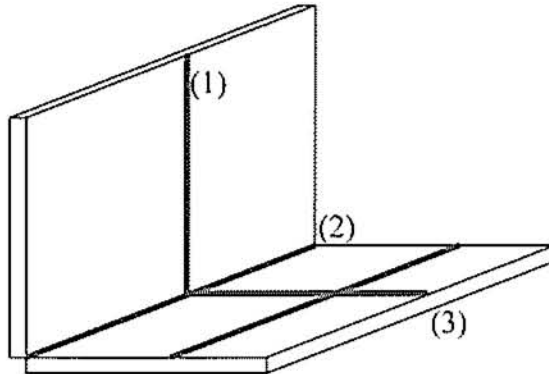


Figura 25.

DEFECTOS DE LA SOLDADURA.

Debido a múltiples causas pueden aparecer defectos en la soldadura, que si son importantes pueden comprometer seriamente la estabilidad de la estructura de la que forman parte, por ello es necesario someter a las soldaduras a una inspección tanto más intensa cuanto más importante es la estructura, que garantice la bondad y correcta ejecución de las mismas. Esta inspección forma parte del control general de la obra y tanto el proyectista, como el director de obra deben prestar la máxima atención.

CAUSAS DE LOS DEFECTOS.

1.-Del proyecto:

- Posición inadecuada.
- Mala accesibilidad. No se considerarán las de rincón con un ángulo menor de 60° . A efectos de cálculo no vale.
- Concentración de cordones.
- Dimensionamiento incorrecto.

2.-De los materiales.

- Mala soldabilidad (exceso de C, Mn, Ph, S)
- Defectos.
- Humedad en electrodos básicos.

3.-Efectos del proceso de soldeo.

- Voltaje.
- Intensidad.
- también puede ser de proceso no adecuado; electrodo sin recubrimiento.
- Preparación de bordes incorrectamente ejecutada.

4.-Efectos de la ejecución.

- Soldadores no homologados.
- Malas condiciones climáticas (lluvia, viento, frío)
- Falta de limpieza en la zona a soldar.
- Exceso de prisa (muy habitual)
- Falta de control.

TIPOS DE DEFECTOS EN LA SOLDADURA.

Los clasificamos en dos grupos:

DEFECTOS INTERNOS.

-Falta de penetración: Esto ocurre cuando el chafán de la soldadura no está totalmente lleno o cuando la unión entre el metal base y el metal de aportación no es perfecta en algún punto.

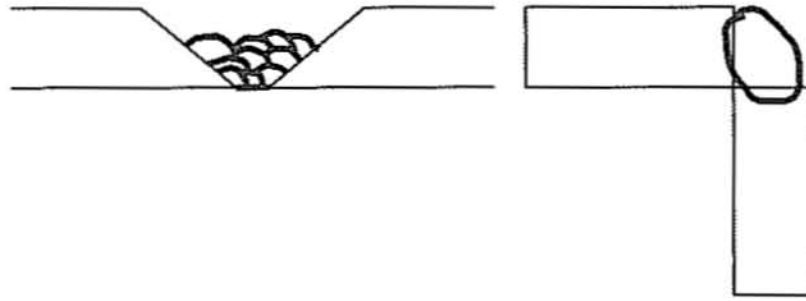


Figura 26.

En la radiografía se acusa como una línea negra y continua.

-Grietas: Consisten en fracturas en el material de aportación; o en el metal base; pueden ser transversales o longitudinales; es un defecto muy grave. En las radiografías se acusan como líneas finas oscuras de forma variada.

-Inclusiones, escoria y otros cuerpos englobados en la soldadura: Estas inclusiones suelen ser aisladas o alineadas y quedan por falta de limpieza al terminar la pasada. En las radiografías se acusan como sombras oscuras de contornos irregulares y poco claros.

-Poros u oclusiones gaseosas: Son cavidades debidas a inclusiones gaseosas procedentes, generalmente de humedad en el material base o electrodo. En las radiografías se acusan como sombras negras de contorno circular.

-Falta de fusión: Es la falta de unión entre el metal de aportación y el metal base. No hay cristales comunes. Un caso particular es el desbordamiento; es un defecto bastante grave. En las radiografías se acusan como líneas oscuras y delgadas.

Son los internos, los mas peligrosos, porque son los más difíciles de ver.

DEFECTOS SUPERFICIALES.

-Mordeduras: Es un rebaje o canal en el metal base que está contiguo al cordón de soldadura. Este defecto es muy habitual y es producido por un incorrecto manejo del electrodo. En la radiografía se acusa como una sombra oscura de contorno difuso en los bordes de la soldadura.

-Picaduras: Es un rebaje o canal en el cordón de la soldadura, se produce por un incorrecto manejo del electrodo. En las radiografías se acusa como una sombra oscura de contorno difuso.

-Desbordamientos: Parte del material de aportación desborda el cordón, quedando fuera y sin fusionar con el material base.

Son defectos longitudinales, no puntuales.

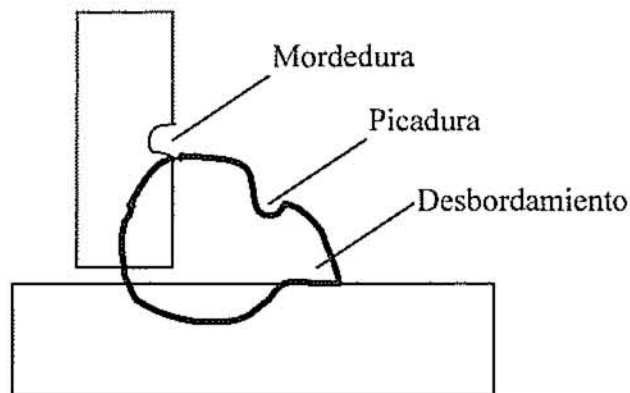


Figura 27.

MÉTODOS PARA EL CONTROL DE LA SOLDADURA.

Tenemos un primer grupo de ensayos destructivos. Los ensayos destructivos sólo se utilizan para probar procesos de soldadura; para homologar soldadores o para el ensayo de soldaduras. Se realizan sobre placas de prueba cortadas, de uniones realizadas, para proporcionar probetas de ensayo.

Consisten básicamente en ensayos de tracción, plegado y resiliencia. Los más habituales son los de tracción; aplicamos la probeta en la máquina y vemos cuanto resiste.

ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS.

1.-Inspección visual: Sirven, mediante una lupa, para detectar defectos superficiales.

2.-Partículas magnéticas: Consiste en recubrir la zona de soldadura a inspeccionar con una suspensión de polvo fino, de partículas sensibles al magnetismo y se somete al influjo de un campo magnético. Cualquier impureza o defecto superficial o próximo a la superficie interrumpe las líneas de fuerza magnética, forzando a las partículas a agruparse en la zona defectuosa.

3.-Líquidos penetrantes: Es un sistema para determinar defectos superficiales y es de bastante aplicación, por su economía. Es muy importante que lo haga un operario experimentado.

Sobre la superficie de la soldadura bien limpia y seca, se aplica una capa de líquido de muy baja viscosidad; la cual se introduce en todos los defectos superficiales, se vuelve a limpiar la soldadura eliminando el líquido sobrante y se aplica a la superficie un líquido absorbente o revelador, acusándose de esta manera el fallo.

4.-Radiografías: Se utilizan radiografías de pequeña longitud de onda rayos x o γ , que después de atravesar una soldadura impresiona una película fotográfica; los defectos se acusan mediante manchas oscuras, es un método muy utilizado, aunque de más elevado costo que el anterior. Este sistema detecta defectos superficiales e internos.

5.-Ultrasonidos: Se utilizan las vibraciones de alta frecuencia de 0.5 a 5 Megaciclos, que mediante un palpador son forzadas a atravesar la zona a examinar; la señal puede ser recogida por otro palpador en la cara opuesta o bien por el primer palpador que recoge el eco, producido por la cara opuesta y por los posibles defectos. La señal recogida es convertida electrónicamente en ondas.

CÁLCULO EN LAS UNIONES SOLDADAS.

1.-Uniones con soldadura a tope: La soldadura a tope no debe producir discontinuidad en la sección y su sobre-espesor no será mayor que el 10% del espesor de la chapa más delgada; si las chapas son de distinta sección, la de mayor sección se adelgazará en la zona de contacto con pendientes no mayores que el 25% para obtener una transición suave de sección.

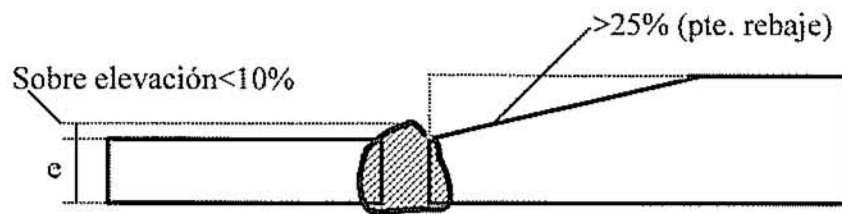


Figura 28.

La norma EA-95 dice que una soldadura a tope que una totalmente dos piezas realizadas con las condiciones recogidas en la norma y cuyo espesor no sea menor que el espesor de la pieza mas delgada, no requiere cálculo.

2.-Uniones con soldadura de ángulo:

Definiciones.

Garganta de un cordón en ángulo (a): Es la altura del triángulo isósceles que puede inscribirse dentro de la sección recta del cordón de la soldadura.

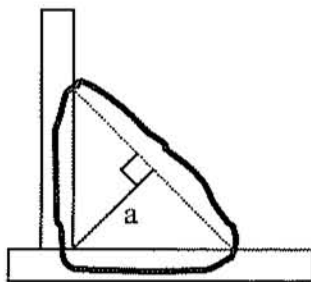


Figura 29.

Longitud eficaz de un cordón en ángulo (L): Es la longitud total del cordón descontados los cráteres de los extremos. Se toma convencionalmente la longitud de esos cráteres igual a a ; por lo tanto la longitud sería $L - 2 \cdot a$.

Si se adoptan precauciones para impedir la formación de cráteres, no se efectúa esta deducción.

Sección de garganta: Es la sección del cordón determinada por el plano bisector del ángulo diedro que lo contiene.

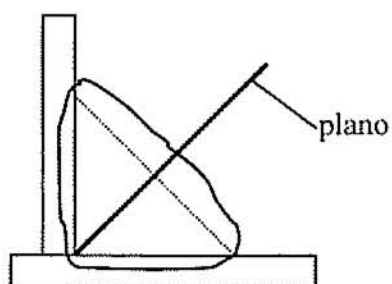


Figura 30.

Área de sección de garganta: Es la obtenida multiplicando la garganta del cordón por su longitud eficaz $\rightarrow L \cdot a$

En cuanto a las fuerzas de sollicitación, la fuerza que debe resistir cada cordón se supone uniformemente repartida sobre la sección $a \times L$

TIPOLOGÍA DE LAS UNIONES SOLDADAS EN ÁNGULO.

1.-Uniones soldadas planas: Son aquellas en la que los diferentes cordones están contenidos en el mismo plano o las que permite abatir todas las secciones de garganta sobre un mismo plano.

2.-Uniones soldadas espaciales: Aquellas en la que no es posible abatir sobre un mismo plano todas las secciones de garganta de los distintos cordones que las componen.

3.-Uniones mixtas: Aquellas uniones constituidas por soldaduras de ángulo y soldaduras a tope.

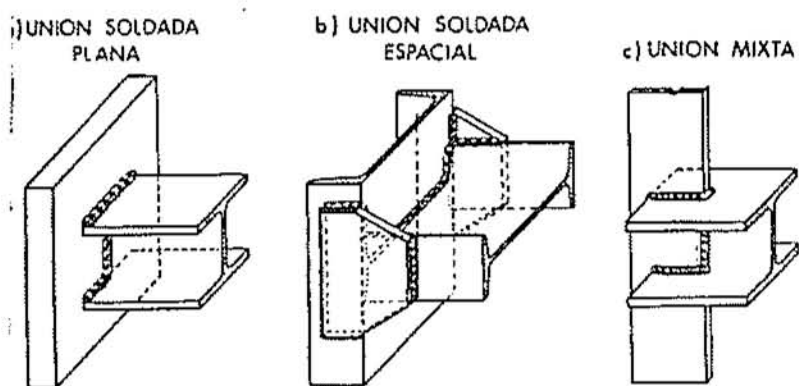


Fig. II.C.18

Figura 31.

TENSIONES A CONSIDERAR EN UNA SOLDADURA DE ÁNGULO.

Tenemos el cordón de soldadura y dijimos que el plano de garganta era el que definía el bisector del triángulo isósceles.

Dentro de ese plano definimos $\underline{\sigma}$; $\underline{\tau_n}$ y $\underline{\tau_a}$

σ = Tensión normal al plano de garganta.

τ_n = Tensión tangencial normal a la arista.

τ_a = Tensión tangencial paralela a la arista.

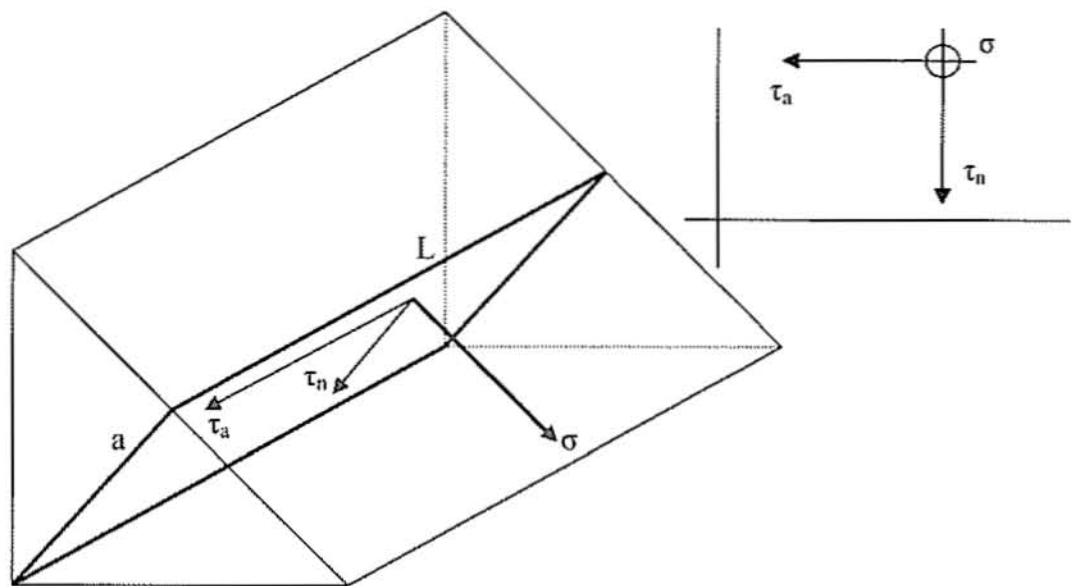


Figura 32.

Si nos referimos a los planos que componen la soldadura.

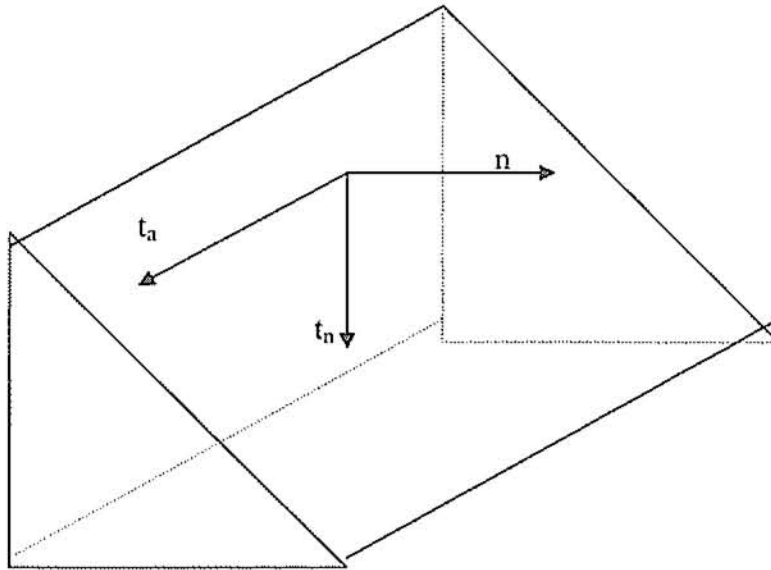


Figura 33.

\underline{n} : Es la tensión normal que actúa en el plano de cada una de las caras de soldadura.

\underline{t}_n : Tensión tangencial normal a la arista y contenida en el plano de cada una de las caras de la soldadura.

\underline{t}_a : Tensión tangencial paralela a la arista; contenida en el plano de una de las caras de soldadura.

De esta manera definimos las tensiones que más nos interesan.

Nos dice la norma que la CONDICIÓN DE SEGURIDAD es:

$$\sigma_o = \sqrt{\sigma^2 + 1.8 \cdot (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_u$$

Establecemos σ_o (tensión normal de comparación) que ha de ser igual a σ_u (resistencia de cálculo del acero); si queremos seguir la norma.

CÁLCULO DE LAS SOLDADURAS DE ÁNGULO QUE CONSTITUYEN UNA UNIÓN ESPACIAL. (Norma UNE 14 035).

En las soldaduras de ángulo habrán de tenerse en cuenta los siguientes valores umbrales

a) Valor mínimo $l \geq 15 \cdot a$ b) Valor máximo $l \leq 60 \cdot a$
 $l \leq 12 \cdot b$

$$l \geq b \rightarrow b \equiv h$$

En los planos de detalle, se especifica las uniones y sus dimensiones. El método de soldadura utilizado será soldadura semiautomática de metal por arco, Y el material de aporte, será acero con la composición recomendada por el fabricante.

4.2. SISTEMA DE ELEVACION.

El sistema de elevación está compuesto por cables, aparejos, poleas, chigres y eslingas.

4.2.1. DEFINICION DE CABLE DE ACERO

Un cable de acero es un conjunto de alambres de acero, retorcidos helicoidalmente, que constituyen una cuerda de metal apta para resistir esfuerzos de tracción con apropiadas cualidades de flexibilidad.

El cable de acero esta formado por tres componentes básicos. Aunque pocos en número, estos varían tanto en complejidad como en configuración de modo de producir cables con propósitos y características bien específicas.

Los tres componentes básicos del diseño de un cable de acero normal son:

- los alambres que forman el cordón.
- los cordones.
- el alma.

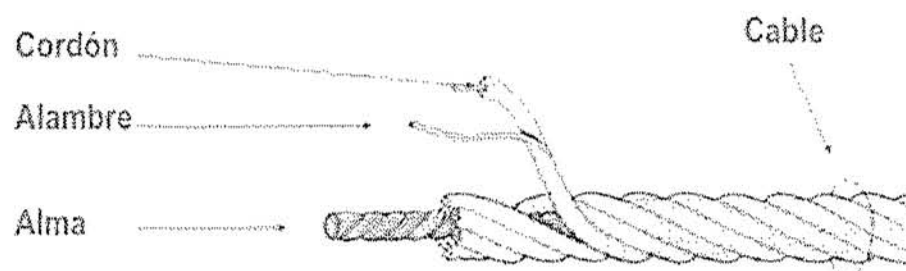
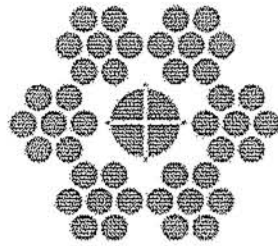


Figura 34.

Los alambres son las unidades básicas de la construcción del cable de acero. Los mismos se arrollan alrededor de un centro en un modo específico en una o más capas, de manera de formar lo que se denomina un "cordón". Los cordones se arrollan alrededor de otro centro llamado "alma" y de esta manera se conforma el cable de acero. La forma más simple de representar un cable de acero es por su sección transversal:



Sección transversal
de un cable de acero

Figura 35.

Tipos de cordones en los cables convencionales

Las características como la resistencia a la fatiga y la resistencia a la abrasión, están directamente afectadas por el diseño de los cordones. Como regla general, un cable que tiene cordones hechos con poca cantidad de alambres grandes, va a ser más resistente a la abrasión y menos resistente a la fatiga.

En cambio un cable del mismo diámetro pero construido con cordones con muchos alambres pequeños, va a ser menos resistente a la abrasión y más resistente a la fatiga. Las construcciones básicas de los cordones se muestran a continuación:

Cordón común de capa simple:

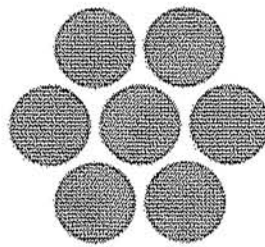


Figura 36.

El ejemplo más común de construcción de capa simple es el cordón de siete alambres. Tiene un alambre central y seis alambres del mismo diámetro que lo rodean. La composición más común es $1+6=7$.

Cordón Seale:

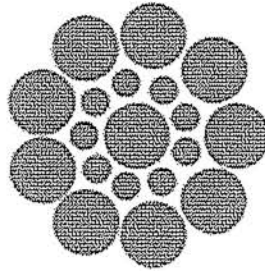


Figura 37.

Es aquella construcción en la que la última capa tiene los alambres de gran diámetro y por lo tanto, posee una gran resistencia a la abrasión. La composición más común es $1+9+9= 19$.

Cordón Filler:

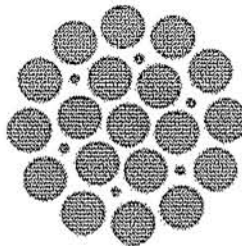


Figura 38.

Se distingue por tener entre dos capas de alambres, otros hilos más finos que rellenan los espacios existentes entre las mismas. Este tipo de cordón se utiliza cuando se requieren cables de mayor sección metálica y con buena resistencia al aplastamiento. La composición más común es: $1+6/6+12= 25$.

Cordón Warrington:

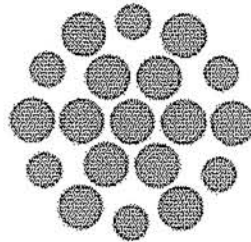


Figura 39.

Se caracteriza por tener una capa exterior formada por alambres de dos diámetros diferentes, alternando su colocación dentro de la corona. El tipo de cordón más usado es: $1+6+6/6= 19$.

Cordón Warrington Seale:

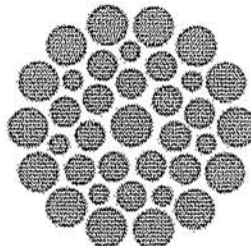


Figura 40.

Es una combinación de las mencionadas anteriormente y conjuga las mejores características de ambas: la conjunción de alambres finos interiores aporta flexibilidad, mientras que la última capa de alambres relativamente gruesos, aportan resistencia a la abrasión. La construcción más usual es: $1+7+7/7+14 = 36$.

Tipos de alma en los cables convencionales

La principal función del alma de los cables es proveer apoyo a los cordones. Gracias a ello el cable se mantiene redondo y los cordones apropiadamente posicionados durante la operación. La elección del alma del cable tendrá un efecto en la performance

del cable de acero en operación. Las almas más comunes son las llamadas almas textiles o de fibra.

Existen dos tipos de almas de fibra:

- alma de fibras sintéticas (polipropileno).
- alma de fibras naturales (sisal).

Lubricada de modo conveniente durante el proceso de fabricación, el alma de fibra aporta al cable la lubricación adecuada contra el desgaste ocasionado por el frotamiento interno y protección contra el ataque de agentes corrosivos.

Debido a las grandes presiones que los cordones ejercen sobre el alma, es necesario, en ciertos casos, que la misma sea de tipo metálico en lugar de textil, evitándose así las deformaciones por aplastamiento.

También se utiliza este tipo de alma en aquellos casos en que el cable deba trabajar en un ambiente sometido a elevada temperatura, lo que podría ocasionar deterioros en almas textiles.

Existen dos tipos de almas de acero:

- alma de acero de un cordón.
- alma de acero de cable independiente.

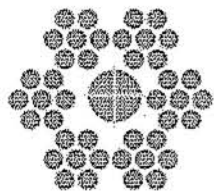
El alma de cordón de acero es utilizada solamente en los cables de diámetro de hasta 6 mm y en los cables antigiratorios. El alma de acero de cable independiente es, literalmente, un cable independiente que funciona como alma del cable principal. La mayoría de los cables denominados "con alma de acero" tienen un alma de cable independiente.

Nomenclatura básica de los cables convencionales

Los cables de acero se identifican mediante la nomenclatura que hace referencia a:

- la cantidad de cordones.
- la cantidad (exacta o nominal) de alambres en cada cordón.
- una letra o palabra descriptiva indicando el tipo de construcción.
- una designación de alma, cualitativa o cuantitativa.

Ejemplo:



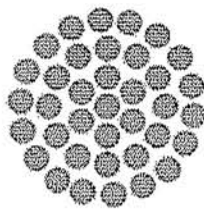
6x7+1 AT

- 6 cordones
- 7 alambres por cordón
- 1 alma textil

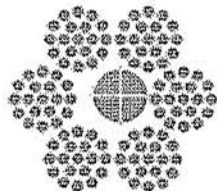
Figura 41.

Esta nomenclatura simple es sumamente práctica y está internacionalmente normalizada de modo bastante uniforme para los cables convencionales. También es útil, y está consagrada por la costumbre del mercado, para otros tipos de cable. En los cables cuyo diseño es más moderno, por ejemplo los de la línea FuniPlus, puede usarse un modo similar de designación, pero normalmente será necesaria alguna aclaración adicional.

Algunos ejemplos de nomenclatura:



1x37



6x19 + 1AT

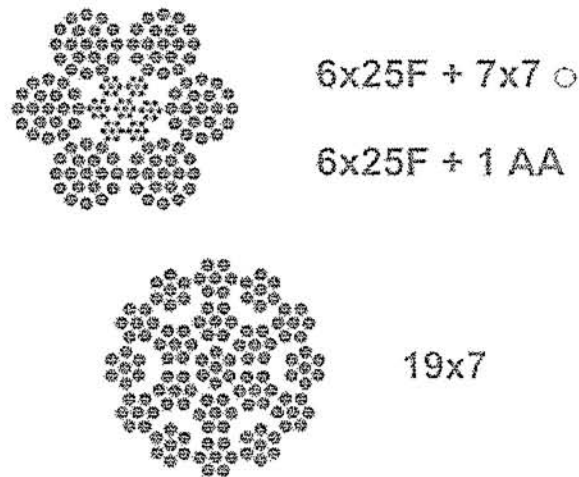


Figura 42.

Principales abreviaturas:

- S Seale
- W Warrington
- F Filler
- WS Warrington-Seale
- AT Alma textil
- AA Alma de acero

Clasificación de los cables convencionales

Las clasificaciones son grupos de construcciones de cables. Dentro de cada grupo, todas las construcciones tienen casi idéntico peso por metro, casi idéntica resistencia a la tracción y un rango bastante similar de flexibilidad.

Este agrupamiento es las clasificaciones es muy común en multitud de normas y catálogos, aunque paulatinamente va perdiendo vigencia.

Las diferentes construcciones dentro de cada clasificación ofrecen distintas características de trabajo. Estas características deben ser consideradas siempre que se esté seleccionando un cable para una aplicación específica.

Las principales clasificaciones son mostradas en la siguiente tabla:

Principales Clasificaciones:

Clasificación	Alambres por cordón	Observaciones
6x7	7 - 15	La construcción más usual es 6x7
6x19	16 - 26	Las construcciones más usuales son 6x19S, 6x19W, 6x25F e 6x26WS
6x37	27 - 49	Las construcciones más usuales son 6x36WS e 6x41WS
6x61	50 - 74	La construcción más usual es 6x61WS

Figura 43.

Torsión

Hay dos aspectos relacionados con la torsión del cable.

El primero de ellos se refiere específicamente al sentido de la torsión, es decir si se está hablando de una hélice de sentido derecho o una hélice de sentido izquierdo.

El segundo aspecto, es una distinción descriptiva de la posición relativa de los alambres en el cordón y de los cordones en el cable. En la torsión llamada "regular", los alambres están torcidos en sentido opuesto al del cordón en el cable. En la torsión llamada "lang", los alambres respecto a los cordones y los cordones respecto al cable, tienen en mismo sentido de torsión.

Los cables de torsión "lang" resisten mejor la abrasión, pero tienen varias limitaciones de uso, principalmente una marcada tendencia a destorcerse, por lo cual deben trabajar siempre con cargas guiadas (que no pueden girar). Las nuevas construcciones especiales de los cables hacen que este tipo de torsión se utilice cada vez menos y vaya siendo dejada de lado.

Excepto en ciertas instalaciones específicas, los cables de torsión regular derecha son el estándar mundialmente aceptado.

Las diferentes torsiones:

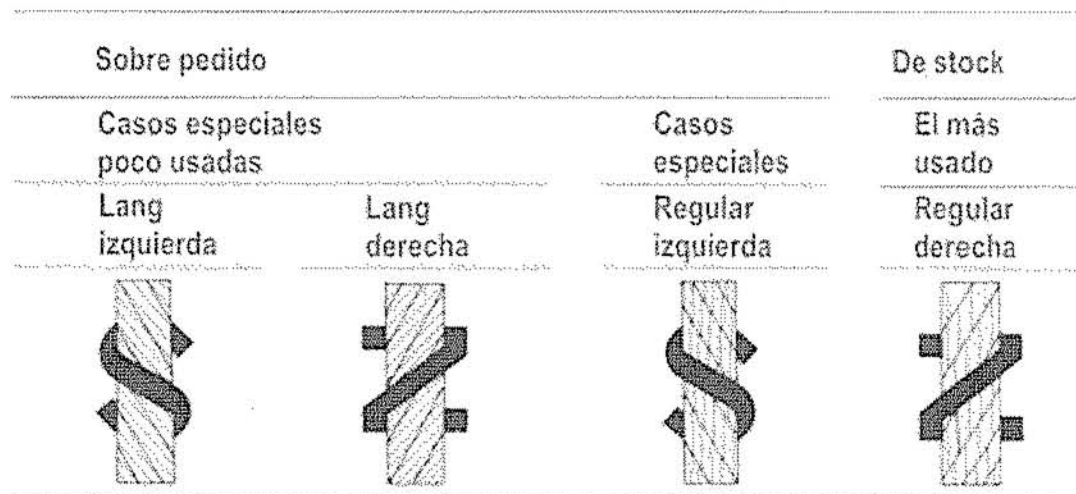


Figura 44.

Preformado

El preformado es un proceso que se lleva a cabo en la etapa de cableado y que consiste en darles a los cordones la forma helicoidal que van a tener en el cable terminado. Este proceso facilita el manipuleo del cable y mejora significativamente muchas de sus propiedades.

Las cualidades superiores de los cables preformados son el resultado de que tanto los cordones como los alambres, están en una posición de “descanso” en el cable, lo cual minimiza las tensiones internas. Hoy en día, el preformado es un proceso prácticamente estándar en la fabricación de cables y los cables no preformados se fabrican solamente bajo pedido especial.

Diámetro Nominal / Real

El diámetro nominal de un cable es aquel que se encuentra en las tablas, con la correspondiente tolerancia.

El diámetro real, es el de la circunferencia que lo rodea. De esta forma, el cable debe ser medido conforme al gráfico:

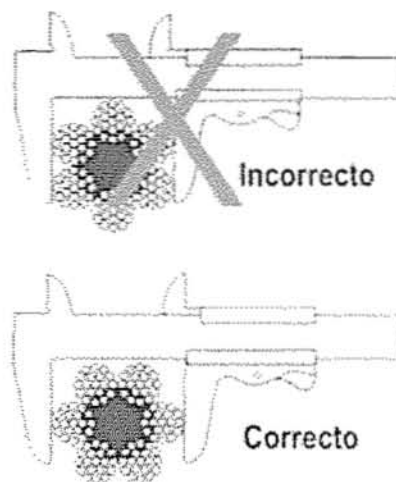


Figura 45.

Terminación superficial

La terminación superficial está relacionada con la resistencia a la corrosión. El cable puede ser:

- galvanizado, apropiado para cables estáticos o relativamente estáticos, sometidos a la acción de un medio agresivo como humedad, etc.
- lubricado, apropiado para la mayoría de las aplicaciones que combina propiedades anticorrosivas con lubricantes. Existen distintos tipos de lubricación según el uso del cable.

Flexibilidad y resistencia a la abrasión

Todos los cables de acero implican, en su diseño, características de compromiso técnico. En la mayoría de los casos, un cable no puede aumentar al mismo tiempo su resistencia a la fatiga y su resistencia a la abrasión.

Por ejemplo, cuando se aumenta la resistencia a la fatiga seleccionando un cable con más alambres, posiblemente el cable vaya a tener menos resistencia a la abrasión debido al menor tamaño de los alambres exteriores.

Esta es la razón por la cual es necesario elegir el cable de acero del mismo modo en que se lo haría con cualquier otra máquina: muy cuidadosamente. Deben ser consideradas todas las condiciones operativas y todas las características del cable.

Mientras que la clasificación 6x19 da un énfasis primario a la resistencia a la abrasión, la clasificación 6x37 es importante para su resistencia a la fatiga. Esta resistencia a la fatiga se hace posible por el mayor número de alambres en cada cordón.

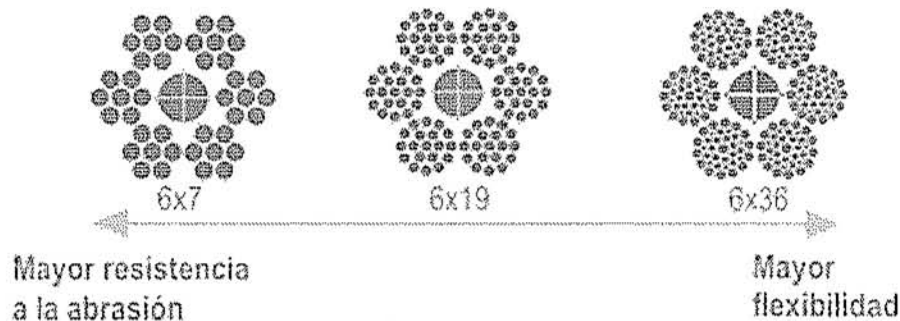


Figura 46.

Aunque hay excepciones para aplicaciones especiales, los cables de acero convencionales están diseñados básicamente para ser los más eficientes en cada diámetro de cable.

Por ejemplo, a medida que el diámetro del cable aumenta, se puede usar un mayor número de alambres para adquirir resistencia a la fatiga, y estos alambres serán todavía lo suficientemente gruesos como para brindar adecuada resistencia a la abrasión.

De esta manera se determinan las construcciones que se fabrican como estándares para cada diámetro de cable.

Resistencia a la tracción

La palabra resistencia denota según el caso, tres cosas diferentes:

- la resistencia específica del acero con el cual el cable fue fabricado.
- la resistencia total, o carga de rotura del cable.
- la resistencia en trabajo, o carga segura de trabajo.

Resistencia específica:

Debido a la materia prima utilizada (acero de alto carbono) y al proceso de fabricación, los alambres de los cables de acero alcanzan altas resistencias específicas (tensiones de rotura).

Estos valores están normalizados por distintos organismos normalizadores, o bien adoptados por el uso y aplicación. Los términos más usuales para referirse a la resistencia específica son:

- resistencia nominal de los alambres a la tracción.
- grado (cuando tiene influencia de la lengua inglesa).

Las resistencias más usuales en distintos ámbitos se muestran en la siguiente tabla:

Ambito de aplicación, organismos normalizadores y unidades de referencia			Observaciones
Argentina, América del sur, IRAM, ABNT, etc. Kgf/mm ²	Comunidad Europea ISO, DIN, etc. N/mm ²	EEUU, API, ASTM, etc.	
80		SM	Solamente aplicado para cables monocordones.
100		HS	
120			
140		EHS	
140	1370	MPS	La mayoría de los cables fabricados por IPH son de alta resistencia (180 kg/mm ² o mayor).
160	1570	PS	
180	1770	IPS (175/190 kg/mm ²)	
200	1960	XIPS (195/210 kg/mm ²)	
220	2160	XXIPS (215/235 kg/mm ²)	

Figura 47.

Carga de Rotura:

La carga de rotura es la carga final efectiva a la cual un cable rompe durante un ensayo de tracción en el banco de prueba. En la práctica, para la elección de un cable se utilizan valores tabulados que indican lo que se llama la "Carga Mínima de Rotura", en cuyo cálculo intervienen la resistencia específica del material, el tipo de alma, el tipo de construcción, la sección, etc.

Todo cable en estado nuevo, colocado en el banco para un ensayo de tracción, romperá a un valor superior a la Carga Mínima de Rotura especificada en la tabla para dicho cable. La selección de un cable basa sus cálculos en estos valores tabulados.

Aquí es importante tener en cuenta dos aspectos:

- las Cargas Mínimas de Rotura especificadas en tabla corresponden a valores de carga estática y en condiciones de tracción pura.
- la Carga Mínima de Rotura se aplica a un cable nuevo, sin uso.

Un cable nunca debería operar ni siquiera cerca de su resistencia nominal. Durante su vida útil, un cable va perdiendo resistencia gradualmente debido a causas naturales tales como el desgaste superficial y la fatiga del metal.

Carga de Trabajo:

Es la carga o peso que se debe aplicar sobre el cable en condiciones de trabajo con seguridad. Se abrevia C.T. (Carga de Trabajo).

La carga de rotura es siempre mayor que la carga de trabajo. La relación entre CMR (Carga Mínima de Rotura) y CT (Carga de Trabajo) se llama Factor de Seguridad (FS).

Por ejemplo: si el FS (Factor de Seguridad) es de 5 a 1, esto significa que la CMR (Carga mínima de Rotura) es 5 veces mayor que la CT (Carga de Trabajo).

Factores de Seguridad:

El FS (Factor de Seguridad) lo adopta el usuario pero debe tener en cuenta las recomendaciones del fabricante y las Normas.

Valores más usuales:

- cables estáticos: 3 a 4.
- elevación de cargas en general, grúas, eslingas, etc: 5 a 6.
- casos con altas temperaturas u otras condiciones extremas: 8 a 12.
- elevación de personas: 12 a 22.

Resistencia al aplastamiento

El aplastamiento es el efecto de la presión externa radial, la cual distorsiona la sección transversal del cable, de los cordones, del alma o de los tres a la vez.

La resistencia al aplastamiento es la capacidad que tiene el cable para resistir a las fuerzas externas en el sentido radial. Cuando un cable está dañado por aplastamiento, los alambres, los cordones y el alma están impedidos de movimiento y de ajustarse normalmente durante la operación.

En general, los cables con alma de acero son más resistentes al aplastamiento que aquellos con alma textil. Los cables de torsión regular son más resistentes al aplastamiento que los de torsión Lang. Los de seis cordones son más resistentes al aplastamiento que los de ocho cordones o que los de diecinueve cordones. Los de cordón compactado son más resistentes que cualquiera de los anteriores.

Alargamiento

Todos los cables se alargan cuando son sometidos a un esfuerzo de tracción. Este alargamiento está integrado por dos elementos:

- el primero depende de la elasticidad del acero empleado.
- el segundo es originado por el efecto del asentamiento de los alambres y cordones en el cable.

El alargamiento elástico es transitorio; desaparece al cesar la acción de la carga que lo producía, y puede calcularse si se conoce el módulo de elasticidad aparente del cable. El alargamiento de asentamiento, llamado también de puesta en servicio, es un alargamiento permanente que puede ser estimado en un 2 por mil a 4 por mil, dependiendo de los tipos de cable y de su construcción.

Ese alargamiento continúa hasta alcanzar valores comprendidos entre el 5 por mil y el 8 por mil de su longitud total, cuando se retira el cable de servicio.

Ordinariamente el alargamiento de puesta en servicio se completa a los 3 o 4 meses.

Es conveniente, para contrarrestar este alargamiento, disponer en las instalaciones de adecuados mecanismos que regulen la longitud de los cables, con lo cual se pueden evitar las constantes interrupciones del servicio que originaría la necesidad de acortarlos.

Podemos, por lo tanto, decir que en general, los cables se alargan y se acortan elásticamente, infiriéndose que los tirones del cable serán mucho mejor absorbidos cuanto más débil sea su módulo de elasticidad aparente.

En cambio en instalaciones fijas (como cables estructurales, tirantes para hormigón pretensado, etc) se debe procurar utilizar cables cuyo módulo de elasticidad aparente sea elevado, con el fin de obtener, bajo la acción de una carga, la menor elongación posible.

Módulo de elasticidad aparente de los cables de acero:

Construcción	E = módulo de elasticidad aparente en kg/mm ²	
	Cable nuevo	Cable usado
1x7	18000	21500
1x19	16000	19000
1x37	15000	18000
6x7+1AF	10500	12500
7x7	13500	16000
6X25F+1AF	9500	11500
6X25F+7X7	12000	14500
6X36 WS+1AF	8500	10000
6X36 WS+7X7	11000	12500

Estos valores son aproximados y pueden presentar variaciones según el cordoneado, cableado y otros parámetros de fabricación. Recomendamos adoptarlos a título referencial.

Figura 48.

Condiciones propias del equipo

La relación D/d ; diámetros de poleas y tambores:

Esta es una relación de extrema importancia en muchos aspectos del estudio de los cables de acero. Mide la curvatura del eje de un cable en relación con su propio diámetro.

Los diámetros de poleas y tambores deben ser proporcionados al tipo de construcción y diámetro del cable que será instalado en ellos, de manera que no exista peligro de daños durante su servicio y se obtenga el máximo rendimiento del cable:

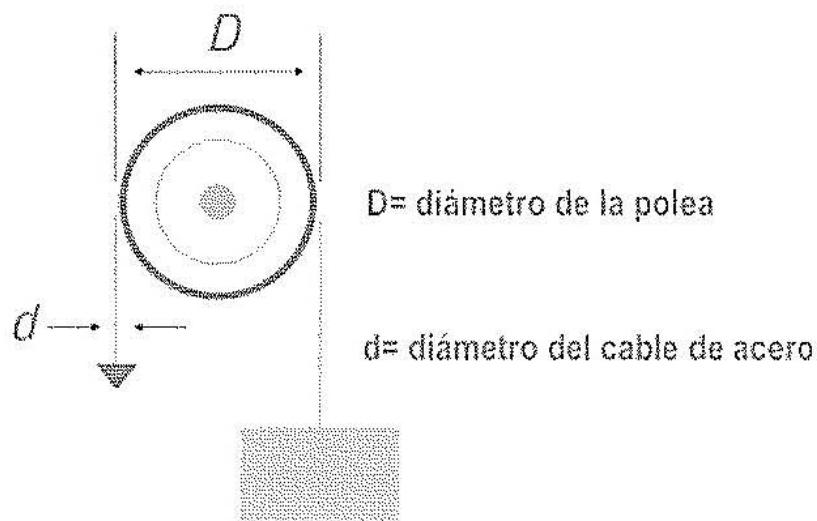


Figura 49.

Tamaño mínimo que deberían tener las poleas y tambores para optimizar la prestación del cable:

Cable	Diámetro	
6x7	55	Veces el diámetro del cable
6x19	35	“
6x25	30	“
6x36	24	“
8x19	28	“
19x7	40	“

Figura 50.

Ubicación del punto muerto del tambor con relación al sentido de torsión del cable:

El sentido de torsión del cable (izquierdo o derecho) tiene relación directa con algunas condiciones de la instalación, de las cuales la más importante es la ubicación del punto muerto del tambor en los tambores lisos.

Si bien la mayoría de las instalaciones están preparadas para trabajar con cables de torsión derecha, que es el de fabricación normal, es conveniente conocer la influencia de este factor.

En caso de que se efectúe un enrollamiento inadecuado sobre un tambor de accionamiento de superficie lisa, el cable de la primera capa tendrá una tendencia a alejarse del borde del anclaje lo cual ocasionará espacios abiertos entre las vueltas, cuando cese la tensión. Al reanudar el accionamiento, sucesivas vueltas se interpondrán en estos espacios originando el aplastamiento y la deformación del cable.

Para evitar estos inconvenientes deberá elegirse un sentido de torsión del cable tal que tienda a girar juntándose contra las vueltas anteriores, resultando así una capa de enrollamiento apretada y lisa.

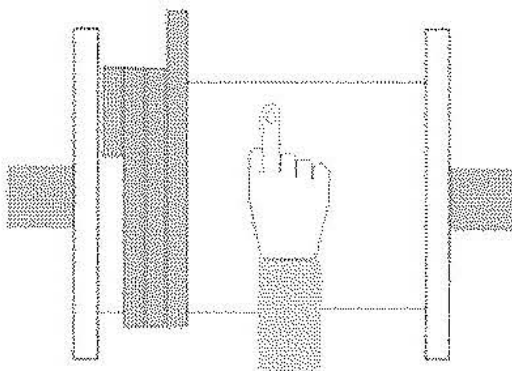
Regla práctica:

Figura 51.

Dorso mano derecha:

Para cables con torsión a la izquierda corresponde enrollamiento de izquierda a derecha.

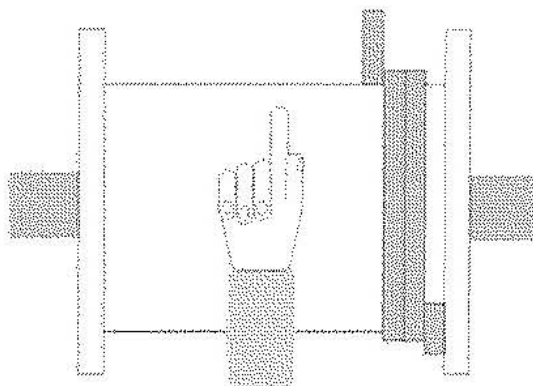


Figura 52.

Palma mano derecha:

Para cables con torsión a la derecha corresponde enrollamiento de derecha a izquierda.

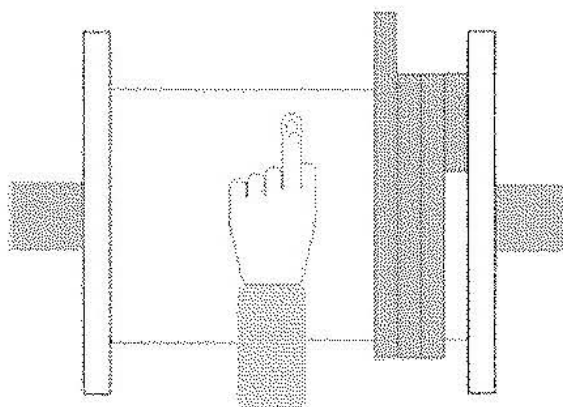


Figura 53.

Dorso mano izquierda:

Para cables con torsión a la izquierda corresponde enrollamiento de derecha a izquierda.

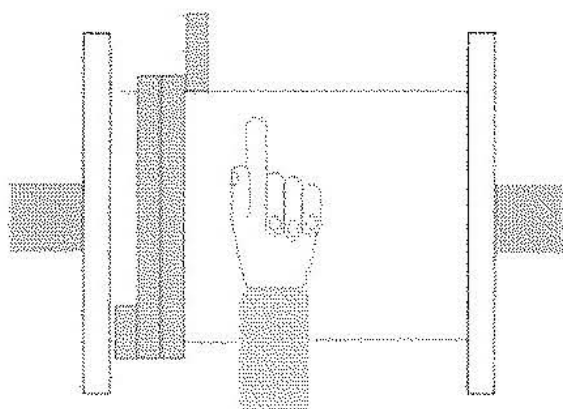


Figura 54.

Palma mano izquierda:

Para cables con torsión a la izquierda corresponde enrollamiento de izquierda a derecha.

Ángulos de desviación admisibles:

La máxima desviación admisible en la línea de accionamiento de un cable, entre el tambor de enrollamiento y la primera polea, no podrá exceder de un grado y medio cuando se trate de tambores lisos, sin ranuras, y de dos grados cuando se trate tambores ranurados.

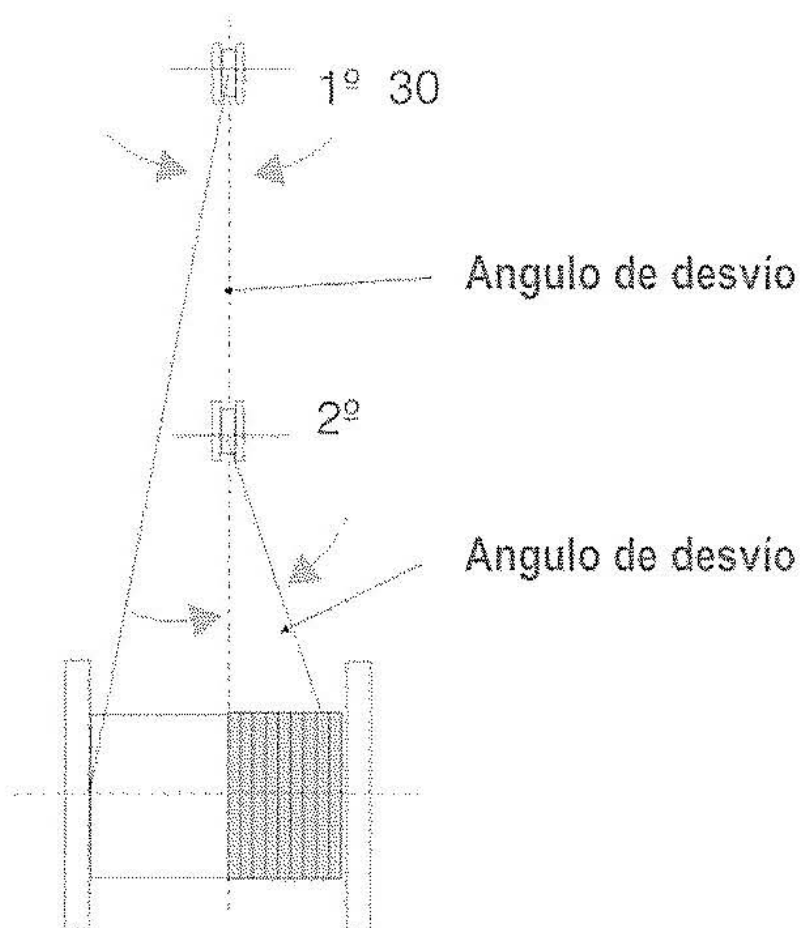


Figura 55.

Dimensión de gargantas:

Existen distintas normas y estándares de poleas y tambores, por ejemplo: AISE, API, ISO.

Como criterio general, las canaletas de poleas deberán ser perfectamente lisas y con las dimensiones adecuadas para que los cables puedan trabajar sobre ellas sin dificultad.

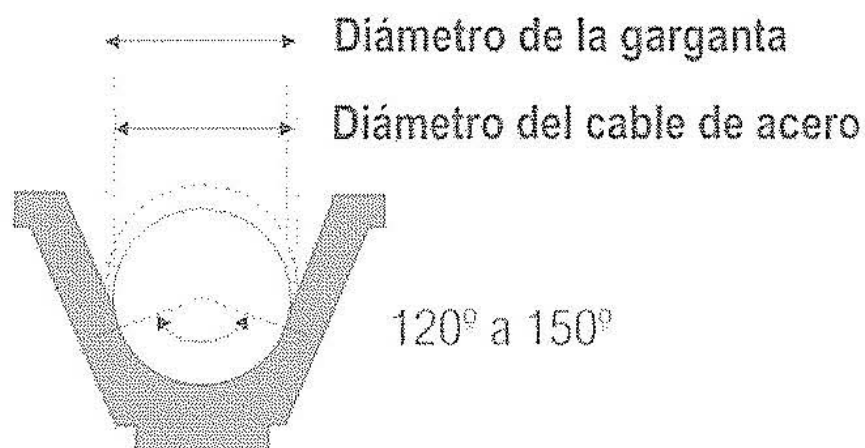


Figura 56.

El diámetro de la garganta deberá ser de 1,05 a 1,10 veces superior al diámetro del cable.

La línea de contacto del cable con el fondo de la ranura será de aproximadamente la tercera parte de su circunferencia, es decir, el arco abarcado por un ángulo entre 120 y 150 grados.

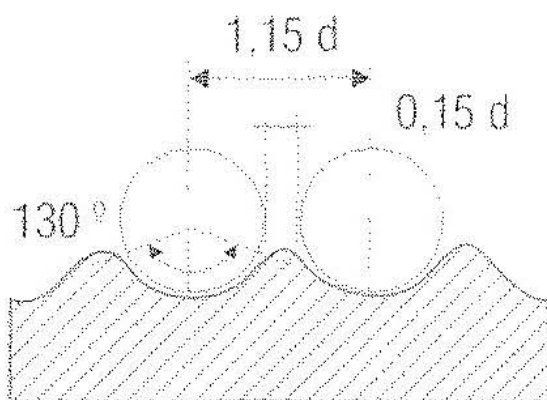


Figura 57.

En cuanto a las ranuras de los tambores, serán de sección circular, de diámetro igual 1,05 veces el diámetro del cable a instalar, con una línea de apoyo igual al arco abarcado por un ángulo de 120 a 150 grados.

Estarán separadas a una distancia equivalente a 1,15 veces el diámetro del cable, tomando esta medida de eje a eje de las acanaladuras.

Mantenimiento

Estado de poleas y tambores:

El estado de mantenimiento de poleas y tambores es uno de los factores más importantes, si no el que más, que influyen en el rendimiento del cable de acero. Los mismos deben inspeccionarse periódicamente controlando los siguientes puntos:

- diámetro de la canaleta.
- excentricidad (ovalización).
- superficie de la canaleta.
- alineación con el cable y resto del equipo.
- libertad de giro (rodamiento).
- presencia de bordes filosos, especialmente en tambores.

Para controlar el estado de las canaletas se utilizan galgas:



Figura 58.

Presencia de vibraciones anormales:

La presencia de vibraciones anormales deteriora muchas partes del equipo, y entre ellas el cable de acero, principalmente por someterlo a un esfuerzo de fatiga y posibles rozamientos innecesarios.

Lubricación:

Un cable perfectamente lubricado es capaz de resistir un número de flexiones sensiblemente mayor que uno que no lo está. El coeficiente de rozamiento que interviene en estos movimientos oscila, desde un valor de 0,05 para un cable perfectamente lubricado, hasta 0,30 para uno seco, de aquí la importancia que tiene un adecuado mantenimiento de la lubricación del cable.

El cable de acero es lubricado durante su fabricación con un proceso especial en caliente que garantiza la llegada del lubricante a toda la superficie de cada uno de los alambres. Pero con el uso muchas veces esta lubricación se va perdiendo, sobre en el exterior de cable, y es necesario establecer una rutina de lubricación, con registro escrito.

Antes de procederse al re-lubricado, el cable de acero debe ser cuidadosamente limpiado mediante cepillos de cerdas metálicas para eliminar los restos de grasas anteriores, adheridas de suciedad, cuerpos extraños, polvillos, etc. Los métodos de aplicación del lubricante son varios, pero el más usado es el pincel.

Es muy importante que el lubricante sea específico para cables de acero. Por ejemplo el lubricante FuniLub, de IPH, es una grasa liviana con aditivos anti-corrosión, mejoradores de adherencia y estabilizadores a amplio rango de temperaturas, que una vez aplicado toma una consistencia delgada y cerosa.

Este lubricante protege al cable de acero de un modo integral, y es compatible con los lubricantes de primera línea que se emplean en su fabricación. Los lubricantes no específicos, pueden incluso ser perjudiciales para el cable, por ejemplo los que contienen compuestos sulfhídricos.

Cables.

Una vez familiarizados con la teoría, corresponde definir los cables que se usarán en este proyecto.

Se necesita un total de 4 cables de acero de calidad 200Kg/mm², y sus características son:

2 de 80m y 2 de 50m de longitud.

DURALIFT 836

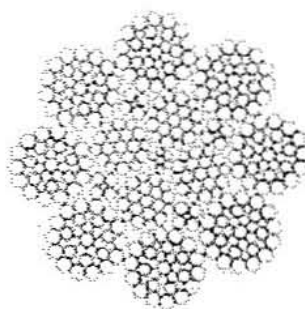


Figura 59.

Tipo de cable : **8x36 W SEALE CWP, D= 32mm**

Resistencia del cable : 200Kg/mm²

Carga rotura del cable : 989KN

$F_s = 989000 / 150000 = 6.6$ que es \gg que 5 .

Se observa como el factor de seguridad tomado es correcto según el fabricante.

Se tendrá también en cuenta para el coeficiente de seguridad que, para cables, la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo determina que no será inferior a seis y según la norma DIN 655 sobre "cables metálicos para grúas, ascensores, polipastos y fines análogos", será de 6 a 9.

Con este tipo de cable podemos asegurar que el trabajo se hace dentro de los límites de SWL (la carga de trabajo segura).

4.2.2. APAREJOS

El sistema de elevación debe de ser capaz de izar una carga de 60Tn a una velocidad de 9m/mn (UNE 58107:1986).

Esto cierta patencia mecánica y los chigres son los encargados de proporcionar las revoluciones y el tiro correspondiente para que los aparejos cumplan dicha función.

Antes de continuar, daremos una breve explicación del funcionamiento de un aparejo:

Poleas simples

Polea simple fija

La manera más sencilla de utilizar una polea es anclarla en un soporte, colgar un peso en un extremo de la cuerda, y tirar del otro extremo para levantar el peso. A esta configuración se le llama polea simple fija.

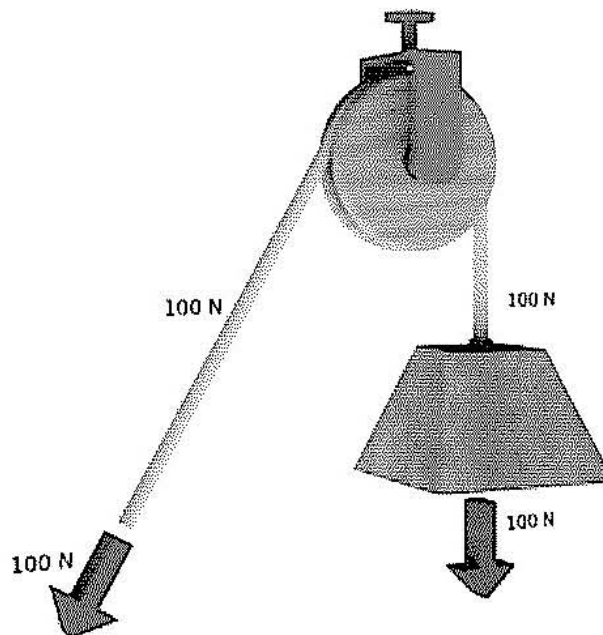


Figura 60.

Una polea simple fija no produce una ventaja mecánica: la fuerza que debe aplicarse es la misma que se habría requerido para levantar el objeto sin la polea. La polea, sin embargo, permite aplicar la fuerza en una dirección más conveniente.

Polea simple móvil

Una forma alternativa de utilizar la polea es fijarla a la carga, fijar un extremo de la cuerda al soporte, y tirar del otro extremo para levantar a la polea y la carga. A esta configuración se le llama polea simple móvil.

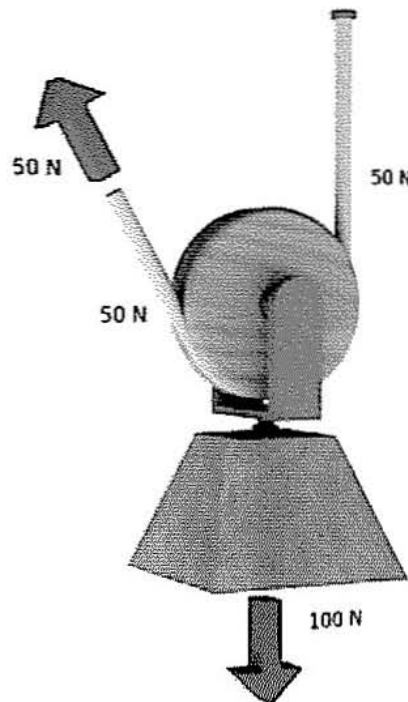


Figura 61.

La polea simple móvil produce una ventaja mecánica: la fuerza necesaria para levantar la carga es justamente la mitad de la fuerza que habría sido requerida para levantar la carga sin la polea. Por el contrario, la longitud de la cuerda que debe jalarse es el doble de la distancia que se desea hacer subir a la carga.

Poleas compuestas

Polipastos o Aparejos

El polipasto (del latín polyspaston, y este del griego πολίσπαστον), es la configuración más común de polea compuesta. En un polipasto, las poleas se distribuyen en dos grupos, uno fijo y uno móvil. En cada grupo se instala un número arbitrario de poleas. La carga se une al grupo móvil.

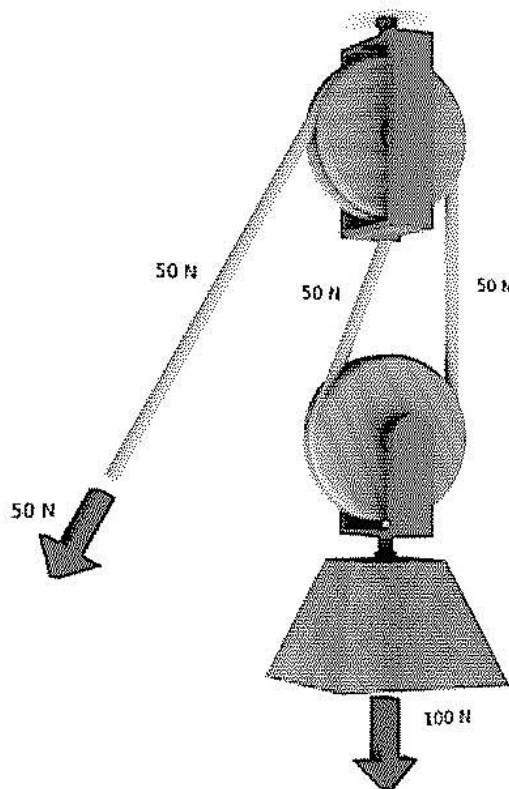


Figura 62.

La ventaja mecánica del polipasto puede determinarse contando el número de segmentos de cuerda que llegan a las poleas móviles que soportan la carga.

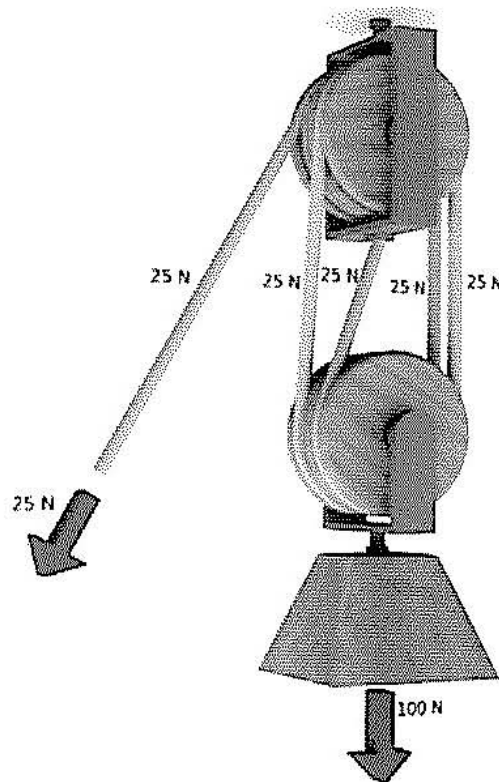


Figura 63.

Por tanto, se instalará 4 aparejos factoriales, y cada uno de ellos presentará esta configuración:

- Una pasteca fija de triple polea.
- Una pasteca móvil de triple polea.
- 6 guías de cable.
- Un perno de tensión con resorte helicoidal, tuerca y arandelas, pasador con dos patas y copilla. Su diámetro es de $d=3.5''$ (85,8mm).

Las 8 pastecas son iguales y sus características son:

Modelo: C50T24BP, con una carga límite de trabajo de 50Tn y un diámetro de polea de $D=24''$ (588mm).

Las pastecas también cumplen con el factor de seguridad, ya que 15Tn por cada 2 pastecas de 50Tn, tenemos que $F_s=100/15=6.6$

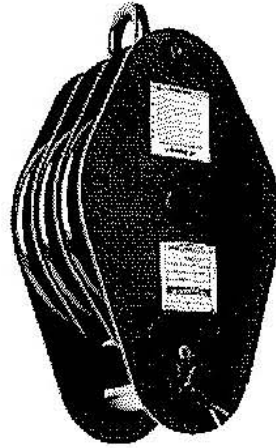


Figura 64.

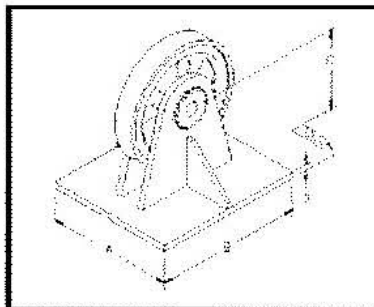
Poleas guías:

En el lado de estribor hay que guiar los cables a través de poleas-guías hasta los distintos aparejos. Cabe destacar que en ningún momento las poleas-guías irán montadas de modo que el aparejo adquiera una ganancia mecánica extra, con el fin de evitar que la velocidad de recogida del cable varíe a ambos lados.

Con 80m de cable para los aparejos de estribor es suficiente y 50m para los de babor.

Los cables de los aparejos de estribor deben ir guiados a través de poleas guías. A continuación se exponen las utilizadas y la configuración del conjunto.

Se necesitan 4 poleas de guía vertical y 4 poleas de guía horizontal.



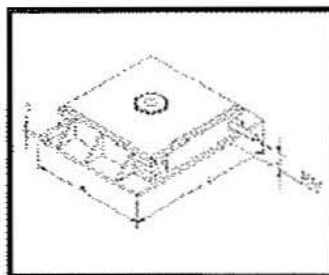


Figura 65.

Sus características son:

- D. polea=24" (588mm).
- Rodamientos cónicos.
- Diseñadas para soportar la carga de ruptura del cable indicado. (32mm).
- Anclaje incluido, soldado directamente a la estructura principal.

4.2.3. ESLINGAS

Las eslingas serán de poliéster y tendrán una carga de ruptura de 210000Kg cada una y un ancho de 200mm.

Hacen falta un total de 8 del modelo ET-300, pero siempre es mejor tener algunas de más con el fin de utilizarlas como extensiones en caso de que fuese preciso.

Trabajando como doble ramal, el fabricante nos da una carga de trabajo segura de 60000Kg con un $F_s=7$. Como se usarán 4, podemos asegurar que el trabajo se hará respetando el Factor de Seguridad.

Se adquirirán 8 eslingas, porque según el casco del buque con que se trabaje, harán falta extensiones.

4.2.4. CHIGRES

Como se ha calculado un Tiro de 2.75Tn, gracias a la ganancia mecánica en los aparejos, el chigre hidráulico escogido será un BoschRexroth del modelo GFT 0050 W3 2000/1 con las siguientes características:

- Tiro: 150KN en su primera capa.
- Par de salida: 37500Nm.
- Par de frenada: 800Nm.
- i: 84.2*91.1*99.8*125.6*146.4
- Tipo de motores hidráulicos según fabricante, A2FE 80*90.

Se necesitan 4 chigres y un motor hidráulico para cada uno.
Para la elección del chigre el Factor de seguridad (Fs) utilizado ha sido de:

$$F_s = 150000N / 27500N = 5.5$$

Las características del **motor** modelo A2FE 80:

- Cilindrada: 80.4cm³.
- Velocidad: 4500-5000RPM.
- Caudal máximo: 360L/mn.
- Constante de par: 1.27Nm/bar.
- Motor constante con propulsor a pistones cónicos axiales en construcción de eje inclinado para accionamiento hidrostático en circuitos abiertos y cerrados
- Utilización de áreas de aplicación móviles y estacionarias.
- La velocidad de rotación está en función del caudal de la bomba y de la cilindrada del motor.
- El momento de salida aumenta con la caída de presión entre el lado de alta y el de baja presión y con el incremento de la cilindrada.
- El escalonamiento de tamaños nominales con pequeña diferencia entre sí ofrece una amplia adaptación al correspondiente caso de accionamiento.
- Elevada densidad de potencia.
- Pequeñas dimensiones.

- Elevado rendimiento total.
- Buen rendimiento de arranque.
- Concepción económica.
- Pistón cónico de una pieza con anillo para cierre estanco.

4.3. SISTEMA HIDRÁULICO.

4.3.1. TIPO DE FLUIDO OPERANTE

Conforme los equipos accionados hidráulicamente se hacen más sofisticados, la necesidad de un mejor entendimiento de su operación y mantenimiento se incrementa.

Los sistemas hidráulicos pueden ser simples o complejos. Pueden operar a altas temperaturas (por ejemplo 60 °C, 140 °F), altas presiones y ciclos rápidos. Dividiremos el amplio tema de los sistemas hidráulicos en pequeños tópicos y los cubriremos cada uno de ellos en boletines separados. Esto le dará un mejor entendimiento de cada tema. Este boletín inicial le dará un entendimiento básico de sistemas hidráulicos. Los temas que saldrán posteriormente incluirán fuentes de contaminación, indicadores del desempeño de filtros, aditivos a fluidos hidráulicos y reciclado y mantenimiento preventivo.

Para empezar, la ley básica de la hidráulica establecida por Pascal "la presión en cualquier punto en un líquido estático es la misma en cualquier dirección y ejerce una fuerza igual en todas las áreas".

Los fluidos son prácticamente incompresibles, la fuerza mecánica puede ser dirigida y controlada por medio de fluidos a presión.

Ley de Pascal: La presión en cualquier punto en un líquido estático es la misma en cualquier dirección y ejerce una fuerza igual en áreas iguales.

Las fuerzas mecánicas pueden ser transmitidas, multiplicadas y controladas mediante un fluido hidráulico bajo presión debido a que fuerza es igual a la presión por el área.

Muchos de los circuitos hidráulicos contienen cinco componentes mecánicos básicos: un recipiente, un filtro, una bomba, válvulas de control de flujo y un cilindro o actuador. También está el fluido hidráulico a considerar.

No importa que tan sofisticado se vuelva el sistema, el fluido hidráulico lleva a cabo en el sistema cuatro funciones simples:

- Transmitir potencia
- Lubricar la bomba, válvulas y sellos
- Proteger el sistema removiendo contaminantes
- Humedad
- Suciedad
- Calor
- Aire
- Sellar con los componentes internos

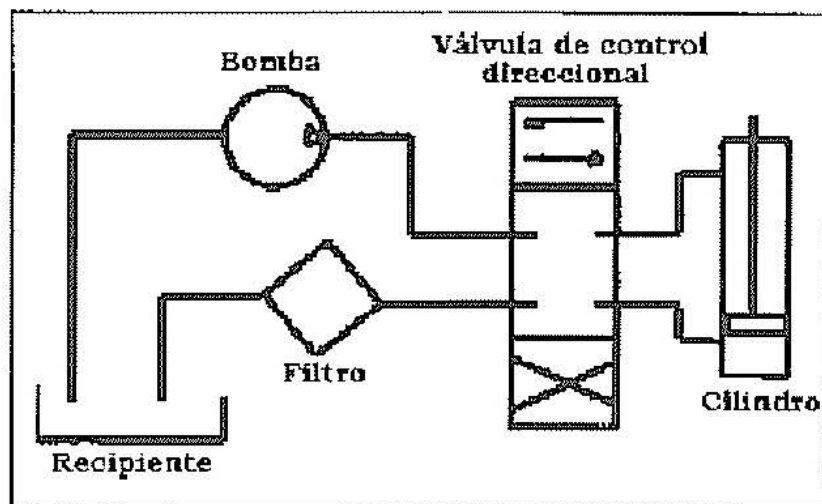


Figura 66.

La presión aplicada dará al fluido la potencia necesaria para transmitir una fuerza dentro del sistema. Conforme la complejidad del sistema se incrementa, el trabajo requerido del fluido también se incrementa. El fluido suministra potencia y al mismo tiempo lubrica los componentes por los cuales fluye. El fluido hidráulico, como lubricante, reduce la fricción entre los componentes produciendo una barrera o película que separa las superficies que giran o se deslizan una sobre otra.

La viscosidad es una medida de la resistencia del fluido a fluir. Un fluido que tiene una alta resistencia a fluir (alta viscosidad) es como melaza fría o aceite para engranes SAE 140. Un fluido que tiene baja resistencia a fluir (baja viscosidad) es como el agua o aceite hidráulico SAE 10. La viscosidad del fluido está directamente relacionada con la habilidad del fluido para lubricar. Un fluido de alta viscosidad genera una película de mayor espesor entre las superficies lubricadas debido a que tiene una mayor resistencia a ser desplazado de las superficies lubricadas. La viscosidad del fluido cambiará con la temperatura del fluido. Incrementar la temperatura del fluido reducirá su viscosidad. Al contrario, al disminuir la temperatura del fluido se incrementa su viscosidad.

En muchos casos, el fluido es el único sello contra la presión interna en un componente hidráulico en donde no existe un anillo de sello entre el vástago y el cuerpo de la válvula para minimizar la fuga entre las áreas de alta presión y las de baja presión. El claro en el ajuste mecánico y la viscosidad del aceite determinan la cantidad de fuga.

Para mantener la fricción y el desgaste del sistema al mínimo, debe especificarse la filtración adecuada y usted debe usar el fluido de la viscosidad correcta y operar el sistema dentro de los parámetros de diseño apropiados.

Para mayor información acerca de sistemas hidráulicos refiérase a otros Boletines de Servicio Técnico del FMC y también al Catálogo de Publicaciones de la NFPA (National Fluid Power Association).

4.3.2. BOMBA

Para la transmisión de potencia a partir de un sistema hidráulico, además de tubos, codos, válvulas... vamos a necesitar una bomba hidráulica.

También se ha decidido que la distribuidora sea, Bosch Rexroth AG/Hydraulics, porque además de haber suministrado los catálogos solicitados, tiene una buena reputación en el campo naval y un gran número de puntos de servicio técnico. La bomba junto con el motor diesel, son los elementos que van a tomar mayor importancia en el correcto funcionamiento del travelift.

El servicio a cubrir es de un caudal de 1440l/mn con una presión de hasta 350bar y en el catálogo del fabricante se proporcionan las gráficas características de los diferentes modelos de bombas, con las que se puede elegir el modelo necesario directamente.

Se instalan dos bombas BoshRexroth constante de pistones axiales con placa inclinada:

- Modelo A4FO.
- Tamaño nominal de 500cm³.
- Velocidad máxima: 1320-1500RPM.
- Potencia de accionamiento: 385-437Kw
- Par máximo: 2783Nm.
- El caudal es proporcional a la velocidad de rotación de accionamiento y a la cilindrada constante.
- Buen comportamiento de aspiración.
- Bajo nivel de ruido.
- Elevada vida útil.
- Es posible la combinación de bombas.

Como necesitamos 1440L/mn de caudal de aceite y una sola bomba a 1500 RPM nos da 728L/mn, se concluye que dos bombas de estas característica colocadas en paralelo van a ser capaz de suministrarnos un Q=1456L/mn y una presión de 350bar.

4.3.3. TUBOS.

La red tubería estará compuesta por tubos de acero para circuitos oleo-dinámicos y la calidad del material será: S335 J2 H. con límite elástico > 335N/mm² y resistencia a la tracción de 490-630N/mm².

Además se usarán:

- Codos de 90° principalmente.
- Electroválvulas de 2,3, y 4 vías.
- Válvulas de seguridad con resorte de apertura a sobrepresión.
- Bridas.
- Soportes.
- Reguladores de presión y caudal.
- Sensores.

Como todos estos accesorios, van a influir directamente en el sistema de control, no serán detallados, ni incluidos en este proyecto. Si bien, se hará el diagrama hidráulico de funcionamiento.

4.3.4. MOTORES HIDRÁULICO DE LAS RUEDAS.

Los Motores Hidráulicos también de la casa BOSCH por idénticos motivos que la bomba. Aunque parezca ilógico la bomba ha sido calculada sin tener en cuenta 4 motores hidráulicos, pero tiene una explicación sencilla:

Ni por asomo, el trabajo de desplazar la carga horizontalmente va a ser superior que el de elevarla, es más ni siquiera se va a acercar aun siendo la velocidad "mayor", (aunque dicha apreciación sea relativa).

Y como, no debe darse ambos servicios al mismo tiempo, bastará con reconducir el flujo de aceite a los motores que van directamente acoplados en cada rueda. Estos serán los responsables de transmitir el par necesario a las ruedas motrices para el desplazamiento horizontal del travelift.

Sin embargo, se ha calculado los motores para que la velocidad del travelift sea de 25Km/h y se ha ajustado los cálculos de tal forma que el servicio de traslación, pueda cubrirse con una única bomba acoplada al motor diesel.

Características del motor:

- modelo: MR600.
- Tamaño Nominal: 600cm³.
- Par de giro específico: 9.70Nm/bar.
- Presión de servicio: 250bar.
- Momento de giro de arranque muy elevado.
- Elevado rendimiento, elevadas prestaciones continuas.
- Marcha uniforme, también a muy bajas revoluciones.
- Alta resistencia a choques térmicos.
- Reversible.
- Muy adecuado para aplicaciones de técnica de regulación.
- Adecuado para fluidos ignífugos y biodegradables.
- Rodamientos de rodillos para vida útil extremadamente alta.
- Muy bajo nivel sonoro.
- Versiones con:
 - eje de medición de rotaciones
 - sensor de rotaciones incremental
 - freno

Un motor para cada rueda, directamente acoplado al eje con:

$Q=60L/mn$ y $P= 250bar$ nos va a dar $n=90RPM$, $T=2200Nm$ con una potencia de arrastre de $P=20Kw$ y un rendimiento del 91.5%.

Este servicio se puede cubrir trabajando con una sola bomba.

Cabe destacar que todos los accesorios necesarios para su montaje, tanto de los motores como de las bombas, vienen perfectamente explicados y dimensionados en sus respectivos catálogos.

4.3.5. BRAZO HIDRÁULICO PARA GIRO DE 90°.

Cada rueda lleva además un brazo de cilindro hidráulico estándar con pistón de doble efecto, fabricados por CICROSA.

Una parte de la articulación va fijada a la estructura y la otra al soporte de la rueda, de forma que cuando el aceite empuja el pistón en un sentido, el brazo produce un par de rotación que hace que la rueda gire hasta 90°. Y si mandamos el aceite en sentido contrario, el vástago del pisto tira del brazo y hace que la rueda vuelva a su posición original. Como la fuerza de rozamiento es de 195KN, necesitamos un cilindro con pistón de doble efecto de las siguientes características:

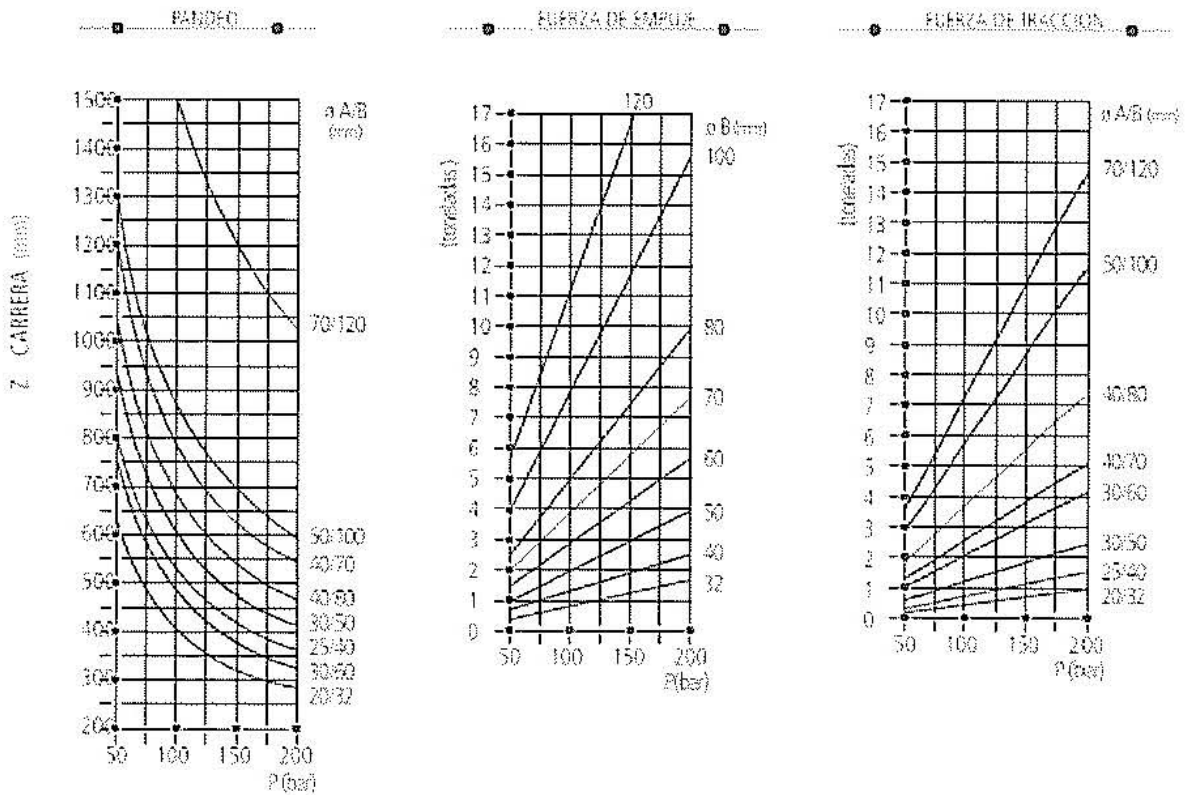


Figura 67.

Un cilindro hidráulico Estándar de doble efecto con un diámetro de 120mm y alimentado a una presión de 150bar, nos produce un empuje de 170KN, que aplicados al brazo de 1m, nos dará un par de rotación de 170KNm. Suficiente para vencer el par de giro de la rueda, $195KN \cdot 0.260m = 50.7KNm$ y girará a una velocidad de 0.86RPM. La carrera del vástago es de 1200mm.

4.3.6. RODAMIENTOS.

Entre la estructura y el soporte de cada rueda, va instalado un rodamiento axial, que va a ser el responsable de transmitir el peso de la estructura al soporte, dejando a su vez que la rueda pueda girar (el brazo entero).

Por tanto, se necesitan 4 rodamientos axiales de las siguientes características:

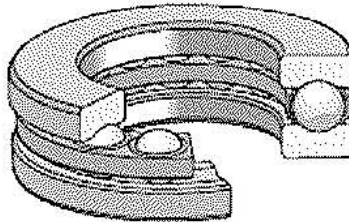


Figura 68.

- Modelo será el 51144M.
- Capacidad de carga dinámica: 178KN.
- Capacidad de carga estática: 800KN.
- Diámetro interior: 200mm.

En el eje de cada rueda se instalará un rodamiento radial para que el eje gire solidario a la rueda. Se necesitaran 4 rodamientos radiales de las siguientes características:

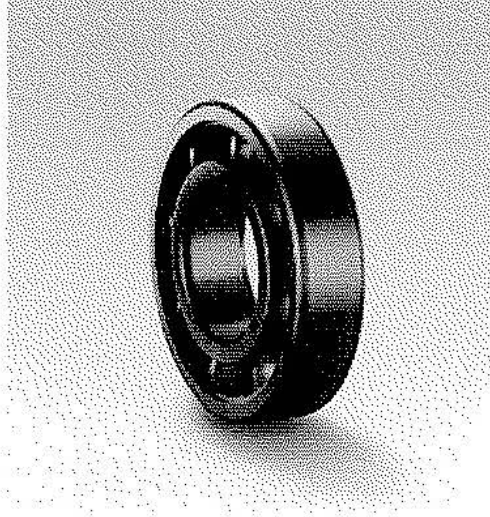


Figura 69.

- Modelo: HJ244 EC.
- Capacidad de carga dinámica: 1060KN.
- Capacidad de carga estática: 1290KN.
- Diámetro interior: 220mm.

4.3.7. RUEDAS.

Los neumáticos son los encargados de que el movimiento del travelift pueda producirse y además de forma segura.

El tipo de rueda a instalar será de la serie industrial que dispone Alliance, el modelo: 32PR203A5 con capacidad de carga de 34140Kg y un diámetro de 1493mm.



Figura 70.

Tanto la llanta como el neumático están sacados del catálogo on-line de la empresa Alliance. Web: www.Alliance.Co.il/eng/index.

4.4. GENERADOR DE POTENCIA. MOTOR DIESEL.

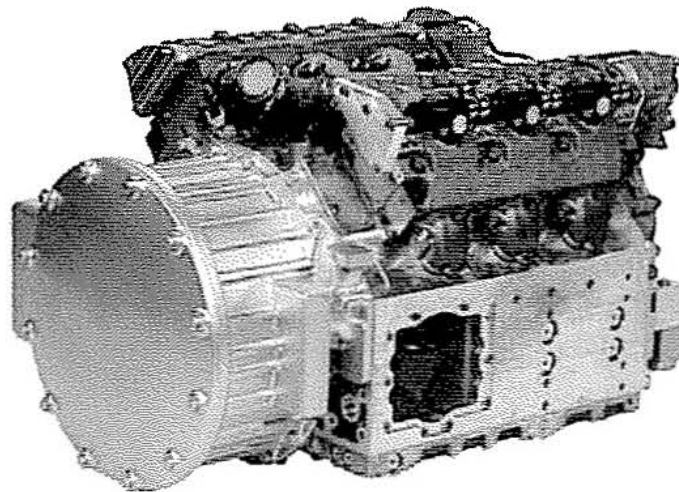


Figura 71.

Necesitamos un motor de 1000Kw. Para además de cubrir el servicio arrastrando a las dos bombas al mismo tiempo, prever le bajada de rendimiento del motor con el paso del tiempo.

Se instalará un motor diesel MTU Modelo: MT 893 de 12 cilindros en V 90° con una velocidad máxima de 4250RPM y una Potencia de 1100Kw.

En cuanto al equipo eléctrico:

- Conjunto de 2 baterías de 12V cada una.
- Motor de arranque de un polo de 6,7 kW a 24 V.
- Alternador de un polo de 100 A a 28 V, incluido relé y conexión para tacómetro.

4.4.1. EMBRAGUE.

Un embrague es un sistema que permite controlar el acoplamiento mecánico entre el motor y la reductora. El embrague permite que se pueda interrumpir la transmisión entre ambos, algo muy conveniente para el momento del arranque del motor.

El embrague utilizado trabajará por fricción entre un disco solidario con la reductora y de una maza solidaria al cigüeñal del motor. El disco se coloca entre la maza y el volante de inercia y es presionado por un resorte llamado diafragma. Cuando el embrague está sin accionar (motor embragado) el disco tiene un gran rozamiento con la maza y transmite toda la fuerza generada en el motor. Cuando se acciona el embrague (motor desembragado) el diafragma es comprimido por el conductor y el disco queda suelto, siendo incapaz de transmitir la fuerza del motor a la caja de cambios. Según la posición del pedal del embrague se puede conseguir un acoplamiento total (pedal suelto) o acoplamientos parciales (pedal a medio pisar) que nos permiten variar la fuerza transmitida por el motor a la transmisión.

El embrague transmite la potencia del motor a la transmisión manual mediante su acoplamiento o desacoplamiento. También, hace la salida más suave, hace posible detener el vehículo sin parar el motor y facilita las operaciones del mismo.

Un mecanismo de embrague tiene que ser resistente, rápido y seguro. Resistente debido a que por él pasa todo el par motor. Rápido y seguro para poder aprovechar al máximo dicho par, en todo el abanico de revoluciones del motor.

4.4.2. EJES DE TRANSMISIÓN.

Los ejes soportan elementos de máquinas, en reposo o giratorios, como son poleas de correa, ruedas dentadas, rodetes, tambores y similares. Pueden estar en reposo, girando las piezas de máquinas que sustentan, o pueden girar, arrastrando dichas piezas. Soportan esfuerzos de flexión y transmiten momentos torsionales.

Los ejes con orificios longitudinales en el centro se llaman ejes huecos. Las partes de los ejes que giran en los apoyos se llaman gorriones o muñones. Los ejes cortos se denominan también ejes bulones o solamente bulones.

Para la transmisión de fuerzas entre grupos móviles de accionamiento y de trabajo, se emplean también ejes flexibles. Están formados por almas de varias capas que se conducen por el interior de un tubo flexible, metálico, que los protege.

En general, los ejes se construyen de aceros St 42 o St 50, y los que están sometidos a elevados esfuerzos, de St 60. El empleo de aceros aleados, cuando existen esfuerzos oscilantes (flexión alternativa), solamente es ventajoso si no existen efectos de entalladura, ya que los aceros de alta resistencia son sumamente sensibles a este tipo de esfuerzos. Para la elección de los aceros pueden también ser determinantes las condiciones de corrosión.

Los ejes rectos de hasta 150 mm de diámetro se obtienen generalmente de perfiles redondos torneados, descortezados o estirados en frío, y los de diámetros superiores, o a veces escalonados, se obtienen de piezas forjadas por mecanización con arranque de viruta. Los gorriones y escalones se terminan, según las exigencias, con un torneado de precisión, rectificado, pulido a presión, prensado o lapeado. Cuando han de estar sometidos a esfuerzos elevados pueden también recibir un temple superficial (el núcleo debe permanecer blando), y un superacabado. Los ejes construidos de aceros aleados de alta resistencia, no son más rígidos que los fabricados de aceros de construcción en general, ya que ambos tipos de material tienen igual módulo de elasticidad.

Cuando son huecos, con diámetro de agujero de $0,5 d$, pesan un 25 % menos que si fueran macizos, sin embargo, conservan aproximadamente el 95 % del momento resistente.

Los ejes muy revolucionarios, a partir de $n = 1500$ r.p.m., deben ser rígidos, tener apoyos fijos y estar equilibrados.

Para evitar los desplazamientos axiales, deben fijarse mediante escalones (tope lateral en el cojinete), anillos de retención o anillos de seguridad.

Los esfuerzos de flexión alternativos de los ejes giratorios, traen consigo el peligro de rotura por fatiga (efectos de entalladura) en todas las transiciones de sección, rebajes, ranuras, etc. Las puntas de tensión pueden eliminarse adoptando diversas precauciones durante el diseño. La figura 3 muestra la medida en que se hacen presentes. También pueden aparecer puntas de tensión cuando se montan cubos en los ejes.

El flujo de fuerzas que circula longitudinalmente por un eje es de una importancia decisiva para su resistencia. En los ejemplos de la figura 3 se ve claramente que formas desvían

más suavemente el flujo de fuerzas y reducen menos la resistencia a la fatiga. También puede desviarse más suavemente el flujo dotando a las piezas de ranuras de descarga. Se recomienda comprobar el flujo de fuerzas en los ejes sometidos a esfuerzos de flexión alternativos, ya que, casi siempre, se encuentran posibilidades de aumentar la resistencia a la fatiga de estas piezas.

El acero ST-50 es idóneo para ejes de transmisión, y necesitamos 4 ejes, uno para cada rueda con un diámetro de 220mm.

4.4.3. TRANSFORMADOR DE POTENCIA. REDUCTORA.

Como el régimen de funcionamiento de las bombas hidráulicas es de 1500RPM y el motor diesel gira a una máxima de 4500RPM, se necesita instalar un reductor de velocidad.

La relación de transformación $i=4500/1500=3$.

Este cambio también supone que a la salida del reductor llegue 3 veces el par generado por el motor.

4.5. SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL.

La función del sistema de control va a ser la de coordinar los datos adquiridos a través de los sensores y tomar decisiones automáticamente respecto a la entrada en funcionamiento de los actuadores, regulando el funcionamiento en conjunto de todo el sistema, según la función que se esté realizando en cada momento.

Por ejemplo, si para el izado de la carga, debe llegar aceite a los cuatro cilindros al mismo tiempo para que suba lo más alineada posible. Esta maniobra, requiere, el acoplamiento del motor, la apertura o cierre de las válvulas el desacoplamiento del freno, que en el caso de sobre-presión la válvula de seguridad abra y de paso al retorno al depósito...

Para bajar la carga, habría que mandar el flujo en sentido contrario orientando las válvulas y que los tubos de carga ahora trabajen como descarga y viceversa...

La automatización de esta máquina, totalmente necesaria, para evitar accidentes y que el funcionamiento de la misma fuese correcto, implicaría la ejecución de otro proyecto de la mano de personal especialista en la materia, y se decide subcontractarlo.

Hay bastantes empresas que se dedican a estas tareas y para decantarse por alguna en especial, implicaría un estudio detenido y asesorado por especialistas en la materia.

A modo de ejemplo, la configuración de un sistema de control, es el siguiente:

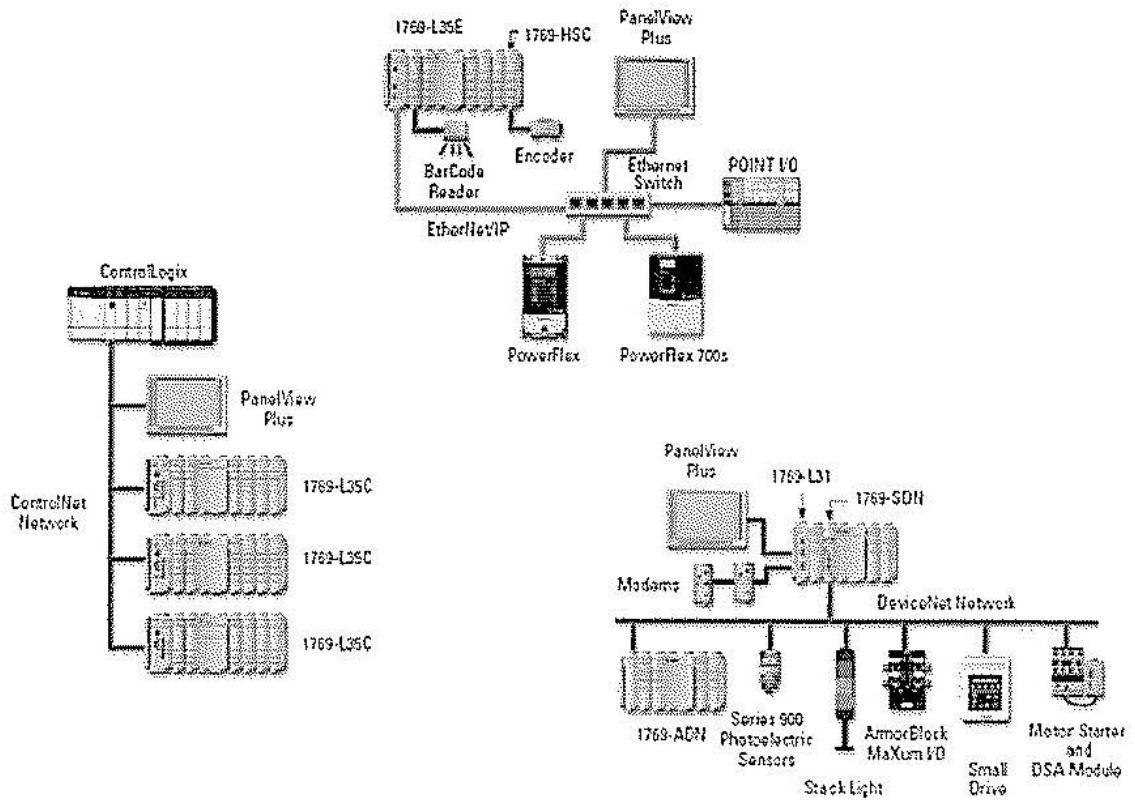


Figura 72.

La elección del tipo de autómatas, sensores y actuadores, va en función del sistema a automatizar, el número de I/O, variables a controlar, tipo de alimentación eléctrica disponible...

Para ver el grado de complejidad y justificar un poco el porque no se incluye este apartado en el proyecto, se ilustra una configuración típica y aislada para el funcionamiento de un motor hidráulico:

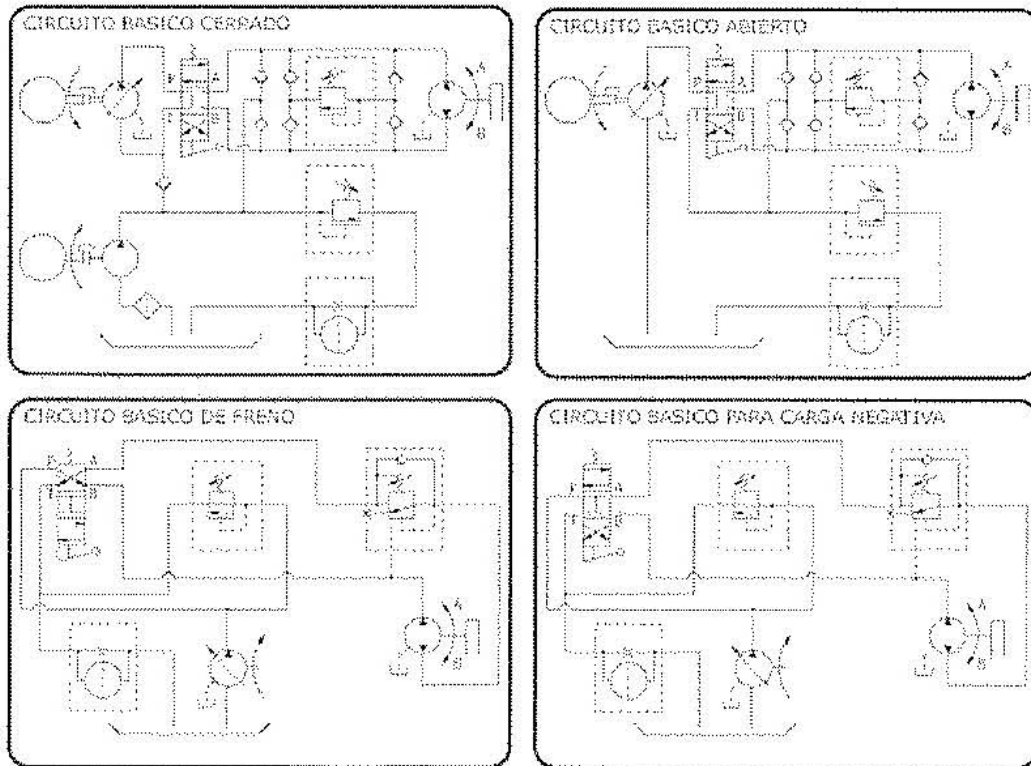


Figura 73.

ANEXOS I

5. CÁLCULOS Y JUSTIFICACIÓN DE ELEMENTOS.

5.1. CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL.

El esquema del proceso de cálculo ha sido el siguiente:

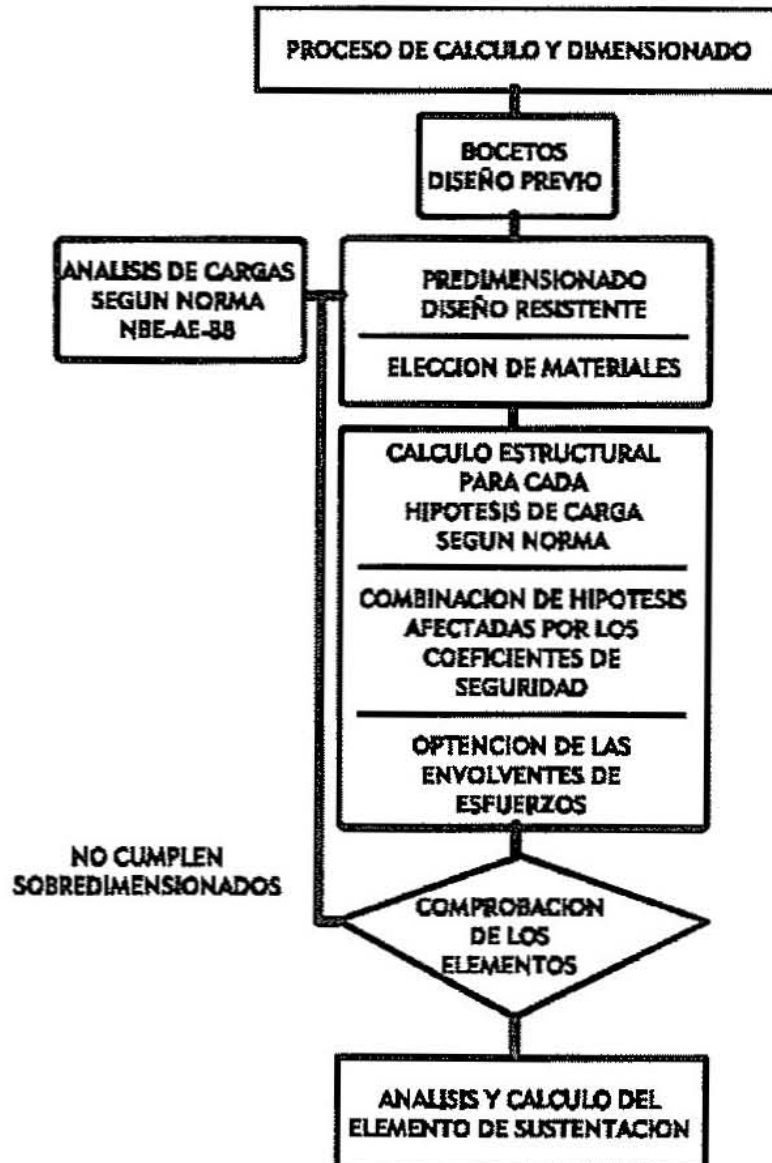


Figura 74.

Hipótesis de carga:

En principio la carga máxima se va a ver aumentada por un coeficiente de seguridad de 1.3 ($72000/60000=1.2$) por la incertidumbre en la correcta posición de esta.

Se le aplica a la viga inferior de estribor una carga de 50000N para simular el motor, bombas chigres... y se somete a la estructura a un viento de 125Km/h.

Se le comunica a la estructura una aceleración de servicio de 0.5 m/s^2 .

Y los cuatro ejes de la estructura se dejan empotrados, para evitar desalineaciones.

**Cálculo de la estructura con aceleración o deceleración de servicio
($a = 0,5\text{m/s}^2$).**

La fuerza de inercia de la carga será aplicada en los soportes de los aparejos en el sentido de la marcha.

$F_i = 60000 \cdot 0.5 = 30000\text{N}$, y aunque esta fuerza nunca podría ser horizontal en toda su magnitud, la consideraremos como tal por si los cables se salieran de las poleas.

Además, en caso de Accidente, estudiaremos la deformación de la estructura ante un choque frontal de tal forma que se redujera la velocidad drásticamente de 25Km/h (6.94m/s) a 0 K/h en un tiempo de 0,25s.

$$F_{\text{choque}} = 78000 \cdot V_o - V_1 / t_o - t_1 = 78000 \cdot 6.94 / 0.25 = 2165\text{KN}$$

Todos estos cálculos se han realizado mediante el análisis por elementos finitos utilizando el software Catia V5R14.

Para que esto fuera posible, se diseñó un modelo 3D de la estructura. La maya poligonal se ha optimizado, ajustando el tamaño de los octaedros a las dimensiones del proyecto. El sólido está compuesto por una sola maya, con el fin de que los elementos de unión (básicamente soldadura) actúen como si de una sola pieza se tratara.

Dos condiciones básicas de diseño:

- Que la estructura sea estáticamente estable.
- Que la deformación de la estructura sea $<L/250$.

Analysis1.CATAnalysis

MESH:

Entity	Size
Nodes	2080
Elements	5984

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Static
TE4	5984 (100,00%)

Materials.1

Material	Steel
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	1,17e-005_Kdeg
Yield Strength	2,5e+008N_m2

Static Case

Boundary Conditions

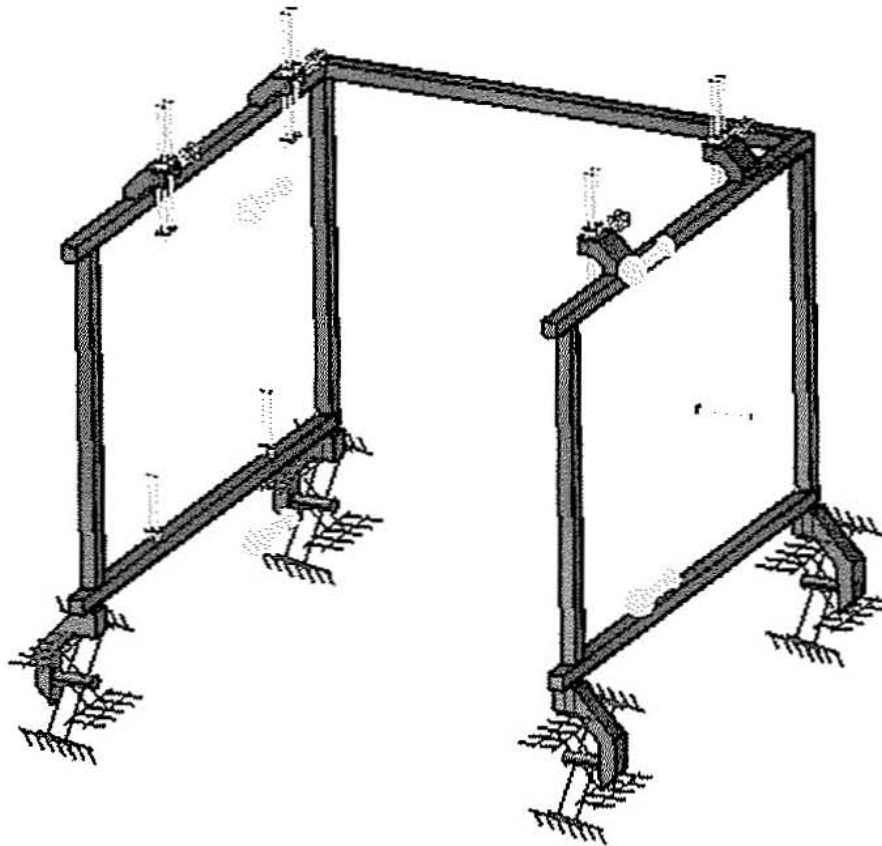


Figura 75.

STRUCTURE Computation

Number of nodes	:	2080
Number of elements	:	5984
Number of D.O.F.	:	6240
Number of Contact relations	:	0
Number of Kinematic relations	:	0
Linear tetrahedron	:	5984

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.1

Number of S.P.C : 144

LOAD Computation

Name: LoadSet.1

Applied load resultant :

Fx = -3.504e+004 N
Fy = -7.642e-001 N
Fz = -7.700e+005 N
Mx = -2.742e+006 Nxm
My = -3.107e+006 Nxm
Mz = 1.331e+005 Nxm

STIFFNESS Computation

Number of lines : 6240

Number of coefficients : 103659

Number of blocks : 1

Maximum number of coefficients per bloc : 103659

Total matrix size : 1 . 21 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.1

Number of local singularities : 0

Number of singularities in translation : 0

Number of singularities in rotation : 0

Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.1

Number of constraints : 144

Number of coefficients : 0

Number of factorized constraints : 144

Number of coefficients : 0

Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE

Number of factorized degrees : 6096

Number of supernodes : 1127

Number of overhead indices : 34668

Number of coefficients : 252075

Maximum front width : 87

Maximum front size : 3828

Size of the factorized matrix (Mb) : 1.92318

Number of blocks : 1

Number of Mflops for factorization : 1.362e+001

Number of Mflops for solve : 1.039e+000

Minimum relative pivot : 6.460e-005

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.1

Load: LoadSet.1

Strain Energy : 5.335e+002 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	-3.5041e+004	3.5041e+004	9.6727e-008	2.7730e-013
Fy (N)	-7.6422e-001	7.6421e-001	-3.6658e-006	1.0510e-011
Fz (N)	-7.7000e+005	7.7000e+005	-5.6084e-006	1.6079e-011
Mx (Nxm)	-2.7417e+006	2.7417e+006	1.2312e-005	4.2751e-012
My (Nxm)	-3.1074e+006	3.1074e+006	-3.5258e-005	1.2243e-011
Mz (Nxm)	1.3311e+005	-1.3311e+005	9.0910e-006	3.1567e-012

Figura 76.

Static Case Solution.1 - Deformed Mesh

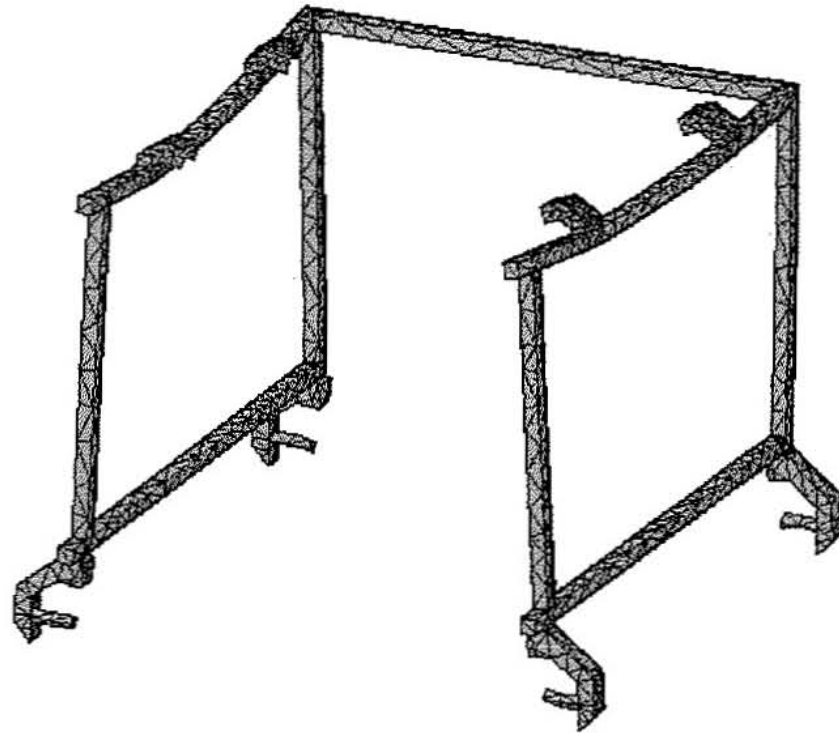


Figura 77.

Display On Deformed Mesh ---- Display On Boundary ---- Over all the Model
Static Case Solution.1 - Von Mises Stress (nodal values)

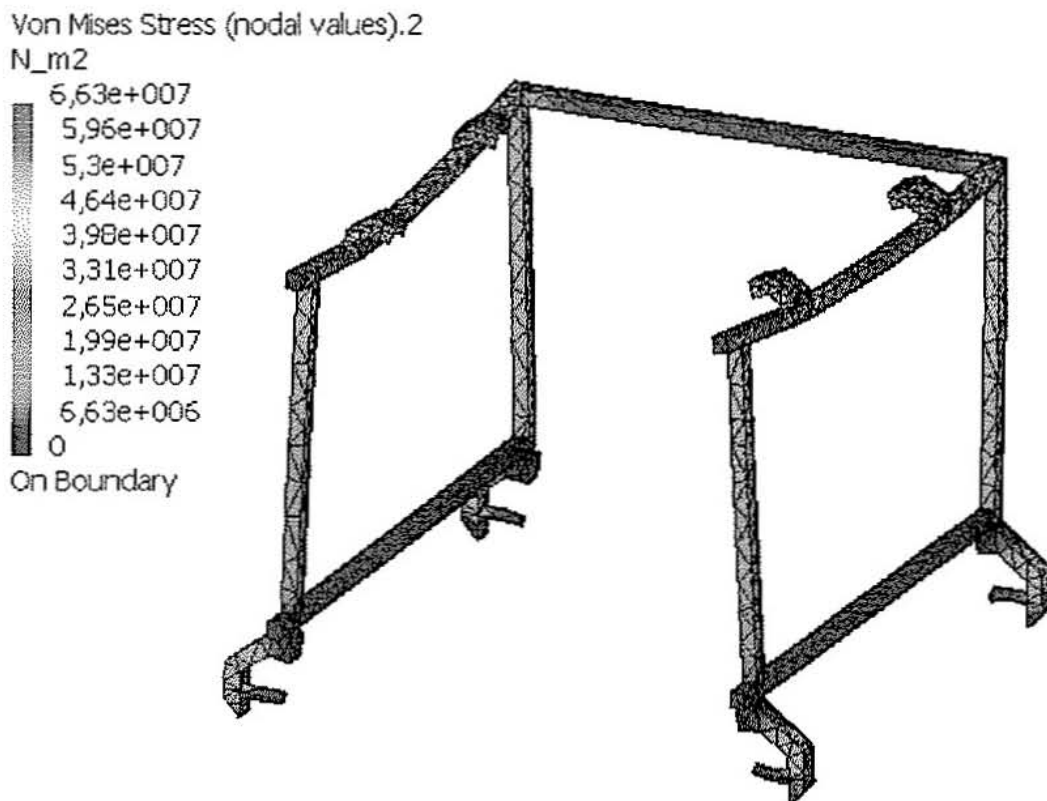


Figura 78.

--- Volume Elements --- : Components : All

Display On Deformed Mesh --- Display On Boundary --- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Translational displacement vector

Translational displacement vector.2
mm

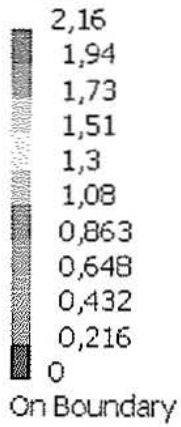


Figura 79.

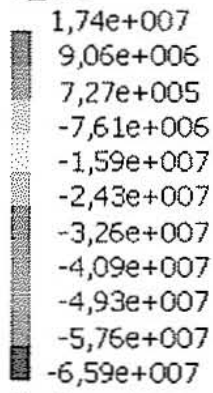
---- Volume Elements ---- : Components : All

Display On Deformed Mesh ---- Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Stress principal tensor symbol

Stress principal tensor symbol.2

N_m2



On Boundary

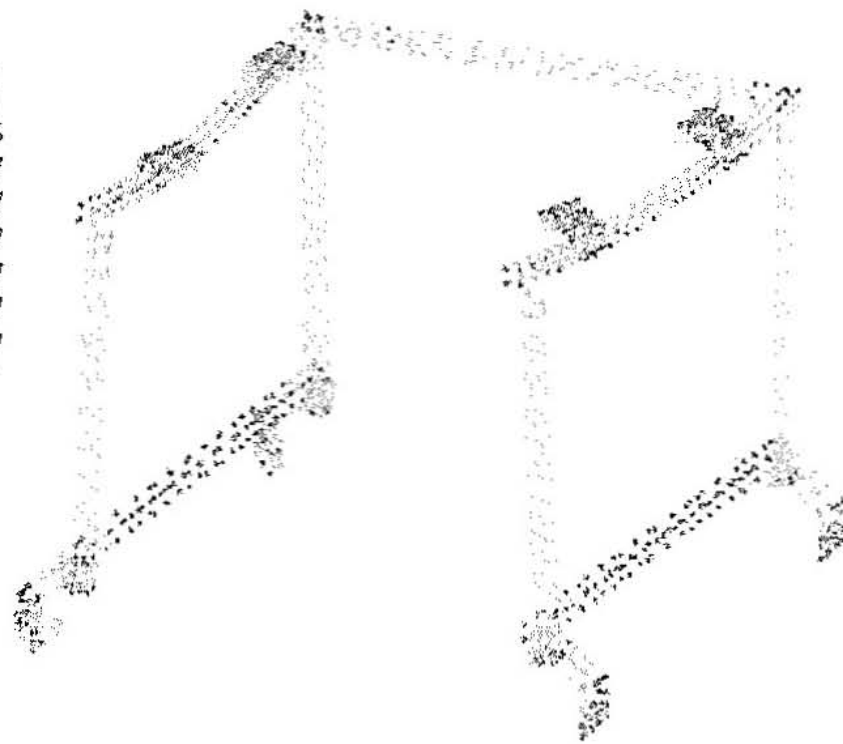


Figura 80.

---- Volume Elements ---- : Components : All

Display On Deformed Mesh ---- Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Estimated local error

Estimated local error.2

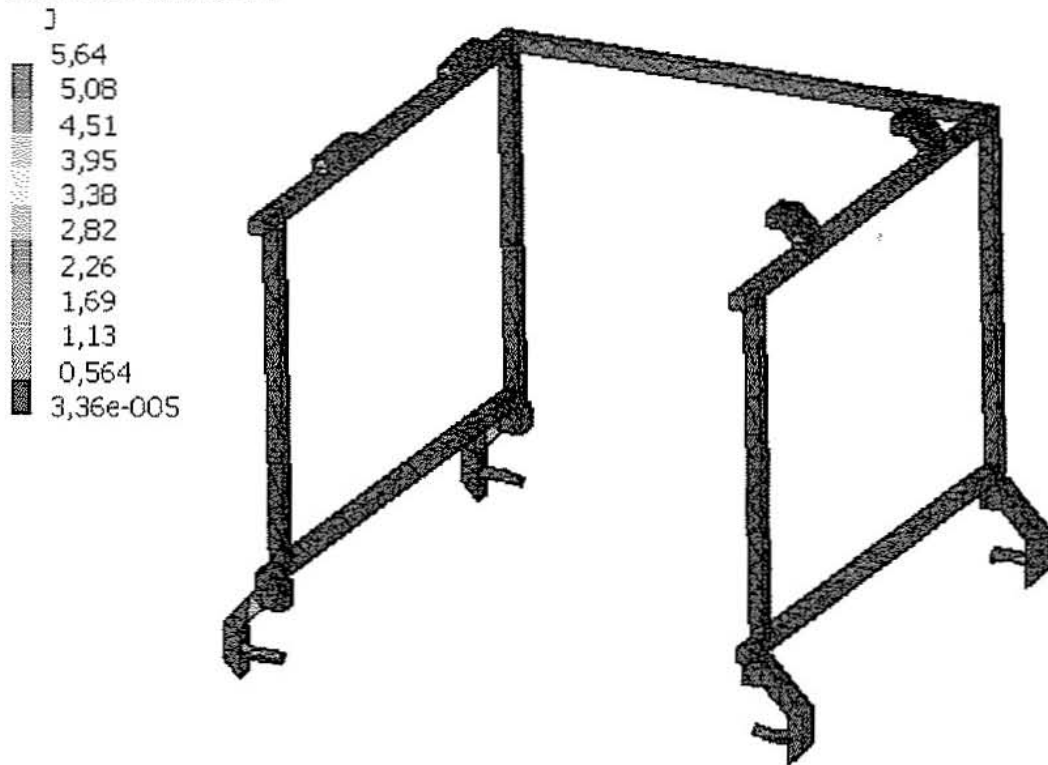


Figura 81.

---- Volume Elements ---- : Components : All

Display On all Elements ---- Over all the Model

Global Sensors

Sensor Name Sensor Value

Energy 533,462J

El resultado es que la tensión de Vonmises es de $6.63 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

Dividiendo el límite elástico del material (Yield Strength) por la tensión de Von mises obtenemos el factor de seguridad aplicado a la estructura.

$$F_s = (2.5 \cdot 10^8) / 6.63 \cdot 10^7 = 3.7 \cdot 1.2 (\text{que se aplico a la carga}) = 4.4$$

La otra condición era que la deformación fuese $< L/250$

$8000/250 = 32 \text{ mm}$, siendo el modulo del vector desplazamiento máximo de 2.16mm.

Para validar los resultados obtenidos en un **Análisis por Elementos Finitos** y comprobar que los mismos sean razonables, lo más importante es constatar que existe equilibrio de fuerzas entre cargas aplicadas y reacciones en los apoyos. Dicho equilibrio de cargas se cumple, por tanto podemos decir que los resultados se encuentran dentro de lo razonable.

Otro aspecto es mejorar la precisión de los resultados: para ello es necesario realizar un estudio de convergencia, refinando la densidad de malla y comprobando la variación de resultados de desplazamientos y sobre todo de tensiones. Si esta variación no es superior a un 8%, podemos decir con seguridad que los resultados obtenidos son válidos y exactos, ya que no son función de la malla al no sufrir cambios apreciables al refinar la misma.

La calidad de la solución es aceptable, se han utilizado elementos del orden de TETRA4, de polígonos lineales, y se han contrastado los resultados de tensión con otros dos estudios donde se ha utilizado malla más densa y más grosera, demostrando así que la solución era convergente.

En la exposición del proyecto se podrá ver la animación (video .avi) de la distribución de tensiones y desplazamientos conjuntamente.

Si ahora para asegurar aún más el diseño, comprobamos el choque fortuito por accidente, veremos que sobrepasamos el límite elástico y la deformación es espectacular, pero sin embargo la estructura no rompería, siendo totalmente segura.

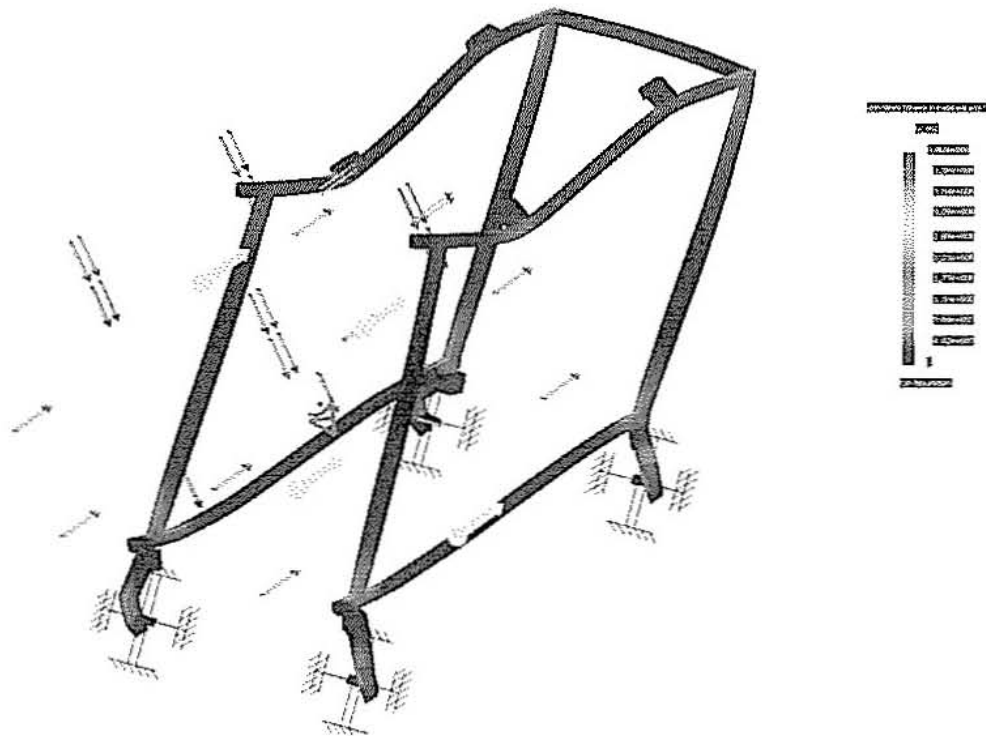


Figura 82.

En este caso la tensión de Von mises alcanza un valor que duplica el límite elástico del material. $T_{vm}=4.42 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$. y el vector desplazamiento alcanzaría un valor de 15mm.

SOLDADURA:

En los planos de detalle, se especifica las uniones y sus dimensiones. El método de soldadura utilizado será soldadura semiautomática de metal por arco, Y el material de aporte, será acero con la composición recomendada por el fabricante.

La norma EA-95 dice que una soldadura a tope que una totalmente dos piezas realizadas con las condiciones recogidas en la norma y cuyo espesor no sea menor que el espesor de la pieza mas delgada, no requiere cálculo.

5.2. CÁLCULO DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.

5.2.1 CÁLCULO DE LOS CABLES.

La carga máxima que soportarán los cables de elevación será la debida al peso de los aparejos (la parte móvil y eslingas) y de la carga útil.

Carga máxima: 600 000N

Nº de cables: 4

Carga/cable=150 000N

Escogiendo cable de acero tipo **DURALIFT 836** diámetro 32mm de la marca de resistencia 200Kg/mm² y con carga de rotura 989 KN podemos calcular el factor de seguridad. Para considerar los esfuerzos de fatiga no considerados que se producen en el cable se especifica por el fabricante un factor de seguridad mínimo de 5.

Tipo de cable : **8x36 W SEALE CWP, D= 32mm**

Resistencia del cable : 200Kg/mm²

Carga rotura del cable : 989KN

$F_s = 989000 / 150000 = 6.6$ que es >> que 5.

Se observa como el factor de seguridad tomado es correcto según el fabricante.

Se tendrá también en cuenta para el coeficiente de seguridad que, para cables, la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo determina que no será inferior a seis y según la norma DIN 655 sobre "cables metálicos para grúas, ascensores, polipastos y fines análogos", será de 6 a 9.

Especificación de los esfuerzos de fatiga del cable.

Para la elección del cable del diámetro y resistencia adecuados en la práctica no se consideran los esfuerzos dinámicos y de fatiga que se producen sino que se toma un coeficiente de seguridad que ya abarca estos esfuerzos; no obstante a continuación se realiza su cálculo

Esfuerzos de extensión

La fatiga específica de extensión es:

$$T_e = P/S = 15000 / (\pi/4) \times 32^2 = 18.65 \text{ MPa}$$

Al iniciarse el movimiento se genera un esfuerzo dinámico de valor:

$$T_d = (T_e \cdot k) / g = 18.65 \cdot 0.5 / 9.81 = 0.95 \text{ MPa}$$

Donde,

T_d , esfuerzo dinámico (Mpa)

T_e , fatiga específica de extensión (MPa)

k , aceleración (m/s²)

g , aceleración de la gravedad

Así pues el esfuerzo total de extensión es:

$$T_t = T_e + T_d = 19.6 \text{ Mpa} < T_e \text{ cable.}$$

Esfuerzos de encurvación.

Se genera al pasar el cable por la polea y por el tambor.

$$T_f = 0.8 \cdot E \cdot (d/2) / D$$

Donde,

T_f , esfuerzo de encurvación (MPa)

d , diámetro del cable (m)

D , diámetro de la polea (m)

E , módulo de elasticidad del cable

$$T_f = 0.8 \cdot (96 \cdot 10^9) \cdot (0.032/2) / 0.588 = 723 \text{ MPa}$$

Esfuerzos de estrepada

Los esfuerzos de estrepada del cable son los producidos por tirones violentos. Si este resultase mayor que el límite elástico del cable, se produciría la rotura del cable.

Por lo tanto el esfuerzo de estrepada del cable ha de ser menor al trabajo de deformación elástico, que es:

$$Q=Ce^2*L*S/2Ea$$

Donde,

Q, trabajo de deformación elástico (MJ)

Ce, carga límite elástica (MPa)

L, longitud total del cable (m)

S, sección metálica del cable (m²)

Ea, módulo de elasticidad aparente del cable (GPa)

$$Q=(0.8*2000*10^6)^2*70*(8*(\pi/4)*0.005^2)/2*96*10^9=168.8MJ.$$

Según NORMA UNE 58-132-4 con una relación 25:1 entre polea y diámetro de cable, y mediante una tensión de trabajo de 110 N/mm² el cable dura 10⁵ flexiones alternativas.

El catálogo de cables se adjunta a continuación:

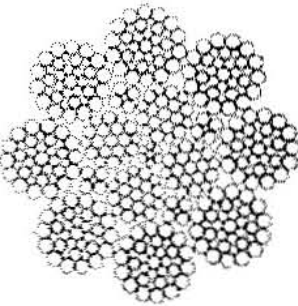
<p>DURALIFT 836</p> 	Diámetro nominal cable mm.	Diámetro alambre exterior equivalente mm.	Peso aproximado Kg/m	200 Kg/mm ² C.R.E. Kgs.
	18	0,85	1,51	31.500
	20	0,95	1,86	38.800
	22	1,05	2,28	47.500
	24	1,13	2,67	55.600
	26	1,23	3,14	65.500
	28	1,33	3,62	75.300
	29	1,37	3,90	80.300
	32	1,53	4,80	98.900
	35	1,65	5,72	116.700
	38	1,80	6,73	138.400
	40	1,90	7,50	154.000
	<p>Cables de acero para puentes, grúas de corredera, palas mecánicas, palas de cuchara, pórticos de descarga, dragas, grúas de colada, etc.</p>			
8x36 W SEALE CWP				

Figura 83.

5.2.2. APAREJOS.

La ventaja mecánica del polipasto puede determinarse contando el número de segmentos de cuerda que llegan a las poleas móviles que soportan la carga.

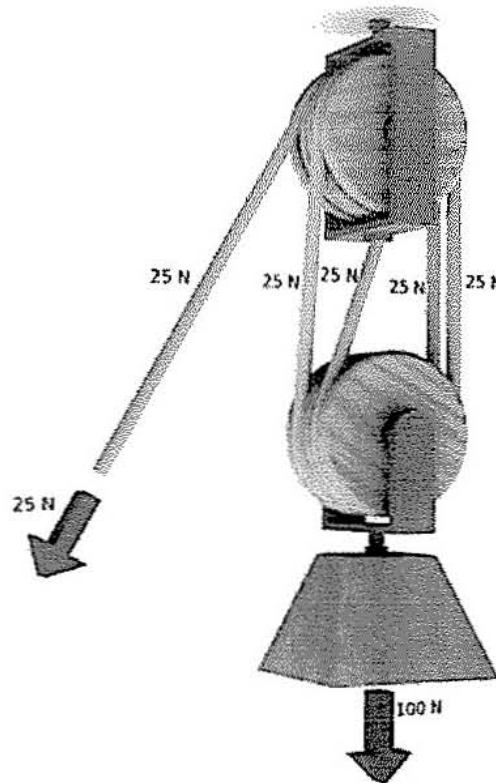


Figura 84.

Ahora siguiendo con el caso de la instalación:

El tiro para izar 15T con un aparejo de 6 guías será de aproximadamente $15/6=2.5T$

Las pérdidas más significativas en un aparejo son las del rozamiento de los cojinetes en las roldadas y teniendo en cuenta que en este caso llevan rodamientos asumiremos que las pérdidas en el aparejo serán de un total de

$Pr=10\%$

Por tanto

$$T=2.5 \times (1+0.1) = 2.75T$$

De acuerdo con la siguiente regla para guarnir aparejos, $15/2.75= 5.45$

El método de guarnir las pastecas suele variar según la aplicación.

Con sistemas de elevación muy pesados donde hace falta pastecas con múltiples roldanas, el número de pastecas ha de ser determinado. El número de guías que hace falta con respecto a una carga establecida, se calcula de la siguiente forma:

C = carga para ser elevada en tons.

T = tiro simple directo en tons.

N = número de tiros (guías) necesarios

$$N = \frac{C}{T}$$

numero de guías	roldanas con casquillo de bronce	roldanas con rodamientos
1	0.96	0.98
2	1.87	1.98
3	2.75	2.88
4	3.59	3.81
5	4.39	4.71
6	5.16	5.60
7	5.90	6.47
8	6.60	7.32
9	7.27	8.16
10	7.91	8.98
11	8.52	9.79
12	9.11	10.6

Tabla 2

Ejemplo:

C = 16 tons

T = 3 tons

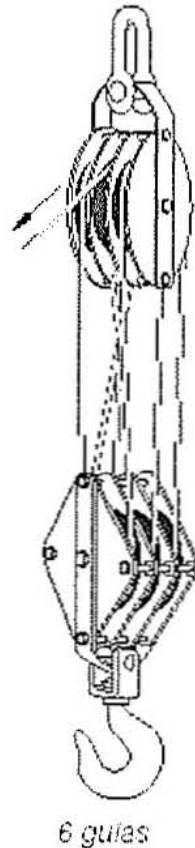
¿Cuántas guías hacen falta?

$$N = \frac{C}{T} = \frac{16}{3} = 5.3$$

Refiérase al número 5.3 en la tabla 2 o el número más próximo superior. luego compruebe la columna debajo de "número de guías N". Para las pastecas de roldanas con rodamientos resulta que una pasteca con seis guías debe ser utilizada para elevar 16 tons. Con un tiro directo de 3 tons. por guía.

Figura 85.

Por lo tanto el aparejo a utilizar será del tipo representado (fig.1) y estará compuesto por 6 pastecas y el conjunto contará con 6 guías de cable.



6 guías

Figura 86.

Por tanto, se instalará 4 aparejos factoriales, y cada uno de ellos presentará esta configuración:

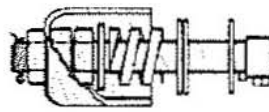
- Una pasteca fija de triple polea.
- Una pasteca móvil de triple polea.
- 6 guías de cable.
- Un perno de tensión con resorte helicoidal, tuerca y arandelas, pasador con dos patas y copilla. Su diámetro es de $d=3.5"$ (85,8mm).

Las 8 pastecas son iguales y sus características son:

Modelo: C50T24BP, con una carga límite de trabajo de 50Tn y un diámetro de polea de $D=24"$ (588mm).

Las pastecas también cumplen con el factor de seguridad, ya que 15Tn por cada 2 pastecas de 50Tn, tenemos que $F_s=100/15=6$.

El sistema de sujeción a la estructura del conjunto de pastecas fijas es el siguiente:



No. 570

Perno de tensión con resorte helicoidal, tuerca y arandelas, pasador de dos patas y copilla.

Figura 87.

Los metros de cable para cada aparejo se mide del plano a escala teniendo en cuenta que las eslingas debe bajar hasta -2metros.

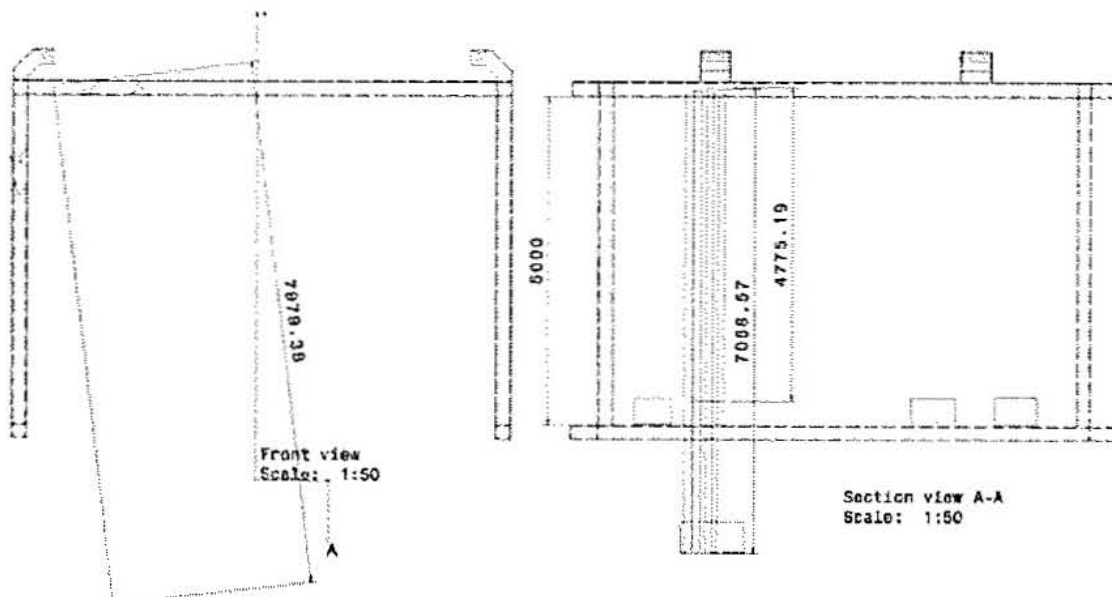


Figura 88.

Por tanto necesitamos un mínimo :

$6 \text{ guías} \times (7 + D_{\text{polea}})m + 5 \text{ m} = 60 \text{ m}$ de cable para cada chigre de babor.

En el lado de estribor hay que añadir el recorrido a través de poleas-guías hasta los distintos aparejos. Cabe destacar que en ningún momento las poleas-guías irán montadas de modo que el aparejo adquiera una ganancia mecánica extra, con el fin de evitar que la velocidad de recogida del cable varíe a ambos lados.

Con 80m de cable para los aparejos de estribor es suficiente.

Los cables de los aparejos de estribor deben ir guiados a través de poleas guías. A continuación se exponen las utilizadas y la configuración del conjunto.

5.2.3. ESLINGAS.

Las eslingas serán de poliéster y tendrán una carga de ruptura de 210000Kg cada una y un ancho de 200mm.

Hacen falta un total de 8 del modelo ET-300, pero siempre es mejor tener algunas de más con el fin de utilizarlas como extensiones en caso de que fuese preciso.

Trabajando como doble ramal, el fabricante nos da una carga de trabajo segura de 60000Kg con un $F_s=7$. Como se usarán 4, podemos asegurar que el trabajo se hará respetando el Factor de Seguridad.

Se adquirirán 8 eslingas, porque según el casco del buque con que se trabaje, harán falta extensiones.

Las características de las eslingas se exponen en el siguiente catálogo:

ESLINGAS DE POLIESTER TUBULARES-SIN-FIN-TIPO "ET" ISO 4878



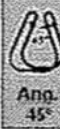
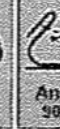

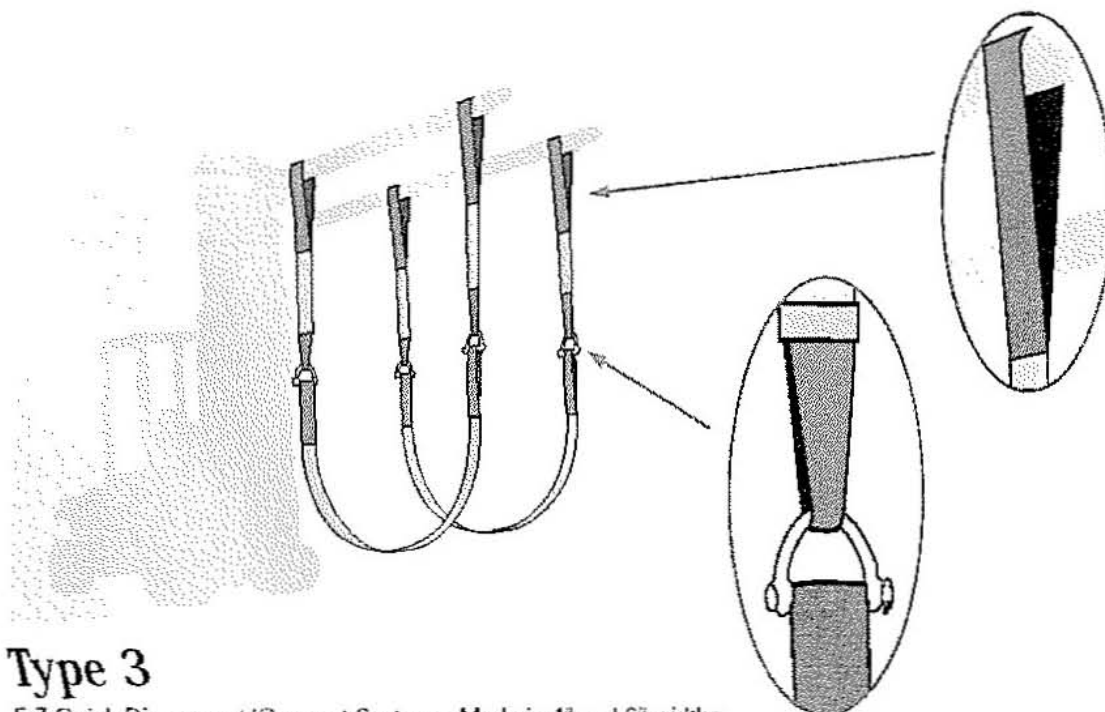
FACTOR DE SEGURIDAD 7													 Ramal Simple	 Ramal Doble	 Ang. 45°	 Ang. 90°	 Lazada								
													Carga Máxima utilizable en KGF												
TIPOS	COLOR	FUERZA DE ROTURA	ANCHURA DE ESLINGA	LONGITUD STANDARD EN METROS QUE PRESENTA EL PERIMETRO TOTAL DE LA ESLINGA												100%	200%	180°	140°	80°					
				1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	11	12						
ET-10	VIOLETA	7.000	45																		1.000	2.000	1.400	1.000	800
ET-15	BUTANO	10.500	50	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	1.500	3.000	2.100	1.500	1.200
ET-20	VERDE	14.000	50	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	2.000	4.000	2.900	2.000	1.600
ET-25	VERDE OSCURO	17.500	65			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	2.500	5.000	3.500	2.500	2.000
ET-30	AMARILLO	21.000	65			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	3.000	6.000	4.200	3.000	2.400
ET-40	GRIS	28.000	80			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	4.000	8.000	5.600	4.000	3.200
ET-50	ROJO	35.000	80			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	5.000	10.000	7.000	5.000	4.000
ET-60	MARRON	42.000	95			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	6.000	12.000	8.400	6.000	4.800
ET-80	AZUL	56.000	110			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	8.000	16.000	11.200	8.000	6.400
ET-100	HARILAJA	70.000	130			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	10.000	20.000	14.000	10.000	8.000
ET-120	HARILAJA	84.000	130			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	12.000	24.000	16.800	12.000	9.600
ET-150	HARILAJA	105.000	150			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	15.000	30.000	21.000	15.000	12.000
ET-200	HARILAJA	140.000	150			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	20.000	40.000	28.000	20.000	16.000
ET-250	HARILAJA	175.000	150			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	25.000	50.000	35.000	25.000	20.000
ET-300	HARILAJA	210.000	200			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	30.000	60.000	42.000	30.000	24.000

Figura 89.

Ejemplos de configuración de extensiones:

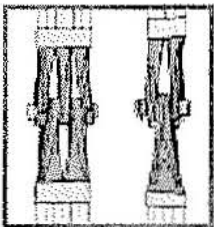


Type 3

E-Z Quick Disconnect/Connect Systems. Made in 4" and 6" widths. When slings are used with extensions they can be disconnected or connected quickly and with your feet on the ground. Type 3 eliminates the need for extra eyes (shortening eyes). Slings can be shortened by removing one or two of the extensions and connecting the slings directly to the forks.

Type 3F

Same as Type 3 but made to be used with existing tapered eye slings.



FABRIC DISCONNECT with FLAP

This can be included with ALL types of slings. The disconnect is usually placed at 3 ft. off the center of the sling. 4" slings have one/two finger configuration. 6" slings have two/three finger configuration.

	TYPE 1 and 1F	TYPE 2	TYPE 3 & 3F EXTENSIONS	SLING ONLY
4" One Ply	11,400	12,500	—	11,400
4" Two Ply	25,000	25,000	12,500 each	25,000
6" One Ply	17,100	18,800	—	17,100
6" Two Ply	34,200	34,200	17,100 each	34,200

NOTE: Type 3 & 3F capacities are for each extension.

Figura 90.

5.2.4. CHIGRES.

El chigre hidráulico escogido será un BoschRexroth del modelo GFT 0050 W3 2000/1 con las siguientes características:

- Tiro: 150KN en su primera capa.
- Par de salida: 37500Nm.
- Par de frenada: 800Nm.
- i: 84.2*91.1*99.8*125.6*146.4
- Tipo de motores hidráulicos según fabricante, A2FE 80*90.

Se necesitan 4 chigres y un motor hidráulico para cada uno.

Para la elección del chigre el Factor de seguridad (Fs) utilizado ha sido de:

$$Cs=150000N/27500N= 5.5$$

Las características del motor modelo A2FE 80:

- Cilindrada: 80.4cm³.
- Velocidad: 4500-5000RPM.
- Caudal máximo: 360L/mn.
- Constante de par: 1.27Nm/bar

Revoluciones del tambor.

$$W=v^2/D=9m/mn*6gias^2/0.5m=216rad/mn *1rev/2Pi(rad)=34.4RPM.$$

$$v=54m/mn /6gias =9m/mn$$

Por tanto, la velocidad de izada a 34.4RPM está asegurada.

Para conseguir estas revoluciones en motor debe girar a: 4500RPM que es su velocidad a régimen nominal.

Y con una relación de reducción de $i=125.6$ en la reductora del chigre, se consiguen $N2= 35.8RPM$.

5.3. SISTEMA HIDRÁULICO.

5.3.1. BOMBA.

El servicio a cubrir es de un caudal de 1440l/mn con una presión de hasta 350bar y en el catálogo del fabricante se proporcionan las gráficas características de los diferentes modelos de bombas, con las que se puede elegir el modelo necesario directamente.

Se instalan dos bombas BoshRexroth constante de pistones axiales con placa inclinada en paralelo, acopladas al motor mediante embregue y reductor.

Una girará en sentido horario y otra en sentido antihorario:

- Modelo A4FO.
- Tamaño nominal de 500cm³.
- Velocidad máxima: 1320-1500RPM.
- Potencia de accionamiento: 385-437Kw
- Par máximo: 2783Nm.

Se han considerado unas perdidas de carga del 15% por cada 100 metros de tubería. Las perdidas por deslizamiento ya están incluidas en la citación de las prestaciones de cada bomba.

Como necesitamos 1440L/mn de caudal de aceite y una sola bomba a 1500 RPM nos da 728L/mn, se concluye que dos bombas de estas característica colocadas en paralelo van a ser capaz de suministrarnos un $Q=1456L/mn$ y una presión de 350bar.

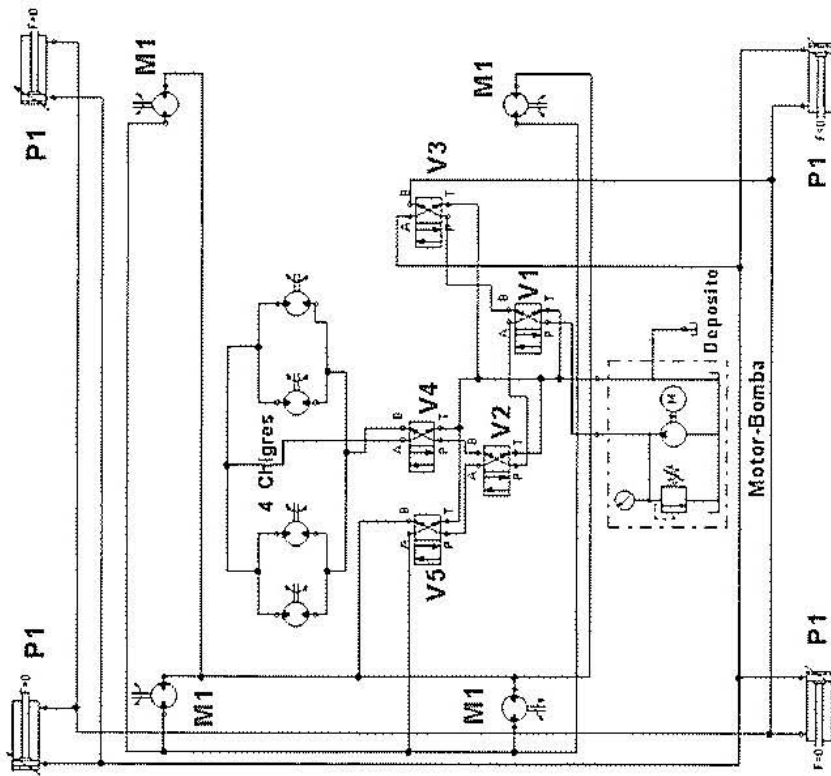
Ver tabla características de la bomba:

Tamaño nominal	TN		16	22	28	40	71	125	250/H*	500/H*
Cilindrada	V_c	cm ³	16	22	28	40	71	125	250	500
Máx. velocidad de rotación ¹⁾	n_{max}	min ⁻¹	4000	3600	3000	2750	2200	1800	1500/1900	1320/1500
Veloc. máx. adm. (límite) cuando aumento de presión de entrada	$n_{max adm}$	min ⁻¹	4800	4500	3750	3400	2700	2200	1800/2100	1600/1800
Caudal máx (para n_{max}) ²⁾	q_{Vmax}	L/min	62	77	81	107	152	218	364/461	640/728
Potencia de accion. a q_{Vmax} ; $\Delta p = 400$ bar	P_{max}	kW	43	53	56	73	91 ³⁾	131 ³⁾	219/277 ³⁾	385/437 ³⁾
Par máx. a $\Delta p = 400$ bar	T_{max}	Nm	102	140	178	254	395 ³⁾	606 ³⁾	1391 ³⁾	2783 ³⁾
Volumen de llenado		L	0,3	0,3	0,3	0,4	2,0	3,0	7,0	11,0
Momento de inercia sobre eje de accion.	I	kgm ²	0,0017	0,0017	0,0017	0,0030	0,0121	0,0300	0,0959	0,3325
Masa (aprox.)	m	kg	13,5	13,5	13,5	16,5	34	61	120	220

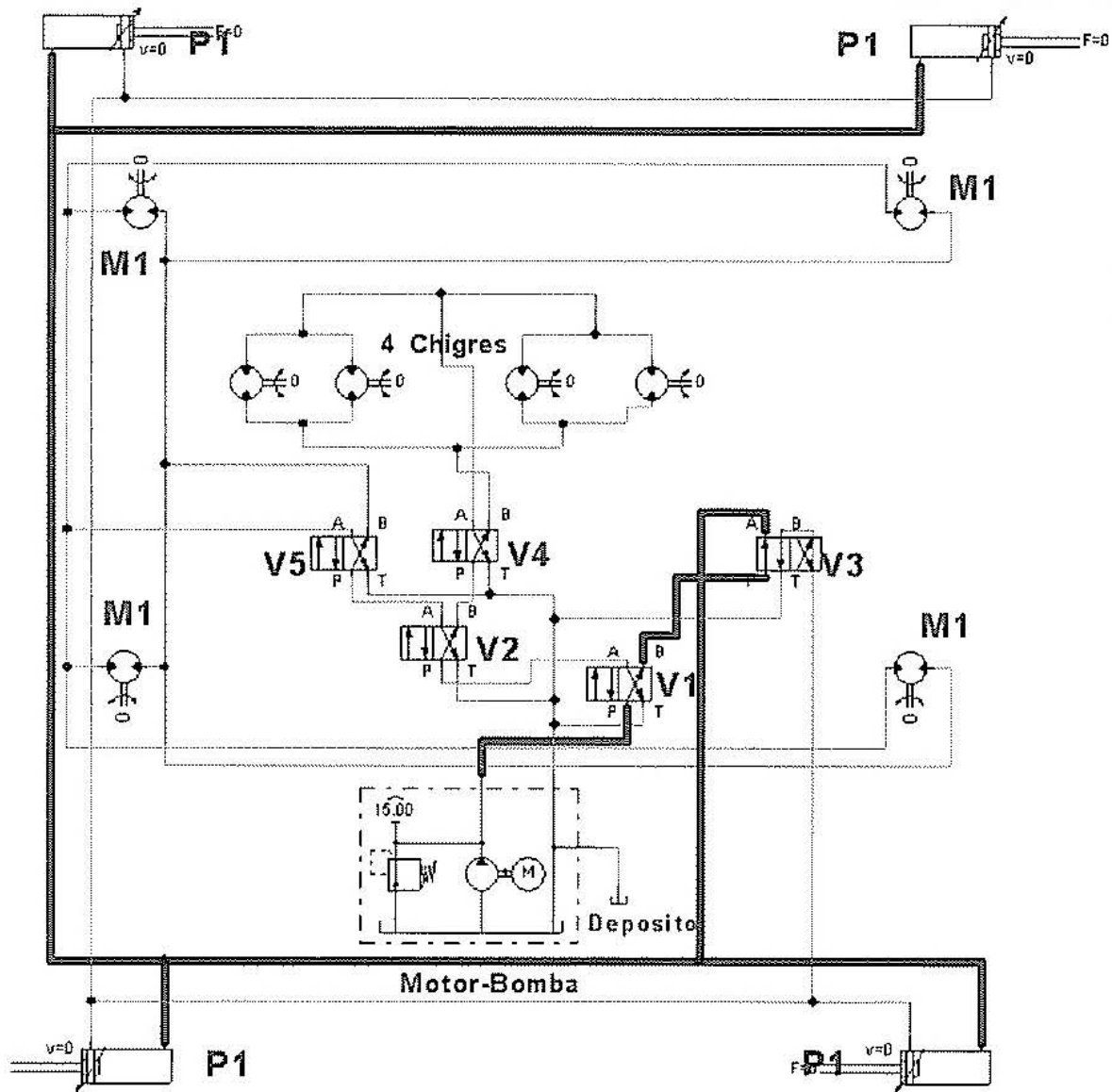
¹⁾ Los valores valen para presión absoluta p_{abs} 1 bar en la abertura S y aceite mineral

²⁾ Includo 3 % de pérdida de cilindrada ³⁾ $\Delta p = 350$ bar H*: versión High-Speed

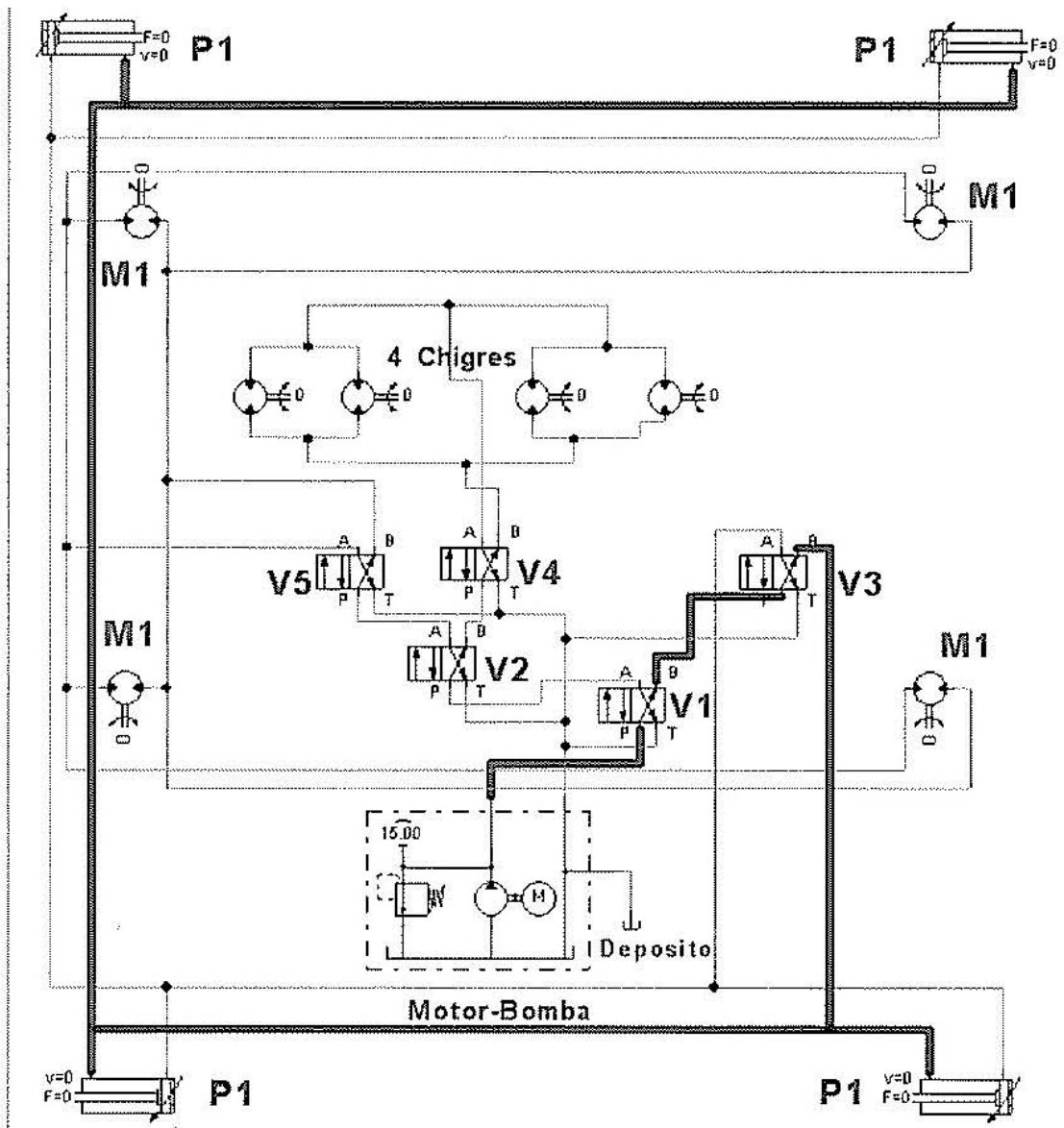
Figura 91.



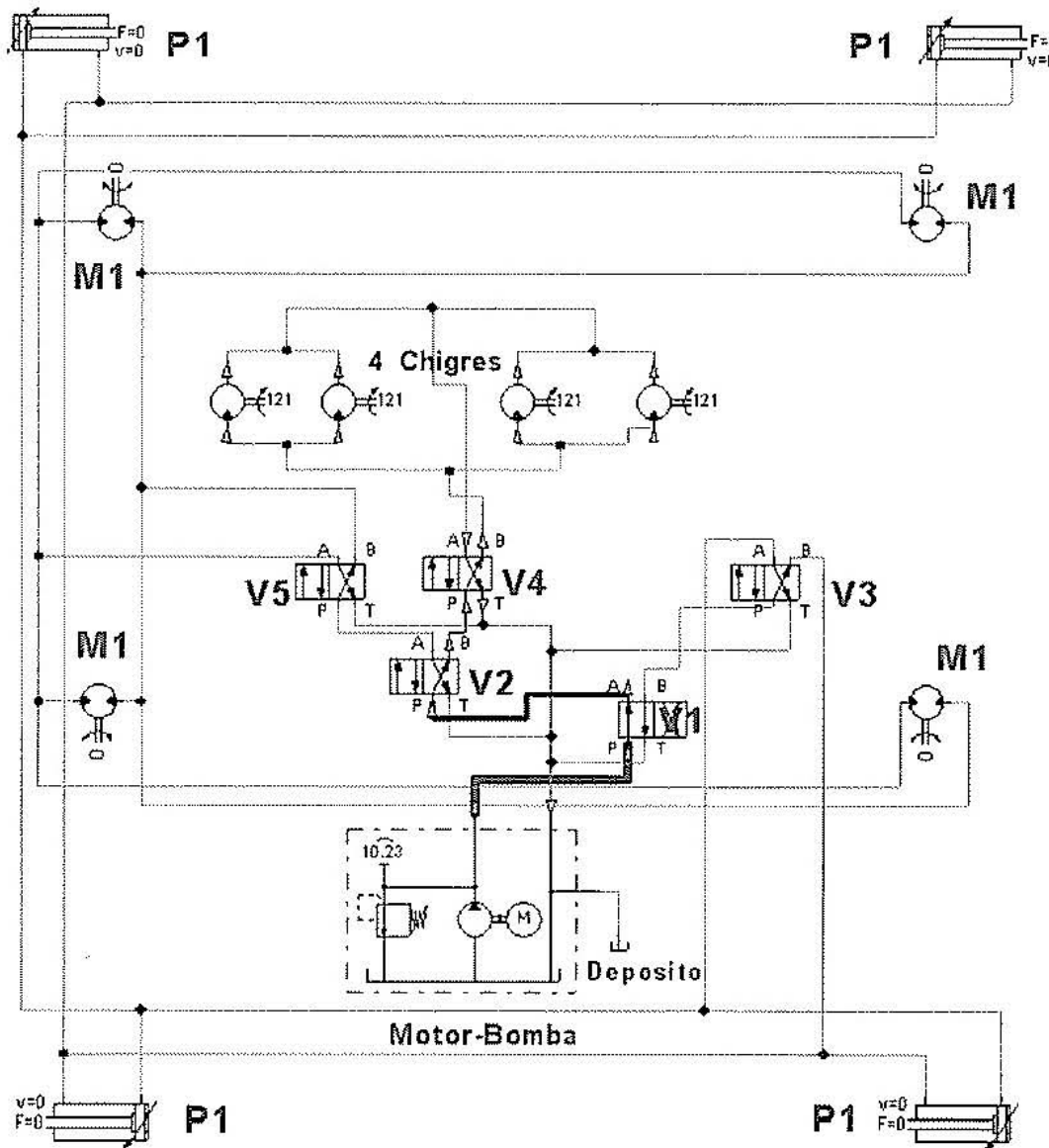
- M1** Motor hidráulico de doble sentido, 1 por lado
- P1** Pistón hidráulico para girar ruedas de*
- V1** V. Selección Motores-Funciones
- V2** V. Selección Izq-Transferir
- V3** V. Cambio de sentido de Rotonar
- V4** V. Selección entre izq o lugar superior
- V5** V. Selección marcha Avante o Ards.
- 4 Chigres** Motores Chigres doble sentido.



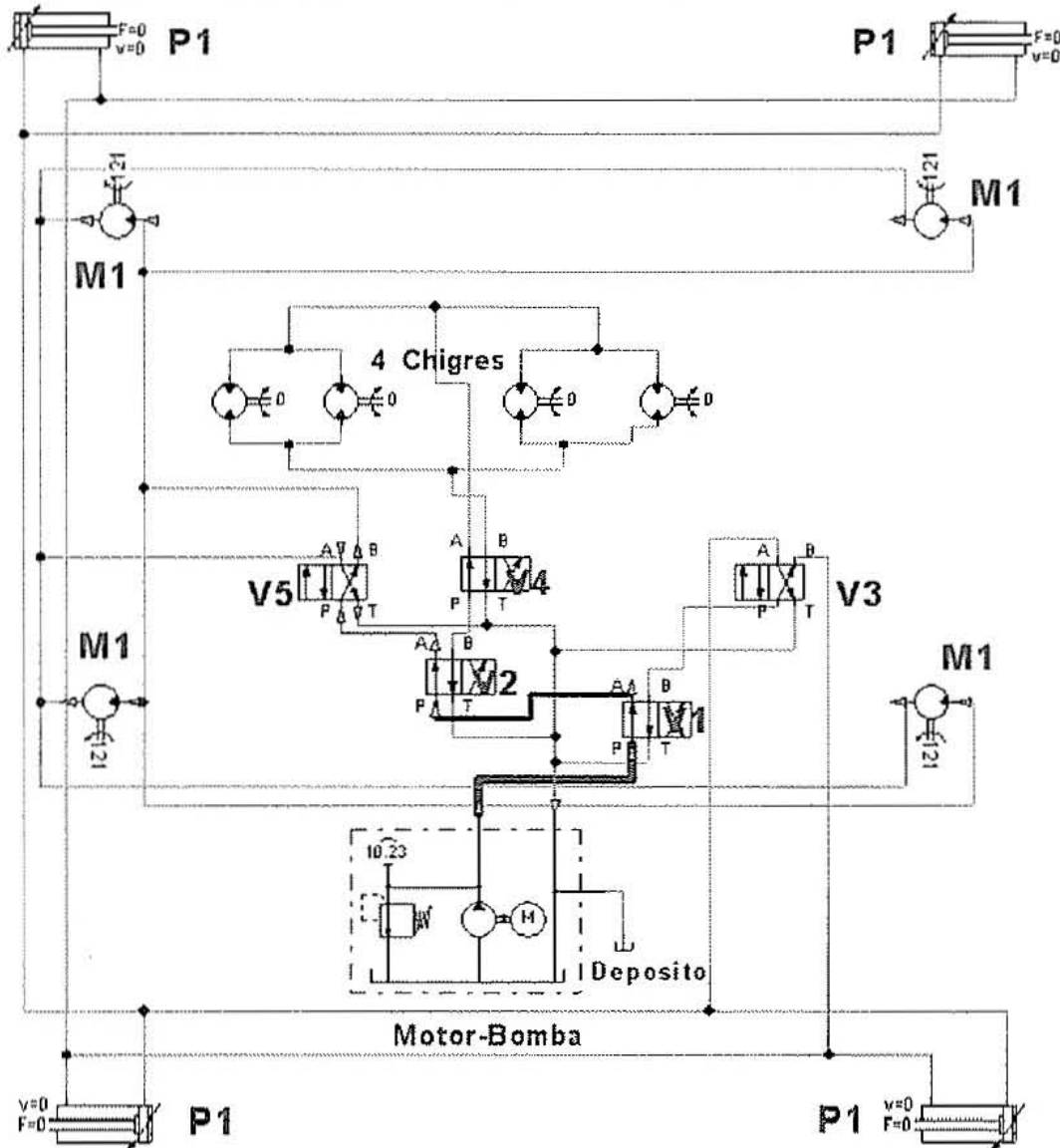
- M1** Motor hidráulico de doble sentido, 1 por rueda.
- P1** Pistón hidráulico para girar ruedas 90°
- V1** V. Selección Motores-Pistones
- V2** V. Selección Izar-Trasladar
- V3** V. Cambio de sentido de Pistones
- V4** V. Selección entre izar o largar aparejos
- V5** V. Selección marcha *Avante* o *Atrás*.
- 4 Chigres** Motores Chigres doble sentido.



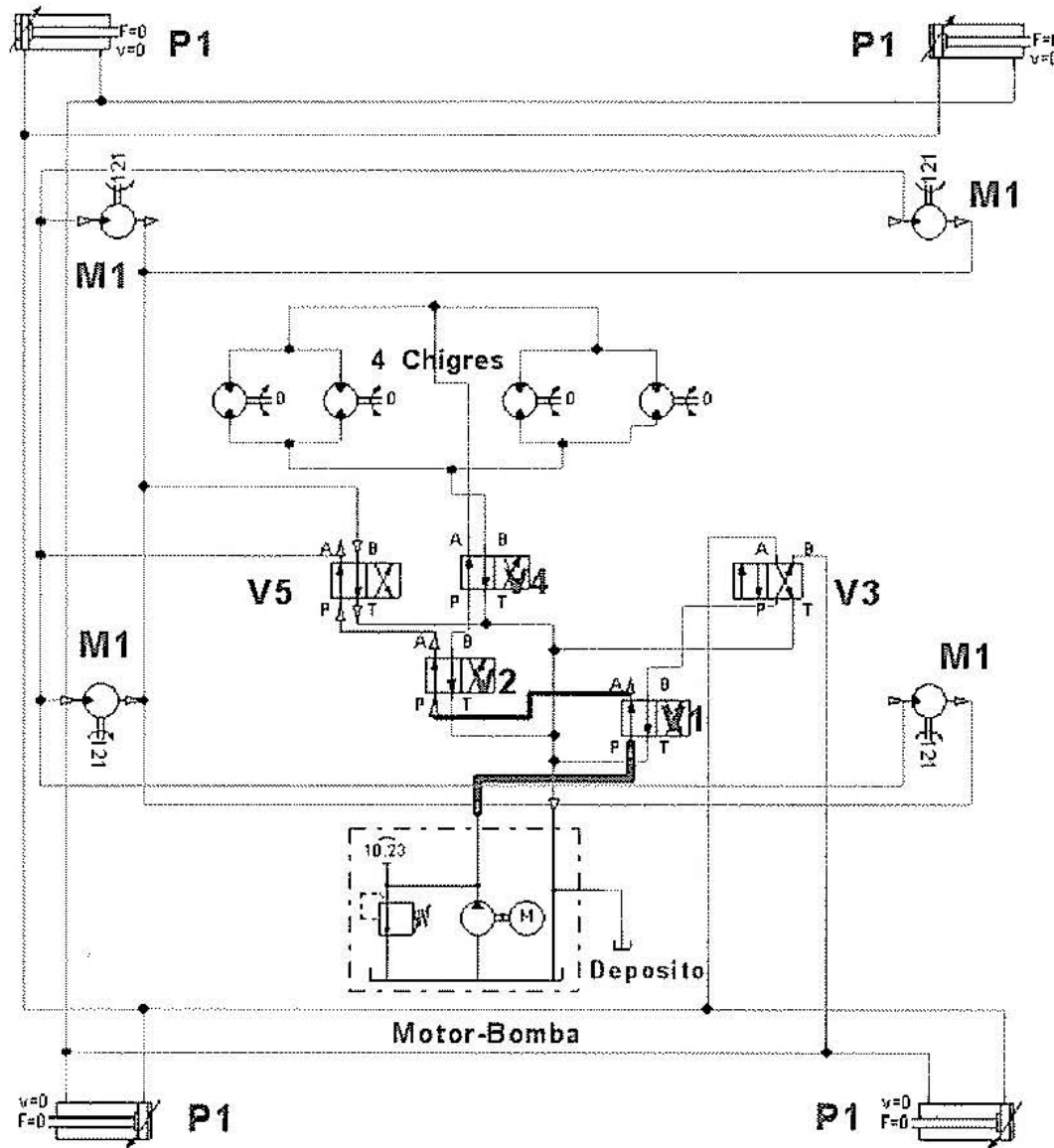
- M1** Motor hidráulico de doble sentido, 1 por rueda.
- P1** Pistón hidráulico para girar ruedas 90°
- V1** V.Selección Motores-Pistones
- V2** V.Selección Izar-Trasladar
- V3** V.Cambio de sentido de Pistones
- V4** V. Selección entre izar o largar aparejos
- V5** V.Selección marcha Avante o Atrás.
- 4 Chigres** Motores Chigres doble sentido.



- M1** Motor hidráulico de doble sentido, 1 por rueda.
- P1** Pistón hidráulico para girar ruedas 90°
- V1** V. Selección Motores-Pistones
- V2** V. Selección Izar-Trasladar
- V3** V. Cambio de sentido de Pistones
- V4** V. Selección entre izar o largar aparejos
- V5** V. Selección marcha Avante o Atrás.
- 4 Chigres** Motores Chigres doble sentido.



- M1** Motor hidráulico de doble sentido, 1 por rueda.
- P1** Pistón hidráulico para girar ruedas 90°
- V1** V. Selección Motores-Pistones
- V2** V. Selección Izar-Trasladar
- V3** V. Cambio de sentido de Pistones
- V4** V. Selección entre izar o largar aparejos
- V5** V. Selección marcha Avante o Atrás.
- 4 Chigres** Motores Chigres doble sentido.



M1 Motor hidráulico de doble sentido, 1 por rueda.

P1 Pistón hidráulico para girar ruedas 90°

V1 V. Selección Motores-Pistones

V2 V. Selección Izar-Trasladar

V3 V. Cambio de sentido de Pistones

V4 V. Selección entre izar o largar aparejos

V5 V. Selección marcha *Avante* o *Atrás*.

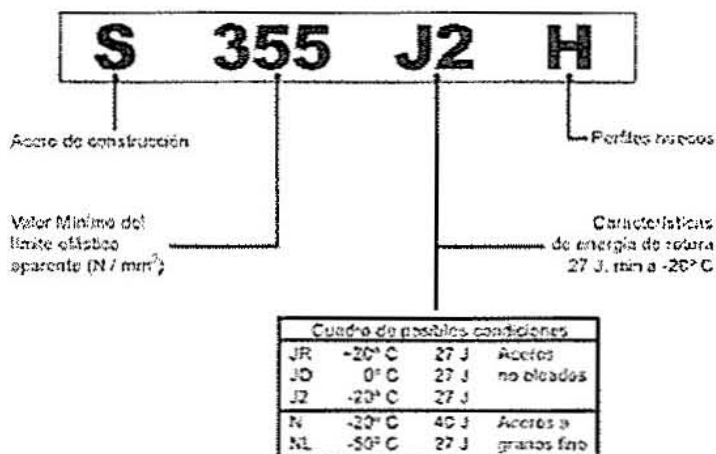
4 Chigres Motores Chigres doble sentido.

5.3.2 CÁLCULO DE TUBOS.

La tensión en un elemento cilíndrico de pequeño espesor es directamente proporcional a la presión a la que está sometido, y al diámetro interior del mismo, e inversamente proporcional al espesor. La longitud del tubo es indiferente a la hora de calcular dicha tensión.

$$T_t = P \cdot d / 2 \cdot e$$

Calidad de acero de los tubos:



EN 10010-1	NF A 49501 NF A 35501	DIN 17100 DIN 17123/4/5	BS 4360
S 235 JR H	E 24-2	St 37-2	
S 275 JO H	E 28-3	St 44-3 U	43 C
S 275 J2 H	E 28-4	St 44-3 N	43 D
S 355 JO H	E 36-3	St 52-3 U	50 C
S 355 J2 H	E 36-4	St 52-3 N	50 D
S 275 N H		St E 285 N	
S 275 NL H		TSt E 285 N	43 EE
S 355 N H	E 355 R	St E 355 N	
S 355 NL H		TSt E 355 N	50 EE
S 460 N H	E 460 R	St E 460 N	
S 460 NL H		TSt E 460 N	55 EE

Figura 92.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS GENERICAS. FRIO-CALIENTE.

Prestaciones Mecánicas (Cuadrados, rectangulares, redondos)			
Calidad del Acero	S235JR	S275JDH	S355J2H
Límite Elástico $R_{p0.2}$ (N/mm ²)	> 235	> 275	> 355
Resistencia a la tracción R_m (N/mm ²)	343 - 470	410 - 540	490 - 630
Alargamiento	> 16%	(F) > 16% ⊖ > 20%	(F) > 16% ⊖ > 23%
Resiliencia Temperatura de ensayo de flexión por choque KCV	(F) 0°C	(F) 0°C ⊖ -20°C	(F) 0°C ⊖ -20°C
Otras calidades bajo demanda	N/mm ² x 0'102=kg/mm ²		

Figura 93.

TUBO DE SALIDA

Si el diámetro del tubo de salida de presión es de 2" S (dos pulgadas de serie estándar), es decir 43mm, podemos ahora calcular el espesor que necesario:

$$355 \text{ N/mm}^2 = C_s \cdot 350 \text{ bars} \cdot 0.1 \cdot 43 \text{ mm} / 2e$$

$e = (35 \cdot 43) / (355 \cdot 2) = 2.12 \text{ mm} \cdot C_s(1.5) = 3.18 \text{ mm}$ Por lo que pediremos un espesor de 4mm.

1bar equivale a $(10^5 \text{ N/m}^2) \cdot 1 \text{ m}^2 / 10^6 \text{ mm}^2$ entonces sera 1bar = 0.1 N/mm^2

Este diámetro de tubo es el mismo que se necesita para la entrada de presión a los motores hidráulicos.

TUBO DE ASPIRACIÓN

Si el diámetro del tubo de aspiración des de 3" S(tres pulgadas de serie estándar), es decir 76 mm:

Presión de aspiración 3000PSI

$$1\text{PSI} = 3894.76\text{N/m}^2$$

$$3000\text{PSI} * 3894.76(\text{N/m}^2)/\text{PSI} = 11684280(\text{N/m}^2) * 1\text{m}^2/10^6\text{mm}^2 = 11.7\text{N/mm}^2$$

$$355\text{N/mm}^2 = C_s * 200\text{bars} * 0.1 * 76\text{mm}/2e$$

$$e = (11.7 * 76) / (355 * 2) = 1.24\text{mm} * C_s(1.5) = 1.86$$

Por lo que pediremos un espesor de 2mm.

El coeficiente de seguridad ($C_s=1.5$) viene en recomendación a los golpes de ariete provocados por los pares arranques de los equipos. Los pares de aceleración se calculan según norma UNE 58-132-94.

5.3.3. MOTORES HIDRÁULICOS.

El cálculo de los motores es sencillo y se justifica a continuación:

Revoluciones necesarias en eje de traslación y motor.

La velocidad angular de giro en el eje de la rueda de traslación se calcula conociendo la velocidad lineal máxima del traslación y el diámetro de la rueda.

Hemos fijado como característica del proyecto que el travelift debe poder mover la carga horizontalmente a una $v=25\text{Km/h}$ y esto equivale a $v=6.94\text{m/s}$.

El diámetro de la rueda es de $D=1500\text{mm}$

$$n = v/r = 2v/d = 2 \cdot 6.94(\text{m/s}) / 1.5(\text{m}) = 9.25(\text{rad/s}) \cdot 1(\text{rev}) / 2\text{Pi}(\text{rad}) \cdot 60(\text{s}) / 1(\text{mn}) = 88.3 \text{ RPM.}$$

Ésta será la velocidad que se pretende en el eje de la rueda motriz.

Resistencia a la Rodadura.

La fuerza de fricción que se produce en la rodadura entre la rueda y el suelo nos la da el fabricante como resistencia a la rodadura del neumático.

$R_r=0.25-0.30$ utilizaremos el 30% por ser el caso mas desfavorable que corresponde a cuando esta está cargada, ya que el radio en carga disminuye, el neumático se deforma y aumenta la superficie de fricción.

$$F_r = M \cdot g \cdot [(2/D) \cdot (R_r \cdot d/2 + f) \cdot c] = (18000 + 60000)(\text{kg}) \cdot 9.81 \cdot [2/1500(\text{mm}) \cdot (0.30 \cdot 100/2 + 0.5) \cdot 0.002] = 3825\text{N} / 2 \text{ ruedas} = 1.9\text{KN}$$

Siendo,

F_r : fuerza de fricción.

M : masa del conjunto. (Estructura más la carga máxima).

g : la gravedad.

R_r : resistencia a la rodadura

f, c : datos para ruedas con rodamientos

La masa viene dada por los criterios de diseño y materiales utilizados, el software utilizado para este proyecto nos da directamente la masa del conjunto y se añadió el sumatorio de la masa de los demás elementos(cables, pastecas ,motores bombas...)

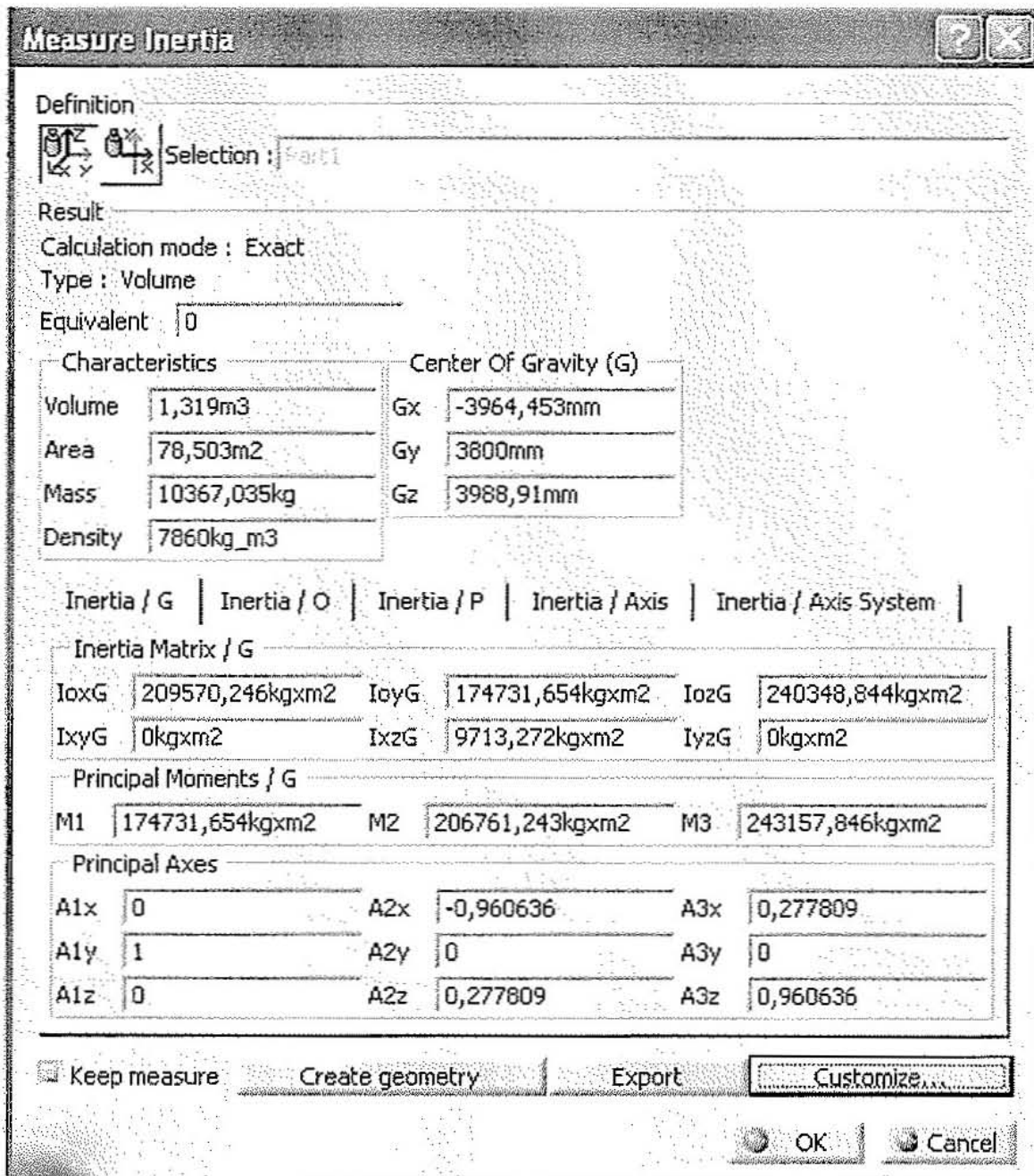


Figura 94.

Potencia continua en el eje motor.

Como trabajan cuatro motores, el reparto de la carga se divide entre 4:

$$P = Fr \cdot v / 1000 \cdot \text{rend} = [1900 / 4 (N) \cdot 6.94 (m/s)] / 1000 \cdot 0.95 = 3.47 (Kw) \text{ por motor.}$$

De este modo el par resistente en el eje motor en funcionamiento a velocidad constante se calcula conociendo la velocidad del eje motor de 88.3RPM.

$$Tr = P \cdot 9.55 / n = 3.47 (Kw) \cdot 9.55 / 88.3 = 0.37 (N/m) \text{ en cada motor .}$$

Siendo:

Tr: par resistente (Nm)

P: potencia (Kw)

n: revoluciones del motor

Por tanto las condiciones que debe cumplir el motor elegido serán que:

$P_{\text{motor}} > P_{\text{eje}}$ (en la condición de trabajo mas desfavorable).

Un motor para cada rueda, directamente acoplado al eje con:

$Q = 60 L/mn$ y $P = 250 \text{ bar}$ nos va a dar $n = 90 \text{ RPM}$, $T = 2200 \text{ Nm}$ con una potencia de arrastre de $P = 20 \text{ Kw}$ y un rendimiento del 91.5%.

Este servicio se puede cubrir trabajando con una sola bomba.

Cabe destacar que todos los accesorios necesarios para su montaje, tanto de los motores como de las bombas, vienen perfectamente explicados y dimensionados en sus respectivos catálogos.

CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MODELO MR600

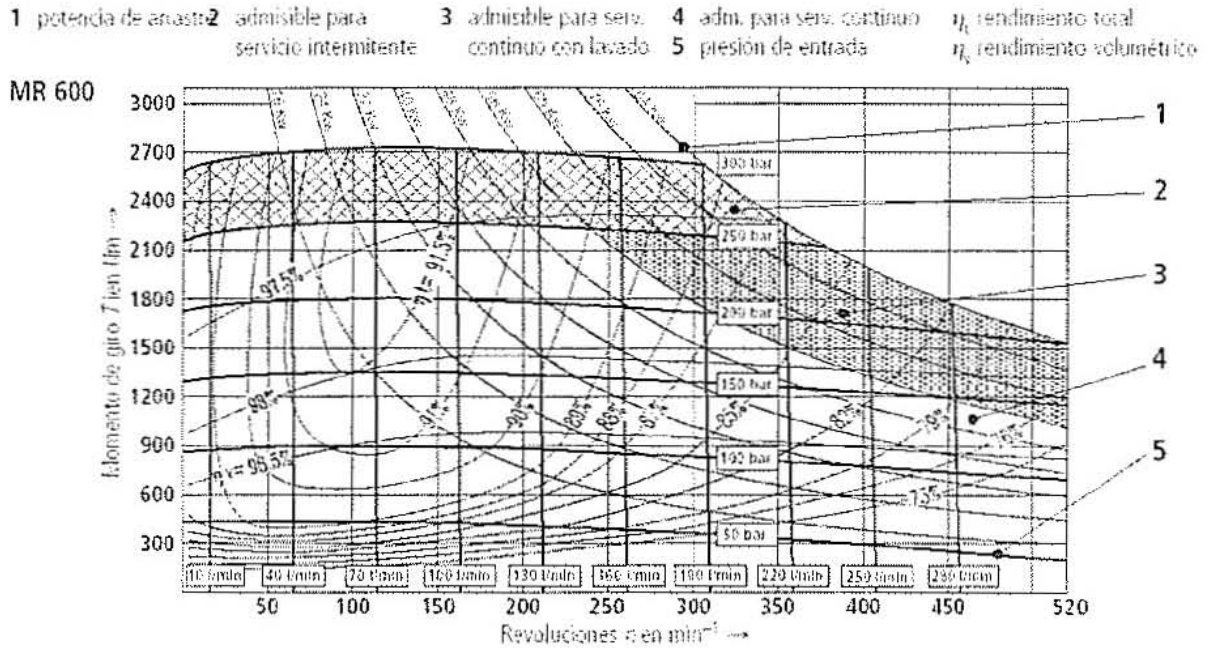


Figura 95.

Este sobrante de par, aunque parezca un desperdicio, nos va a servir para vencer el par de arranque, 1.20 veces el par nominal, para vencer una pendiente o algún obstáculo que encontremos sobre la marcha. Y además cumple con los coeficientes de seguridad para vencer las perdidas de carga y la posibilidad de que no llegue el servicio hidráulico completo al motor.

Trabajando con estos valores, el motor tendrá un rendimiento del 91.5%.

La fuerza motriz que actúa en la periferia de las ruedas de translación queda limitada por el coeficiente de rozamiento del conjunto rueda suelo, que lo da el fabricante como 25-30% y se toma un 30% como estado más desfavorable.

La fuerza motriz máxima a transmitir queda así (NORMA UNE 58-917-94):

$$F_{\max} = R_{\min} \cdot C_r = (780000\text{N}/4) \cdot 0.30 = 58500\text{N} \text{ que es } \gg \text{ que } 3133.3\text{N}$$

y que la máxima en caso de desnivel o pendiente que se aprovecharía todo el par que nos da el motor, $2200 \cdot 0.1 \cdot 1000 \cdot (2/D) = 29333\text{N}$, también sigue siendo mayor. Por lo que no habrá problema para transmitir el esfuerzo y las ruedas no patinarán. El travelift podrá superar una pendiente del 10%.

5.3.4. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS.

Los esfuerzos que se producen entre rueda y eje son bastante variables dependiendo de la magnitud y dirección de las cargas, de si se encuentra en régimen permanente o transitorio, etc.

En cada régimen transitorio en el cual la máquina acelera, las ruedas están sometidas a una fuerza de compresión de $R = 780000/4 = 195000\text{N}$; esta es la máxima carga que se produce durante el funcionamiento correcto.

Como se han situado 1 rodamientos entre el eje y la estructura, la carga que por cada rodamiento será:

$$F = R/4 = 195000\text{N}$$

Se quiere obtener $L_h = 30\,000\text{ h}$.

El factor de duración es:

$$f_l = (30000/1500)^{(1/3)} = 2.45$$

Para el cálculo del factor de velocidad se coge la velocidad de giro en el eje
 $n = 88.3 \text{RPM}$.

$$f_n = (100/3 \cdot n)^{1/3} = (100/3 \cdot 88.3)^{1/3} = 0.74$$

Y la carga dinámica, en base a la cual escogeremos el rodamiento necesario, es:

$$C = (f_l/f_n) \cdot F = (2.45/0.74) \cdot 195000 = 645.6 \text{KN}$$

Por tanto se instalará 4 rodamientos radiales:

El Modelo será el HJ244 EC del catálogo que se adjunta:

Rodamientos de rodillos cilíndricos, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación	Aro angular
d	D	B	C _d	C _s	F ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	* - Rodamiento SKF Explorer	Designación
mm			kN	kN	kN	rpm				
220	340	56	495	735	73,5	2200	3000	19	HJ 1044 MP	HJ 1044
220	340	56	495	735	73,5	2200	2200	18,5	HU 1044 M	HJ 1044
220	340	56	495	735	73,5	2200	2600	18,5	HU 1044 MA	HJ 1044
220	400	65	1060	1290	125	1600	1900	30,2	HJ 244 ECM *	HJ 244 FC
220	400	65	1060	1290	125	1600	2400	30,2	HJ 244 ECMA *	HJ 244 EC
220	400	65	1060	1290	125	1600	1900	30	HU 244 ECM *	HJ 244 EC
220	400	65	1060	1290	125	1600	2400	30	HU 244 ECMA *	HJ 244 EC
220	400	65	1060	1290	125	1600	1900	30,5	HUP 244 ECM *	-
220	400	65	1060	1290	125	1600	2400	30,5	HUP 244 ECMA *	-
220	400	108	1570	2260	212	1600	2400	62,5	HU 2244 ECMA *	-
220	460	88	1210	1630	150	1500	1700	73,5	HJ 344 M	-
220	460	88	1210	1630	150	1500	1700	72,5	HU 344 M	-
220	460	145	2390	3450	310	1300	2200	120	HU 2344 ECMA	-
220	460	145	2390	3450	310	1300	2800	120	HU 2344 ECMP	-
240	300	28	201	365	32	2400	3600	4,5	HUZ 1848 ECMA	-
240	360	56	523	800	78	2000	2600	20	HU 1048 MA	HJ 1048
240	440	72	952	1370	129	1600	2200	52,5	HJ 248 MA	-
240	440	72	952	1370	129	1600	2200	51,5	HU 248 MA	-
240	440	72	952	1370	129	1600	2200	53,5	HUP 248 MA	-
240	440	120	1570	2500	236	1500	1700	84	313221	-
240	440	120	1450	2360	224	1500	2200	85	HJ 2248 MA	-
240	440	120	1450	2360	224	1500	2200	84	HU 2248 MA	-
240	440	120	952	1370	129	1600	2200	51,5	HUB 248 MA	-
240	500	95	1450	2000	180	1300	2000	90,5	HJ 348 MA	HJ 348
240	500	95	1450	2000	180	1300	1600	94,5	HU 348 M	HJ 348

Figura 96.

La rueda direccional gira 90 grados y para que esto sea posible, la estructura descansa sobre un rodamiento de tipo axial y este sobre el brazo de la pata.

La fuerza axial de compresión que recibe el rodamiento es de $F=780000/4=195000\text{N}$

$$f_l = (30000/220)^{1/3} = 4.3$$

$$w = 10 \text{ m/s} \cdot 2/220(\text{mm}) \cdot 60/2 \cdot \pi = 0.86 \text{ RPM}$$

$$f_n = (100/3 \cdot n)^{1/3} = (100/3 \cdot 0.86)^{1/3} = 2.99$$

$$C = (f_l/f_n) \cdot F = (4.3/2.99) \cdot 195000 = 280.4 \text{ KN}$$

Por tanto el rodamiento necesario es del tipo axial.

El modelo será el 51144M del catálogo que sigue:

Rodamientos axiales de bolas, de simple efecto

Dimensiones principales:			Capacidades de carga:		Carga límite de fatiga	Factor de carga mínima	Velocidades:		Masa	Designación
d	D	H	C	C ₀	P ₀	A	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
mm			kN		kN	-	rpm			-
160	270	87	449	1660	41,5	14	850	1200	21,0	51332 M
170	215	34	133	540	14,3	1,5	1600	2200	3,30	51134 M
170	240	55	298	1020	26	5,4	1100	1800	8,15	51234 M
170	280	87	468	1760	43	16	800	1100	22,0	51334 M
180	225	34	135	570	15	1,7	1500	2200	3,50	51136 M
180	250	56	296	1080	27,5	6,1	1100	1500	8,60	51236 M
180	300	95	520	2000	47,5	21	750	1100	28,5	51336 M
190	240	37	172	710	18	2,6	1400	2000	4,05	51138 M
190	270	62	332	1270	31	8,4	1000	1400	12,0	51238 M
190	320	105	592	2400	56	30	700	950	36,5	51338 M
200	250	37	163	710	17,6	2,6	1400	1900	4,25	51140 M
200	280	62	338	1320	31,5	9,1	1000	1400	12,0	51240 M
200	340	110	624	2600	58,5	35	630	900	44,5	51340 M
220	270	37	176	800	19	3,3	1300	1900	4,60	51144 M
220	300	63	351	1460	33,5	11	950	1300	13,0	51244 M
240	300	45	234	1040	23,6	5,6	1100	1600	7,55	51148 M
240	340	78	482	2000	44	21	800	1100	23,0	51248 M
260	320	45	238	1100	24	6,3	1100	1500	8,10	51152 M
260	360	79	475	2160	45,5	24	750	1100	25,0	51252 M
280	350	53	319	1460	30,5	11	950	1300	12,0	51156 M
280	360	60	494	2320	47,5	28	750	1000	26,5	51256 M
300	340	30	112	640	14,3	2,1	1300	1800	4,10	51060 M

Figura 97.

5.3.5. BRAZO HIDRÁULICO.

Un cilindro hidráulico Estándar de doble efecto con un diámetro de 120mm y alimentado a una presión de 150bar, nos produce un empuje de 170KN, que aplicados al brazo de 1m, nos dará un par de rotación de 170KNm. Suficiente para vencer el par de giro de la rueda, $195\text{KN} * 0.260\text{m}=50.7\text{KNm}$ y girará a una velocidad de 0.86RPM. La carrera del vástago es de 1200mm.

5.4. CÁLCULO DEL MOTOR DIESEL.

Necesitamos un motor de 1000Kw. Para además de cubrir el servicio arrastrando a las dos bombas al mismo tiempo, prever le bajada de rendimiento del motor con el paso del tiempo.

Se instalará un motor diesel MTU Modelo: MT 893 de 12 cilindros en V 90° con una velocidad máxima de 4250RPM y una Potencia de 1100Kw.

En cuanto al equipo eléctrico:

- Conjunto de 2 baterías de 12V cada una.
- Motor de arranque de un polo de 6,7 kW a 24 V.
- Alternador de un polo de 100 A a 28 V, incluido relé y conexión para tacómetro.

Como el régimen de funcionamiento de las bombas hidráulicas es de 1500RPM y el motor diesel gira a una máxima de 4500RPM, se necesita instalar un reductor de velocidad.

La relación de transformación $i=4500/1500=3$.

Este cambio también supone que a la salida del reductor llegue 3 veces el par generado por el motor.

ANEXOS II

6. NORMATIVA.

Para la correcta ejecución de este proyecto se han tenido en cuenta todas aquellas recomendaciones que establecen las normativas vigentes europeas del grupo AENOR, disponibles en la base de datos de la biblioteca digital de la UCA.

A continuación se hace referencia de las más relevantes:

UNE 58214:2000 Vigente. Aparatos móviles de manutención continua para productos a granel. Reglas para el cálculo de estructuras de acero.

UNE-EN 1990:2003 Vigente. Eurocódigos. Bases de cálculo de estructuras.

UNE 58120-2:1991 Vigente. Grúas y aparatos de elevación. Selección de cables. Grúas móviles. Coeficiente de utilización

UNE 58107:1986 Vigente. Aparatos de elevación. Grúas de pórtico giratorias para puertos y astilleros.

UNE 58101-2:1992 Vigente .Aparatos pesados de elevación. Condiciones de resistencia y seguridad en las grúas torre desmontables para obra. Parte 2: condiciones de instalación y utilización.

UNE 58119:1994 Vigente Grúas móviles. Determinación de la estabilidad.

UNE 58120-1:1991 Vigente Grúas y aparatos de elevación. Selección de cables. Parte 1: generalidades.

UNE 58120-2:1991 Vigente Grúas y aparatos de elevación. Selección de cables. Parte 2: grúas móviles. Coeficiente de utilización

UNE 58-132-4 Vigente. Relación entre poleas y diámetro de cables para justificar la durabilidad.

NORMA UNE 58-917-94 Vigente. Fuerzas de rodadura.

La normativa vigente de estructuras de acero también se ha considerado en cuanto a recomendaciones de soldadura, criterios de diseño, análisis de esfuerzos provocados por el viento...

Norma EA-95 Uniones de fuerza en estructuras.

Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo: Factor de seguridad para el sistema de elevación, cables y aparejos.

Norma DIN 655 sobre "cables metálicos para grúas, ascensores, polipastos y fines análogos".

ISO 4878 Factor de seguridad y configuración de eslingas.

DIN 17100 y DIN 17423/4/5 Calidades del acero.

Boletines de Servicio Técnico del FMC y también al Catálogo de Publicaciones de la **NFPA (National Fluid Power Association)**.

CARB, EPA y Unión Europea. En cuanto a emisiones de gases.

Todos los elemento han sido elegidos en función a las Normativas de fabricación seguidas por los fabricantes, que se exponen en sus catálogos con el fin de que el proyecto este compuesto por elementos Standard.

7. LISTA DE PLANOS

Plano 1 / 1. Disposición General

Plano 1 / 6. Disposición General A.

Plano 1.1. Estructura Principal

Plano 1.1.1. Viga N°1

Plano 1.1.2. Viga N°2

Plano 1.1.3. Viga N°3

Plano 1.2. Agarre

Plano 1.3. Rueda

Plano 1.4. Maquinaria

Plano 1.5. Cabina

INDICE DEL PRESUPUESTO

8. PRESUPUESTO

8.1. MATERIALES

A continuación se enumera los distintos componentes, con el número de unidades y precios.

Los precios son estimados en función de la información disponible.

COMPONENTE	UNIDADES	PRECIO UNITARIO	TOTAL €
Perfil UPE 400	120 m	60 € / m	7200
Metros de Soldadura a tope prolongación 18 mm	120 m	45 € / m	5400
Soldadura a tope en T 18 mm	12.3 m	45 € / m	554
Chapa de acero S335 18 mm	30 m2	60 € /m2	1800
Cilindro acero S335 d = 200	4	800 €	3200
Perno con resolite para agarre	4	180 €	720
Pasteca triple polea 24"	8	1150 €	9200
Cable 32 " 200 Kgf/mm2	280	80 €	22400
Chigre reductor	4	4000 €	16000
Motores A2FE	4	4500 €	18000
Motores MR	4	4200 €	16800
Bomba volumétrica	2	4000 €	8000
Reductora	1	1500 €	1500
Embrague	1	1100 €	1100
Motor Diesel MT	1	48200 €	48200
Rodamiento axial	4	270 €	1080
Rodamientos radiales	4	320 €	1280
Tubos S335JR	80 m	72 € /m	5760
Codos 90 grados S335	40	35 €	1400
Válvulas de seguridad	4	120 €	480

Electrovalvula 3 vías	15	180 €	2700
Deposito 2.8 m3	1	3400 €	3400
Cilindro hidráulico doble efecto	4	1900 €	7600
Brazo articulado para cilindro	4	1300 €	5200
Rueda D = 1593 mm	4	1800 €	7200
Eje ST 50 200 mm	4	920 €	3680
Filtros	4	90 €	360
Aceite hidráulico SAE10	2000 L	2 €	4000

Tabla I de materiales

SUBTOTAL.....204214 €

8.2. MONTAJE

Se estima que el proceso de montaje finalice en un periodo de 16 días. En la tabla que sigue se hace un balance del número de horas que trabaja cada operario o servicio dependiendo de sus funciones.

La jornada laboral diaria que se ha computado es de 8 horas.

PERSONAL	Nº DE OPERARIOS	Nº DE HORAS	PRECIO / HORA	TOTAL
Inspección	1	128	50 €	6400 €
Encargado obra	1	128	50 €	6400 €
Mecánico / ajustadores	4	128	50 €	25600 €
Electricista	2	128	50 €	12800 €
Soldadores	4	64	50 €	12800 €
Pintores	2	16	50 €	1600 €
Servicio de grúa		32	120 €	3840 €

Tabla II gastos de montaje

SUBTOTAL.....69440 €

8.3. SUBCONTRATACIÓN DE EMPRESA PARA LA AUTOMATIZACIÓN DEL TRAVELIFT

Proyecto.....6000 €

Materiales14000 €

Montaje.....8000 €

SUBTOTAL.....28000 €

TOTAL.....301654 €

BIBLIOGRAFIA

Libros sobre resistencia de materiales y diseño de máquinas

ARGÜELLES, R. et altres. *Estructuras de Acero. Cálculo, Norma Básica y Eurocódigo*. Editorial Bellisco, 1999.

CHEVALIER, A. *Dibujo Industrial*. Editorial Noriega, México, 2001.

FERNÁNDEZ L. CORZOS, J.A. *Comentarios a las Normas UNE de Dibujo*.

LARBURU, N. *Máquinas, Prontuario. Técnicas, Máquinas, Herramientas*. Editorial Paraninfo, Madrid, 1990.

NIEMANN, G. *Elementos de Máquinas. Tomo I*. Labor, Barcelona, 1987.

NIEMANN, G. *Elementos de Máquinas. Tomo II*. Labor, Barcelona, 1987.

ORTIZ BERROCAL, L. *Resistencia de Materiales*. McGraw-Hill, Madrid, 1991.

PARDO DÍAZ, A., SANZA CALABÍA, L.A. *Metrología y Verificación, Primera parte*. Publicacions d'Abast, Barcelona, 1999.

Libros sobre grúas

ERNST, H. *Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 1*, Editorial Blume, Barcelona, 1961.

ERNST, H. *Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 2 Tornos y grúas*, Editorial Blume, Barcelona, 1961.

ERNST, H. *Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 3 Ejecuciones especiales*, Editorial Blume, Barcelona, 1961.

MIRAVETE, A. *Aparatos de Elevación y Transporte*. Antonio Miravete, Zaragoza, 1994.

LARRODE, E., MIRAVETE, A. *Grúas*. Servicio de Publicaciones. Universidad de Zaragoza, Zaragoza, 1996.

Catálogos se incluyen en formato digital.

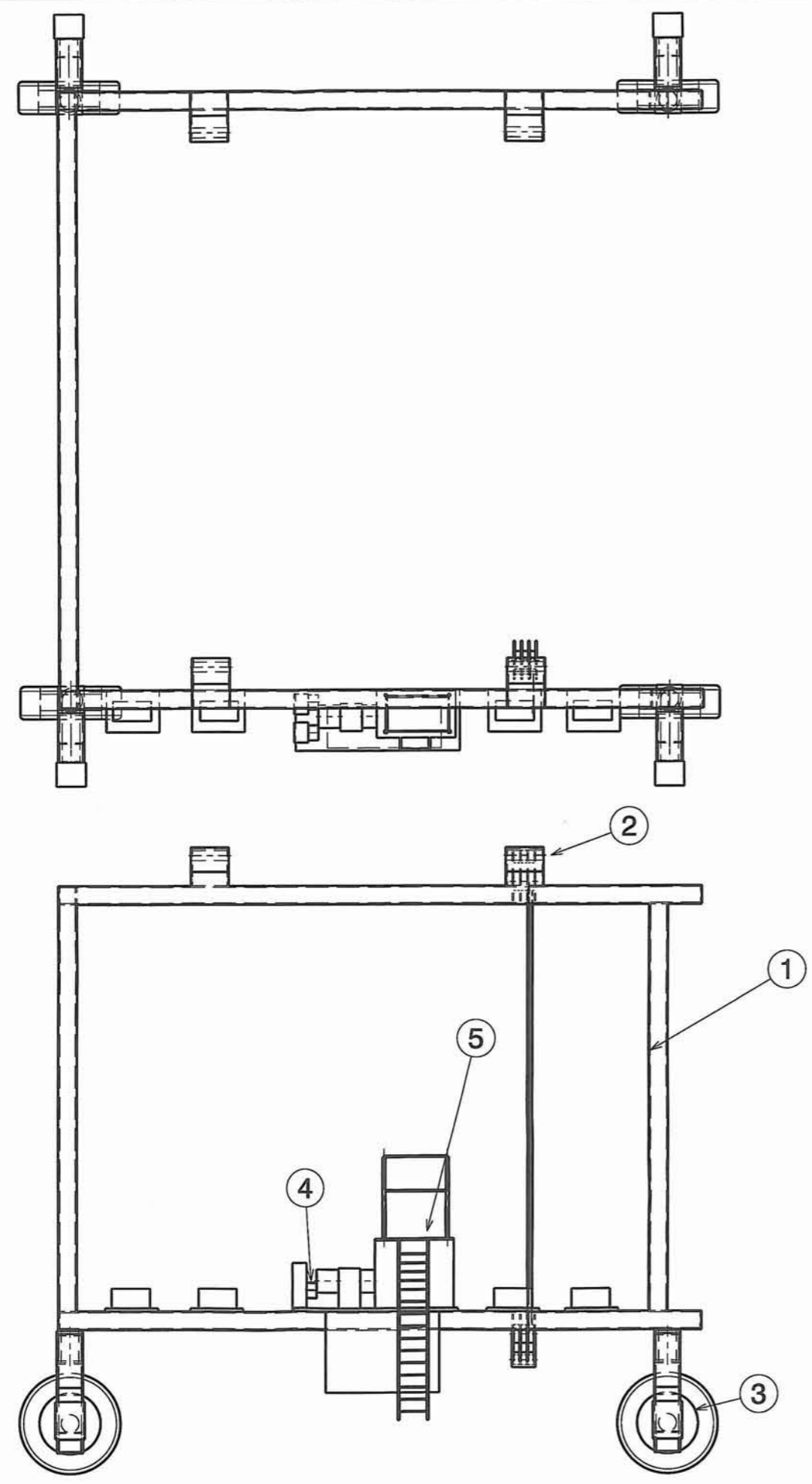
H G F E D C B A

4

3

2

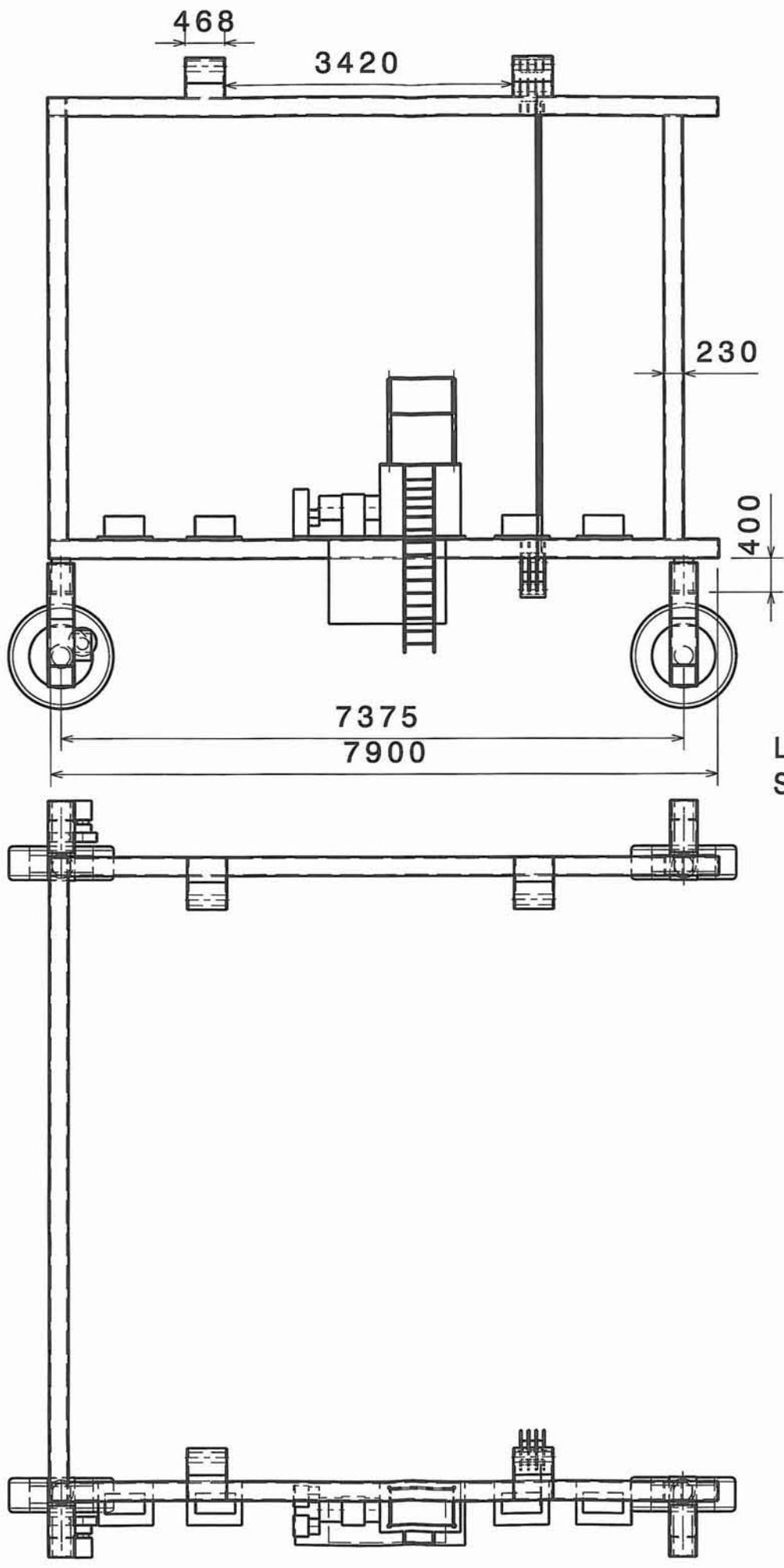
1



CONJUNTO	Numero	Peso
Est.Principal	1	10.3Tn
Agarre	2	0,5Tn
Rueda	3	0.8Tn
Maquinaria	4	3.88Tn
Cabina	5	0.12Tn

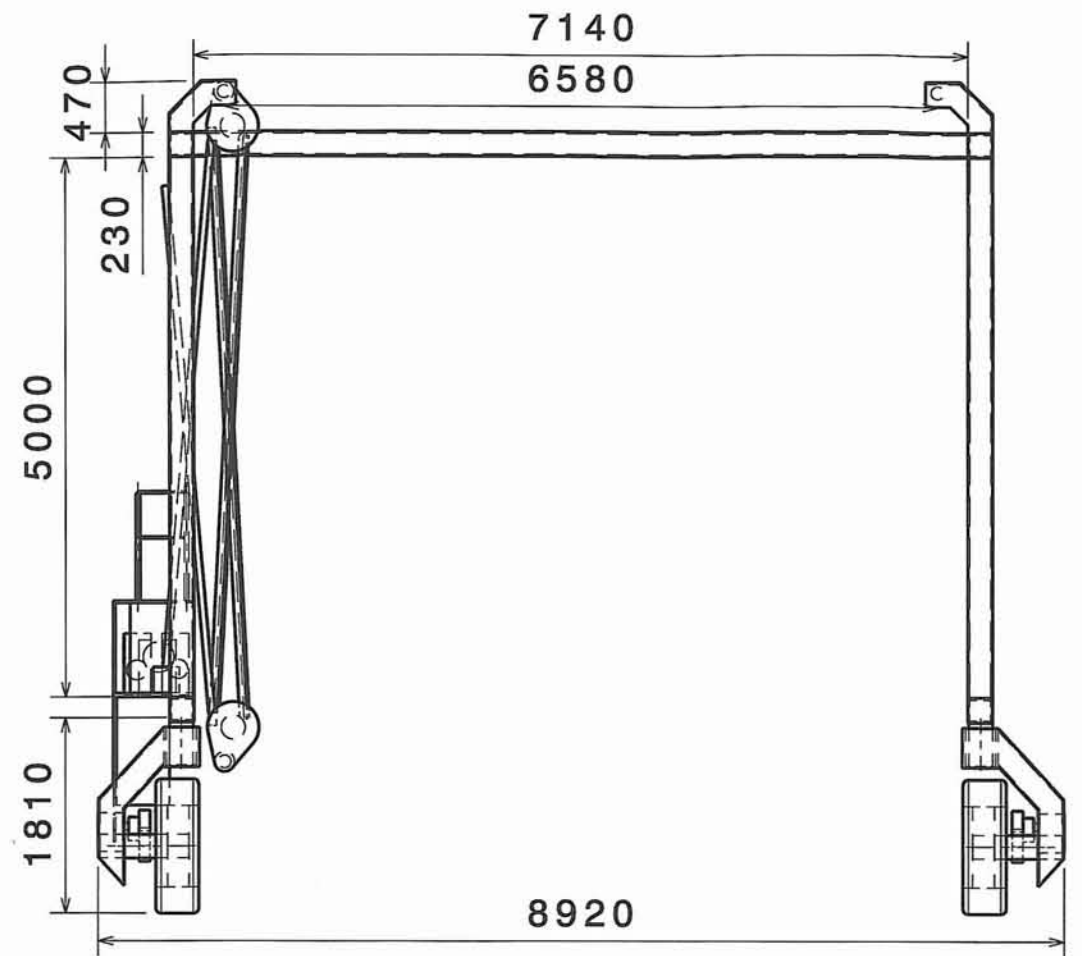
DESIGNED BY: Rubén Navarro	<h1>TRAVELIFT 60 Tn</h1>	I	-
DATE: 20/07/2006		H	-
CHECKED BY:	<h2>E.U.I.T.NAVAL</h2>	G	-
DATE:		F	-
SIZE A3	<h2>D.GENERAL</h2>	E	-
SCALE 1:70 cota mm		D	-
		C	-
		B	-
		A	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		SHEET 1/1	

H G B A



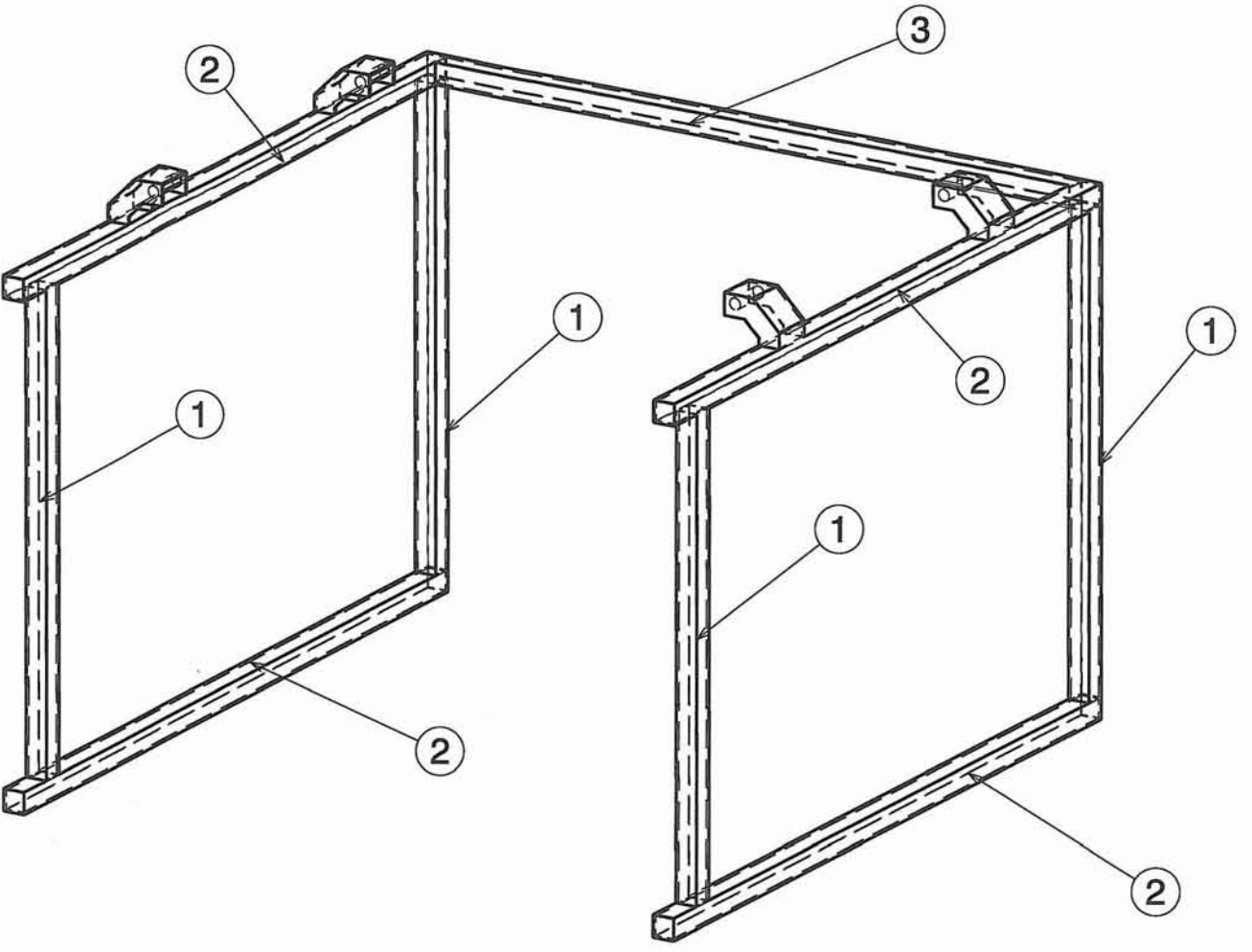
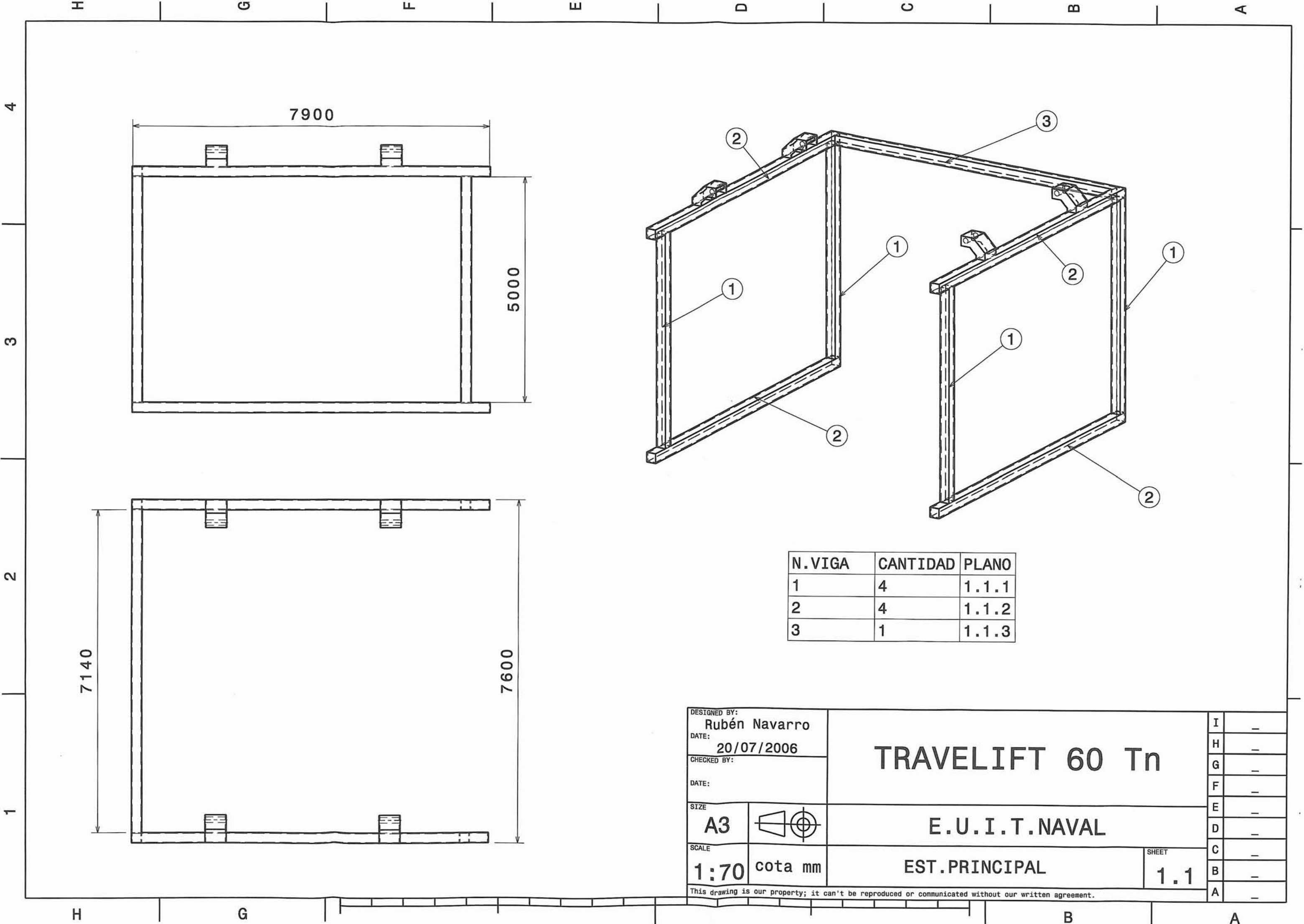
Left view
Scale: 1:70

Top view
Scale: 1:70



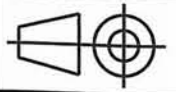
Front view
Scale: 1:70

DESIGNED BY: Rubén Navarro	TRAVELIFT 60 TN		I	-	
DATE: 20/07/2006			H	-	
CHECKED BY:	E.U.I.T.NAVAL		G	-	
DATE:			F	-	
SIZE: A3		D. GENERAL A		E	-
SCALE: 1:70		cotas: mm		D	-
	DRAWING NUMBER	SHEET		C	-
	1:70	1/6		B	-
				A	-



N.VIGA	CANTIDAD	PLANO
1	4	1.1.1
2	4	1.1.2
3	1	1.1.3

DESIGNED BY:
Rubén Navarro
 DATE:
20/07/2006
 CHECKED BY:
 DATE:
 SIZE
A3



TRAVELIFT 60 Tn

E.U.I.T.NAVAL

EST.PRINCIPAL

SHEET
1.1

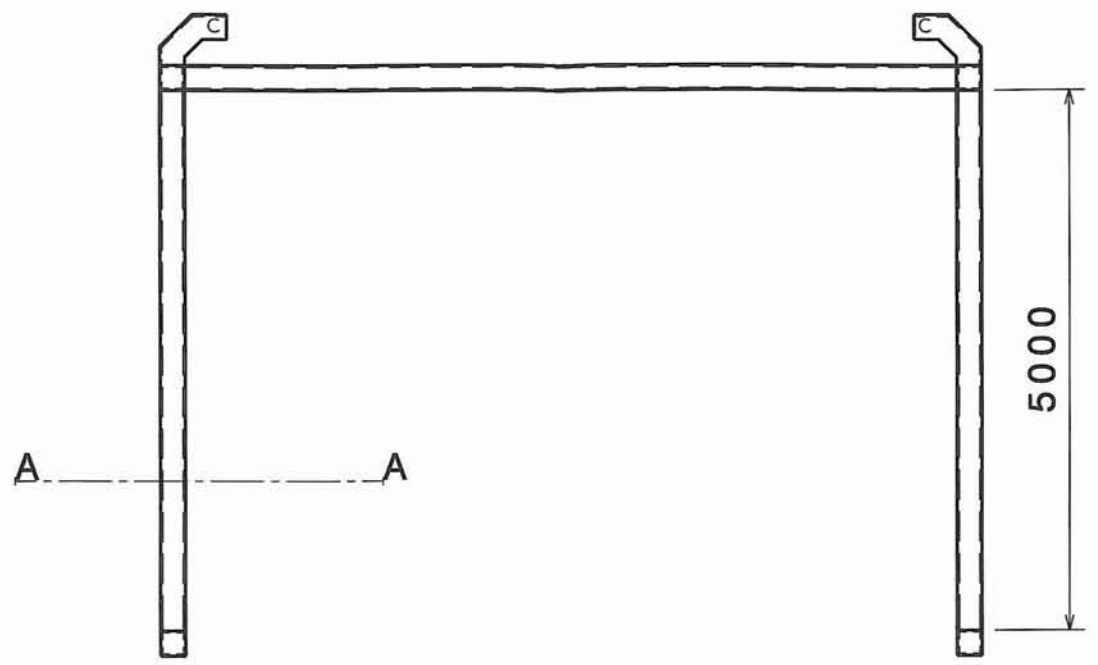
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

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

H G F E D C B A

4

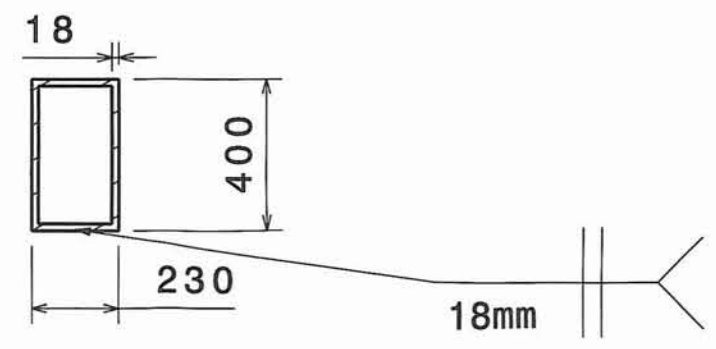
3



Front view
Scale: 1:70

DATOS:
LA VIGA ESTÁ COMPUESTA POR DOS PERFILES UPE
SOLDADOS A TOPE

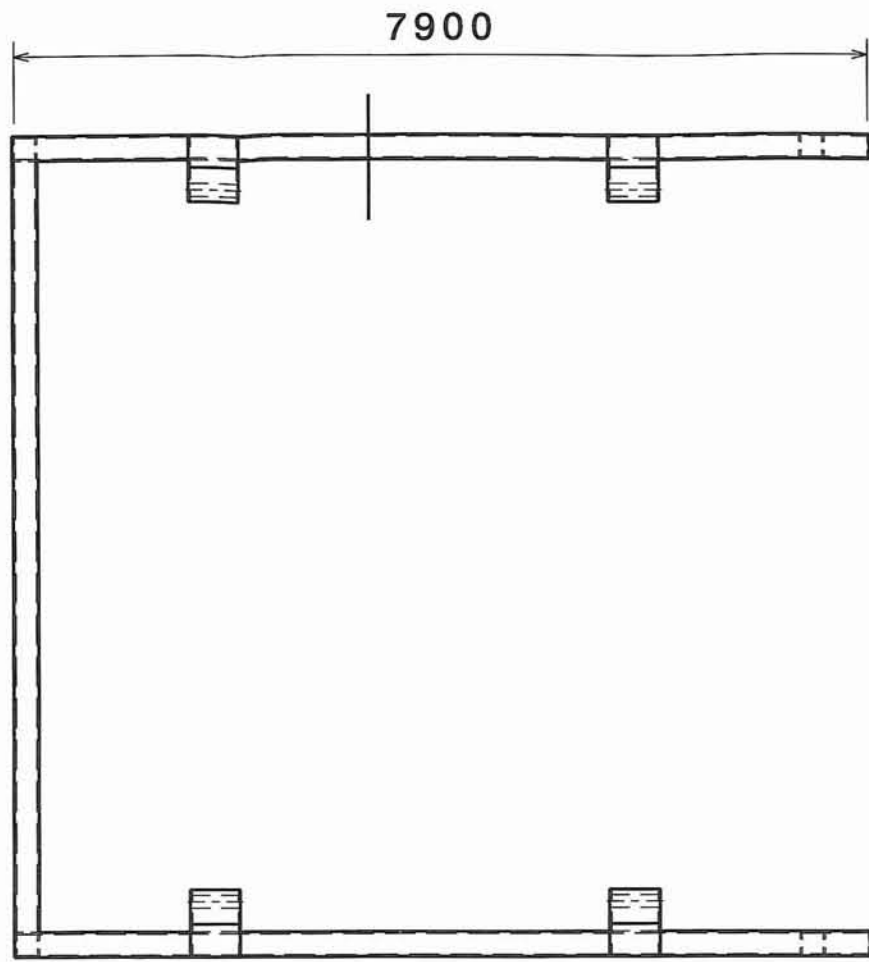
2



Section cut A-A
Scale: 1:20

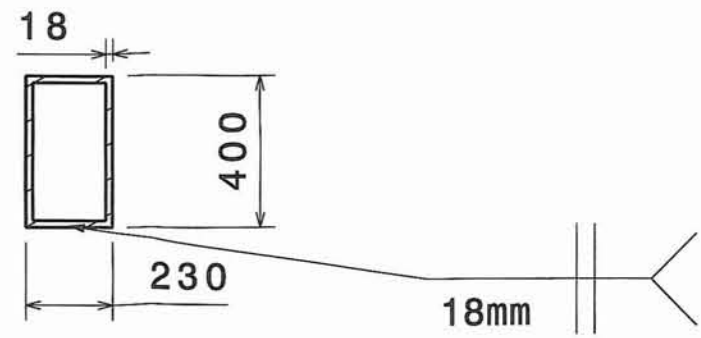
DESIGNED BY: Rubén Navarro	TRAVELIFT 60 Tn		I	-	
DATE: 20/07/2006			H	-	
CHECKED BY:	E.U.I.T.NAVAL		G	-	
DATE:			F	-	
SIZE A3		VIGA Nº1		E	-
SCALE 1:70				cota mm	SHEET 1.1.1
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			C	-	
			B	-	
			A	-	

H G F E D C B A



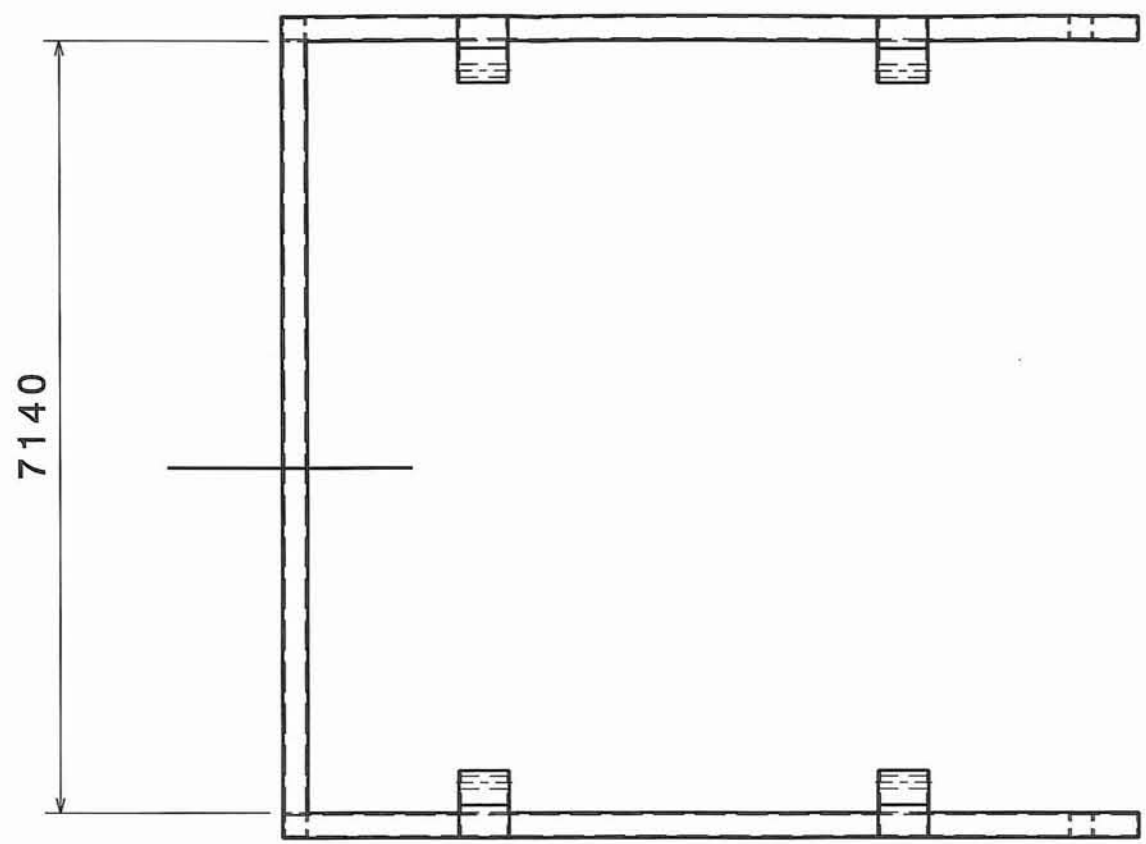
Front view
Scale: 1:70

DATOS:
Viga compuesta por dos perfiles UPE
Soldados a tope.



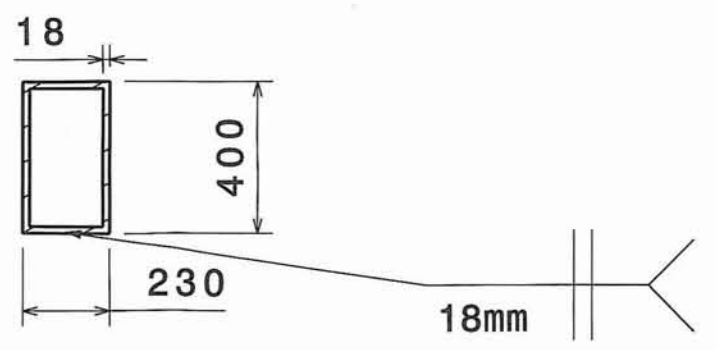
Section cut A-A
Scale: 1:20

DESIGNED BY: Rubén Navarro	TRAVELIFT 60 Tn	I	-
DATE: 20/07/2006		H	-
CHECKED BY:	E.U.I.T.NAVAL	G	-
DATE:		F	-
SIZE A3	VIGA Nº2	E	-
SCALE 1:70 cota mm		D	-
		C	-
		B	-
		A	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		SHEET 1.1.2	



Front view
Scale: 1:70

DATOS:
Viga compuesta por dos perfiles UPE
Soldados a tope.

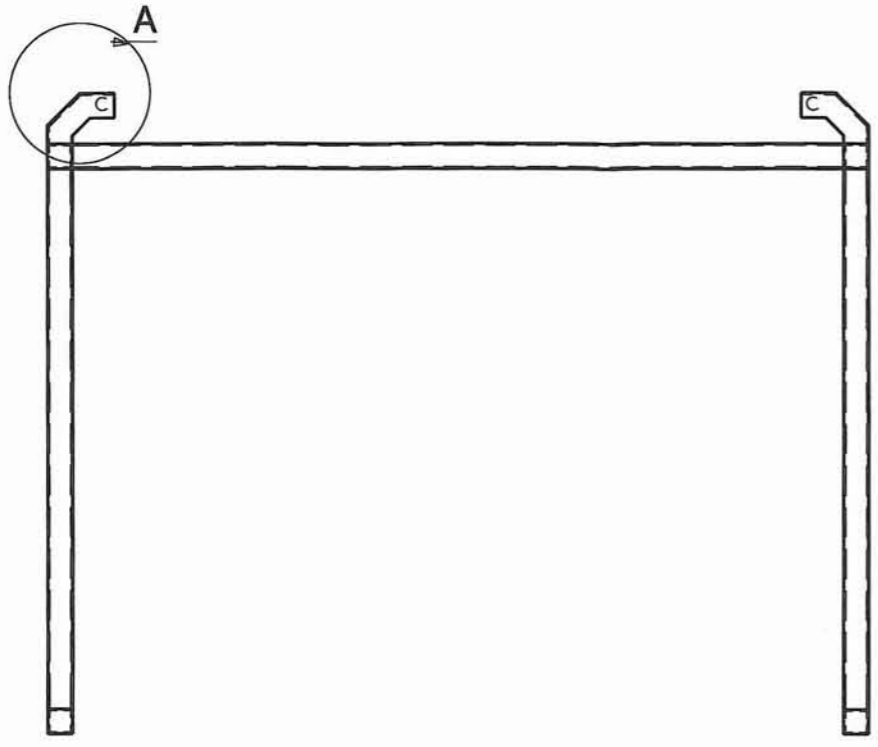


Section cut A-A
Scale: 1:20

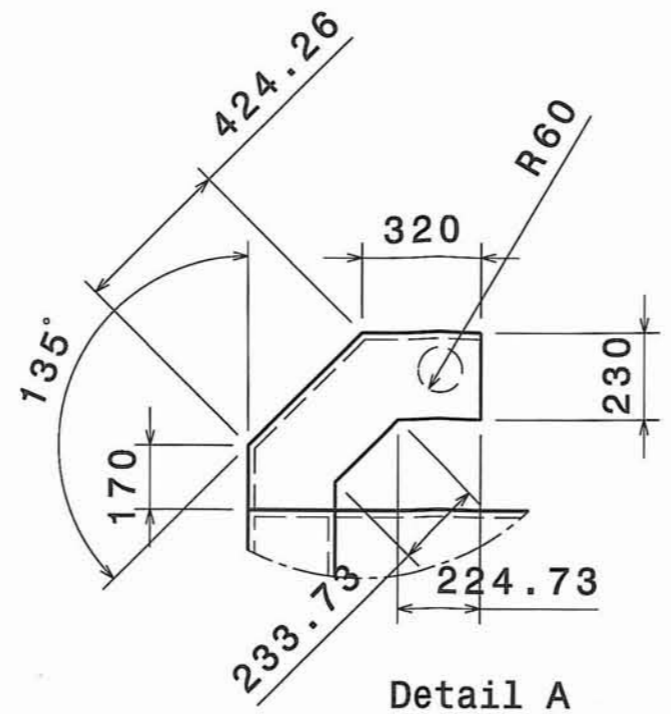
DESIGNED BY: Rubén Navarro	TRAVELIFT 60 Tn		I	-	
DATE: 20/07/2006			H	-	
CHECKED BY:	E.U.I.T.NAVAL		G	-	
DATE:			F	-	
SIZE A3		VIGA Nº3		E	-
SCALE 1:70				cota mm	C
		1.1.3		B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				A	-

H G F E D C B A

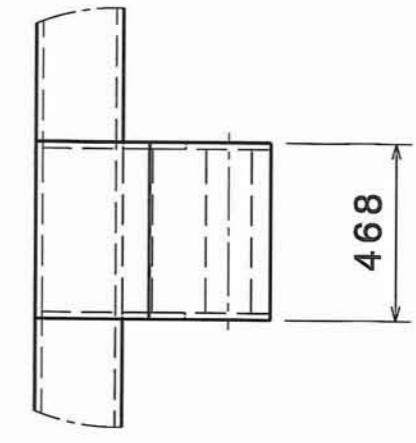
4



Front view
Scale: 1:70



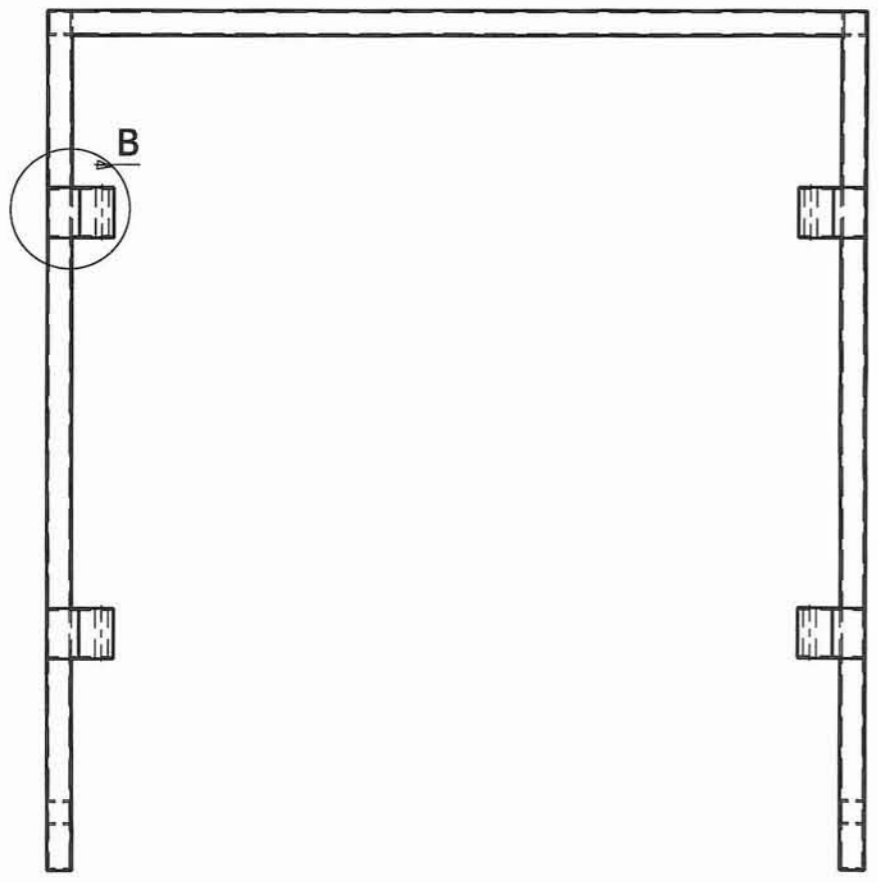
Detail A
Scale: 1:20



Detail B
Scale: 1:20

3

2



Top view
Scale: 1:70

DATOS:
 Nº:4 AGARRES
 Fabricados con pletinas 18mm
 Acare S335
 Soldadura a tope en L 18mm
 4 Pernos nº 570

1

DESIGNED BY: Rubén Navarro	<h1>TRAVELIFT 60 Tn</h1>	I	-
DATE: 20/07/2006		H	-
CHECKED BY:	<h2>E.U.I.T.NAVAL</h2>	G	-
DATE:		F	-
SIZE: A3	<h3>AGARRES</h3>	E	-
SCALE: 1:70 cota mm		D	-
	SHEET 1.2	C	-
		B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		A	-

H G B A

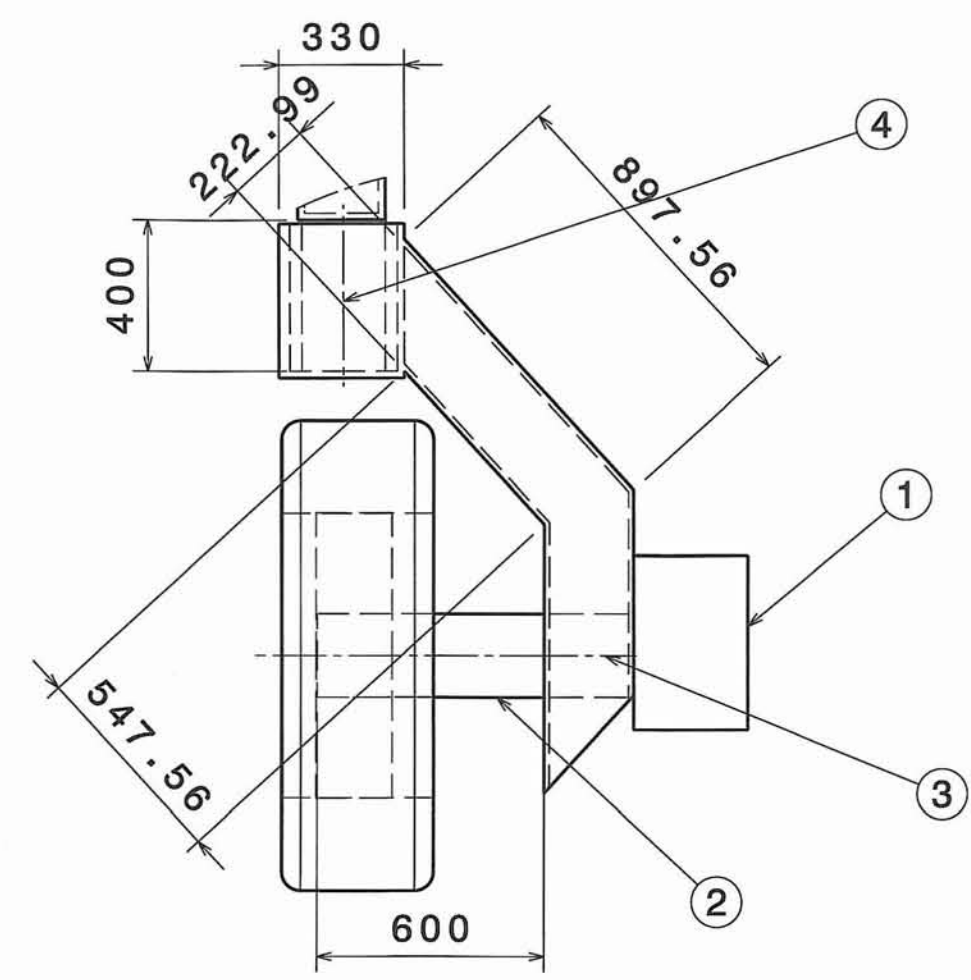
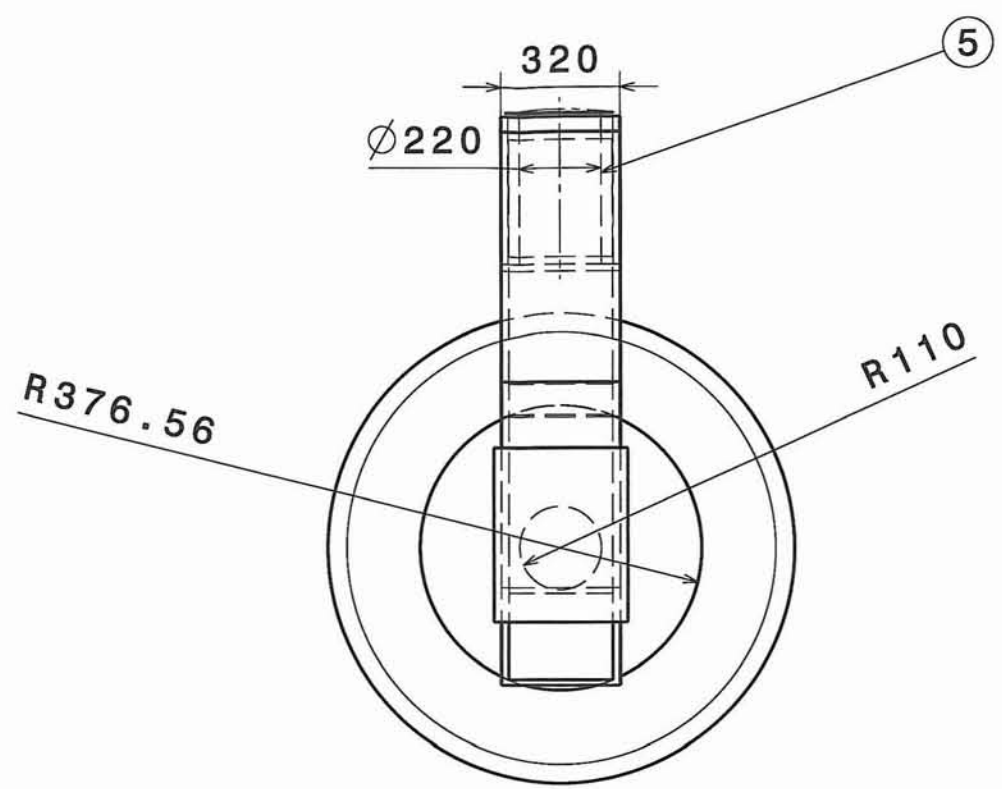
H G F E D C B A

4

3

2

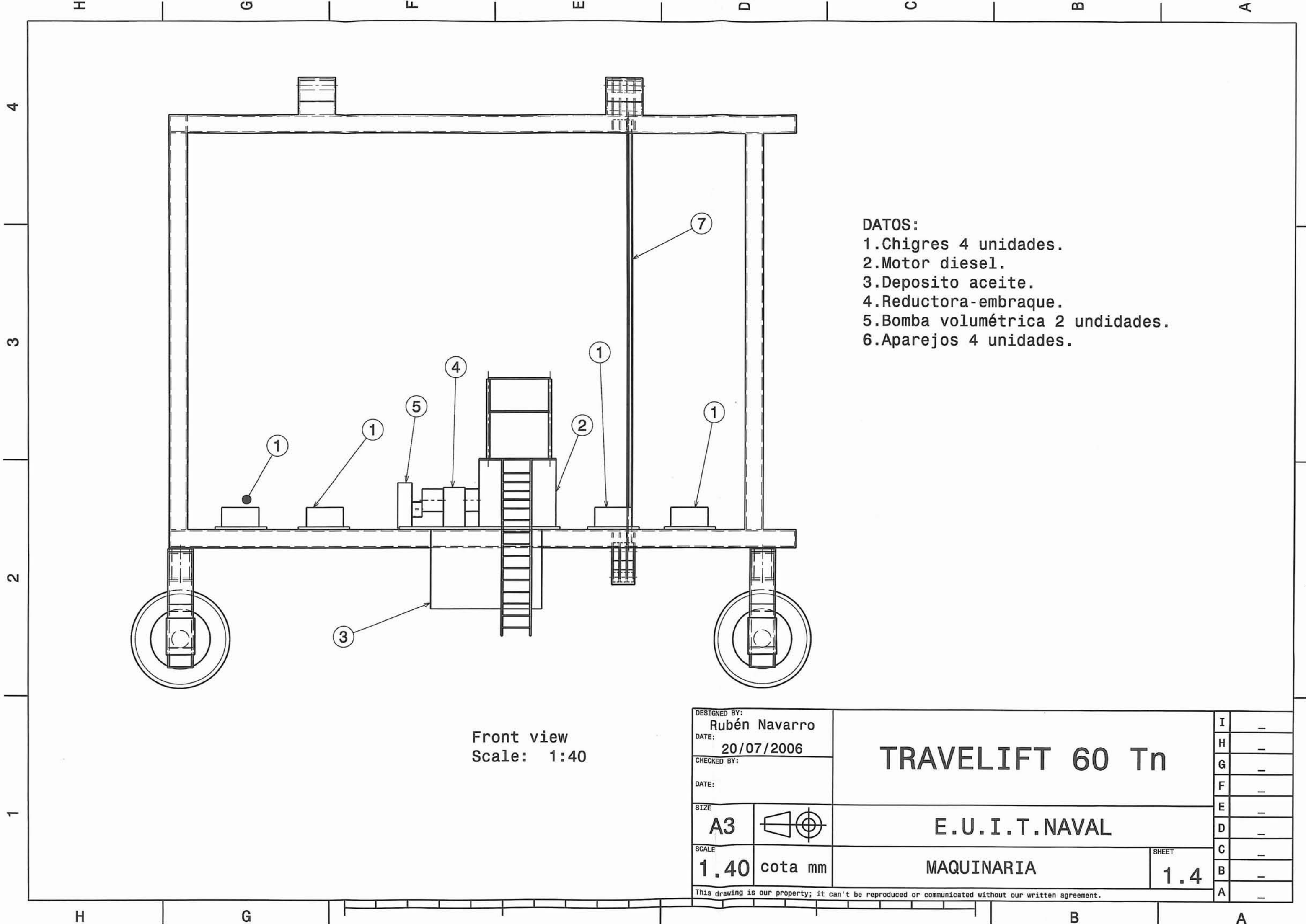
1



DATOS:
 Un total de 4 ruedas.
 1.Motor hidraulico directamente acoplado al eje.
 2.Eje acero ST50.
 3.Rodamiento radial.
 4.Rodamiento axial
 5.Cilindro acero s335 de conexión con la estructura.

DESIGNED BY: Rubén Navarro		TRAVELIFT 60 Tn	I	-
DATE: 20/07/2006			H	-
CHECKED BY:		E.U.I.T.NAVAL	G	-
DATE:			F	-
SIZE A3		RUEDA	E	-
SCALE 1:20	cota mm		D	-
		1.3	C	-
			B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			A	-

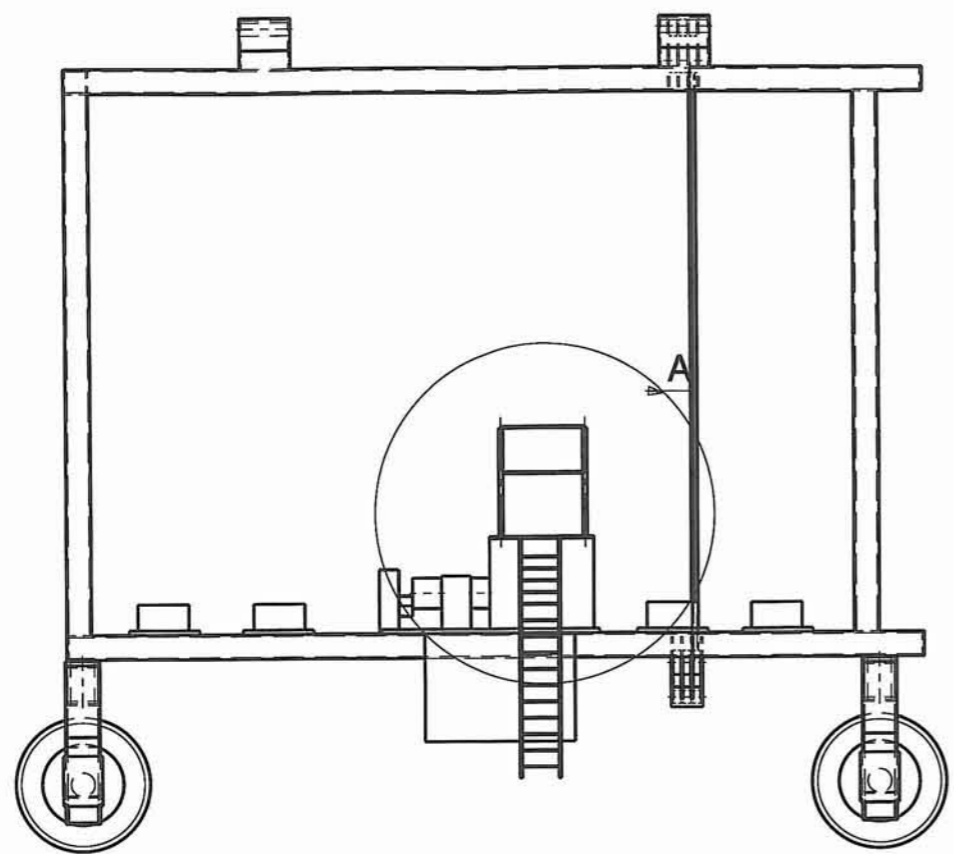
H G B A



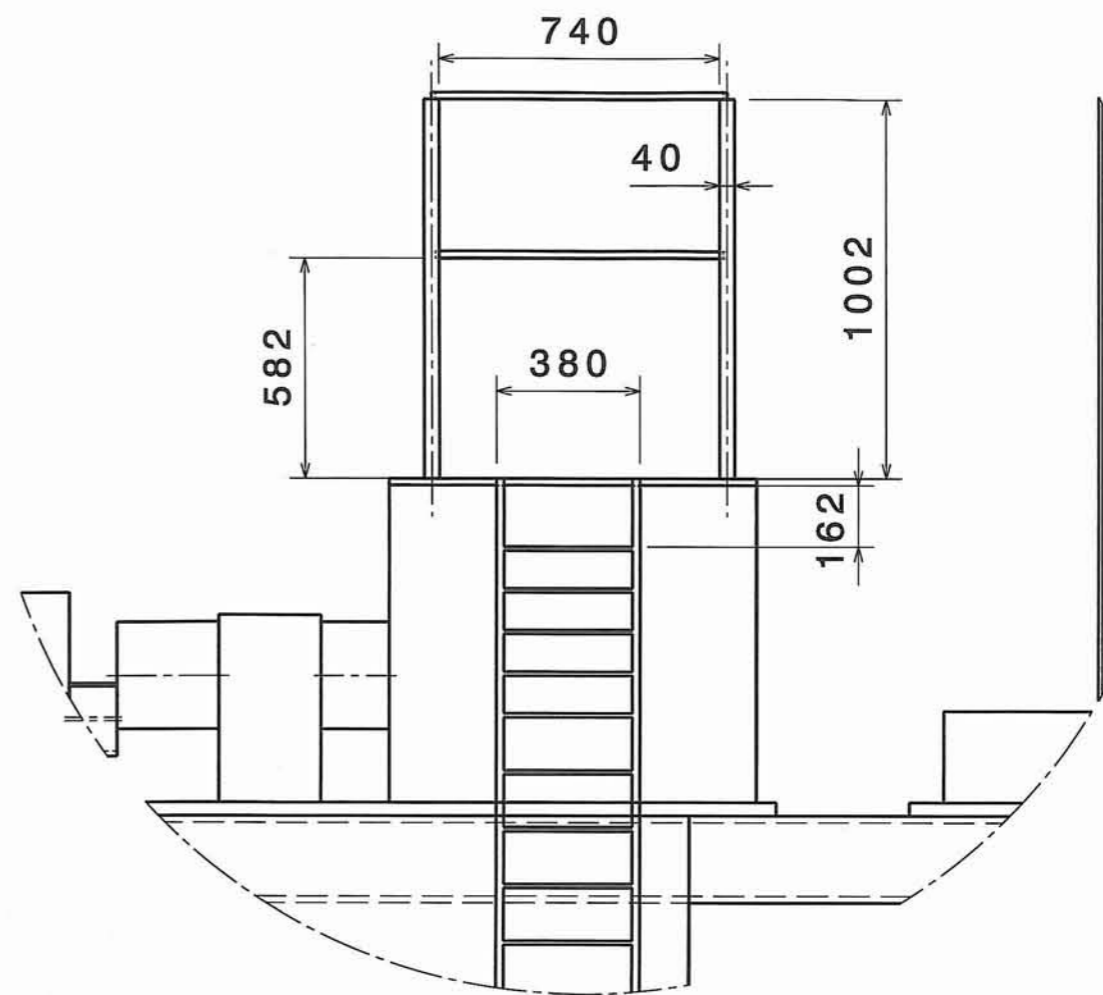
- DATOS:
- 1.Chigres 4 unidades.
 - 2.Motor diesel.
 - 3.Deposito aceite.
 - 4.Reductora-embrague.
 - 5.Bomba volumétrica 2 undidades.
 - 6.Aparejos 4 unidades.

Front view
Scale: 1:40

DESIGNED BY: Rubén Navarro		<h1>TRAVELIFT 60 Tn</h1>		I	-
DATE: 20/07/2006				H	-
CHECKED BY:		<h2>E.U.I.T.NAVAL</h2>		G	-
DATE:				F	-
SIZE A3		<h3>MAQUINARIA</h3>		E	-
SCALE 1.40	cota mm			C	-
		SHEET 1.4		B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				A	-



Front view
Scale: 1:70



Detail A
Scale: 1:20

DATOS:
Estructura fabricada con
hierro galvanizado.

DESIGNED BY: Rubén Navarro	TRAVELIFT 60 Tn	I	-
DATE: 20/07/2006		H	-
CHECKED BY:	E.U.I.T.NAVAL	G	-
DATE:		F	-
SIZE A3	CABINA	E	-
SCALE 1.20 cota mm		D	-
	SHEET 1.5	C	-
		B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		A	-

