

Universidad de **Cádiz**

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

**Grua pórtico con capacidad de
elevación de 600 TN**

Esaú CÁCERES GALLARDO



Centro: E. U. I. T. NAVAL
Titulación: I. T. NAVAL
Fecha: Julio 2007



INDICE

| <u>CAPÍTULO</u> | <u>PÁGINA</u> |
|---|---------------|
| 1. Introducción..... | 1 |
| 1.1. Historia de los aparatos de elevación | 1 |
| 1.1.1. Los primeros pasos | 1 |
| 1.1.2. La edad media..... | 4 |
| 1.1.3. El cambio en la tecnología y la energía..... | 6 |
| 1.1.4 El congreso de París de 1.889..... | 8 |
| 1.1.5 La seguridad en el equipo..... | 9 |
| 1.1.6 El aligeramiento como elemento de ahorro energético | 10 |
| 1.2. La grúa pórtico | 15 |
| 1.3. Objetivo del proyecto | 17 |
| 2. Clasificación de aparatos en función del servicio | 18 |
| 2.1 Vida del mecanismo | 18 |
| 2.2 Estado de carga..... | 18 |
| 2.3 Clasificación de aparatos | 19 |
| 3. Tipos de solicitudes a tener en cuenta..... | 21 |
| 3.1 Solicitaciones principales | 21 |
| 3.2 Solicitaciones debidas a movimientos verticales..... | 21 |
| 3.2.1 Solicitaciones debidas a manipulación de la carga de servicio ... | 21 |
| 3.3 Solicitaciones debidas a movimientos horizontales | 22 |
| 3.3.1 Efectos horizontales debidos a movimientos de dirección..... | 22 |
| 3.3.2 Reacciones transversales debidas a la rodadura | 23 |
| 3.3.3 Efecto de choque de topes | 24 |
| 3.4 Solicitaciones debidas a efectos climáticos | 24 |
| 3.4.1 Acción del viento..... | 25 |
| 3.4.2 Sobrecarga de nieve..... | 30 |
| 3.4.3 Variaciones de temperatura | 30 |
| 3.5 Solicitaciones diversas..... | 30 |
| 4. Determinación de combinación de solicitudes..... | 31 |
| 4.1 Comprobación de elasticidad y resistencia..... | 32 |
| 5. Elementos en suspensión..... | 34 |
| 5.1. Ganchos | 35 |
| 5.2. Cables de eslingas..... | 36 |
| 5.3, Cable de poleas del balancín | 39 |
| 5.4. Poleas..... | 41 |
| 5.5. Balancín..... | 45 |
| 5.5.1. Largueros | 46 |
| 5.5.2 Brazos del balancín..... | 50 |
| 5.5.3. Barras de unión entre las dos partes del balancín..... | 51 |
| 5.5.4. Parte superior del balancín | 53 |
| 5.6 Cable de sujeción del balancín | 54 |

| <u>CAPÍTULO</u> | <u>PÁGINA</u> |
|--|----------------------|
| 5.7. Poleas del cable de sujeción | 55 |
| 6. Mecanismo de elevación..... | 57 |
| 6.1 Tambor | 57 |
| 6.2 Motores de elevación..... | 61 |
| 6.3 Acoplamiento | 63 |
| 6.4. Frenos | 66 |
| 7. Bastidor | 69 |
| 7.1 El carro abierto | 69 |
| 7.2 Bastidor de mayor tamaño..... | 70 |
| 7.3 Bastidor pequeño | 73 |
| 8. Mecanismo de traslación del carrito..... | 76 |
| 8.1 Mecanismo de traslación carro pequeño | 76 |
| 8.1.2 Motor | 76 |
| 8.1.3 Acoplamiento | 78 |
| 8.1.4 Frenos | 79 |
| 8.1.5. Ruedas y carriles..... | 80 |
| 8.2 Mecanismo de traslación carro grande | 83 |
| 8.2.1 Motor | 83 |
| 8.2.2 Acoplamiento | 85 |
| 8.2.3 Frenos | 86 |
| 8.2.4. Ruedas y carriles..... | 87 |
| 9. Estructura | 89 |
| 9.1 Vigas interiores..... | 90 |
| 9.1.1 Solicitaciones horizontales | 91 |
| 9.1.1.2 Movimientos horizontales | 91 |
| 9.1.1.3 Recuperación de flecha..... | 91 |
| 9.1.1.4 Choque de topes | 92 |
| 9.1.2 Viento | 92 |
| 9.1.3. Combinación de solicitaciones | 92 |
| 9.2. Vigas exteriores | 93 |
| 9.2.1 Solicitaciones horizontales | 94 |
| 9.2.1.1 Movimientos horizontales | 94 |
| 9.2.1.2. Recuperación de flecha..... | 95 |
| 9.2.1.3. Choque de topes. | 95 |
| 9.2.2. Viento | 95 |
| 9.2.3. Combinación de solicitaciones | 97 |
| 9.3 Poste rectangular | 98 |
| 9.4. Postes cilíndricos | 100 |
| 10. Mecanismo de traslación del pórtico. | 103 |
| 10.1 Mecanismo de traslación poste rectangular..... | 103 |

| <u>CAPÍTULO</u> | <u>PÁGINA</u> |
|---|----------------------|
| 10.1.2 Motor | 103 |
| 10.1.3 Acoplamiento | 105 |
| 10.1.4 Frenos | 106 |
| 10.1.5. Ruedas y carriles..... | 107 |
| 10.2 Mecanismo de traslación de los postes circulares | 108 |
| 10.2.1 Motor | 108 |
| 10.2.2 Acoplamiento | 110 |
| 10.2.3 Frenos | 110 |
| 10.2.4. Ruedas y carriles..... | 111 |
| Bibliografía..... | 112 |

1. INTRODUCCIÓN

Las máquinas y aparatos de elevación son un campo de actividad muy interesante y variado, con un carácter particularmente resultante a la vez que una combinación de la Mecánica, Cálculo de Máquinas, Resistencia de Materiales y Electrotecnia y da gran variedad de problemas y de soluciones que ellos comportan.

1.1 Historia de los aparatos de elevación.

1.1.1. Los primeros pasos.

Los primeros medios para transporte y elevar cargas fueron de palancas, rodillos y planos inclinados. La construcción de grandes obras con este quitamiento requería un elevado número de personas. A título de ejemplo, la pirámide de Cefos fue construida en el siglo XXII a.C. en un tiempo aproximado de veinte años, estando ocupadas de manera continua alrededor de cien mil personas

Los primeros elevadores de palanca se utilizaron en China e India en el siglo XXII a.C. para elevar agua.

Así pues, por medio de los ancestrales medios anteriormente citados y la fuerza realizada por un elevado número de personas se realizaron las labores de elevación y transporte durante un largo período de tiempo en la historia.

Una operación que constituyó un problema técnico de notable complejidad fue el desplazamiento y colocación de la columna de Heliópolis en el Antiguo Egipto. El peso de la estructura era aproximadamente de 360 toneladas. Una fecha trascendental en

la historia de la grúa lo constituye la aparición de la polea, datada en el siglo VII a.C. Su lugar de nacimiento parece ser Grecia.

Durante los siglos VI al IV a.C. existió un notable progreso técnico en Grecia. Es imposible determinar las primeras aplicaciones de la polea, si bien se duda entre la navegación y el teatro.

Ciertas obras de teatro, en especial las escritas por Eurípides (480-406 a.C.) requerían maquinaria de elevación (mechane), ya que una persona era descendida al escenario simulando la entrada en escena de un dios procedente del cielo. De aquí, la sarcástica frase de Luciano “theos ek mechane, deus ex machina”, que traducida sería: dios (descendiendo) mediante una máquina”. Parece que esta maquinaria fue usada por primera vez en un drama en el año 427 a.C.

También en la misma época hizo su aparición el tambor de enrollamiento. Así pues, aproximadamente en el siglo V a.C. se realizaron las primeras instalaciones de elevación: una soga anclada a la carga pasaba a través de una polea dispuesta a una cota superior. La soga se arrollaba a través de un tambor de accionamiento manual sin ningún tipo de guiado.

Aristóteles (384-322 a.C. escribió en su obra Mecánica como se podrían elevar cargas en construcción de edificios mediante poleas y palancas.

En el siglo III a.C. Arquímedes utilizó las primeras combinaciones de varias poleas y sistemas complejos de triple polea en una demostración pública en transporte de barcos tierra adentro. Los primeros resultados en los sistemas citados fueron sorprendentes hasta para el propio Arquímedes quien, sin duda movido por la euforia del momento, llegó a decir que él sería capaz de mover la Tierra si le fuera posible permanecer en una referencia inmóvil. Entre las innovaciones de Arquímedes destaca un potente aparato de elevación utilizado para la defensa de Siracusa contra los romanos. Esta grúa se caracterizó por su gran actividad y el enorme respeto que provocó

en sus enemigos. A la muerte de este inventor, la utilización del sistema de triple polea se extendió rápidamente.

El cabestrante fue utilizado a partir del siglo II a.C. Marco Vitruvio (85-26 a.C.) fue un auténtico conocedor de las técnicas antiguas de elevación de cargas pesadas. Por primera vez en la Historia, se conseguía reducir la fuerza de elevación ya que se conocían los engranajes y el tornillo sin fin. Vitruvio explica cómo es posible elevar pesadas cargas sin la realización de esfuerzo manual.

El procedimiento consistía en acoplar a un tambor manual una rueda de gran diámetro, unos dos metros, con radios de elevada resistencia. Una serie de personas “subidas en los radios” ejercían con su propio peso un momento motriz que se multiplicaba, según la relación de dimensiones entre diámetros de rueda y tambor. Con esta ancestral y original técnica era posible la elevación de varias toneladas.

Dos relieves, uno en Lateral y otro en el museo de Carpuia, muestran sendos aparatos de elevación basados en “la rueda de gran diámetro” y “los hombres trepadores”. En el primero de los citados, se aprecia un mástil simple, que se mantenía vertical por medio de conjuntos de poleas y sogas. La elevación la realizaban cinco hombres gravitando sobre otros tantos radios de la gran rueda. En el museo de Capua, se representa en un relieve el mástil, pero dispuesto aparte de la gran rueda, ocupada por dos hombres. Ambos documentos datan del siglo I a.C.

Vitruvio describe otro aparato para elevar cargas consistente en dos mástiles mantenidos verticalmente por medio de sogas y unidos inferiormente entre sí por el propio tambor de accionamiento. Un sistema de varias poleas eleva la carga mediante un procedimiento manual.

Después de Vitruvio, que vivió en tiempos de Augusto, destaca Hero, que vivió en el siglo I d.C. En el año 70 d.C. escribió en el segundo tomo de su libro *Mecánica* diversas técnicas de elevación de pesadas cargas. Describe los aparatos de uno, dos, tres y cuatro mástiles con elementos pasadores que mantenían una determinada carga

sin necesidad de mantener a tensión de tracción en los sogas. Destacan el pasador triple donde una pieza penetra en elementos taladrados pertenecientes al aparato y al conjunto de sujeción de la carga.

Tras Hero, se abre un paréntesis en la historia de la grúa, en el cual se aplican los principios ya conocidos pero no se realizan aportaciones importantes. No obstante, se habían trazado las líneas maestras de la elevación, ahora sólo faltaba su desarrollo y perfeccionamiento.

1.1.2 La edad media.

En el siglo XII d.C. para el desarrollo de la navegación, el comercio, la industria minera y metalúrgica precisaron de unos aparatos que elevaran y transportaran elevadas cargas de manera mecánicamente estable y potente.

Las primeras grúas se construyeron a orillas del mar y de los ríos, siendo el embrión de las sofisticadas grúas portuarias que hoy bordean nuestros mares. Su accionamiento era manual o hidráulico. En el siglo XI es digna de mención la técnica de construcción civil llevada a cabo en la catedral de Sofía en Novgorosm mediante sistemas de aparejos complejos. Los materiales utilizados en esta época eran la madera y el acero. Si bien este último se empleaba para la construcción de ejes y ganchos únicamente.

En la Alta Edad media aparecieron según diferentes manuscritos las primeras grúas formadas por una columna y una viga superior en voladizo con travesaños de refuerzo. Eran construidas con sistemas de ganchos, cables, poleas y tambor.

En un manuscrito que data del año 1430, se describe una grúa giratoria de columna giratoria que, aunque muy primitiva, presentaba ya los movimientos de

elevación de la carga y actividades portuarias con el consiguiente alcance del nivel técnico de los aparatos de elevación y transporte.

En el siglo XV se realizaron novedades relacionadas con el uso de palancas oscilantes y trinquetes que permitían elevar pesadas cargas de forma progresiva. Un aspecto importante es el aumento de la seguridad existente en los nuevos aparatos en comparación con el clásico mecanismo de elevación manual.

En ese aspecto energético, ya en la alta Edad Media se utilizaba la hidráulica como sustitución de la fuerza o el peso humano, pero comenzaba a existir una preocupación sobre la eficacia de las máquinas, así como del rendimiento de la totalidad de las máquinas de elevación en especial.

Esta preocupación llevó a Leonardo da Vinci (1452-1519) a realizar notables mejoras. Así, inventó lo que sería la primera grúa móvil para elevación y transporte de bloques de piedra. La grúa se compone de una plataforma a partir de la cual se elevan unos tirantes de madera. Estos tirantes alzan una viga por la que circula un cable a través de un sistema de poleas. Esta plataforma giratoria podía ser arrastrada por medio de un sistema de cables.

Es notable observar en los cuadernos de notas de Leonardo reflexiones sobre problemas de fricción, transformación de movimiento, reducción y aumento de potencia, problemas de tensión y deformación en materiales, problemas de mecanización y, sobre todo, problemas científicos que sólo pueden ser resueltos por métodos experimentales. Todos estos problemas serían resueltos a lo largo de toda la Historia.

En el siglo XV uno de los más notables aparatos realizados es la grúa de Traer, que constituye el monumento principal de la ciudad alemana de Moseta. Es una grúa de columna de madera que lleva en la parte superior otras dos vigas horizontales también de madera contrabalanceadas mutuamente por dos riostras de hierro. La columna lleva

en su base una espiga de hierro y apoya en un tejuelo del mismo, material. La cadena tractora se arrolla en un tambor soportado por la misma columna. La carga a elevar se estima en valores superiores a 2.5 toneladas. Esta grúa está encerrada en un edificio monumental en forma de torre.

En el año 1444 se construyó la grúa de Danzing, que da el nombre a una de las puertas de la ciudad.

En diversos grabados del siglo XVII se muestran muelles de descarga donde se aprecia una notable actividad portuaria. <se observan grúas simples en voladizo, donde una polea superior era recorrida por una soga que por un lado amarraba la carga y por el otro era enrollada manualmente en tambores de gran diámetro con objeto de disminuir el esfuerzo del operario.

Sobre el año 1630 se estima la construcción de una interesante grúa en la ciudad alemana de Augsburgo. Consistía en una columna de madera mantenida verticalmente por cuatro tirantes del mismo material. La columna, en su parte superior, alojaba una viga horizontal o pluma en voladizo. Un tambor y un sistema de poleas componían el circuito de elevación. La potencia de elevación era obtenida mediante una rueda de gran diámetro acoplada al tambor. Siguiendo los esquemas clásicos aparecidos en el siglo I d.C., varios hombres, con su propio peso elevaban la carga. Era notable el progreso en el rendimiento de la transmisión ya que dos hombres de 75 Kg. elevaban 600 kg. La carga máxima era de 10 toneladas.

En el año 1769 se trasladó desde las orillas del río Neva hasta <san Petersburgo un monumento a Pedro I de 1000 toneladas de peso. El transporte por tierra se llevó a cabo mediante bolas de cobre dispuestas en canales revestidos con chapas de cobre y con ayuda de tornos aparejos. Se puede afirmar que este mecanismo es el primer prototipo de rodamiento de bolas.

1.1.3. El cambio en la tecnología y la energía.

Durante los siglos XVIII y XIX se gestó un cambio profundo en el aspecto tecnológico. En los siglos anteriores, se habían izado notables grúas pero todavía necesitaban notables modificaciones.

En el aspecto del material, la tecnología del hierro y del acero anunciaban un futuro con estructuras rígidas y resistentes que iban a desplazar a la clásica viga de madera. Los procesos de prensa y fundición permitían la realización de novedosos elementos.

En el aspecto de fricción, los antiguos aceites serían reemplazados por casquillos de bronce que asegurarían por más tiempo la vida de las piezas móviles y elevarían los rendimientos de la transmisión.

En el terreno de la rodadura, se desarrollaron durante el siglo XVIII dos sistemas diferentes: la rueda metálica de pestaña sobre carril ordinario y el de ruedas ordinarias sobre raíl con reborde o con surco. El segundo de los sistemas estaba formado por barras de hierro fundido en forma de L, apoyadas en piedras. Con ambos sistemas se obtenían estructuras móviles de extraordinaria estabilidad y con una larga vida para sus elementos de rodadura.

En el tema de las energías, en el año 1860, se construyó la primera grúa de vapor. Esta histórica fecha significaba la variación de la posición del hombre frente a la máquina: pasaba de agente productor de energía a agente auxiliar de la propia máquina generadora de energía.

La electricidad, descubierta durante el siglo XVIII, fue aplicada a los aparatos de elevación en el año 1881.

En muy pocos años se produjo el gran cambio. <de ver grúas en madera con enormes ruedas o tambores se pasó a ver aparatos de elevación en acero accionados a vapor o eléctricamente no muy diferentes de los de nuestros días.

1.1.4 El congreso de París de 1.889.

A finales del siglo XIX el hombre tenía los conocimientos y la tecnología suficientes como para elevar una carga siguiendo en la línea de progreso emprendida en el siglo XVIII, pero aparecieron nuevos problemas. Con objeto de buscar una cooperación internacional, se reunieron en París en el año 1889 los principales técnicos de una gran parte de países europeos.

La importancia del Congreso fue de primer orden debido fundamentalmente a la época en que se dio, pues, al haberse aplicado la energía eléctrica de forma reciente, el hombre buscaba solución a los problemas técnicos suscitados por las nuevas tecnologías y energías.

Algunas contribuciones se citan a continuación:

En el año 1867, entre las primeras grúas portuarias, se construyó una gran grúa de puerto de 50 toneladas de alcance variable. Mediante un mecanismo articulado y la traslación de una sobre estructura auxiliar, se obtenía una trayectoria de la carga de apenas variación vertical. Una máquina de vapor accionaba los mecanismos de traslación y elevación. Con esa construcción, la compañía Fives-Lille obtenía un aparato sofisticado de elevado rendimiento debido a que la carga en el desplazamiento horizontal no generaba ningún cambio apenas en su energía potencial. En consecuencia, la potencia necesaria era mínima.

Las empresas inglesas Hunter y English construyeron en el año 1886 una interesante grúa a bordo movida por una máquina de vapor. La peculiaridad del aparato residía en su capacidad de cara, ya que, por ejemplo, su carga máxima de elevación a 16 metros era de 50 toneladas.

El técnico M. Guyenet diseñó en el año 1888 un moderno carro de puente grúa. En el citado elemento, mediante las recientes aplicaciones de la electricidad, se conseguía accionar los mecanismos de maniobra de elevación de la carga. Así mismo,

los frenos actuaban con mecanismos de seguridad. El resultado del diseño fue la consecución de uno de los primeros carros eléctricos con dispositivos de seguridad eléctricos en la frenada. Este proyecto a la vez que ambicioso era un preludio de lo que iban a ser los próximos años en la evolución de la grúa, ya que la seguridad iba a ser un tema de investigación de primera línea.

1.1.5 La seguridad en el equipo.

Los principios del siglo XX estarán marcados por un conocimiento de los mecanismos eléctricos y mecánicos de los aparatos de elevación. <el propio conocimiento citado implicaba la preocupación por dos temas fundamentales: la seguridad y el ruido.

Los procesos tecnológicos de fabricación de piezas metálicas iba evolucionando considerablemente de manera que la prensa había obtenido notables resultados, la fundición estaba imponiéndose en piezas irregulares y se empezaban a apuntar novedosas técnicas de laminación. Este cambio en la tecnología del acero implicó estructuras estables y resistentes debido a la mayor cantidad de acero y la evolución de las uniones estructurales atornilladas o roblonadas con notables características. Un ejemplo de esta evolución son las grúas realizadas por las empresas Briausk, Krauctorsk y Putilov en Rusia a principios del siglo XX.

La joven sociedad americana mecanizaba los puertos mediante grúas sobre neumáticos que recorrían las instalaciones portuarias con una gran flexibilidad de movimiento. Con objeto de obtener unas idóneas condiciones de seguridad, las grúas se equipaban con controles de basculamiento y frenos basados en las corrientes de Foucault.

Las cadenas, utilizadas a lo largo de los siglos XVII y XIX, como elementos de transmisión flexibles entre la carga y el órgano de arrollamiento fueron sustituidas por

modernos cables metálicos. <el prototipo de grúas de comienzos del siglo XX se aprecian cables metálicos de alta resistencia y de silenciosa marcha.

A lo largo de la Edad Media se utilizaron como elementos reductores engranajes de dientes rectos. En los años de transición entre los siglos XIX y XX, Ravelli diseñó una transmisión para carros de elevación que fue el primer paso para el engranaje helicoidal. Este tipo de transmisión, introducido por Leason en la primera mitad del siglo XX, se caracteriza por su elevado rendimiento y su engranaje silencioso.

En los movimientos de orientación de grandes grúas y en máquinas siderúrgicas de elevación se requerían rodamientos de elevado diámetro que fueran estables, resistentes y seguros. En el año 1946, la Dirección de Puertos Marítimos en un programa de normalización imponía la circulación sobre rodamientos de bolas. Las empresas Timken y Priestaman inglesas y la sociedad alemana Roth-Erder idearon un sistema de supresión del pivote central de giro y de disposición de un gran rodamiento que absorbía los momentos de giro. Al mismo tiempo, también la sociedad francesa R.K.S., del grupo S.D.F., captando la idea de los automóviles Panhard, lanzaba al mercado un gran rodamiento de rodillos alternados que constituían el primer prototipo de los grandes rodamientos de giro de plataforma que existen hoy en día.

1.1.6 El aligeramiento como elemento de ahorro energético.

El transporte terrestre es una actividad natural del hombre. No ocurre así con la elevación de una carga. Para ello el hombre ha ideado durante cinco siglos pesadas máquinas progresivamente más sofisticadas pero realizadas sobre materiales de alta densidad.

A partir de los años cincuenta, la fuerte competencia entre las diferentes marcas, los problemas energéticos derivados del petróleo y la posibilidad de elevar mayores cargas con la misma potencia del motor, han originado una tendencia generalizada del diseño de la grúa hacia una disminución de su propio peso.

En 1948 en el Congreso de Amberes, M.I. Descans trazó las líneas maestras de la nueva tecnología en grúas de puertos, que en muy poco tiempo fueron puestas en marcha.

En 1949, los puertos marítimos alemanes y, en particular el de Bremen, tomaron la iniciativa en un tipo de construcción radicalmente nuevo para grúas de gancho con objeto de conseguir un aligeramiento de peso: las grúas “monobloc” explicadas por el profesor H. Ernst en el año 1954 en la revista V.D.I. y, en 1957, en Stahlbau.

Estos aparatos consistían en una estructura unitaria que representaba un reducido peso propio debido a la utilización de tubos de acero de características elevadas. Corten de Usinor, Werten de Wendel-Sidelor, Ni-Cu-Nb, o a base de aleaciones de aluminios. Así mismo, las paredes de las vigas cajón eran notablemente disminuidas debido a la elevación del límite elástico del material.

A Bremen siguieron los puertos de Le Harve, Marsella y, progresivamente, el resto de los puertos europeos y no europeos.

Continuando con grúas de puerto, es preciso mencionar <Estrasburgo, que en 1969 configuró la más reciente instalación para mantenimiento de contenedores, iniciando la normalización del sistema de carga en longitudes de veinte, treinta y cuarenta pies.

En el capítulo de grúas pórtico, las empresas MAN de Nuremberg y Van Roll de la Confederación Hervética realizaron construcciones altamente aligeradas basadas en una única viga principal recorrida por un carro en voladizo. La rodadura del carro, altamente económica y original, se llevaba a cabo por medio de cuatro rodillos situados a dos cotas diferentes. En momento de la carga en voladizo generaba dos componentes horizontales, por lo que se precisaban dos rodillos horizontales y otros tantos dispuestos en una cota superior que, inclinados, absorbían las reacciones verticales y horizontales.

La estructura, un pórtico simple, reunían las condiciones de estabilidad mediante unas vigas longitudinales de rodaduras acopladas rígidamente a los extremos inferiores de los postes.

En el campo de los puentes grúa, la empresa DEMAG de Alemania obtuvo a partir de la década de los cincuenta notables progresos mediante la sustitución de puentes grúa de doble viga principal por vigas simples aligeradas para una amplia gama de cargas.

El mecanismo de elevación estaba constituido por compactos polipastos cuya estructura resistente es la propia carcasa de los grupos motrices de elevación. Con esta filosofía se acoplaban en serie tambor, reductor de elevación, acoplamiento, freno de tambor y motor de elevación.

La viga principal estaba constituida en estos modelos por perfiles laminados de tipo I.P.N.

Las monumentales grúas portacontenedores fueron continuamente objeto de mejoras que disminuían progresivamente las mil toneladas de peso propio que inicialmente tenían.

La tendencia actual fue la optimización estructural, que originó grúas conformadas en sección cajón con la viga principal realizada en celosía. <se pueden citar Vickers en Londres, Stother y Pitt en Liverpool, Clyde Crane y Both en Grange Mouth, Demos en Róterdam y Paceco en Los Ángeles.

La construcción de la viga principal en celosía encarecía el proceso de fabricación pero disminuía de forma notable el peso de la citada viga y con él la potencia de los motores de elevación de la viga principal y traslación.

En Japón, la sociedad Fives-Lille-Cail fue contratada por Mitshubishi para la construcción de grúas de manutención de mineral. Estos aparatos de estructura, de grúa portacontenedores, introducían una interesante variante. La cuchara recorría la distancia entre el extremo de lado agua, donde se realizaba la descarga del material. Se dispuso,

partiendo de las condiciones de carga anteriormente descritas, la tolva y una cabina con mecanismos de accionamiento y transformadores eléctricos en el extremo de lado tierra de la viga principal. De esta forma, el peso de estos elementos ejercía la labor de contrapeso reduciendo el peso de la grúa.

En grúas portacontenedores de carro muy giratorio se introdujo la novedad de disponer los mecanismos de elevación y traslación del carro en una cabina situada sobre la viga principal. Con este diseño, el carro estaba compuesto por una estructura simple, cuatro rodillos de giro y cuatro poleas de paso de cable. Obviamente disminuyó el peso del carro con la correspondiente reducción de las potencias de elevación y traslación de aquél, La transmisión entre la cabina de accionamiento y el propio carro se llevó a cabo mediante un sistema de poleas que mantenía fija la altura de la carga ante un movimiento de traslación del carro.

Muy notable ha sido la evolución de los vehículos grúa con pluma telescópica. La empresa alemana GROVE ideó un original sistema en el que un solo cilindro hidráulico gobernaba el movimiento de extensión de los cinco tramos que componen la pluma. Se trataba de un cilindro hidráulico asistido que se acoplaba a los extremos de los diferentes tramos trepando en el interior de la pluma.

Estructuralmente, se obtuvieron altos aligeramientos mediante la utilización de aceros de alto límite elástico. Hasta hace muy pocos años se construían tanto el bastidor como la pluma en acero tipo T1 (700 MPa de límite elástico). En la actualidad, se tienden a utilizar modernos aceros de 900 MPa de límite elástico. Con estos materiales, la pluma se deformaba varios metros en punta y el bastidor se torsionaba de forma visible, recuperando su geometría inicial en el momento de la liberación de la carga. La pluma se diseñaba con estudiadas secciones que soportaban altos esfuerzos de compresión y flexión. La sección continua era asistida con perfiles cuidadosamente dispuestos por la correcta transmisión de esfuerzos de compresión y flexión. La sección continua era asistida con perfiles cuidadosamente dispuestos para la correcta transmisión de esfuerzos.

Una novedad importante en los últimos años fue la introducción en toda la gama de cargas de un solo motor térmico que alimenta al aparato como vehículo y como grúa. Esta posibilidad, por medio de un circuito hidráulico general, permitió eliminar uno de los dos motores que existían para gobernar vehículo y grúa independientemente.

Finalmente la automatización es otro aspecto a subrayar y como ejemplo sirva la factoría central de POTAIN en Francia que fabrica de forma totalmente automática y continua las estructuras de celosía que luego se utilizan en la torre, pluma, contraflecha y portaflecha.

1.2. La grúa pórtico.

La grúa pórtico es un aparato de elevación compuesto por dos, tres o cuatro postes que elevan una estructura puente por donde circula el mecanismo de elevación.

El movimiento longitudinal se realiza al nivel del suelo a través de unos paquetes de rodadura situados en las partes inferiores de los postes. Normalmente, la rodadura es sobre carril metálico, aunque también existen realizaciones especiales sobre neumáticos.

El movimiento transversal se lleva a cabo en la viga puente, elevada, sobre unos carriles metálicos dispuestos a tal efecto.

El movimiento vertical se realiza a través del mecanismo de elevación.

Las partes principales de una grúa pórtico son:

1. Mecanismo de elevación.
2. Viga puente.
3. Traviesa de cierre.
4. Paquete de rodadura.
5. Testero.

Presenta la ventaja de tener un coste de primera instalación reducido con respecto al puente grúa ya que no es necesaria la elevación de las vigas carriles. Por lo tanto, es posible su instalación en patios de factorías o espacios abiertos.

Por otra parte, a igualdad de carga útil, al existir mayor peso móvil, aumenta la potencia de translación de la estructura.

Según la disposición del terreno y el recorrido del mecanismo de elevación, se construyeron grúas-pórtico de uno o dos voladizos.

Cuando la grúa pórtico está adosada a los muros de una edificación se le puede dar la forma de semipórtico.

1.3. Objetivo del proyecto.

El proyecto consiste en el diseño de una grúa-pórtico para la elevación de carga de hasta 600 toneladas con las siguientes características:

| | |
|------------------------------|-----------|
| Carga | 600 Tn. |
| Luz entre carriles | 60 m. |
| Velocidad traslación carrito | 40 m/min. |
| Velocidad traslación grúa | 40 m/min. |
| Velocidad de elevación | 5 m/min. |
| Altura de elevación | 100 m. |

Esta grúa-pórtico se utilizará como medio de elevación de carga en un dique de un astillero.

2. CLASIFICACIÓN DE APARATOS EN FUNCIÓN DEL SERVICIO

Para la aplicación de la norma I de la FEM para aparatos de elevación, los diferentes aparatos están clasificados en función del servicio.

Los dos factores que se consideran para determinar el grupo son la vida del mecanismo y el estado de carga.

2.1 Vida del mecanismo.

La vida del mecanismo representa el número de horas de funcionamiento real que estimamos va a tener el mecanismo a lo largo de su servicio. Al ser conocido este número de horas, se ha convenido definir siete grupos.

| GRUPO | A | B | C | D | E | F | G |
|----------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Vida en horas | 800 | 1600 | 3200 | 6300 | 12500 | 25000 | 50000 |

Tabla 2.0. Vida en horas.

2.2 Estado de carga.

El estado de carga representa en qué medida, el aparato levanta la carga máxima o solamente una carga reducida.

Esta idea está caracterizada por un espectro de cargas elevadas, indicando el número de ciclos para los cuales el aparato es capaz de levantar una cierta fracción de la carga máxima.

Se considerarán en la práctica, cuatro estados convencionales de carga, caracterizados por el valor K, representando la frecuencia de la carga máxima, durante el servicio en un número de ciclos determinado.

$$K = \frac{\text{N}^\circ \text{ de veces de elevación de la carga máxima}}{\text{N}^\circ \text{ de veces de elevación de cargas pequeñas, medianas y máximas}}$$

En la siguiente tabla se muestran los valores de los diferentes estados de carga.

| ESTADO DE CARGA | SERVICIO | FACTOR K |
|-----------------|--|----------|
| 1 | Frecuencia muy reducida de la carga máxima | 0.125 |
| 2 | Frecuencia reducida de la carga máxima | 0.250 |
| 3 | Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas | 0.500 |
| 4 | Frecuencia elevada de la carga máxima | 1.000 |

Tabla 2.1 Estado de carga.

2.3 Clasificación de aparatos.

A partir de la vida del mecanismo y del estado de cargas, los aparatos se clasifican en seis grupos según la FEM siguiendo la siguiente tabla.

| ESTADO DE CARGA | VIDA DEL MECANISMO | | | | | | |
|-----------------|--------------------|----|----|----|----|----|----|
| | A | B | C | D | E | F | G |
| 1 | | | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 |
| 2 | | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 |
| 3 | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 | M8 |
| 4 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 | M8 | M8 |

Tabla 2.2

La equivalencia entre la clasificación que se establece para diferentes normativas se puede ver en la siguiente tabla.

| ESTRADOS DE CARGA | | VIDA EN HORAS DE FUNCIONAMIENTO REAL DEL MECANISMO. | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|---|---|-------|------|-------|------|-------|------|-------|-------|-----|-------|-----|-------|-----|
| Factor K | Servicio | 800 | | 1600 | | 3200 | | 6300 | | 12500 | | 25000 | | 50000 | |
| 0.125 | Funcionamiento muy reducido de la carga máxima. | | | | | M3 | 1 B m | M4 | 1 A m | M5 | 2 m | M6 | 3 m | M7 | 4 m |
| 0.250 | Frecuencia reducida de la carga máxima. | | | M3 | 1 B m | M4 | 1 A m | M5 | 2 m | M6 | 3 m | M7 | 4 m | M8 | 5 m |
| 0.500 | Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas. | M3 | 1 B m | M4 | 1 A m | M5 | 2 m | M6 | 3 m | M7 | 4 m | M8 | 5 m | M8 | 5 m |
| 1.000 | Frecuencia elevada de la carga máxima. | M4 | 1 A m | M5 | 2 m | M6 | 5 m | M7 | 4 m | M8 | 5 m | M8 | 5 m | M8 | 5 m |

Tabla 2.3. Equivalencia entre normativa FEM y DIN.

3. TIPOS DE SOLICITACIONES A TENER EN CUENTA

Los tipos de solicitudes a tener en cuenta se describen a continuación:

- a) Solicitaciones principales que se ejercen sobre la estructura del aparato supuesto inmóvil, en el estado de carga más desfavorable.
- b) Solicitaciones debidas a movimientos verticales.
- c) Solicitaciones debidas a movimientos horizontales.
- d) Solicitaciones debidas a efectos climáticos.
- e) Solicitaciones diversas.

3.1 Solicitaciones principales

Son las siguientes:

- Solicitaciones debidas a la carga de servicio, o peso de la carga útil más el peso de los elementos accesorios: ganchos, poleas...
- Solicitaciones debidas al peso propio, o peso de todos los elementos que componen la grúa a excepción de la carga de servicio.

3.2 Solicitaciones debidas a movimientos verticales.

Estas solicitudes provienen de manipulación de la carga de servicio, aceleraciones o desaceleraciones sobre el movimiento de elevación y choques verticales debidos al rodamiento sobre las vías.

3.2.1 Solicitaciones debidas a manipulación de la carga de servicio.

Se tienen en cuenta, multiplicando la carga de servicio por un factor denominado “coeficiente dinámico”, ψ .

El coeficiente está definido por la expresión:

$$1 + (D \times V_1) = \varphi$$

V_1 = Velocidad de elevación (m/s)

D = Coeficiente experimental..... 0.6 para grúas pórtico.

El coeficiente φ tiene en cuenta la manipulación de la carga de servicio, que constituye el choque más importante. Las sollicitaciones debidas a aceleraciones o deceleraciones sobre el movimiento vertical son despreciables.

3.3 Sollicitaciones debidas a movimientos horizontales.

Son las siguientes:

- Efectos de inercia debidos a aceleraciones o deceleraciones de movimientos de dirección, traslación, orientación y recuperación de flecha.
- Efectos de la fuerza centrífuga.
- Efectos horizontales transversales provocados por la rodadura.
- Efectos de choque.

3.3.1 Efectos horizontales debidos a movimientos de dirección.

Se calcula el esfuerzo horizontal aplicado en las ruedas motoras paralelamente al rail de rodadura.

El valor de la aceleración o deceleración es función de la velocidad a obtener, del tiempo de aceleración o deceleración y de las condiciones de explotación del aparato.

Los valores de aceleración son los siguientes:

| VELOCIDAD A OBTENER M/S | VELOCIDAD LENTA Y VELOCIDAD MEDIA CON LARGA CARRERA | | VELOCIDAD MEDIA Y RÁPIDA (APLICACIONES CORRIENTES) | | VELOCIDAD RÁPIDA CON FUERTES ACELERACIONES | |
|-----------------------------------|--|---------------------------------|---|---------------------------------|--|---------------------------------|
| | Tiempo de aceleración s | Aceleración m/s ² | Tiempo de aceleración s | Aceleración m/s ² | Tiempo de aceleración s | Aceleración m/s ² |
| 4,00 | | | 8,00 | 0,50 | 6,00 | 0,67 |
| 3,15 | | | 7,10 | 0,44 | 5,40 | 0,58 |
| 2,50 | | | 6,30 | 0,39 | 4,80 | 0,52 |
| 2,00 | 9,10 | 0,22 | 5,60 | 0,35 | 4,20 | 0,47 |
| 1,60 | 8,30 | 0,19 | 5,00 | 0,32 | 3,70 | 0,43 |
| 1,00 | 6,60 | 0,15 | 4,00 | 0,25 | 3,00 | 0,33 |
| 0,63 | 5,20 | 0,12 | 3,20 | 0,19 | | |
| 0,40 | 4,10 | 0,098 | 2,50 | 0,16 | | |
| 0,25 | 3,20 | 0,078 | | | | |
| 0,16 | 2,50 | 0,064 | | | | |

Tabla 3.0 .Aceleraciones.

3.3.2 Reacciones transversales debidas a la rodadura.

Cuando dos rodillos circulan por un rail, se debe tener en consideración el momento formado por las fuerzas horizontales perpendiculares al rail. Las componentes de este momento son obtenidas multiplicando la carga vertical existente por un coeficiente γ . Este coeficiente depende de la relación entre p: longitud o vía, y a: batalla. Valores del coeficiente γ .

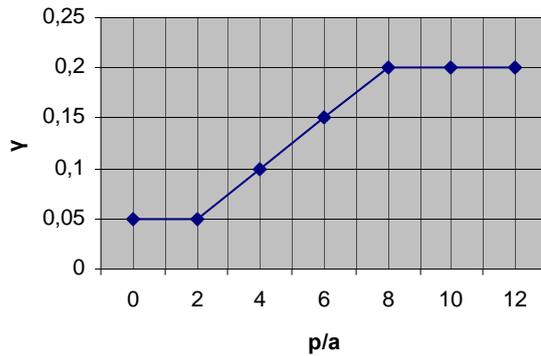


Imagen 3.1 Valores de γ

3.3.3 Efecto de choque de topes.

Sólo se considera cuando el choque se produce sobre la estructura, o cuando se produce sobre la carga suspendida.

Para el caso de choque sobre estructura, éste se tiene en consideración cuando la velocidad de desplazamiento es superior a 0,7 m/s. Los esfuerzos resultantes sobre la estructura se calculan en función de la deceleración que el tope impone al aparato. Se admite que el tope es capaz de absorber la energía cinética del aparato correspondiente a 0.7 de la velocidad de translación.

Para el caso de choque de la carga suspendida, se consideran las solicitaciones debidas al choque de carga, cuando ésta está rígidamente guiada.

3.4 Solicitaciones debidas a efectos climáticos.

Las solicitaciones debidas a efectos climáticos son las resultantes de la acción del viento, sobrecarga de nieve y variaciones de temperatura.

3.4.1 Acción del viento.

Se debe de resaltar que todos los cálculos relacionados con el viento son aproximados, debido a su propia naturaleza. Sin embargo es necesario tenerlos en cuenta y si se le da un tratamiento matemático adecuado, los resultados que se obtienen serán mucho más aproximados y útiles.

El contacto del viento con la superficie de la tierra ejerce un efecto de arrastre similar al rozamiento. Es evidente que este efecto de arrastre es diferente en zonas abiertas como llanuras que en zonas cerradas o con obstáculos como zonas de bosques, o concentrados núcleos urbanos. Esta variación en el arrastre causa que la velocidad del viento varíe en función de la altura y del tipo de terreno. Además, accidentes topográficos como colinas o valles producen variaciones de la dirección del viento.

Las medidas realizadas en determinadas localidades presentan una continua variación aleatoria tanto en la velocidad como en la dirección del viento. Con el modelo de variación aleatoria se pueden obtener tendencias o medias para intervalos de tiempo determinados. Se utilizan mapas de viento basados en datos históricos como fuente de información de velocidades de viento, así como principales tempestades, etc.

El aire a nivel del mar ejerce una presión uniforme de 101.4 KPa. Sin embargo, cuando el aire está en movimiento esta presión se modifica. La fuerza del viento ejerce sobre una superficie en su camino una presión y una fuerza negativa o succión en la superficie opuesta debido a los cambios de presión locales. Como ejemplo, un cambio de un 1% en la presión normal es equivalente a 1.014 KPa.

La presión estática equivalente inducida por el viento es función de la densidad del aire, que varía con la temperatura, altura y presión barométrica. Estas variaciones son pequeñas, y son normalmente ignoradas a la hora de realizar cálculos prácticos de viento.

La relación de la presión estática viene dada por:

$$Q = \frac{1}{2} \delta V_w^2$$

Donde δ es la densidad del aire. Si la velocidad se expresa en metros por segundo y la presión en pascales, la expresión queda:

$$Q = 5/8 V_w^2$$

Valores de velocidades y presiones de viento.

| ALTURA DEL ELEMENTO POR ENCIMA DEL SUELO | | VIENTO LÍMITE DE SERVICIO | | | | VIENTO MÁXIMO | | | |
|--|------------|---------------------------|------|----------------------|-----------|-----------------|------|----------------------|-----------|
| m | ft | Velocidad V_w | | Presión aerodinámica | | Velocidad V_w | | Presión aerodinámica | |
| | | m/s | Km/h | Kg./m ² | Lbs/sq.ft | m/s | Km/h | Kg./m ² | Lbs/sq.ft |
| 0 a 20 | 0 a 65 | 20 | 72 | 25 | 5 | 36 | 130 | 80 | 16 |
| 20 a 100 | 65 a 325 | | | | | 42 | 150 | 110 | 22 |
| más de 100 | más de 325 | | | | | 46 | 165 | 130 | 26 |

Tabla 3.1. Presiones de viento.

Al aumentar la altura sobre el suelo, el efecto de arrastre del viento sobre el suelo llega a ser menos pronunciado, hasta llegar a una altura en la cual el viento es libre de arrastres. Pero las alturas a las que desaparece el efecto arrastre son más grandes que las de las alturas de instalaciones de grúas (de 250 a 400 metros), por ello se asume

que las grúas están situadas en la zona de arrastre.

Varias fuentes registran datos referentes a los cambios de la velocidad del viento con la altura para cada zona. Normalmente estos datos proceden de estudios realizados en zonas costeras y en los cuales se incluyen los efectos de las tormentas por lo que suelen estar mayorados. Es por ello que se ha de diferenciar entre el tipo de relieve topográfico en el que estamos estudiando esta variación. Éste es el caso del exponente de Davenport, cuyos valores son aceptados por la normativa americana (ANSI). La ley exponencial propuesta diferencia entre los siguientes coeficientes:

$p=1/7$ terreno elevado y zonas costeras

$p= 1/4.5$ zonas boscosas, ciudades, extrarradios de ciudades y zonas costeras abruptas

$p=1/3$ centros o núcleos de grandes ciudades

Entonces la variación de la velocidad con la altura viene expresada como:

$$V_w = V_{w0}(h/h_0)^p$$

La expresión por tanto de la presión del viento en unidades del sistema internacional será por tanto:

$$q=5/8V_{w0}^2(h/h_0)^{2p}$$

Donde:

V_{w0} = velocidad de referencia a la altura estándar de 10 metros.

H = altura a la que se quiere conocer la velocidad del viento.

H_0 = altura de referencia (10 metros)

Presión del viento sobre objetos.

La expresión anterior de la presión del viento sobre objetos de formas

indefinidas. Evidentemente un objeto cortante originará menores perturbaciones o cambios de presión en la corriente de viento que la que ocasionará una gran superficie plana. A través de ensayos e investigaciones se han obtenido datos que relacionan la forma de los objetos con la resistencia que ellos inducen.

Cuando un objeto está en frente de otro idéntico (caso de la viga superior de la grúa que está dividida en dos vigas iguales), se debe considerar el efecto “sombra”.

Este parámetro está relacionado con la forma y la distancia entre los objetos. La siguiente tabla da valores del coeficiente de sombra μ , el cual representa que parte del viento sobre el primero de los dos objetos actúa sobre el segundo. El coeficiente puede ser aplicado sucesivamente a cuerpos adicionales. Finalmente los efectos de la presión del viento disminuyen si éste no incide normal a la superficie. La presión efectiva del viento se traduce en la presión del viento multiplicada por el cuadrado del seno del ángulo que forma la dirección del viento con la superficie en cuestión.

| $\Phi=A/A_E$ | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,8 | 1 |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| b/h=0,5 | 0,75 | 0,4 | 0,32 | 0,21 | 0,15 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| b/h=1 | 0,92 | 0,75 | 0,59 | 0,43 | 0,25 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| b/h=2 | 0,95 | 0,8 | 0,63 | 0,5 | 0,33 | 0,2 | 0,2 | 0,2 |
| b/h=4 | 1 | 0,88 | 0,76 | 0,66 | 0,55 | 0,45 | 0,45 | 0,45 |
| b/h=5 | 1 | 0,95 | 0,88 | 0,81 | 0,75 | 0,68 | 0,68 | 0,68 |

Tabla 3.2

Donde μ depende de A/A_e y b/h , con

A: superficie expuesta al viento.

A_e : superficie expuesta al viento mayorada con superficies de posibles agujeros interiores, para el caso de vigas aligeradas, estructuras de celosía, $A_e > A$

Para el resto $A = A_e$.

h: anchura de la viga

b: distancia que separa las caras enfrentadas entre el perfil de cálculo y el intermedio.

La fuerza que ejerce el viento sobre un objeto se expresa como:

$$F=qAC$$

Donde:

F= fuerza sobre la superficie actuando en la dirección del viento.

q= presión estática a la altura del objeto.

A= área del objeto sobre el que actúa el viento.

C= coeficiente de forma.

=Cr para viento actuando normal a la superficie.

= $C_r\mu_m$ efecto acumulativo de sombra sobre m idénticos equidistantes objetos.

μ = coeficiente de sombra.

θ = ángulo entre la dirección del viento t la superficie del objeto.

Cuando una superficie está situada en un ángulo determinado con la dirección del viento, y se requiere conocer el efecto del viento normal a la superficie, se resuelve de manera ordinaria. Para viento actuando sobre la diagonal de una torre cuadrada, el coeficiente C puede tomarse como $1.0+0.75 \Phi$ veces el valor frontal sobre la cara de una torre teniendo en cuenta la sombra sobre la segunda cara. Donde Φ es la relación entre el área sólida y el área total de dicha cara ($\Phi=A/A_e$), siendo A la suma de todas las áreas de los componentes de la cara, y A_e el área total considerada. La fuerza se toma actuando en la diagonal.

La acción del viento sobre la carga se calcula teniendo en cuenta la mayor superficie de exposición del viento y tomando como valor del coeficiente aerodinámico $C= 1$.

3.4.2 Sobrecarga de nieve.

No se tienen en cuenta sobrecargas de nieve en el cálculo de pórticos.

3.4.3 Variaciones de temperatura.

Las solicitaciones debidas a variaciones de temperatura no se consideran excepto en casos particulares, por ejemplo, que los elementos no puedan dilatarse fácilmente.

3.5 Solicitaciones diversas.

Para el dimensionamiento de pasarelas o barandillas se tomarán los siguientes valores:

300 Kg. para accesos y pasarelas donde puede haber depositado material.

150 Kg. para accesos y accesos destinados únicamente al paso del personal.

30 Kg. de carga horizontal sobre barandillas.

4. DETERMINACIÓN DE COMBINACIONES DE SOLICITACIONES.

Se van a distinguir tres casos posibles:

-Caso 1: aparato en servicio sin viento.

Para este caso, la solicitud toma el siguiente valor:

$$(M(S_g+S_l+S_h))C_s$$

S_g solicitud debida al peso propio.

S_l : solicitud debida a la carga de servicio.

S_h : solicitud debido a efectos horizontales.

Donde C_s es el coeficiente de seguridad:1.5

M es un coeficiente variable con el grupo al que pertenece el aparato.

| Gripo | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 |
|--------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| M | 1 | 1 | 1 | 1.06 | 1.12 | 1.2 |

Tabla 4.0. Valores del coeficiente M

-Caso 2: Aparato en servicio con viento.

$$(M(S_g+S_l+S_h)+S_w)C_s$$

En este caso $C_s=1.33$

S_w : Solicitud debido al viento.

-Caso 3: Aparato sometido a solicitudes excepcionales.

Se adoptan como solicitaciones:

- a) Viento en tempestad.

$$(S_g + S_{w\text{máx}})C_s$$

S_w en la tabla....

- b) Efecto de choque con los topes de fin de carrera.

$$(S_g + S_l + S_t)C_s$$

Solicitud de choque en los topes de fin de carrera.

- c) Ensayos estático y dinámico.

$$(S_g + \rho_1 \checkmark S_l)C_s$$

$$(S_g + \rho_2 \checkmark S_l)C_s$$

En estos tres casos $C_s=1.1$.

ρ_1 : coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos dinámicos: 1.2

ρ_2 : coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos estáticos: 1.4

4.1 Comprobación de elasticidad y resistencia.

Los desplazamientos, tensiones y reacciones obtenidos según el método de cálculo mencionado en el apartado anterior, en función de las solicitaciones descritas en el capítulo 3, presentan unos resultados de elasticidad y resistencia.

Los desplazamientos deben ser menores que los admisibles, con los correspondientes coeficientes de seguridad explicados en el capítulo 3.

Las tensiones calculadas deben ser menores que el límite elástico del material en todos los puntos de la estructura resistente, por supuesto con los correspondientes coeficientes de seguridad mencionados en el capítulo 3.

5 ELEMENTOS EN SUSPENSIÓN

El sistema de elevación está constituido por todos los elementos necesarios para realizar elevación y sustentación de la carga.

En este proyecto se enumerarán y calcularán los distintos elementos empezando por los elementos de sujeción de la carga hasta los motores de elevación.

Los elementos son los siguientes: ganchos, cables para ganchos, poleas, balancín, tambor de enrollamiento de cable y motor de elevación.

El conjunto de los ganchos de sujeción de la carga y los cables que unen el balancín y dichos ganchos se denominan eslingas, y son elementos que varían según la carga a elevar y las condiciones de la maniobra. Es decir, los ganchos y cables unidos a ellos son intercambiables según la maniobra de elevación.

En esta grúa pórtico se ha optado por incluir tres grupos de elevación iguales, a los que se denominara en general : gancho de proa, gancho de popa y gancho de volteo. Al incluirse el gancho de volteo se añade a esta grúa pórtico la posibilidad de realizar la maniobra de volteo de grandes bloques.

Cada grupo de elevación dispone de 14 eslingas colocada en dos filas de 7 eslingas. Cada eslinga sale del dentro de una polea distinta, poleas que van conectadas al balancín de carga mediante un cable de acero.

La grúa será capaz de elevar 600 toneladas de carga con dos de los tres ganchos únicamente. Es decir, cada grupo será capaz de elevar 300 toneladas por si sólo, pero únicamente se izarán 600 toneladas en total, ya sea con dos o con los tres ganchos.

Los cálculos se realizarán únicamente para uno de los tres grupos, y al ser los tres grupos iguales, dichos cálculos serán los mismos para los tres.

5.1.Ganchos

En el ciclo completo realizado por un aparato de elevación, una parte importante la compone la operación de enganche y desenganche de la carga. A partir de la afirmación anterior, se precisa un diseño adecuado del elemento de suspensión. En la actualidad, existe una normativa vigente, que define completamente el diseño de los ganchos. Por lo tanto, se limitará básicamente el cálculo de los ganchos a seleccionar de forma adecuada el gancho de acuerdo con la normativa.

Existen cuatro tipos distintos de ganchos, y en esta ocasión lo más adecuado es escoger el gancho simple. Se realizan en acero pobre en carbono mediante una operación de forja o estampación.

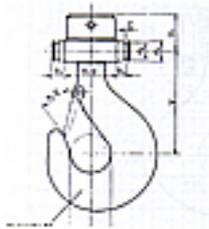


Figura 5.0. Gancho simple.

-Cálculo de los ganchos:

Como se dijo antes la carga máxima a elevar es de 600 toneladas, carga que debe ser izada únicamente con dos de los tres grupos de elevación. Cada grupo consta de 14 eslingas, por lo que la carga deberá ser izada por 28 ganchos.

$$\text{Carga por gancho} = \frac{600}{28} = 21.42 \text{ Tn.}$$

Observando la siguiente tabla vemos que dicho valor no se halla en la tabla, pero se encuentran los ganchos capaces de soportar 25 toneladas, por lo que escojo éstos.

| Gancho N.º (1) | a ₁ | a ₂ C | a ₂ D | b ₁ | b ₂ | b ₃ | c | d ₁ | d ₂ | d ₃ | d ₄ | e | u ₁ | u ₂ | v | Norma | Peso [Kg.] | Referencia |
|----------------|----------------|------------------|------------------|----------------|----------------|----------------|----|----------------|----------------|----------------|----------------|-----|----------------|----------------|-------|-------|------------|------------|
| 2,5 | 63 | 60 | 40 | 60 | 22,5 | 17 | 6 | M 36 | 30 | 19 | 10 | 64 | | | 120 | EN100 | 9 | 001.2,3 |
| 4 | 71 | 68 | 45 | 65 | 25 | 18 | 6 | M 42 | 35 | 23 | 12 | 71 | | | 160 | EN110 | 14 | 001.4 |
| 5 | 80 | 63 | 50 | 100 | 27,5 | 22 | 8 | M 43 | 40 | 27 | 15 | 80 | | | 210 | EN112 | 20 | 001.5 |
| 6 | 10 | 71 | 56 | 125 | 30 | 24 | 10 | Rd 50 | 45 | 32 | 18 | 93 | 95 | 240 | EN114 | 29 | 001.6 | |
| 8 | 100 | 80 | 63 | 140 | 35 | 29 | 10 | Rd 55 | 50 | 38 | 20 | 104 | 104 | 265 | EN116 | 40 | 001.8 | |
| 10 | 112 | 90 | 71 | 160 | 35 | 29 | 10 | Rd 64 | 55 | 40 | 20 | 110 | 116 | 280 | EN118 | 57 | 001.10 | |
| 12 | 125 | 100 | 80 | 180 | 42,5 | 34 | 10 | Rd 72 | 60 | 42 | 25 | 127 | 133 | 315 | EN120 | 85 | 001.12 | |
| 16 | 140 | 112 | 90 | 190 | 47,5 | 38 | 12 | Rd 80 | 70 | 50 | 25 | 138 | 143 | 370 | EN122 | 110 | 001.16 | |
| 20 | 160 | 125 | 100 | 200 | 47,5 | 41 | 12 | Rd 90 | 80 | 56 | 30 | 150 | 157 | 415 | EN124 | 160 | 001.20 | |
| 25 | 180 | 140 | 112 | 220 | 48 | 41 | 12 | Rd 100 | 90 | 64 | 30 | 168 | 173 | 480 | EN126 | 228 | 001.25 | |
| 32 | 200 | 160 | 125 | 250 | 50 | 51 | 12 | Rd 110 | 100 | 72 | 40 | 180 | 193 | 500 | EN127 | 312 | 001.32 | |
| 40 | 224 | 180 | 140 | 285 | 55 | 58 | 14 | Rd 125 | 110 | 80 | 45 | 208 | 215 | 535 | EN128 | 441 | 001.40 | |
| 50 | 250 | 200 | 160 | 325 | 65 | 68 | 14 | Rd 140 | 125 | 92 | 45 | 224 | 232 | 620 | EN144 | 612 | 001.50 | |
| 63 | 280 | 224 | 180 | 360 | 71 | 63 | 14 | Rd 160 | 140 | 104 | 50 | 260 | 267 | 700 | EN148 | 870 | 001.63 | |
| 80 | 315 | 250 | 200 | 420 | 72,6 | 63 | 14 | Rd 180 | 160 | 120 | 50 | 287 | 294 | 800 | EN150 | 1230 | 001.80 | |
| 100 | 355 | 280 | 224 | 470 | 67,5 | 77 | 16 | Rd 200 | 180 | 138 | 60 | 320 | 323 | 905 | EN160 | 1750 | 001.100 | |
| 125 | 400 | 315 | 250 | 510 | 67,5 | 77 | 16 | Rd 225 | 200 | 150 | 60 | 355 | 374 | 1000 | EN168 | 2520 | 001.125 | |
| 160 | 450 | 355 | 280 | 550 | 68 | 87 | 18 | Rd 250 | 220 | 164 | 70 | 405 | 410 | 1130 | EN172 | 3560 | 001.160 | |
| 200 | 500 | 400 | 315 | 610 | 100 | 87 | 18 | Rd 280 | 240 | 184 | 70 | 482 | 502 | 1270 | EN177 | 4650 | 001.200 | |
| 250 | 560 | 450 | 355 | 700 | 110 | 97 | 18 | Rd 320 | 260 | 200 | 80 | 552 | 562 | 1410 | EN184 | 6850 | 001.250 | |

Tabla 5.0. Dimensiones de ganchos simples de forja según la norma DIN 15401 15402

Vemos en la tabla que el peso de estos ganchos es de 228 Kg.

Peso total de los ganchos de una maquinilla = 14 x 228= 3.192 Kg.

Peso total carga y ganchos por cada maquinilla = 300.000 + 3192 = 303.192 Kg.

Peso de cada eslinga cargada al máximo = $\frac{303.192}{14} = 21.656'52$ Kg.

5.2.Cables de eslingas.

Como órganos flexibles de las máquinas para elevar carga se emplean preferentemente los cables metálicos, en este caso se usarán cables de acero.

Un cable metálico es un elemento constituido por alambres agrupados formando cordones, que a su vez se enrollan sobre un alma formando un conjunto apto para resistir esfuerzos de extensión.

Los elementos componentes del cable son:

- **ALAMBRES:** generalmente de acero trefilado al horno, con carga de rotura a tracción entre 1200 y 1800 MPa..
- **ALMAS:** son los núcleos en torno a los cuales se enrollan los alambres y los cordones. Suelen ser metálicas, textiles (cáñamo, algodón) o incluso amianto.
- **CORDONES:** son las estructuras más simples que podemos constituir con alambres y almas; se forman trenzando los alambres, bien sobre un alma o incluso sin alma.
- **CABOS:** son agrupamientos de varios cordones en torno a un alma secundaria utilizados para formar otras estructuras.

Los cables que se usarán serán cables de acero con carga de rotura de 2000 Mpa. Escogemos cables de elevada resistencia ya que se usarán en un servicio de elevadas cargas.

Los cables que sujetan los ganchos salen directamente del centro de las poleas que penden del balancín y van a los ganchos.

Para calcular el diámetro de los cables de las eslingas, así como los demás cables se usarán las siguientes tablas.

El cálculo se realizará según la norma DIN 15.400.

| DIN | | | | |
|------------|----------------|-------|---|-------|
| Grupo | Coeficiente Kc | | | |
| | Normal | | Cargas peligrosas y cable antigiratorio | |
| | 180 | 200 | 180 | 200 |
| 1Bm | 0,250 | 0,235 | 0,265 | 0,250 |
| 1Am | 0,265 | 0,250 | 0,280 | 0,265 |
| 2m | 0,280 | 0,265 | 0,315 | 0,280 |
| 3m | 0,315 | 0,280 | 0,335 | 0,325 |
| 4m | 0,335 | 0,325 | 0,375 | 0,365 |
| 5m | 0,375 | 0,365 | 0,425 | 0,400 |

Tabla 5.1. Coeficiente Kc.

| Nº DE RAMALES | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
|-------------------------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Poleas con rendimiento | μ | 0,99 | 0,98 | 0,97 | 0,96 | 0,95 | 0,94 | 0,93 | 0,92 | 0,91 | 0,90 | 0,89 | 0,88 |

Tabla 5.2. Rendimiento del aparejo.

Se utilizan cables con las siguientes características correspondientes a las tablas.

Resistencia : 2000 Mpa.

Grupo 3m. Corresponde con coeficiente de seguridad de 5.6.

Número de ramales = 1.

$$K_c = 0,280$$

$$S = \frac{Q_{\text{total}}}{l \times n} = \frac{21.656'52}{1} = 21.656'52 \text{ Kg.}$$

$$Q = 21.656,52 \approx 22.000 \text{ Kg.}$$

$$D = K_c \times (S)^{1/2} = 0,280 \times (22.000)^{1/2} = 41,53 \approx 42 \text{ mm.}$$

De acuerdo con la tabla 5.2 se utilizarán cables del tipo
6 x 54 (1 + 6 + 99 + 18) WS. + 1 alma textil.

| DIÁMETRO DE UTILIZACIÓN | COMPOSICIÓN DEL CABLE |
|-------------------------|--|
| 8 a 25 mm. | 6 x 19 (1 + 6 + 12) + 1 alma textil. |
| 10 a 30 mm. | 6 x 37 (1 + 6 + 12 + 18) + 1 alma textil. 6 x 36 (1 + 7 + 7.7 + 14) W.S. + 1 alma textil |
| 20 a 45 mm. | 6 x 61 (1 + 6 + 12 + 18 + 24) + 1 alma textil. 6 x 54 (1 + 6 + 9 + 9.9 + 18) + 1 alma textil. |

Tabla 5.3 Descripción de cables

5.3, Cable de poleas del balancín.

El plano del balancín con sus poleas y cable es el siguiente.

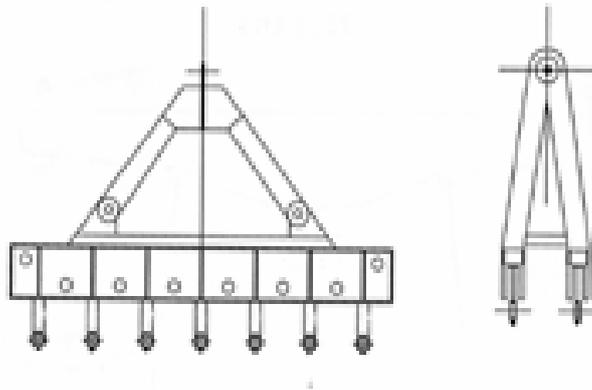


Figura 5.1 Balancín.

Como se ve a simple vista hay 7 poleas suspendidas del balancín. Aparte de éstas hay 7 poleas más en el interior de la estructura. Como se ve en el perfil los elementos existen por duplicado, ya que el balancín es simétrico respecto de su centro

en su vista en perfil. Las 14 poleas están unidas entre ellas por un mismo cable, que es el que se va a calcular.

Datos del cable atendiendo a las tablas 5.0 y 5.1.

Cable normal.

Resistencia = 2000 MPa.

Grupo = 3m.

Ramales = 14.... $\mu = 0.88$

$$K_c = 0.28.$$

Hay dos grupos de 14 poleas, por tanto dos cables que sujetan la mitad de de la carga.

$$Q = \frac{303.192}{2} = 151.596 \text{ Kg.}$$

$$S = \frac{151.596}{14 \times 0.88} = \frac{151.596}{12.32} = 12.304'9 \text{ Kg.}$$

$$D = K_c \times (S)^{1/2} = 0.28 \times (12.304'9)^{1/2} = 29'76 \approx 30 \text{ mm.}$$

Estructura del cable: 6 x 54 (1 + 6 + 99 + 18) WS. + 1 alma textil.

Siguiendo la tabla 5.3 se obtiene el peso del cable.

Longitud del cable = 100 m.

Peso = 100 x 3'39 = 339 Kg.

| Ø Cable mm. | Alma Textil (FC) | | | Alma Metálica (IWRC) | | |
|-------------------|------------------|------------------------|------------------------|----------------------|------------------------|------------------------|
| | Peso kg/m | Carga de Rotura - ton | | Peso kg/m | Carga de Rotura - ton | |
| | | 180kgf/mm ² | 200kgf/mm ² | | 180kgf/mm ² | 200kgf/mm ² |
| 30 | 3,39 | 53 | 58 | 3,76 | 58 | 64 |
| 32 | 3,89 | 61 | 66 | 4,28 | 66 | 74 |
| 34 | 4,42 | 69 | 75 | 4,89 | 75 | 84 |
| 36 | 4,93 | 77 | 83 | 5,42 | 83 | 93 |
| 38 | 5,47 | 85 | 93 | 6,05 | 93 | 104 |
| 40 | 6,08 | 95 | 103 | 6,69 | 103 | 115 |
| 42 | 6,69 | 105 | 114 | 7,39 | 114 | 127 |
| 44 | 7,36 | 115 | 125 | 8,10 | 124 | 139 |
| 46 | 7,99 | 125 | 136 | 8,85 | 136 | 152 |
| 48 | 8,76 | 137 | 148 | 9,64 | 148 | 165 |
| 50 | 9,42 | 147 | 160 | 10,42 | 160 | 178 |
| 52 | 10,30 | 161 | 181 | 11,30 | 173 | 193 |
| 54 | 11,00 | 172 | 187 | 12,17 | 187 | 208 |
| 56 | 11,90 | 186 | 201 | 13,10 | 201 | 224 |
| 58 | 12,68 | 198 | 216 | 14,03 | 216 | 240 |
| 60 | 13,60 | 213 | 231 | 15,04 | 232 | 257 |
| 62 | 14,48 | 236 | 246 | 16,01 | 247 | 274 |
| 64 | 15,42 | 241 | 262 | 17,05 | 263 | 292 |

Tabla 5.4 Peso de cables de acero

5.4.Poleas

La polea es un elemento de un aparato de elevación cuyo objeto es cambiar la dirección del cable o servir de elemento de acoplamiento entre aparato y carga como componente de un aparejo. En la actualidad se realizan poleas en acero y en plástico, siendo estas últimas más utilizadas en aquellos aparatos en los que la carga en punta de flecha es importante, debido a la reducción de peso que llevan consigo.

Como se dijo anteriormente en el balancín hay un total de 14 poleas en su interior y 14 más en el exterior, divididas en dos grupos de 14 poleas unidas y sujetas por un mismo cable; 7 dentro del balancín y 7 colgando de él. Del centro de las poleas colgantes parten los cables que van hacia los ganchos, es decir, las eslingas, del siguiente modo.

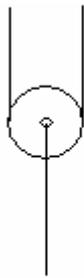


Figura 5.2. Disposición poleas.

Todas las poleas que se colocarán serán poleas de rodamientos de bolas. En el siguiente dibujo se puede ver con detalle la forma de estas poleas.

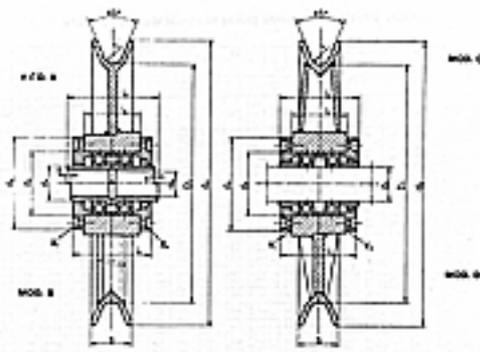


Figura 5.3. Polea de rodamiento de bolas

Los cálculos se realizarán siguiendo las tablas que se muestran a continuación.

| GRUPO | | CABLE NORMAL | | | CABLE ANTIGIRATORIO | | |
|-------|------|----------------|--------------------|--------|---------------------|--------------------|--------|
| FEM | DIN | Polea de cable | Polea compensadora | Tambor | Polea de cable | Polea compensadora | Tambor |
| M3 | 1 Bm | 16 | 12'5 | 16 | 18 | 14 | 16 |
| M4 | 1 Am | 18 | 14 | 16 | 20 | 16 | 18 |
| M5 | 2m | 20 | 14 | 18 | 22'4 | 16 | 20 |
| M6 | 3m | 22'4 | 16 | 20 | 25 | 18 | 22'4 |
| M7 | 4m | 25 | 16 | 22'4 | 28 | 19 | 25 |
| M8 | 5m | 28 | 18 | 25 | 31'5 | 20 | 28 |

Tabla 5.5. Valores del coeficiente h1

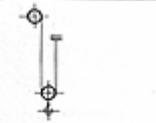
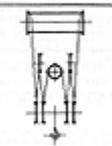
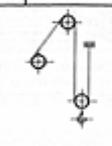
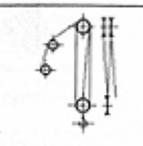
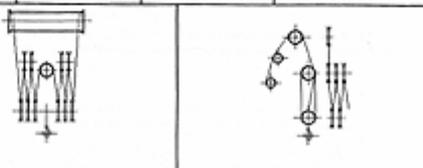
| h ₂ | Disposición del aparejo | | | |
|----------------|---|---|---|---|
| 1 |  |  | | |
| 1,12 |  |  |  |  |
| 1,25 |  | | | |

Tabla 5.6. Valores de h₂.

$$D_{\text{polea}} = D_{\text{cable}} \times h_1 \times h_2$$

Mirando las tablas 5.5 y 5.6.

H₁ = 22'4.....Cable normal, polea de cable, grupo M6. (tabla 5.5)

H₂ = 1.12

$$D_{\text{polea}} = 30 \times 22'4 \times 1'12 = 752'54 \text{ mm.}$$

Vamos a la siguiente tabla y escogemos la polea.

| D ₁ | d cable | r | d ₂ | b | d ₃ | d ₄ h ₀ | M ₂ | d ₅ | M ₂ | d ₆ | l ₁ -0,3 | l ₂ | l ₃ | l ₄ -0,3 | l ₅ | Rodamientos | | Peso agr. Kg. | Materialista |
|----------------|------------|------|----------------|-----|----------------|----------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------------------------|----------------|----------------|------------------------|----------------|-------------|------|---------------------|--------------|
| | | | | | | | | | | | | | | | | X | Y | | |
| 225 | 10-11 | 5,8 | 280 | 37 | 43 | 80 | 110 | 145 | 83 | 120 | 33 | 100 | 37 | 60 | 83 | 6213 | 6208 | 15 | 010.22.09 |
| 250 | 10-13 | 5,8 | 285 | 34 | 40 | 80 | 90 | 125 | 80 | 113 | 33 | 100 | 36 | 56 | 78 | 6210 | 6208 | 11 | 010.23.06 |
| | | 6,3 | 290 | 38 | 50 | 80 | 110 | 145 | 90 | 123 | 33 | 100 | 37 | 60 | 83 | 6213 | 6210 | 13 | 010.23.10 |
| 280 | 10-13 | 5,8 | 315 | 34 | 44 | 80 | 70 | 125 | 185 | 110 | 145 | 60 | 110 | 82 | 65 | 6214 | 6211 | 17 | 010.28.11 |
| | | 6,3 | 320 | 38 | 44 | 80 | 70 | 125 | 185 | 110 | 145 | 60 | 110 | 82 | 65 | 6214 | 6211 | 17 | 010.28.11 |
| 315 | 12-18 | 7 | 340 | 38 | 50 | 80 | 70 | 125 | 185 | 110 | 145 | 60 | 110 | 77 | 80 | 6213 | 6210 | 18 | 010.31.10 |
| | | 8 | 359 | 40 | 70 | 80 | 140 | 180 | 133 | 163 | 65 | 110 | 87 | 70 | 72 | 6218 | 6214 | 23 | 010.31.14 |
| 355 | 15-17 | 8 | 389 | 40 | 60 | 70 | 125 | 185 | 110 | 145 | 60 | 110 | 82 | 65 | 67 | 6214 | 6212 | 23 | 010.35.12 |
| | | 8 | 411 | 48 | 80 | 100 | 180 | 230 | 180 | 180 | 70 | 130 | 94 | 85 | 113 | 6220 | 6218 | 30 | 010.35.16 |
| 400 | 17-19 | 8 | 456 | 48 | 60 | 70 | 125 | 185 | 110 | 145 | 60 | 110 | 82 | 65 | 67 | 6214 | 6212 | 28 | 010.40.12 |
| | | 10 | 458 | 50 | 75 | 80 | 160 | 210 | 175 | 75 | 130 | 94 | 80 | 108 | 113 | 6218 | 6214 | 35 | 010.40.14 |
| 450 | 18-21 | 10 | 509 | 50 | 70 | 80 | 140 | 180 | 133 | 163 | 65 | 110 | 87 | 70 | 82 | 6218 | 6214 | 35 | 010.45.14 |
| | | 11 | 579 | 60 | 80 | 90 | 110 | 200 | 250 | 180 | 210 | 80 | 140 | 108 | 83 | 123 | 6222 | 6218 | 44 |
| 500 | 20-24 | 11 | 578 | 60 | 80 | 100 | 120 | 180 | 140 | 180 | 70 | 130 | 94 | 83 | 113 | 6220 | 6218 | 41 | 010.50.18 |
| | | 12,3 | 670 | 60 | 90 | 110 | 320 | 350 | 160 | 310 | 80 | 140 | 108 | 98 | 133 | 6222 | 6218 | 44 | 010.50.18 |
| 500 | 20-26 | 11 | 638 | 60 | 80 | 100 | 120 | 180 | 140 | 180 | 70 | 130 | 94 | 83 | 113 | 6220 | 6218 | 41 | 010.50.18 |
| | | 12,3 | 630 | 60 | 100 | 130 | 230 | 260 | 160 | 310 | 80 | 140 | 108 | 98 | 133 | 6222 | 6218 | 44 | 010.50.18 |
| 630 | 28-31 | 12,5 | 750 | 60 | 100 | 120 | 215 | 265 | 180 | 230 | 85 | 150 | 113 | 100 | 128 | 6224 | 6220 | 70 | 010.63.20 |
| | | 14 | 750 | 60 | 110 | 130 | 230 | 280 | 200 | 250 | 95 | 160 | 123 | 100 | 132 | 6228 | 6222 | 74 | 010.63.22 |
| 710 | 23-34 | 14 | 780 | 60 | 110 | 130 | 230 | 280 | 200 | 250 | 95 | 160 | 123 | 100 | 132 | 6228 | 6224 | 88 | 010.71.24 |
| | | 16 | 780 | 60 | 140 | 160 | 240 | 280 | 310 | 260 | 85 | 180 | 118 | 83 | 122 | 6032 | 6028 | 100 | 010.71.28 |
| 800 | 29-36 | 16 | 880 | 70 | 130 | 160 | 250 | 325 | 215 | 265 | 100 | 180 | 134 | 100 | 132 | 6238 | 6234 | 128 | 010.80.28 |
| | | 18 | 900 | 80 | 140 | 180 | 240 | 280 | 310 | 260 | 85 | 180 | 118 | 83 | 122 | 6032 | 6028 | 135 | 010.80.28 |
| 900 | 33-38 | 18 | 1000 | 80 | 160 | 190 | 280 | 350 | 260 | 310 | 105 | 180 | 138 | 115 | 147 | 6232 | 6228 | 152 | 010.90.28 |
| | | 20 | 1000 | 83 | 180 | 200 | 310 | 370 | 280 | 340 | 110 | 170 | 144 | 120 | 152 | 6040 | 6036 | 167 | 010.90.28 |
| 1000 | 37-43 | 20 | 1100 | 83 | 200 | 250 | 340 | 400 | 310 | 370 | 120 | 180 | 138 | 130 | 162 | 6048 | 6044 | 318 | 010.100.40 |
| | | 22,5 | 1134 | 100 | 280 | 360 | 420 | 340 | 400 | 430 | 130 | 210 | 178 | 160 | 184 | 6052 | 6048 | 333 | 010.100.48 |
| 1120 | 41-46 | 22,5 | 1264 | 100 | 280 | 360 | 420 | 340 | 400 | 430 | 130 | 210 | 178 | 160 | 184 | 6058 | 6054 | 380 | 010.112.48 |
| | | 25 | 1288 | 110 | 340 | 390 | 480 | 360 | 420 | 470 | 130 | 210 | 178 | 160 | 184 | 6052 | 6048 | 380 | 010.112.48 |
| 1250 | 48-52 | 25 | 1385 | 110 | 380 | 380 | 420 | 500 | 400 | 480 | 150 | 210 | 198 | 160 | 184 | 6058 | 6054 | 330 | 010.125.48 |
| | | 28 | 1385 | 118 | 380 | 380 | 420 | 500 | 400 | 480 | 150 | 210 | 198 | 160 | 184 | 6058 | 6054 | 330 | 010.125.52 |

Tabla 5.7. Dimensiones principales de poleas de rodamiento de bolas.

Como se ve en la tabla el valor del diámetro no se encuentra en ella, pero hay una polea de 800 mm. de diámetro, que es la que escogemos.

Datos de la polea según la tabla 5.7:

D = 800 mm.

Peso = 125 Kg.

Longitud eje = 160 mm.

Diámetro eje = 120 mm.

5.5. Balancín.

El balancín es el elemento principal de todo el sistema de aparejo de elevación. Su función es la de posibilitar la maniobra de carga. Facilita la operación de carga, elevación y traslación de la carga. De él penden las poleas de las cuales salen los cables que, mediante los correspondientes ganchos, sujetan la carga.

El balancín presenta la forma que se mostró en la figura 5.1. En el siguiente dibujo vemos la sección de una de las dos partes que conforman el balancín. El balancín consta de dos partes totalmente iguales unidas en su parte superior.

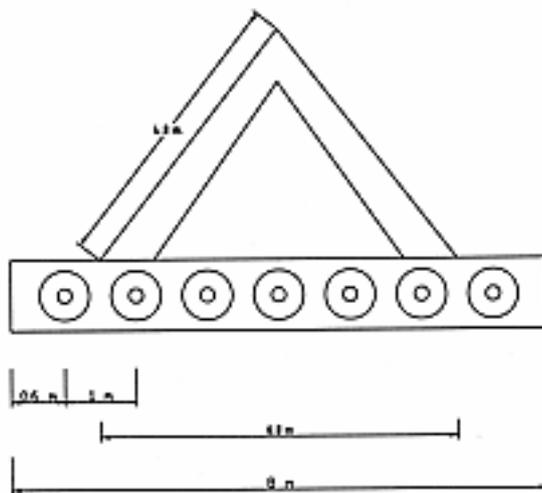


Figura 5.4 Sección del balancín.

Como vemos en el dibujo en el interior de la estructura se hallan 7 poleas, que mediante unos ejes son unidas a los dos largueros correspondientes a una de las dos partes del balancín.

Cada una de las dos partes del balancín consta de las 7 poleas, dos vigas que sirven de soporte a los ejes y los 7 ejes de las poleas de la siguiente forma.

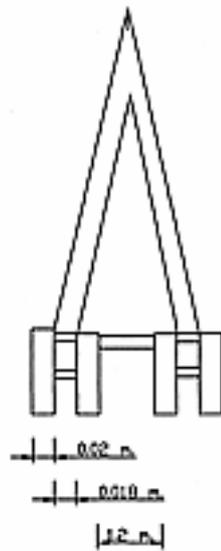


Figura 5.5. Perfil del balancín,

Primero se calcularán los largueros.

5.5.1. Largueros.

Las solicitaciones a las que están sometidos son: el peso de los ejes de las poleas, las poleas, el peso del cable que une las poleas y la carga.

Peso de los ejes de las poleas.

Según los datos de la tabla 5.7:

Diámetro del eje = 120 mm.

Longitud del eje = 160 + 20 = 180 mm. Se dejan 10 mm. a cada lado del eje.

$$\text{Área} = \pi \times r^2 = \pi \times (120/2)^2 = 11.309'73 \text{ mm}^2$$

$$\text{Volumen} = A \times L = 11.309'73 \times 180 = 2.035.751'4 \text{ mm}^3 = 2'0357514 \text{ dm}^3$$

$$\rho = 7'85 \text{ Kg/dm}^3$$

$$\text{Peso} = 2'03 \times 7'85 = 15'93 \text{ Kg.}$$

Las cargas totales que actúan sobre los largueros son:

$$\text{Peso poleas} = 14 \times 125 = 1750 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso ejes} = 7 \times 15'93 = 111'51 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso cable} = 339 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso carga} = 303.192 \text{ Kg.}$$

$$\text{Carga total} = 1750 + 111'51 + 339 + 303.192 = 305,392'51 \text{ Kg.}$$

Como el balancín se divide en dos partes con dos largueros cada una, una de las dos partes con dos largueros soportará la mitad de la carga.

$$Q_b = \frac{305.392'51}{2} = 152.696'25 \text{ Kg.}$$

Esta carga se divide entre los 7 ejes de las poleas, que son los que soportan y transmiten los esfuerzos a los largueros. Estos ejes están dimensionados con las poleas, por lo que soportan la carga a la que están sometidos.

$$Q_e = \frac{152.696'25}{7} = 21.813'75 \text{ Kg.}$$

Cada eje transmite la carga a dos largueros, por lo que la carga en cada larguero será la mitad.

$$Q_l = \frac{21.813'75}{2} = 10.906'87 \text{ Kg.}$$

Por lo tanto, se tiene una carga de 10.921 Kg aplicada en la unión entre el eje de cada polea y el larguero 7 veces en cada larguero, coincidiendo con los ejes de las poleas. Las fuerzas se aplican en los siguientes puntos de los largueros.

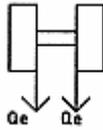


Figura 5.6 Tensión en los largueros

La sección de los largueros es la siguiente



Figura 5.7 Sección d los largueros..

$$h = 900 \text{ mm.}$$

$$b = 75 \text{ mm.}$$

$$Y = \frac{b}{2} = 450 \text{ mm.}$$

Sin embargo, las fuerzas se aplican en el centro de la sección de los largueros, por lo que la parte que nos interesa únicamente es la mitad inferior, la parte sometida a esfuerzos cortantes.

$$I_{nn} = \frac{bh^3}{12} = \frac{75 \times 450^3}{12} = 569.531.250 \text{ mm}^4$$

$$W = \frac{I_{nn}}{Y} = \frac{569.531.250}{225} = 2.531.250 \text{ mm}^3 = 0'0025 \text{ m}^3$$

$$A = 900 \times 75 = 67.500 \text{ mm}^2.$$

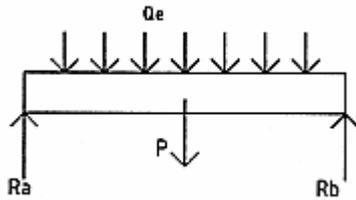


Figura 5.8. Larguero cargado con su peso

Longitud = 8 m.

$$P = A \times L \times \rho = 0'067 \times 8 \times 7'85 = 4'207 \text{ Tn.}$$

El momento máximo tiene lugar en el centro de la viga.

$$R_a = R_b = \frac{Q}{2} = \frac{10.906'87 \times 7 + 4.207}{2} = 40.277'54 \text{ Kg.}$$

$$M_{\text{mx}} = (40.277'5 \times 4) - (10.906'87 \times 3) - (10.906'87 \times 2) - (10.906'87 \times 1) = 95.668'8 \text{ Kgm.}$$

$$\tau = \frac{M_{\text{mx}}}{W} = \frac{95.668'8 \times 10}{0'0025} = 382.675.120 \text{ Pa} = 382'675 \text{ MPa.}$$

Utilizamos un acero de calidad F-114 cuya $\tau_{\text{mx}} = 700 \text{ MPa}$.

$382'675 < 700$,,,,,,, Por lo tanto, el perfil escogido es válido.

5.5.2 Brazos del balancín.

Estas vigas están sometidas a esfuerzos de tracción debido al peso de la carga y del propio balancín.

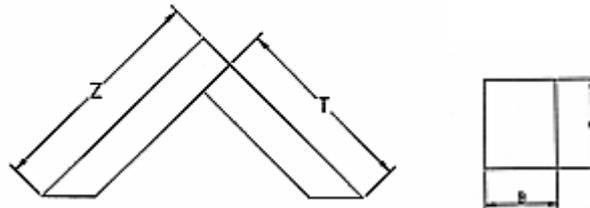


Figura 5.9. Brazos del balancín

$$A = 180 \text{ mm.} = 0'18 \text{ m.}$$

$$B = 150 \text{ mm.} = 0'15 \text{ m}$$

$$Z = 480 \text{ mm.}$$

$$T = 467'28 \text{ mm.}$$

$$\text{Área} = 0'18 \times 0'15 = 0.027 \text{ m}^2$$

La anchura de la sección (A) corresponde a la distancia entre los largueros.

Cada uno de los brazos forma un ángulo de 45 grados con los largueros.

La longitud de los largueros es de 4.8 m.

Se desprecia la fuerza normal a los brazos y únicamente se tiene en cuenta la fuerza vertical, en este caso de tracción. Cada dos brazos soporten dos largueros.

$$Q_b = 152.696'25 + 2 \times 4.207 = 161.110'25 \text{ Kg.}$$

$$F_y = 161.110'25 \times \text{sen}80 = 158.662'62 \text{ Kg.}$$

$$\checkmark = \frac{Q_b}{A} = \frac{158.662'62 \times 10}{0.027} = 58.763.933. \text{ Pa} = 58'763 \text{ MPa.}$$

Utilizamos un acero de calidad F-114 cuya $\tau_{\text{mx}} = 700 \text{ MPa}$.

$160'46 < 700$ El perfil elegido es válido.

Una de las dos vigas tiene una longitud de 480 mm., mientras que la otra, al cortarse con esta primera, es más corta y mide 467'28 mm.

Longitud viga 1 = 480 mm.

Longitud viga 2 = 467'28 mm.

$$P_1 = \text{Área} \times \text{longitud} \times \text{densidad} = 270 \times 480 \times 0'00785 = 1.017'36 \text{ Kg.}$$

$$P_2 = \text{Área} \times \text{longitud} \times \text{densidad} = 270 \times 467'28 \times 0'0785 = 990'4 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso total} = 1017'36 + 990'4 = 2.007'76 \text{ Kg.}$$

5.5.3. Barras de unión entre las dos partes del balancín.

Estas barras están sometidas a esfuerzos de compresión por ambos lados.

Se desprecia la componente vertical de la fuerza y, al contrario que en el cálculo de los brazos, únicamente tenemos en cuenta el componente horizontal de la misma.

La sección de esta viga es la siguiente.

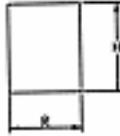


Imagen 5.10.

$$H = 144 \text{ mm.}$$

$$R = 100 \text{ mm.}$$

$$\text{Area} = 144 \times 100 = 14400 \text{ mm}^2 = 0'0144 \text{ m}^2$$

$$F_x = 161.110'25 \times \cos 80 = 27.976'5 \text{ Kg.}$$

$$\checkmark = \frac{F_x}{A} = \frac{27.976'5 \times 10}{0'0144} = 19.428.12.5 \text{ Pa} = 19'42 \text{ MPa.}$$

Para estas vigas escogemos acero F-114 de resistencia igual a 700 MPa.

$19'42 < 700$ El perfil es válido.

Ponemos dos vigas de área 0.0072 mm^2 colocadas en los extremos cerca de los extremos del balancín, a 80 cm. De los extremos. La longitud de esas vigas es la distancia que hay entre las dos parejas de vigas, es decir, 120 cm.

$$\text{Volumen} = 144 \times 120 = 17.280 \text{ cm}^3$$

$$\text{Peso} = 17'28 \times 7'85 = 135'65 \text{ Kg.}$$

Peso total = peso ejes + peso vigas laterales + peso viga triangular + peso barras unión.

$$\text{Peso total balancín} = 14 \times 15'93 + 4 \times 4.207 + 2 \times 2007'76 + 135'65 = 12.628'9 \text{ Kg.}$$

5.5.4. Parte superior del balancín.

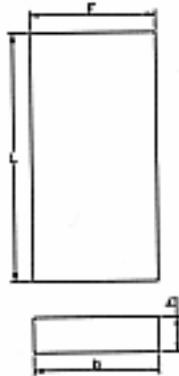


Imagen 5.11. Pieza superior del balancín.

$$f = 1000 \text{ mm.}$$

$$l = 2.000 \text{ mm.}$$

$$b = 200 \text{ mm.}$$

$$I_{nn} = \frac{bh^3}{12} = \frac{1000 \times 200^3}{12} = 666.666.666'66 \text{ mm}^4$$

$$W = I_{nn} = \frac{666.666.666'66}{100} = 6.666.666 \text{ mm}^3 = 0'0066 \text{ m}^3$$

$$\text{Peso} = 1 \times 2 \times 0'2 \times 7'85 = 3.114 \text{ Kg.}$$

Esta estructura soporta la siguiente carga:

$$Q = P_{\text{balancín}} + P_{\text{cables}} + P_{\text{poleas}} + P_{\text{carga}} = 12.628'9 + 2 \times 339 + 125 \times 28 + 305,789'5 = 322.596'5 \text{ Kg.}$$

Esta carga se aplica de forma vertical en la estructura de la forma que se puede ver en el dibujo anterior.

$$R_a = R_b = \frac{Q}{2} = \frac{322.596'5}{2} = 161.298'2 \text{ Kg.}$$

$$M_{mx} = R_a \times X = 161.298'2 \times 1 = 161.298'2 \text{ Kgm.}$$

$$\check{\sigma} = \frac{M_{mx}}{W} = \frac{161.298'2 \times 10}{0'0066} = 244.391.212 \text{ Pa} = 244'39 \text{ MPa.}$$

Para esta pieza usamos acero F-114 cuya Resistencia es de 700 MPa.

$344'39 < 700$ El perfil es válido.

Peso total del balancín cargado = $322.596'5 + 3.114 = 325.710'5 \text{ Kg.}$

5.6 Cable de sujeción del balancín.

Este cable parte del tambor de enrollamiento situado en el bastidor y conecta con el balancín mediante un aparejo de 16 poleas. 8 de las poleas van ubicadas en la parte superior del balancín, mientras que las otras 8 van colocadas cerca del tambor.

Peso a soportar = $Q_b = 325.710'5 \text{ Kg.}$

Datos del cable atendiendo a las tablas 5.0, 5.1 y 5.2.

Cable normal.

Resistencia = 2000 MPa.

Grupo = 3m.

Ramales = 16.... $\mu = 0.86$

$K_c = 0.28$.

$$S = \frac{325.710'5}{16 \times 0'86} = 23.670'82 \text{ Kg.}$$

$$D_{\text{cable}} = K_c \times (S)^{1/2} = 0'28 \times (23.670'82)^{1/2} = 43'07 \approx 44 \text{ mm.}$$

Estructura del cable: 6 x 54 (1 + 6 + 99 + 18) WS. + 1 alma textil.

El cable debe tener una longitud mínima que sea capaz de dejar al balancín en el suelo para posibles reparaciones en el mismo. Se considera que el suelo, no la cama del dique, sino el suelo normal, está situado a 80 m. del las maquinillas de elevación.

$$\text{Longitud cable} = 80 \times 16 = 1280 \text{ m.}$$

$$\text{Peso} = 7'36 \text{ kg/m.} \dots \text{Tabla 5.4.}$$

$$\text{Peso cable} = 1280 \times 7'36 = 9420'8 \text{ Kg.}$$

5.7. Poleas del cable de sujeción.

Tenemos 16 poleas en este cable del tipo de rodamiento de bolas.

Primero calculamos las poleas situadas en el balancín y luego las de compensación situadas en la parte superior.

$$D_{\text{polea}} = D_{\text{cable}} \times h_1 \times h_2$$

Mirando las tablas 5.5, 5.6 y 5.7.

$$H_1 = 20 \dots \text{Cable normal, polea de cable, grupo M5.}$$

$$H_2 = 1.25$$

$$D_{\text{polea}} = 44 \times 20 \times 1'25 = 1075 \text{ mm.}$$

$$\text{Peso} = 235 \text{ Kg.}$$

A continuación se calculan las poleas de compensación.

$$D_{\text{polea}} = D_{\text{cable}} \times h1 \times h2$$

Mirando las tablas 5.5, 5.6 y 5.7

H1 = 14.....Cable normal, polea compensadora, grupo M5.

$$H2 = 1'25$$

$$D_{\text{polea}} = 44 \times 14 \times 1'25 = 602 \text{ mm.}$$

$$\text{Peso} = 70 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso total} = 8 \times 235 + 8 \times 70 = 2.440 \text{ Kg.}$$

6. MECANISMO DE ELEVACIÓN.

El mecanismo de elevación consta de: tambor, motor, acoplamiento, freno y reductora.

La reductora no se calculará, simplemente se mencionara que al girar el motor a unas revoluciones distintas a las del tambor, es necesario la colocación de una reductora entre el elemento conductor y el conducido. Se aplica este mismo principio a todos los motores ubicados en la grúa, se supondrá la existencia de una reductora apropiada para cada caso acoplada al motor correspondiente.

Este conjunto está ubicado en el bastidor, teniendo este pórtico dos bastidores con 3 mecanismos de elevación independientes.

El gancho de volteo dispone de un mecanismo de elevación situado dentro del bastidor pequeño, mientras que los ganchos de proa y popa disponen cada uno de un mecanismo de elevación; colocados los dos dentro del mismo bastidor, el bastidor grande.

Los elementos de los tres mecanismos son exactamente iguales, ya que los tres tienen que levantar la misma carga. Por tanto, se calcularán los elementos de uno sólo de los mecanismos de elevación, y los dos restantes llevarán unos elementos exactamente iguales.

6.1 Tambor.

Los tambores de cables han de calcularse de modo que en la posición más alta del medio de transporte no pueda enrollar más capas de cable que las previstas.

Se colocarán tambores de varias capas: el cable se enrolla en capas sucesivas.

Según las reglas de Gosgortejnador, los bordes de los tambores deben sobresalir por encima de la capa superior del cable enrollado no menos que dos diámetros del cable.

Los tambores son de acero fundido, y sus longitudes son tales que en la posición inferior de los ganchos queden al menos 1'5 espiras muertas, a fin de que refuercen la fijación del cable e impidan que la carga quede colgando directamente de ésta.

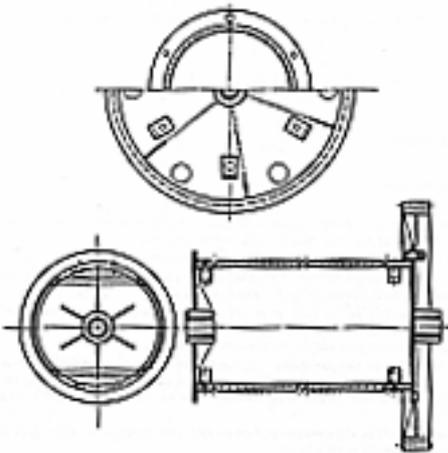


Imagen 6.1. Tambor.

- Cálculo del tambor.

En la siguiente tabla se muestra las dimensiones de las ranuras de los tambores; dimensiones que hacen falta para calcular el tambor.

| | | | | | | | | | |
|--------|-----|-----|----|------|----|-----|----|----|----|
| Dcable | 10 | 13 | 16 | 19 | 22 | 27 | 33 | 40 | 44 |
| s | 12 | 15 | 18 | 22 | 25 | 31 | 37 | 45 | 49 |
| r | 5'5 | 7 | 9 | 10'5 | 12 | 15 | 18 | 22 | 24 |
| a | 1 | 1'5 | 2 | 2'5 | 3 | 3'5 | 4 | 5 | 6 |

Tabla 6.1 Dimensiones de las ranuras de los tambores según la imagen 6.1

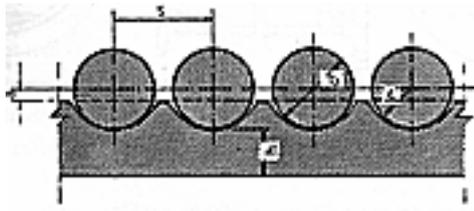


Imagen 6.2. Ranuras del tambor

$$D_{\text{tambor}} = D_{\text{cable}} \times h1 \times h2.$$

$$D_{\text{cable}} = 44 \text{ mm.}$$

Según las tablas 5.5 y 5.6, y sabiendo que es del tipo M5.

$$H1 = 18$$

$$H2 = 1$$

$$D_{\text{tambor}} = 44 \times 18 \times 1 = 792 \approx 800 \text{ mm.}$$

$$L_{\text{espira}} = \pi \times D_{\text{tambor}} = \pi \times 800 = 2.513'27 \text{ mm.}$$

En cada capa colocamos 61 espiras.

Observando la tabla 6.1 vemos que para un diámetro del cable de 44 mm. se corresponde un paso de ranura S de 49 mm.

$$\text{Longitud del tambor} = 3\text{m.}$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ espiras} = \frac{1.280.000}{2.513'27} = 509,27 + 5 \text{ espiras muertas} = 515 \text{ espiras.}$$

En la siguiente tabla se muestra las dimensiones de las ranuras de los tambores; dimensiones que hacen falta para calcular el tambor.

| S (KG.) | DIÁMETRO (MM.) | | | | | | | |
|---------|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| | 250 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 |
| 500 | 3 | 3 | | | | | | |
| 1000 | 4 | 4 | | | | | | |
| 1500 | | 4 | 4 | | | | | |
| 2000 | | 5 | 4 | | | | | |
| 2500 | | | 6 | 6 | | | | |
| 3000 | | | 6 | 6 | | | | |
| 4000 | | | | 7 | | | | |
| 5000 | | | | 8 | 8 | | | |
| 6000 | | | | | 9 | 8 | | |
| 7000 | | | | | 9 | 9 | | |
| 8000 | | | | | | 10 | | |
| 9000 | | | | | | | 11 | 10 |
| 10000 | | | | | | | 11 | 11 |

Tabla 6.2 Espesores de pared para $s = 240$ MPa.

$$\text{Peso que soporta} = \text{Carga} + \text{Poleas} + \text{cable} = 325.710'5 + 2.440 + 9.420'8 =$$

$$= 337.571'3 \text{ Kg.}$$

$$\text{Peso/ramal} = \frac{337.571'3}{16} = 21.098'2 \text{ Kg.}$$

Entramos en la tabla 6.2 con el valor de 20.754'8 Kg. y obtenemos $h_2 = 22$ mm.

$$V_{\text{ext}} = \pi \times (r_{\text{ext}}^2 \times L) = \pi \times 0'4^2 \times 3 = 1'5 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{int}} = \pi \times (r_{\text{ext}}^2 \times L) = \pi \times (0'4 - 0'0022)^2 \times 3 = 1'346 \text{ m}^3$$

$$V_t = V_{\text{ext}} - V_{\text{int}} = 1'5 - 1'346 = 0'154 \text{ m}^3$$

$$P = V_t \times \rho = 0'154 \times 7'85 = 1'209 \text{ Tn.} = 1.209 \text{ Kg.}$$

$$P_{\text{sujeción}} = 0'1 \times 1.209 = 120'9 \text{ Kg.}$$

6.2 Motores de elevación

Igual que en el caso de los tambores, utilizaremos tres motores eléctricos idénticos, para cada uno de mecanismos de elevación.

Los motores eléctricos empleados son trifásicos asíncronos de anillos rozantes. Son motores de construcción especial, con zanchos y refuerzos en las bobinas para soportar los altos esfuerzos mecánicos.

Los motores pueden ser regulados por medio de resistencias retóricas o por equipos electrónicos. El margen de velocidad obtenido es inferior al conseguido con motores de corriente continua, pero son más compactos, baratos y fiables. El par máximo o par de calado es 2'5 a 3 veces el par nominal.

-Protecciones.

Los motores están protegidos del ambiente exterior en diverso grado. El grado de protección se indica con dos cifras a primera indica el grado de protección contra el polvo y la penetración de contactos extraños. La segunda indica el grado de protección contra la penetración de agua.

La protección de estos motores es de IP 54, protegiéndose las cajas de bornas con IP 56.

$$\begin{aligned}\text{Peso a levantar} &= \text{Carga} + \text{tambor} + \text{sujeción tambor} = \\ &= 337.571'3 + 1209 + 120'9 = 338.901'2 \text{ Kg.}\end{aligned}$$

$$V_{\text{elev}} = 5 \text{ m/min.}$$

$$\mu = 0'85$$

$$\text{Pot} = \frac{Q \times V_{\text{elev}}}{4.500 \times \mu} = \frac{338.901'2 \times 5}{4.500 \times 0'85} = 443 \text{ C.V.}$$

Entramos con esta potencia en la tabla 6.3 y escogemos el motor con las siguientes características.+

$$\text{Potencia} = 485 \text{ C.V.}$$

$$\text{Par} = 2.270 \text{ Nm.}$$

$$\text{Tipo} = 1\text{LS4 } 454 - 4\text{AA1.}$$

$$\text{Peso} = 2.800 \text{ Kg.}$$

$$\text{Velocidad} = 1.490 \text{ r.p.m.}$$

| Potencia nominal según VDE 0826 | | Forma de construcción | Construcción accionada | Tensión de servicio | Tipo | Peso neto | Momento de inercia $J = \frac{GD^4}{32}$ kgm ² | Valores de servicio a potencia nominal | | | | | Relación entre par máximo y nominal | Características motor | |
|---------------------------------|------|-----------------------|------------------------|---------------------|---------------------|-----------|---|--|----------------------|-------------------------------|----------------------|-------------|-------------------------------------|-----------------------|--------------|
| CV | kW | | | | | | | Velocidad r.p.m. | Rendimiento η % | Factor de potencia cos ϕ | Intensidad a 380 V A | Par en N.m. | | Tensión V | Intensidad A |
| 1.500 r. p. m. (4 polos) | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5,5 | 4 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 133-4AA2 | 75 | 0,03 | 1 410 | 77 | 0,80 | 99 | 27 | 2,8 | 130 | 21 |
| 7,5 | 5,5 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 135-4AA2 | 90 | 0,035 | 1 410 | 82 | 0,85 | 12 | 37 | 2,7 | 170 | 22 |
| 10 | 7,5 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 163-4AA2 | 110 | 0,068 | 1 425 | 85 | 0,82 | 10,3 | 50 | 3,0 | 180 | 27 |
| 15 | 11 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 166-4AA2 | 125 | 0,09 | 1 440 | 87 | 0,83 | 23 | 74 | 3,4 | 260 | 26 |
| 20 | 15 | 180 L | SIN | 220/380 500 | 1LS2 136-4AA2 -4AA3 | 215 | 0,23 | 1 445 | 88 | 0,84 | 31 | 101 | 4 | 250 | 37 |
| 25 | 18,5 | 200 L | SIN | 220/380 500 | 1LS2 155-4AA2 -4AA3 | 265 | 0,29 | 1 450 | 89 | 0,85 | 37 | 124 | 3,8 | 215 | 54 |
| 30 | 22 | 200 L | SIN | 220/380 500 | 1LS2 158-4AA2 -4AA3 | 305 | 0,43 | 1 450 | 90 | 0,80 | 43 | 148 | 4 | 250 | 54 |
| 40 | 30 | 225 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 170-4AA2 -4AA3 | 400 | 0,70 | 1 455 | 91,5 | 0,88 | 57 | 201 | 3,9 | 165 | 115 |
| 50 | 37 | 250 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 186-4AA2 -4AA3 | 555 | 1,02 | 1 460 | 90,5 | 0,88 | 71 | 247 | 3,8 | 180 | 125 |
| 60 | 45 | 250 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 186-4AA2 -4AA3 | 595 | 1,10 | 1 465 | 91,5 | 0,88 | 85 | 300 | 4,2 | 230 | 121 |
| 82 | 60 | 280 S | SIN | 220/380 500 | 1LS2 204-4AA2 -4AA3 | 745 | 1,9 | 1 470 | 92,5 | 0,88 | 112 | 392 | 4 | 265 | 145 |
| 100 | 75 | 280 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 206-4AA2 -4AA3 | 820 | 2,17 | 1 475 | 93 | 0,89 | 138 | 497 | 4 | 305 | 150 |
| 125 | 90 | 315 S | SIN | 220/380 500 | 1LS2 224-4AA2 -4AA3 | 980 | 3,1 | 1 475 | 93,5 | 0,89 | 165 | 587 | 3,8 | 315 | 175 |
| 150 | 110 | 315 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 226-4AA2 -4AA3 | 1.070 | 3,65 | 1 475 | 94 | 0,90 | 200 | 712 | 4 | 380 | 175 |
| 180 | 132 | 355 | SIN | 380 500 | 1LS4 354-4AA1 -4AA3 | 1.400 | 4,9 | 1 475 | 93 | 0,90 | 240 | 853 | 3,6 | 395 | 205 |
| 210 | 155 | 355 | SIN | 380 500 | 1LS4 355-4AA1 -4AA3 | 1.450 | 5,5 | 1 480 | 93,5 | 0,90 | 280 | 1.000 | 3,9 | 475 | 190 |
| 250 | 185 | 355 | SIN | 380 500 | 1LS4 356-4AA1 -4AA3 | 1.550 | 6,2 | 1 480 | 94 | 0,90 | 330 | 1.120 | 4,2 | 560 | 192 |
| 315 | 230 | 400 | SIN | 380 500 | 1LS4 404-4AA1 -4AA3 | 2.000 | 11 | 1 485 | 94,5 | 0,91 | 406 | 1.480 | 3,7 | 455 | 305 |
| 380 | 285 | 400 | SIN | 380 500 | 1LS4 406-4AA1 -4AA3 | 2.150 | 13 | 1 485 | 95 | 0,91 | 500 | 1.830 | 3,9 | 570 | 300 |
| 485 | 355 | 450/1 | SIN | 380 500 | 1LS4 454-4AA1 -4AA3 | 2.800 | 20 | 1 490 | 95 | 0,92 | 620 | 2.270 | 4,1 | 630 | 310 |
| 630 | 450 | 450/2 | SIN | 380 500 | 1LS4 456-4AA1 -4AA3 | 3.100 | 24 | 1 490 | 95 | 0,92 | 780 | 2.590 | 4,1 | 790 | 345 |

Tabla 6.3. Motores eléctricos.

6.3 Acoplamiento.

Los acoplamientos son aparatos que permiten transmitir un par determinado entre una parte conductora y otra conducida, unidas ambas por medio de unos elementos. Dependiendo de la naturaleza de estos elementos tendremos acoplamientos rígidos, elásticos, semiplásticos y flexibles.

En este caso se usarán acoplamientos elásticos.

Estos acoplamientos permiten el alargamiento o acortamiento (debido a la variación de temperatura), así como pequeñas inclinaciones de los árboles.

Los acoplamientos elásticos se usan cuando es necesario amortiguar choques de arranques y frenados de los motores como es nuestro caso, así como cuando no se dispone de un bastidor indeformable.

Los acoplamientos elásticos constan de un manguito conductor (1) y un manguito conducido (2) de acero fundido ampliamente dimensionados para transmitir los esfuerzos a que pueden estar sometidos.

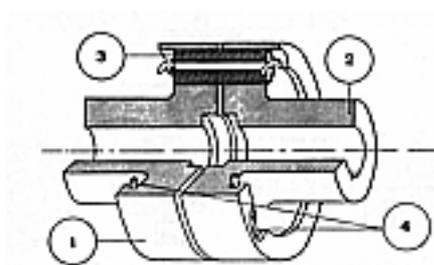


Imagen 6.3 Acoplamiento elástico.

Estos manguitos alojan los elementos elásticos (3) que consisten en un arco de caucho especial vulcanizado a unos casquillos de acero. Dichos tacos amortiguan las puntas de par producidas en el arranque y durante la marcha, así como las vibraciones, irregularidades de velocidad, etc.

Los elementos elásticos son perfectamente cilíndricos y pueden ser introducidos en sus alojamientos con facilidad y sin necesidad de desplazar ninguna de las máquinas acopladas, lo cual supone una ventaja notable al efectuar su alineación. Los manguitos disponen de unas ranuras en las cuales unos anillos de tope (4) impiden que los elementos elásticos sean expulsados de sus alojamientos por efecto del esfuerzo producido en la transmisión.

Estos anillos, retenidos entre la ranura del manguito y unos pitones de sujeción, pueden desmontarse fácilmente sin necesidad de herramientas especiales, con el fin de efectuar la sustitución de los elementos elásticos en caso de desgaste o rotura.

- Cálculo del acoplamiento.

Se ha de calcular el momento a transmitir por el acoplamiento.

$$P_{\text{motor}} = 485 \text{ C.V.}$$

$$N = 1.490 \text{ r.p.m.}$$

$$M = \frac{\text{Pot} \times 716'5}{N} = \frac{485 \times 716'5}{1.490} = 223'22 \text{ Kgm.}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad} = 2'25.$$

$$M = 223'22 \times 2'25 = 524'75 \text{ Kgm.}$$

Con este momento nos vamos a la tabla 6.4 y vemos que el acoplamiento elástico apropiado es el siguiente:

Tipo 800

$$\text{Peso} = 213 \text{ Kg.}$$

| TIPO | PAR m. Kg. | A Ø | | B | C | D | E | F | G | H | K | L | PESO | PD ₂ |
|--------|---------------|------|------|-----|-----|-----|----|-----|-----|----|----|-----|-------|--------------------|
| | | Máx. | Min. | Ø | Ø | | | | | | | Ø | Kg. | Kg. m ² |
| MA - 2 | 2 | 26 | 14 | 41 | 80 | 60 | 3 | 123 | 40 | 20 | 8 | 34 | 2,10 | 0,0037 |
| - 3,75 | 3,75 | 30 | 16 | 47 | 90 | 72 | 3 | 147 | 52 | 20 | 10 | 42 | 2,75 | 0,0059 |
| - 6,25 | 6,25 | 42 | 16 | 68 | 115 | 95 | 3 | 193 | 75 | 20 | 13 | 52 | 6,50 | 0,0195 |
| - 12,5 | 12,5 | 45 | 18 | 70 | 130 | 128 | 5 | 261 | 95 | 33 | 16 | 58 | 10,75 | 0,0426 |
| - 20 | 20 | 50 | 22 | 78 | 140 | 130 | 5 | 265 | 97 | 33 | 18 | 67 | 12,50 | 0,059 |
| - 30 | 30 | 55 | 28 | 88 | 150 | 130 | 5 | 265 | 97 | 33 | 18 | 68 | 15 | 0,082 |
| - 50 | 50 | 65 | 32 | 105 | 190 | 163 | 6 | 332 | 121 | 42 | 20 | 88 | 29 | 0,248 |
| - 75 | 75 | 80 | 38 | 125 | 210 | 163 | 6 | 332 | 121 | 42 | 20 | 100 | 37 | 0,395 |
| - 135 | 135 | 90 | 42 | 140 | 250 | 200 | 10 | 410 | 138 | 62 | 25 | 112 | 64 | 0,975 |
| - 200 | 200 | 95 | 52 | 145 | 280 | 200 | 10 | 410 | 138 | 62 | 25 | 120 | 73 | 1,44 |
| - 325 | 325 | 105 | 62 | 165 | 325 | 220 | 10 | 450 | 158 | 62 | 27 | 130 | 103 | 2,75 |
| - 500 | 500 | 110 | 75 | 175 | 400 | 245 | 10 | 500 | 181 | 64 | 30 | 150 | 146 | 5,90 |
| - 800 | 800 | 125 | 80 | 195 | 480 | 250 | 10 | 510 | 186 | 64 | 35 | 170 | 213 | 12,25 |
| - 1200 | 1200 | 150 | 85 | 235 | 575 | 265 | 10 | 540 | 201 | 64 | 40 | 190 | 316 | 23,80 |

Tabla 6.4. Acoplamientos elásticos.

6.4. Frenos.

En las máquinas de elevación se emplean frenos para detener el movimiento de la carga, el carro, el puente, o pórtico, etc. Presentan la particularidad de que comienzan a frenar cuando dejamos de alimentarlos eléctricamente o de accionarlos mecánicamente. Esto se debe a consideraciones de seguridad. Si el equipo se queda sin tensión, el freno actúa por medio de un resorte. Para poder iniciar el movimiento se acciona el mecanismo del freno y éste levanta la cinta o zapata venciendo la fuerza del resorte. Al cortar la tensión se produce una parada brusca, a menos que usemos sistemas especiales que retardan la acción del freno.

Los frenos que vamos a utilizar son frenos de mordaza accionados por Eldro.

El accionador Eldro consta de un motor de jaula de ardilla, cuyo sentido de giro es independiente del orden de conexión de las fases, una turbina movida por el motor, y un pistón lleno de aceite. La presión creada por la turbina empuja al eje. Al cesar la

presión el eje vuelve a su sitio por efecto del muelle antagonista. Este muelle no es el resorte que acciona el freno.

Los actuadores Eldro tienen otras aplicaciones sobre todo en posicionamiento. Existen tipos especiales (con válvula de retardo de descenso, etc.) Pueden ser regulados variando la tensión de alimentación.

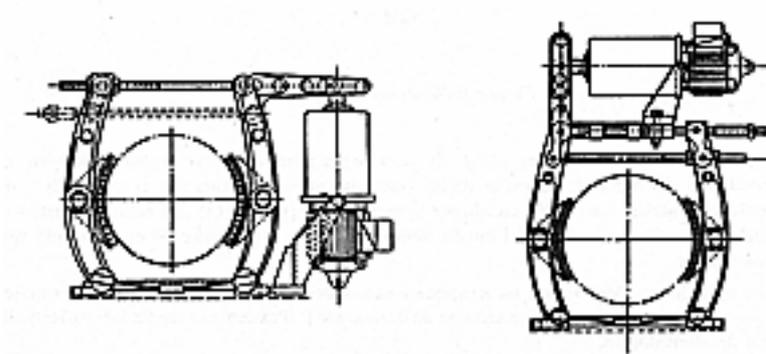


Imagen 6.4 Frenos tipo Eldro.

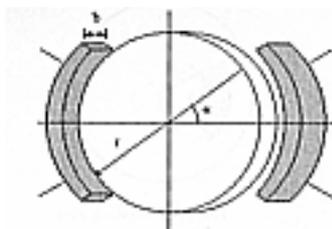


Figura 6.5 Sección freno mordaza de Eldro.

Los frenos deben ser capaces de detener a los motores de elevación a máxima potencia.

$$M_{\text{mx motor}} = \text{Par} \times 4 = 2.270 \times 4 = 9.080 \text{ Nm.}$$

$$\text{Coeficiente freno motor elevación} = 2'5.$$

$$M_{\text{freno}} = M_{\text{mx motor}} \times 2'5 = 9.080 \times 2'5 = 22.700 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{freno}} = 4 \times b \times r^2 \times \rho \times \text{tg}\varphi \times \alpha$$

$$\alpha = \frac{\pi}{4} = 0'78$$

$$\text{Tg}\varphi = 0'3$$

$$\rho = 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$b = \text{anchura} = 0'15 \text{ m.}$$

$$r = \text{radio} = 0'45 \text{ m.}$$

$$M_{\text{freno}} = 4 \times 0'15 \times 0'45^2 \times 10^6 \times 0'3 \times 0'78 = 28.431 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{freno}} = 28.431 \text{ Nm}$$

$$28.431 > 22.700$$

Como el resultado es razonablemente mayor que el necesario, el perfil del freno es válido.

7. BASTIDOR

7.1 El carro abierto.

En esta grúa optamos por el carro abierto. Este es el mecanismo de cargas elevadas por excelencia. Su estructura resistente, robusta, es capaz de soportar las fuertes cargas verticales y de transmitir los esfuerzos generados por la carga útil a los redillos de rodadura.

En él encontramos los siguientes elementos.

- a) Mecanismo de elevación compuesto por aparejo móvil, tambor de cable, polea de compensación, reductor, freno y motor de accionamiento. Todos esos elementos fueron calculados anteriormente.
- b) Mecanismo de traslación del carro compuesto por ruedas, reductor, freno, y motor de accionamiento.. Estos elementos serán calculados más adelante una vez que se conozca el peso del bastidor.
- c) Estructura resistente (bastidor).

A continuación se muestra una imagen de la composición del bastidor de un carro abierto.

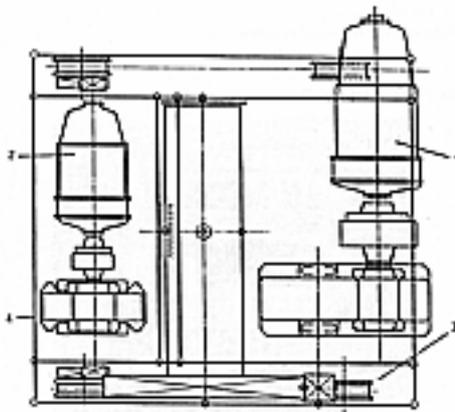


Imagen 7.0 Disposición general de un bastidor.

1. Mecanismo de elevación.
2. Mecanismo de traslación
3. Rodillos de traslación.
4. Estructura.

La disposición interior adoptada en los dos bastidores que existen en la grúa es semejante a la de la figura 7.0.

Se utilizará un único bastidor como estructura resistente de los mecanismos de elevación de los ganchos de proa y popa. Es decir, se dispondrá de un bastidor en cuyo interior se encontraran dos motores de elevación, dos tambores, dos acoplamientos, etc., que se apoyará y moverá sobre las vigas de 4'5 m. o vigas exteriores del larguero o viga principal de la grúa.

Sobre las otras dos vigas interiores más pequeñas, se moverá un bastidor con un único mecanismo de elevación correspondiente al gancho de volteo.

Por tanto se calcularán dos bastidores distintos.

7.2 Bastidor de mayor tamaño.

Este bastidor tiene en su interior como ya se dijo antes dos mecanismos de elevación. Estos dos están colocados simétricamente respecto el centro del bastidor a ambas bandas del mismo.. El bastidor está formado por: techo, paredes, y suelo con dos aperturas rectangulares para la salida de los cables colocadas a ambos lados. De este modo los cables caerán por el exterior de las vigas superiores resistentes de la grúa.

La disposición general de este bastidor es la siguiente.

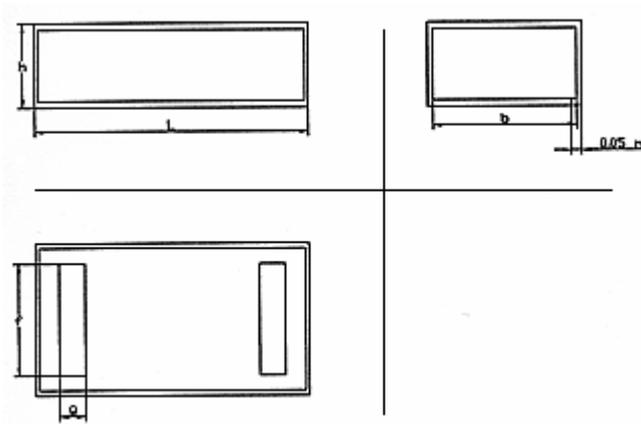


Imagen 7.1. Bastidor grande

El espacio entre las vigas es de 3'5 m. , es el espacio por donde caerán los cables del gancho de volteo. Las vigas tienen una anchura de 1 m. Estos datos se verán reflejados más adelante cuando se calcule la estructura de la grúa.

$$B = 3'8 \text{ m.} = \text{longitud del tambor} + 0'4 \text{ m. a cada lado.}$$

$$L = 1 \times 4 + 3'5 = 7'5 \text{ m.}$$

$$H = 2 \text{ m.}$$

$$G = 3 \text{ m}$$

$$F = 1 \text{ m.}$$

Calculamos primero el volumen del bastidor teniendo en cuenta que el espesor de todas las planchas de acero es de 5 cm. Este espesor es más que suficiente para soportar las cargas a las que debe ser sometido el bastidor.

- Paredes

$$A_1 = h \times b = 2 \times 3'8 = 7'6 \text{ m}^2$$

$$A_2 = l \times h = 7'5 \times 2 = 15 \text{ m}^2$$

- Techo.

$$A_3 = l \times b = 7'5 \times 3'8 = 28'5 \text{ m}^2$$

- Suelo.

$$A_4 = l \times b - (2 \times f \times g) = 7'5 \times 3'8 - (2 \times 1 \times 3) = 25'5 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Area total} &= 2 \times A_1 + 2 \times A_2 + A_3 + A_4 = 2 \times 7'6 + 2 \times 15 + 28'5 + 25'5 = \\ &= 72 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Volumen} = 72 \times 0'05 = 3'6$$

$$\text{Peso} = V \times \rho = 3'6 \times 7'85 = 27'365 \text{ Tn.} = 27.365 \text{ Kg.}$$

El bastidor está soportado por cuatro patas que son las patas en cuyos extremos se hallan los paquetes de rodadura.

Estas patas deben soportar el peso del bastidor, el de la carga, y el de todos los elementos que se encuentran en el bastidor. Están colocadas justo debajo de los soportes de los tambores.

$$\begin{aligned} \text{Peso} &= P_{\text{bastidor}} + 2 \times P_{\text{mecanismo elevación}} + 2 \times P_{\text{carga}} = 27.365 + 2 \times 3.812'9 + \\ &+ 2 \times 337.571'3 = 710.133'4 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$\text{Peso/pata} = \frac{710.133'4}{4} = 177.533'35 \text{ Kg.}$$

$$A = 0'05 \text{ m}^2$$

$$\ddot{\sigma} = \frac{177.533'35 \times 10}{0'05} = 35.506.670 \text{ Pa} = 35'5 \text{ MPa.}$$

La sección de las patas es válida.

Altura de las patas = 1'2 m.

$$\text{Peso} = 0'05 \times 1'2 \times 7'85 = 0'3925 \text{ Tn} = 392'5 \text{ Kg.}$$

7.3 Bastidor pequeño.

Este bastidor aloja un único mecanismo de elevación, el mecanismo de elevación del gancho de volteo. Se vio que el bastidor grande dispone de dos aperturas a ambos lados del mismo. Éste, sin embargo, dispone de una sola apertura en su parte central. El tambor de este bastidor está colocado de forma ortogonal a la estructura de la grúa, al contrario que en el caso anterior, para permitir la salida del cable entre las vigas resistentes.

La disposición general de este bastidor es la siguiente.

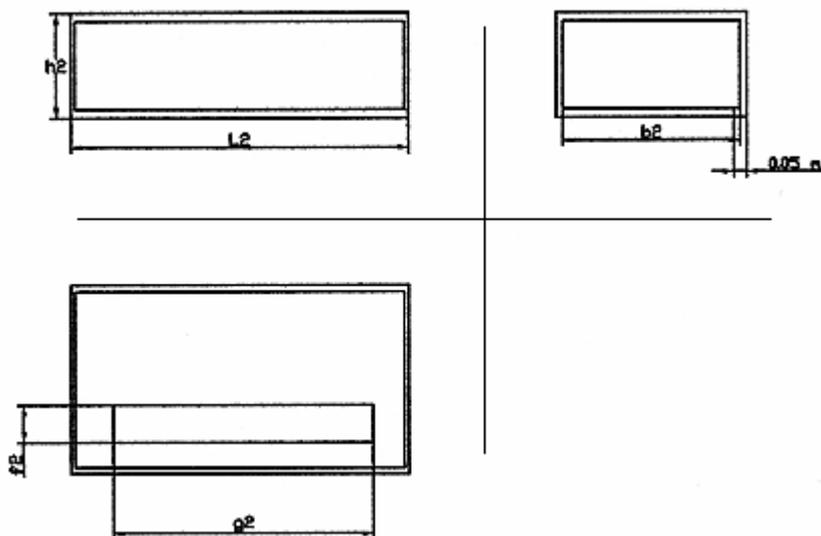


Imagen 7.2 Bastidor pequeño.

El bastidor es semejante al anterior, y sus medidas son las siguientes:

$$L_2 = 5 \text{ m.}$$

$$B_2 = 2 \text{ m.}$$

$$H_2 = 1'5 \text{ m.}$$

$$G_2 = 2'9 \text{ m.}$$

$$F_2 = 0'5 \text{ m.}$$

Calculamos primero el volumen del bastidor teniendo en cuenta que el espesor de todas las planchas de acero es de 5 cm. al igual que en el caso anterior.. Este espesor es más que suficiente para soportar las cargas a las que debe ser sometido el bastidor.

-Paredes.

$$A_1 = l_2 \times h_2 = 1'5 \times 5 = 7'5 \text{ m}^2$$

$$A_2 = h_2 \times b_2 = 1'5 \times 2 = 3 \text{ m}^2.$$

- Techo.

$$A_3 = l_2 \times b_2 = 5 \times 2 = 10 \text{ m}^2.$$

-Suelo.

$$A_4 = (l_2 \times b_2) - (f_2 \times g_2) = (5 \times 2) - (0'5 \times 2'9) = 8'55 \text{ m}^2.$$

$$\begin{aligned} \text{Área Total} &= 2 \times A_1 + 2 \times A_2 + A_3 + A_4 = 2 \times 7'5 + 2 \times 3 + 10 + 8'55 = \\ &= 34'55 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Volumen} = 34'55 \times 0'05 = 1'7275 \text{ m}^3$$

$$\text{Peso} = 1'7275 \times 7'85 = 11'439 \text{ Tn} = 11.439 \text{ Kg.}$$

Este bastidor no tiene patas, ya que va situado justo encima de sus vigas soporte, y está en contacto con ellas directamente con las ruedas, sin la necesidad de patas para el contacto.

8. MECANISMO DE TRASLACIÓN DEL CARRITO.

El mecanismo de traslación consta de motor, acoplamiento, freno, reductora, ruedas y raíles. Se dispone de dos mecanismos distintos, ya que tenemos dos bastidores, cada uno con una carga de servicio determinada, y circulando por distintas vigas.

Primero se calculará el mecanismo de traslación correspondiente al bastidor pequeño, es decir, al correspondiente al gancho de volteo. Este bastidor recorre las vigas más pequeñas, por dentro de las otras vigas más grandes.

8.1 Mecanismo de traslación carro pequeño.

8.1.2 Motor

Se usarán motores trifásicos asíncronos de inducción de anillos rozantes como en el caso del mecanismo de elevación.

Se dispondrá de un único motor de traslación por cada bastidor, que será el encargado de proporcionar la potencia propulsora al carrito.

Los motores de traslación tienen las mismas características que los de elevación, diferenciándose tan sólo en la potencia, tamaño, etc.

$$\text{Pot} = \frac{G \times W \times V_{\text{tras}}}{4.500.000 \times \mu}$$

$$\mu = 0,85$$

$$V_{\text{tras}} = 40 \text{ m/min.}$$

$W = 7$ Cojinete de rodamiento.

$$G = P_{\text{elementos suspensión}} + P_{\text{motor}} + P_{\text{tambor}} + P_{\text{acoplamiento}} + P_{\text{bastidor}} =$$

$$= 337.571'3 + 2.800 + 1.209'9 + 120'9 + 213 + 11.143'9 = 353.059 \text{ Kg.}$$

$$\text{Pot} = \frac{353.059 \times 7 \times 40}{4.500.000 \times 0'85} = 25'84 \text{ C.V.}$$

Entramos con este valor en la tabla 6.3 y escogemos el siguiente motor.

$$\text{Pot} = 30 \text{ C.V.}$$

$$\text{Peso} = 305 \text{ Kg.}$$

$$\text{Tipo} = 1\text{LS2 4AA2}$$

$$Gd_2^2 = 4 \times I = 4 \times 0'43 = 1'72$$

$$N_2 = 1.450 \text{ r.p.m.}$$

$$\text{Par} = 148 \text{ Nm.}$$

Comprobamos que el par necesario para la aceleración es menor al par máximo que nos puede proporcionar el motor.

$$M_{\text{mx}} = \text{Par} \times 3'4 = 148 \times 3'4 = 503'2 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{aceleración}} = \frac{\sum Gd_i^2 \times n}{374 \times t_a}$$

$t_a = 4\text{s} \dots$ por ser el carrito.

$$d = \frac{V_{\text{tras}}}{\pi \times n} = \frac{40}{\pi \times 1.500} = 0'00848$$

$$Gd_1^2 = \frac{Qd^2}{\mu} = \frac{353.059 \times 0'00848^2}{0'85} = 29'869$$

$$Gd_1^2 = Gd_2^2 \times \frac{N_2^2}{N_1^2} = 1'72 \times \frac{1.450^2}{1.500^2} = 1'093$$

$$\Sigma Gd_1^2 = 1'093 + 29'869 = 30'96$$

$$M_{\text{aceleración}} = \frac{30'96 \times 1.500}{375 \times 4} = 30'96 \text{ Kgm} = 309'6 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{mx}} = 503'2 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{aceleración}} = 309'6 \text{ Nm.}$$

$$309'6 < 503'2$$

Como el motor nos da un par mayor al necesario para la aceleración, el motor escogido es válido.

8.1.3 Acoplamiento.

El acoplamiento que se pondrá en este motor será, al igual que en el caso de los motores de elevación, acoplamientos elásticos.

Las características son exactamente las mismas a las explicadas en el apartado 6.3.

Cálculo del par máximo a transmitir por el acoplamiento.

$$M = \frac{716'5 \times \text{Pot}}{N} = \frac{716'5 \times 30}{1.450} = 14'83 \text{ Kgm.}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad} = 2'25$$

$$M = 14'83 \times 2'25 = 33'37 \text{ Kgm.}$$

Entramos con este valor en la tabla 6.4 y escogemos el siguiente acoplamiento:

Tipo 50

Peso = 29 Kg.

8.1.4 Frenos.

Los frenos son los mismos que en el caso de los frenos de los motores de elevación: freno de mordaza de accionamiento electromecánico de Eldro.

$$M_{\text{mx motor}} = 148 \times 4 = 592 \text{ Nm.}$$

Coefficiente freno motor traslación= 1'5.

$$M_{\text{freno}} = 592 \times 1'5 = 888 \text{ Nm.}$$

$$M = 4 \times b \times r^2 \times \rho \times \text{tg}\varphi \times \alpha$$

$$\alpha = \frac{\pi}{4} = \frac{0'78}{4}$$

$$\text{Tg}\varphi = 0'3$$

$$\rho = 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$b = \text{anchura} = 0'05 \text{ m.}$$

$$r = \text{radio} = 0'2 \text{ m.}$$

$$M = 4 \times 0'05 \times 0'2^2 \times 10^6 \times 0'3 \times 0'78 = 1.123'2 \text{ Nm.}$$

$$1.123'2 > 888$$

El momento de frenado es razonablemente mayor al necesario, por lo que las dimensiones del freno son válidas.

8.1.5. Ruedas y carriles.

Las ruedas metálicas son el elemento de apoyo por excelencia de los aparatos de elevación, Por tanto, las usaremos como elemento de apoyo en los carritos. Las ruedas unidas directamente al elemento motriz son denominadas tractoras. El resto son libres.

Los perfiles de rodadura pueden tener uno o dos salientes laterales o pestañas, con objeto de direccionar el movimiento de la rueda a lo largo de los raíles. Las ruedas sin pestañas pueden utilizarse solamente en presencia de rodillos-guía complementarios con el eje vertical de rotación.

Los carritos de traslación usarán ruedas sin pestañas con rodillo-guía. La utilización de estas ruedas disminuye esencialmente las pérdidas por rozamiento por el carril ya que el rozamiento de deslizamiento de las pestañas se sustituye por el de rodadura del rodillo. Debido a esta afirmación, disminuye la potencia de los motores de traslación y aumenta considerablemente la vida de la rueda.

En el siguiente dibujo se muestra la forma de estas ruedas.

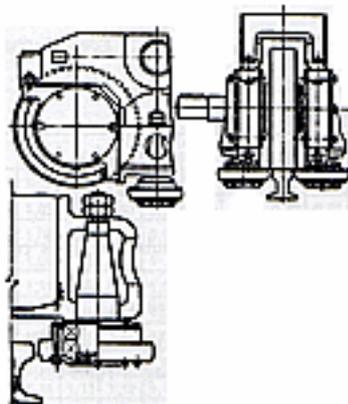


Imagen 8.1. Rueda sin pestaña con rodillo-guía.

Peso a trasladar = $Q = 353.059 + 305 + 29 = 353.393 \text{ Kg}$,

Utilizamos un total de 16 ruedas, 8 por banda en 2 grupos de 4.

$$Q_{\text{rueda}} = \frac{Q}{16} = \frac{353.393}{16} = 22.087 \text{ Kg.}$$

Para el cálculo de las ruedas se usan las siguientes tablas:

| Diámetro de la rueda de portadora d_1 mm | C_2 para v en m/min | | | | | | | | | | | | | | |
|---|----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 10 | 12.5 | 16 | 20 | 25 | 31.5 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 |
| 200 | 1.09 | 1.06 | 1.03 | 1 | 0.97 | 0.94 | 0.91 | 0.87 | 0.82 | 0.77 | 0.72 | 0.66 | - | - | - |
| 250 | 1.11 | 1.09 | 1.06 | 1.03 | 1 | 0.97 | 0.94 | 0.91 | 0.87 | 0.82 | 0.77 | 0.72 | 0.66 | - | - |
| 315 | 1.13 | 1.11 | 1.09 | 1.06 | 1.03 | 1 | 0.97 | 0.94 | 0.91 | 0.87 | 0.82 | 0.77 | 0.72 | 0.66 | - |
| 400 | 1.14 | 1.13 | 1.11 | 1.09 | 1.06 | 1.03 | 1 | 0.97 | 0.94 | 0.91 | 0.87 | 0.82 | 0.77 | 0.72 | 0.66 |
| 500 | 1.15 | 1.14 | 1.13 | 1.11 | 1.09 | 1.06 | 1.03 | 1 | 0.97 | 0.94 | 0.91 | 0.87 | 0.82 | 0.77 | 0.72 |
| 630 | 1.17 | 1.15 | 1.14 | 1.13 | 1.11 | 1.09 | 1.06 | 1.03 | 1 | 0.97 | 0.94 | 0.91 | 0.87 | 0.82 | 0.77 |
| 710 | - | 1.16 | 1.14 | 1.13 | 1.12 | 1.1 | 1.07 | 1.04 | 1.02 | 0.99 | 0.96 | 0.92 | 0.89 | 0.84 | 0.79 |
| 800 | - | 1.17 | 1.15 | 1.14 | 1.13 | 1.11 | 1.09 | 1.06 | 1.03 | 1 | 0.97 | 0.94 | 0.91 | 0.87 | 0.82 |
| 900 | - | - | 1.16 | 1.14 | 1.13 | 1.12 | 1.1 | 1.07 | 1.04 | 1.02 | 0.99 | 0.96 | 0.92 | 0.89 | 0.84 |
| 1000 | - | - | 1.17 | 1.15 | 1.14 | 1.13 | 1.11 | 1.09 | 1.06 | 1.03 | 1 | 0.97 | 0.94 | 0.91 | 0.87 |
| 1120 | - | - | - | 1.16 | 1.14 | 1.13 | 1.12 | 1.1 | 1.07 | 1.04 | 1.02 | 0.99 | 0.96 | 0.92 | 0.89 |
| 1250 | - | - | - | 1.17 | 1.15 | 1.14 | 1.13 | 1.11 | 1.09 | 1.06 | 1.03 | 1 | 0.97 | 0.94 | 0.91 |

Tabla 8.1. Coeficiente del número de revoluciones.

| Duración de funcionamiento del mecanismo de rodadura (referido a 1 hora) | C_3 |
|--|-------|
| hasta 16 % | 1'25 |
| Más de 16 a 25 % | 1'12 |
| Más de 25 a 40 % | 1 |
| Más de 40 a 63 % | 0'9 |
| Más de 63 % | 0'8 |

Tabla 8.2. Coeficiente de vida de la rueda.

| Abre- viate- tura | Ancho de la ca- bera h | b ₁ | b ₂ | b ₃ | r ₁ | r ₂ | r ₃ | h ₁ | r ₂ | r ₃ | r ₁ | r ₂ | r ₃ | r ₄ | r ₅ | Sec- ción | Peso kg/m | Momen- to de iner- cia J _x cm ⁴ | Distan- cia al centro de gra- vedad e _x cm | Momen- to de resis- tencia W _x cm ³ | Momen- to de iner- cia J _y cm ⁴ | Momen- to de resis- tencia W _y cm ³ |
|-------------------------|---------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------|--------------|--|---|--|--|--|
| A 45 | 45 | 125 | 54 | 24 | 14,5 | 11 | 8 | 55,1 | 24 | 20 | 4 | 3 | 4 | 5 | 4 | 28,3 | 22,2 | 91 | 3,31 | 27,5 | 169 | 27,0 |
| A 55 | 55 | 150 | 66 | 31 | 17,5 | 12,5 | 9 | 65,1 | 30,5 | 25 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 40,7 | 32,0 | 127 | 3,65 | 46,9 | 337 | 44,9 |
| A 65 | 65 | 175 | 78 | 38 | 20 | 14 | 10 | 75,1 | 34 | 30 | 6 | 5 | 5 | 6 | 5 | 55,4 | 43,5 | 167 | 4,44 | 73,7 | 609 | 69,8 |
| A 75 | 75 | 200 | 90 | 45 | 22 | 15,4 | 11 | 85,1 | 39,5 | 35 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 72,1 | 56,5 | 245 | 5,00 | 109 | 1070 | 101 |
| A 100 | 100 | 260 | 120 | 60 | 27 | 18,5 | 12 | 105,1 | 45,5 | 40 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 95,6 | 75,2 | 388 | 5,21 | 170 | 1960 | 132 |
| A 120 | 120 | 320 | 150 | 72 | 30 | 20 | 14 | 125,1 | 55,5 | 47,5 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 129,0 | 101,3 | 520 | 5,70 | 249 | 2770 | 215 |

Tabla 8.3. Dimensiones carril tipo Burbach.

Escogemos un diámetro de las ruedas de 400 mm.

$$D_{\text{rueda}} = \frac{Q_r}{P_{\text{adm}} \times C_2 \times C_3 \times (K - 2n_1)}$$

- $P_{\text{adm}} = 7 \text{ N/mm}^2$

Mirando las tablas tenemos:

- $C_2 = 1$

- $C_3 = 0'9$

- $K - 2n_1 = 100$ Perfil Burbach tipo A - 100.

$$400 \geq \frac{22.087 \times 10}{7 \times 1 \times 0'9 \times 100} = 350'58 \text{ mm.}$$

El diámetro escogido es válido. Se utilizarán 16 ruedas de 400 mm. en 4 grupos de 4 ruedas sobre un perfil Burbach A- 100.

La sección del perfil Burbach es la siguiente:

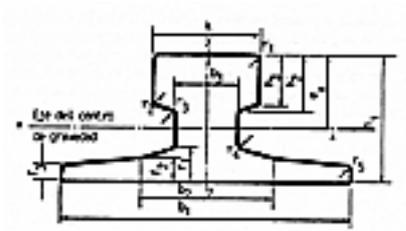


Imagen 8.2. Perfil de carril Burbach.

8.2 Mecanismo de traslación carro grande.

8.2.1 Motor

Se usarán motores trifásicos asíncronos de inducción de anillos rozantes como en el caso del mecanismo de traslación del carro pequeño.

Como se dijo anteriormente este bastidor también contará con un único motor de traslación.

$$Pot = \frac{G \times W \times V_{tras}}{4.500.000 \times \mu}$$

$$\mu = 0,85$$

$$V_{tras} = 40 \text{ m/min.}$$

$$W = 7 \dots \text{ Cojinete de rodamiento.}$$

$$\begin{aligned}
 G &= 2 \times P_{\text{elementos suspensión}} + 2 \times P_{\text{tambor}} + 2 \times P_{\text{acoplamiento}} + P_{\text{bastidor}} + 4P_{\text{pata}} + 2 \times \\
 P_{\text{motor}} &= \\
 &= 2 \times 337.571,3 + 2 \times 2.800 + 2 \times 1.209,9 + 2 \times 120,9 + 2 \times 213 + 27.365 + \\
 &+ 4 \times 392,5 = 712.765,2 \text{ Kg.}
 \end{aligned}$$

$$\text{Pot} = \frac{712.765'2 \times 7 \times 40}{4.500.000 \times 0'85} = 52'17 \text{ C.V.}$$

Entramos con este valor en la tabla 6.3 y escogemos el siguiente motor.

$$\text{Pot} = 60 \text{ C.V.}$$

$$\text{Peso} = 595 \text{ Kg.}$$

$$\text{Tipo} = 1\text{LS2 } 186 - 4\text{AA2}$$

$$\text{Gd}_2^2 = 4 \times I = 4 \times 1'16 = 4'64$$

$$N_2 = 1.465 \text{ r.p.m.}$$

$$\text{Par} = 300 \text{ Nm.}$$

Comprobamos que el par necesario para la aceleración es menor al par máximo que nos puede proporcionar el motor.

$$M_{\text{mx}} = \text{Par} \times 3'4 = 300 \times 3'4 = 1020 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{aceleración}} = \frac{\Sigma \text{Gd}_i^2 \times n}{374 \times t_a}$$

$$t_a = 4\text{s... por ser el carrito.}$$

$$d = \frac{V_{\text{tras}}}{\pi \times n} = \frac{40}{\pi \times 1.500} = 0'00848$$

$$\text{Gd}_1^2 = \frac{\text{Qd}^2}{\mu} = \frac{712.765'2 \times 0'00848^2}{0'85} = 60'2$$

$$\text{Gd}_1^2 = \text{Gd}_2^2 \times \frac{N_2^2}{N_1^2} = 4'64 \times \frac{1.465^2}{1.500^2} = 4'426$$

$$\Sigma Gd_1^2 = 4'426 + 60'2 = 64'62$$

$$M_{\text{aceleración}} = \frac{64'62 \times 1.500}{375 \times 4} = 64'62 \text{ Kgm} = 646'2 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{mx}} = 1020 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{aceleración}} = 646'2 \text{ Nm.}$$

$$646'2 < 1020$$

Como el motor nos da un par mayor al necesario para la aceleración, el motor escogido es válido.

8.2.2 Acoplamiento.

El acoplamiento que se pondrá en este motor será, al igual que en el caso del mecanismo de traslación del carro pequeño, acoplamiento elástico.

Las características son exactamente las mismas a las explicadas en el apartado 6.3.

Cálculo del par máximo a transmitir por el acoplamiento.

$$M = \frac{716'5 \times \text{Pot}}{N} = \frac{716'5 \times 60}{1.465} = 29'345 \text{ Kgm.}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad} = 2'25$$

$$M = 29'345 \times 2'25 = 66'06 \text{ Kgm.}$$

Entramos con este valor en la tabla 6.4 y escogemos el siguiente acoplamiento:

Tipo 75

Peso = 37 Kg.

8.2.3 Frenos.

Los frenos son los mismos que en el caso de los frenos de los demás motores, : freno de mordaza de accionamiento electromecánico de Eldro.

$$M_{\text{mx motor}} = 300 \times 4 = 1.200 \text{ Nm.}$$

Coefficiente freno motor traslación= 1'5.

$$M_{\text{freno}} = 1.200 \times 1'5 = 1.800 \text{ Nm.}$$

$$M = 4 \times b \times r^2 \times \rho \times \text{tg}\varphi \times \alpha$$

$$\alpha = \frac{\pi}{4} = 0'78$$

$$\text{Tg}\varphi = 0'3$$

$$\rho = 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$b = \text{anchura} = 0'04 \text{ m.}$$

$$r = \text{radio} = 0'24 \text{ m.}$$

$$M = 4 \times 0'04 \times 0'24^2 \times 10^6 \times 0'3 \times 0'78 = 2.156'54 \text{ Nm.}$$

$$2.156'54 > 1.020$$

El momento de frenado es razonablemente mayor al necesario, por lo que las dimensiones del freno son válidas.

8.2.4. Ruedas y carriles

Se usarán el mismo tipo de ruedas que en el carrito pequeño, pero se opta por poner 24 ruedas en lugar de 16, con objeto de que el diámetro de las ruedas no sea demasiado grande ya que la carga que soportan es mayor.

$$\text{Peso a trasladar} = 701.758'6 + 595 + 37 = 702.390'6 \text{ Kg.}$$

$$Q_{\text{rueda}} = \frac{Q}{24} = \frac{712.765'2}{24} = 29.698'55 \text{ Kg.}$$

Escogemos un diámetro de las ruedas de 500 mm.

$$D_{\text{rueda}} = \frac{Q_r}{P_{\text{adm}} \times C_2 \times C_3 \times (K - 2n_1)}$$

$$- P_{\text{adm}} = 7 \text{ N/mm}^2$$

Mirando las tablas tenemos:

$$- C_2 = 1'03$$

$$- C_3 = 0'9$$

$$- K - 2n_1 = 100 \dots\dots\dots \text{Perfil Burbach tipo A} - 100.$$

$$500 \geq \frac{29.698'55 \times 10}{7 \times 1'03 \times 0'9 \times 100} = 457'67 \text{ mm.}$$

El diámetro escogido es válido. Se utilizarán 24 ruedas de 500 mm. en 4 grupos de 6 ruedas sobre un perfil Burbach A- 100.

9. ESTRUCTURA

Se entiende por estructura de un de elevación, el conjunto de elementos resistentes del mismo, que tienen por objeto absorber los esfuerzos generados por las diferentes solicitaciones, y transmitirlos a la estructura fija.

La construcción de la estructura de un aparato de elevación ha variado de forma notable en los últimos años. Hasta hace varias décadas, era frecuente observar estructuras conformadas por celosías. Los perfiles estaban unidos mediante remaches y las vigas tomaban elevadas dimensiones para conseguir los momentos de inercia necesarios.

El progresivo conocimiento de las técnicas de soldadura generó un cambio notable en la filosofía de las estructuras de los aparatos de elevación. La clásica estructura de grandes dimensiones conformada por celosías de perfiles remachados era sustituida por modernas y esbeltas vigas formadas por placas metálicas electrosoldadas. Con este nuevo estilo de de construcción se conseguía disminuir el coto global de la estructura debido fundamentalmente a la mayor sencillez del proceso de fabricación.

En nuestra grúa se opta por la elección de una estructura en viga-cajón. Este tipo de estructura soporta altos esfuerzos de torsión además de los correspondientes a flexión y cortadura. Esta característica implica la posibilidad de implementar carros abiertos o carros en voladizo. En este caso, y como ya se dijo anteriormente, se usarán los carros abiertos. La sección de la viga principal es constante a lo largo de su longitud.

Se usará una estructura de viga cajón consistente en 4 vigas soldadas dos a dos. La sección de la viga principal es la siguiente:

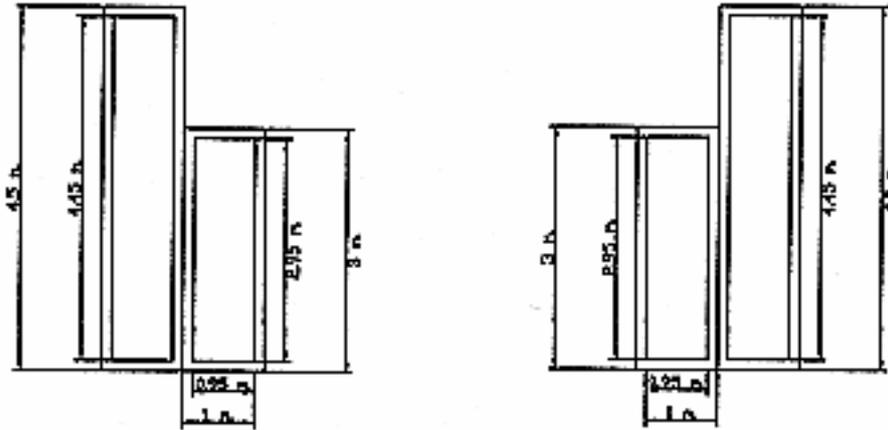


Imagen 9.1. Sección de la viga principal.

9.1 Vigas interiores

La sección de las vigas interiores es de 3 x 1 m. con un espesor de 50 mm.

Comenzamos calculando las vigas de menor tamaño.

$$\text{Coeficiente dinámico} = \gamma = 1 + (\text{D} \times V_1) = 1 + (0,6 \times 0,083) = 1,05$$

$$I_n = \frac{bh^3}{12} = \frac{(3.000^3 \times 1.000 - 2.950^3 \times 950)}{12} = 2'176 \times 10^{11} \text{ mm}^4$$

$$W = \frac{I_n}{Y} = \frac{2'176 \times 10^{11}}{1.500} = 145069097,2 \text{ mm}^3$$

$$A = (3 \times 1) - (2,95 \times 0,95) = 0,1975 \text{ m}^2$$

$$P = V \times \rho = 0,1975 \times 60 \times 7,85 = 93 \text{ Tn.}$$

Comenzamos calculando las vigas de menor tamaño.

$$k_o. = P_{\text{carga}} + P_{\text{mecanismo elevación}} + P_{\text{mecanismo traslación}} + P_{\text{aparejos}} = 353.393 \text{ Kg.}$$

La carga se reparte en dos vigas.

$$Q = \frac{353.393}{2} = 176.696'5 \text{ Kg.}$$

$$Q_{\text{mayorada}} = \gamma \times Q = 176.696'5 \times 1'05 = 185.531'32 \text{ Kg.}$$

9.1.1 Solicitaciones horizontales

Calculamos las sollicitaciones horizontales que debemos sumar a las sollicitaciones principales debido al peso.

9.1.1.2 Movimientos horizontales.

$$Q = 176.696'5 \text{ Kg}$$

$$V_t = 40 \text{ m/min.} = 0'666 \text{ m/s}$$

$$T_a = 4 \text{ s. en grúas pórtico.}$$

$$A = \frac{V_t}{T_a} = \frac{0'666}{4} = 0'1665 \text{ m/s}^2$$

$$F = \frac{m \times a}{9'8} = \frac{176.696'5 \times 0'1665}{9'8} = 3002'03 \text{ Kg.}$$

9.1.1.3 Recuperación de flecha.

$$F = \frac{m \times a}{9'8} = \frac{176.696'5 \times 0,1}{9'8} = 1.803 \text{ Kg.}$$

9.1.1.4. Choque de topes.

La velocidad de traslación tiene un valor de 0'66 m/s, y al ser inferior a 0'7 m/s, la sollicitación debido al efecto del choque de topes no se tiene en cuenta.

9.1.2.Viento

No lo tenemos en cuenta ya que el viento se aplica en las vigas exteriores, tan sólo tengo en cuenta el viento que se aplica en la carga.

$$F = m \times a = \frac{300.000 \times 0'03}{2} = 4.500 \text{ Kg.} = S_w$$

9.1.3Combinación de sollicitaciones

$$S = [M \times (S_g + S_l \times \varphi + S_h) + S_w] \times C_s$$

$$M = 1.2 \dots\dots \text{Grupo M8 en tabla 4.0}$$

$$C_s = 1'33 \dots\dots \text{Aparato en servicio con viento.}$$

$$S_g = 93.000 \text{ Kg.}$$

$$S_l \times \varphi = 185.531'32 \text{ Kg.}$$

$$S_h = 3.002'03 + 1.803 = 4.805'03 \text{ Kg.}$$

$$S_w = 4.500 \text{ Kg.}$$

$$S = [1'2 \times (93.000 + 185.531'32 + 4.805'03) + 4.500] \times 1'33 = 458.189 \text{ Kg.}$$

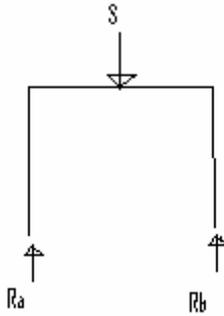


Imagen 9.2 Reacciones

El momento es máximo en el centro, es decir, en $X = 30 \text{ m}$.

$$R_a = R_b = \frac{S}{2} = \frac{458.189}{2} = 229.084'5 \text{ Kg.}$$

$$\tau = \frac{M_{\text{mx}}}{W} = \frac{229.084'5 \times 30.000 \times 10}{145069097'2} = 473'2 \text{ MPa}$$

Usamos acero F-114 con una resistencia de 700 Mpa.

$473'2 < 700$ Por lo tanto el perfil es válido.

$$\text{Flecha} = \frac{PL^3}{48 \times E \times I_n} = \frac{229.084'5 \times 60.000^3}{48 \times 2'1 \times 104 \times 2'176 \times 10^{11}} = 225'6 \text{ mm.}$$

9.2 Vigas exteriores.

La sección de las vigas interiores es de $4'5 \times 1 \text{ m}$. con un espesor de 50 mm.

$$\text{Coeficiente dinámico} = \gamma = 1 + (\delta \times V_t) = 1 + (0'6 \times 0'083) = 1'05$$

$$I_n = \frac{bh^3}{12} = \frac{(4.500^3 \times 1.000 - 4.450^3 \times 950)}{12} = 6'174 \times 10^{11} \text{ mm}^4$$

$$W = \frac{I_n}{Y} = \frac{6'17 \times 10^{11}}{2.250} = 393333333'3 \text{ mm}^3$$

$$A = (4'5 \times 1) - (4'45 \times 0'95) = 0'2725 \text{ m}^2$$

$$P = V \times \rho = 0'2725 \times 60 \times 7'85 = 128'34 \text{ Tn.}$$

$$Q_t = P_{\text{carga}} + P_{\text{mecanismo elevación}} + P_{\text{mecanismo traslación}} + P_{\text{aparejos}} = 713.397'2 \text{ Kg.}$$

La carga se reparte en dos vigas.

$$Q = \frac{713.397'2}{2} = 356.698'6 \text{ Kg.}$$

$$Q_{\text{mayorada}} = \gamma \times Q = 356.698'6 \times 1'05 = 374.533'53 \text{ Kg.}$$

9.2.1 Solicitaciones horizontales

Calculamos las sollicitaciones horizontales que debemos sumar a las sollicitaciones principales debido al peso.

9.2.1.1 Movimientos horizontales.

$$Q = 356.698'6 \text{ Kg}$$

$$V_t = 40 \text{ m/min.} = 0'666 \text{ m/s}$$

$T_a = 4$ s. en grúas pórtico.

$$A = \frac{V_t}{T_a} = \frac{0'666}{4} = 0'1665 \text{ m/s}^2$$

$$F = \frac{m \times a}{9'8} = \frac{356.698'6 \times 0'1665}{9'8} = 6.000'2 \text{ Kg.}$$

9.2.1.2 Recuperación de flecha.

$$F = \frac{m \times a}{9'8} = \frac{356.698'6 \times 0,1}{9'8} = 3.639'8 \text{ Kg.}$$

9.2.1.3. Choque de topes.

La velocidad de traslación tiene un valor de 0'66 m/s, y al ser inferior a 0'7 m/s, la sollicitación debido al efecto del choque de topes no se tiene en cuenta.

9.2.2. Viento

Viento aplicado en la carga.

$$F = m \times a = \frac{600.000 \times 0'03}{2} = 9.000 \text{ Kg.} = S_w$$

Viento aplicado en las vigas.

Para calcular la fuerza del viento aplicado en las vigas usaremos el siguiente dibujo, que muestra los coeficientes necesarios para calcular dicha fuerza para una viga cajón.

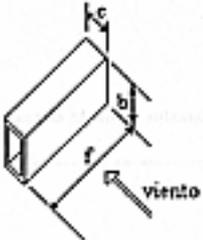
| | | f/d | C _r | |
|--|---|---------|----------------|------|
| vigas cajón grandes sobre 35 mm cuadradas ó 25 x 45 mm rectangulares |  | b/c = 2 | 40 | 2,20 |
| | | | 30 | 2,10 |
| | | | 20 | 1,95 |
| | | | 10 | 1,75 |
| | | | 5 | 1,55 |
| | | b/c = 1 | 40 | 1,90 |
| | | | 30 | 1,85 |
| | | | 20 | 1,75 |
| | | | 10 | 1,55 |
| | | | 5 | 1,40 |
| | b/c = 1/2 | 40 | 1,40 | |
| | | 30 | 1,35 | |
| | | 20 | 1,30 | |
| | | 10 | 1,20 | |
| | | 5 | 1,00 | |
| | b/c = 1/4 | 40 | 1,00 | |
| | | 30 | 1,00 | |
| | | 20 | 0,90 | |
| | | 10 | 0,90 | |
| | | 5 | 0,80 | |

Imagen 9.2 Valores del coeficiente C_r.

$$F = q \times A \times C_r$$

$$A = 4'5 \times 60 = 270 \text{ m}^2$$

$$q = 50 \text{ kg/m}^2 \text{ ,,,,,,, Viento en servicio.}$$

$$\frac{b}{c} = \frac{4'5}{1} = 4'5$$

$$\frac{f}{b} = \frac{60}{4'5} = 13'333$$

Miramos en la columna de $b/c > 2$ y obtenemos $C_r = 1'816$ mediante una interpolación.

$$F = 50 \times 270 \times 1'816 = 24.516 \text{ Kg.}$$

$$S_w = 24.516 + 9.000 = 33.516 \text{ Kg.}$$

9.2.3 Combinación de solicitaciones

$$S = [M \times (S_g + S_l \times \varphi + S_h) + S_w] \times C_s$$

$$M = 1.2 \dots\dots \text{Grupo M8 en tabla 4.0}$$

$$C_s = 1.33 \dots\dots \text{Aparato en servicio con viento.}$$

$$S_g = 128.340 \text{ Kg.}$$

$$S_l \times \varphi = 374.533'53 \text{ Kg.}$$

$$S_h = 6.000'2 + 3.639'8 = 9.640 \text{ Kg.}$$

$$S_w = 33.516 \text{ Kg.}$$

$$S = [1.2 \times (128.340 + 374.533'53 + 9.640) + 33.516] \times 1.33 = 862.547'9 \text{ Kg.}$$

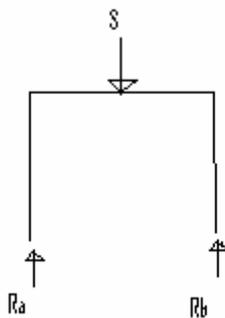


Imagen 9.2 Reacciones

El momento es máximo en el centro, es decir, en $X = 30 \text{ m}$.

$$R_a = R_b = \frac{S}{2} = \frac{862.547'9}{2} = 431.273'95 \text{ Kg.}$$

$$\tau = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{431.273'95 \times 30.000 \times 10}{393.333.333'3} = 328'94 \text{ MPa.}$$

Usamos acero F-114 con una resistencia de 700 Mpa.

$328'94 < 700$ Por lo tanto el perfil es válido.

$$\text{Flecha} = \frac{PL^3}{48 \times E \times I_n} = \frac{431.273'95 \times 60.000^3}{48 \times 2'1 \times 104 \times 6'174 \times 10^{11}} = 149'7 \text{ mm.}$$

9.3 Poste rectangular

Para el cálculo de los postes se utilizará las solicitaciones resultantes de las combinaciones de solicitaciones. Consideramos que la grúa está cargada al máximo con 600 toneladas soportadas por los ganchos de proa y popa.

$$P_1 = 862.547'9 \text{ Kg.}$$

$$P_2 = P_{\text{vigas}} + P_{\text{bastidor}} = 2 \times 93.000 + 53.393 = 239.393 \text{ Kg.}$$

$$P_t = 2 \times 862.547'9 + 239.393 = 1.964.488'8 \text{ Kg.}$$

El poste tiene una altura de 100 m. y el siguiente perfil:

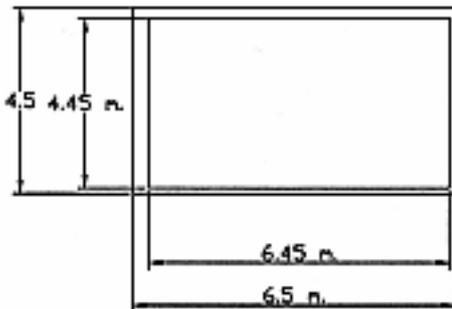


Imagen 9.2. Sección del perfil rectangular.

$$A = (6'5 \times 4'5) - (6'45 \times 4'45) = 0'5475 \text{ m}^2$$

$$V = 0'5475 \times 100 = 54'75 \text{ m}^3$$

$$P = V \times \rho = 54'75 \times 7'65 = 429'7875 \text{ Tn.}$$

$$I_n = \frac{bh^3}{12} = \frac{(6.500^3 \times 4.400) - (6.450^3 \times 4.450)}{12} = 1'9927 \text{ m}^4$$

$$W = \frac{I_n}{Y} = \frac{1'99217}{2'25} = 0'88634 \text{ m}^3$$

Sobre esta viga incide el viento normalmente, por lo que también debemos calcular la fuerza aplicada por el viento en la viga.

La presión aerodinámica varía con la altura, por lo que debemos dividir la viga en las alturas para las que la presión de viento es distinta y sumarlas.

| <u>H (m)</u> | <u>Pv (kg/m²)</u> |
|--------------|------------------------------|
|--------------|------------------------------|

0-20 _____ 25

20-100 _____ 50

$$A_1 = 4'5 \times 20 = 90 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 4'5 \times 80 = 260 \text{ m}^2$$

$$F_1 = 90 \times 25 = 2.200 \text{ Kg.}$$

$$F_2 = 360 \times 50 = 18.00 \text{ Kg.}$$

$$F_1 + F_2 = 2.200 + 18.000 = 20.200 \text{ Kg.}$$

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{20.200 \times 100 \times 10}{0'886} = 22'799 \text{ MPa.}$$

$$Q = 1.964.488'8 + 429.787'5 + 20.200 = 2.414.476'3 \text{ Kg.}$$

Para e cálculo de los postes suponemos que la carga se encuentra en el extremo de la viga principal y debe soportar el peso de la grúa completa.

$$\check{\sigma} = \frac{Q}{A} = \frac{2.414.476'3 \times 10}{0'5475} = 44.100.023'74 \text{ Pa} = 44'1 \text{ Mpa.}$$

$$\tau_{\text{equiv}} = (\check{\sigma}^2 + \tau^2)^{1/2} = (44'12^2 + 22'799^2)^{1/2} = 44'69$$

Usamos acero tipo F-114 con una resistencia de 700 Mpa.

44'69 < 700..... El perfil es válido.

9.4.Postes cilíndricos.

En la parte derecha de la grúa utilizamos dos vigas de sección circular como postes. Forman un ángulo de 5 grados.

La sección de estos postes es circular porque terminan en un cojinete colocado en una rótula para evitar que la grúa se rompa en caso de que los postes de un lado de la

grúa avancen más rápido que los del otro. El objetivo de la rótula es la de impedir que se transmita el momento de la parte superior de la grúa a los postes.

La sección de cada uno de los dos postes es la siguiente.

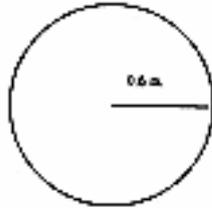


Imagen 9.3 Sección del perfil circular.

$$A = \pi \times r^2 = \pi \times 0.6^2 = 1.13097 \text{ m}^2$$

$$P = 1.13097 \times 100 \times 7.85 = 887.811 \text{ Tn.}$$

Como ya se ha dicho los postes forman un ángulo de 5 grados, por lo que debemos descomponer el peso que soportan los perfiles entre componentes vertical y horizontal. Despreciamos la fuerza debido al viento ya que el perfil es muy aerodinámico.

$$Q = \frac{2.414.476.3}{2} = 1.207.238.15$$

$$Q_t = 887.811 + 1.207.238.15 = 2.095.049 \text{ Kg.}$$

$$Q_x = 2.095.049 \times \text{sen}(2.5) = 91.384.75 \text{ Kg.}$$

$$Q_y = 2.095.049 \times \text{cos}(2.5) = 2.093.054.97 \text{ Kg.}$$

$$\checkmark = \frac{Q_y}{A} = \frac{2.093.054.97 \times 10}{1.13097} = 18.506.724.05 \text{ Pa} = 18.5 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{91.384'75 \times 100 \times 10}{0'88634} = 103.103.493 \text{ Pa} = 103'1 \text{ Mpa.}$$

$$\tau_{\text{equiv}} = (\check{\sigma}^2 + \tau^2)^{1/2} = (18'5^2 + 103'1^2)^{1/2} = 104'74 \text{ Mpa.}$$

Usamos acero tipo F-114 con una resistencia de 700 Mpa.

103'74 < 700..... El perfil es válido.

10. MECANISMO DE TRASLACIÓN DEL PÓRTICO

El mecanismo de traslación consta de motor, acoplamiento, freno, reductora, ruedas y raíles

Dispondremos de dos mecanismos de traslación distintos. Uno colocado en el poste de forma rectangular, y el otro en los postes circulares.

10.1 Mecanismo de traslación poste rectangular.

10.1.2 Motor

Se usará un motor trifásico asíncrono de inducción de anillos rozantes como en el caso de los demás mecanismos.

Los motores de traslación tienen las mismas características que los de anteriores, diferenciándose tan sólo en la potencia, tamaño, etc.

$$\text{Pot} = \frac{G \times W \times V_{\text{tras}}}{4.500.000 \times \mu}$$

$$\mu = 0'85$$

$$V_{\text{tras}} = 40 \text{ m/min.}$$

$$W = 7 \text{ Cojinete de rodamiento.}$$

$$G = \frac{1.964.488'8 + 2 \times 887.811}{2} = 1.870.055'4 \text{ Kg.}$$

$$\text{Pot} = \frac{1.870.055'4 \times 7 \times 40}{4.500.000 \times 0'85} = 136'9 \text{ C.V.}$$

Entramos con este valor en la tabla 6.3 y escogemos el siguiente motor.

$$\text{Pot} = 150 \text{ C.V.}$$

$$\text{Peso} = 1.070 \text{ Kg.}$$

$$\text{Tipo} = 1\text{LS2 226-4AA2}$$

$$\text{Gd}_2^2 = 4 \times I = 4 \times 3'65 = 14'6$$

$$N_2 = 1.070 \text{ r.p.m.}$$

$$\text{Par} = 712 \text{ Nm.}$$

Comprobamos que el par necesario para la aceleración es menor al par máximo que nos puede proporcionar el motor.

$$M_{\text{mx}} = \text{Par} \times 3'4 = 712 \times 3'4 = 2.420'8 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{aceleración}} = \frac{\Sigma \text{Gd}_1^2 \times n}{374 \times t_a}$$

$$t_a = 6\text{s... por ser el pórtico}$$

$$d = \frac{V_{\text{tras}}}{\pi \times n} = \frac{40}{\pi \times 1.500} = 0'00848$$

$$\text{Gd}_1^2 = \frac{\text{Qd}^2}{\mu} = \frac{1.870.055'4 \times 0'00848^2}{0'85} = 158'207$$

$$\text{Gd}_1^2 = \text{Gd}_2^2 \times \frac{N_2^2}{N_1^2} = 14'6 \times \frac{1.070^2}{1.500^2} = 7'43$$

$$\Sigma \text{Gd}_1^2 = 158'207 + 7'43 = 165'63$$

$$M_{\text{aceleración}} = \frac{165'63 \times 1.500}{375 \times 6} = 110'42 \text{ Kgm} = 1104'2 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{mx}} = 2.420'8 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{aceleración}} = 1.104'2 \text{ Nm.}$$

$$1.104'2 < 2.420'8$$

Como el motor nos da un par mayor al necesario para la aceleración, el motor escogido es válido.

10.1.3 Acoplamiento.

El acoplamiento que se pondrá en este motor será, al igual que en el caso de los motores de elevación, acoplamientos elásticos.

Las características son exactamente las mismas a las explicadas en el apartado 6.3.

Cálculo del par máximo a transmitir por el acoplamiento.

$$M = \frac{716'5 \times \text{Pot}}{N} = \frac{716'5 \times 150}{1.070} = 100'44 \text{ Kgm.}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad} = 2'25$$

$$M = 100'44 \times 2'25 = 226 \text{ Kgm.}$$

Entramos con este valor en la tabla 6.4 y escogemos el siguiente acoplamiento:

Tipo 325

Peso = 103 Kg.

10.1.4 Frenos.

Los frenos son los mismos que en el caso de los frenos de los motores de elevación: freno de mordaza de accionamiento electromecánico de Eldro.

$$M_{\text{mx motor}} = 712 \times 4 = 2.848 \text{ Nm.}$$

Coeficiente freno motor traslación= 1'5.

$$M_{\text{freno}} = 2.848 \times 1'5 = 4.272 \text{ Nm.}$$

$$M = 4 \times b \times r^2 \times \rho \times \text{tg}\varphi \times \alpha$$

$$\alpha = \frac{\pi}{4} = 0'78$$

$$\text{Tg}\varphi = 0'3$$

$$\rho = 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$b = \text{anchura} = 0'25 \text{ m.}$$

$$r = \text{radio} = 0'5 \text{ m.}$$

$$M = 4 \times 0'25 \times 0'5^2 \times 10^6 \times 0'3 \times 0'78 = 5.850 \text{ Nm.}$$

$$5.850 > 4.272$$

El momento de frenado es razonablemente mayor al necesario, por lo que las dimensiones del freno son válidas.

10.1.5. Ruedas y carriles.

Usaremos el mismo tipo de ruedas que en los demás mecanismos de traslación.

Peso a trasladar = $Q = 1.870.055'4 + 1.070 + 103 = 1.871.228'4 \text{ Kg}$,

Utilizamos un total de 20 ruedas.

$$Q_{\text{rueda}} = \frac{Q}{20} = \frac{1.871.228'4}{20} = 93.561'42 \text{ Kg.}$$

Escogemos un diámetro de las ruedas de 1.250 mm.

$$D_{\text{rueda}} = \frac{Q_r}{P_{\text{adm}} \times C_2 \times C_3 \times (K - 2n_1)}$$

$$- P_{\text{adm}} = 7 \text{ N/mm}^2$$

Mirando las tablas tenemos:

$$- C_2 = 1'13$$

$$- C_3 = 0'9$$

$$- K - 2n_1 = 120 \dots\dots\dots \text{Perfil Burbach tipo A - 120.}$$

$$1.250 \geq \frac{93.561'42 \times 10}{7 \times 1'13 \times 0'9 \times 120} = 1.095'2 \text{ mm.}$$

El diámetro escogido es válido. Se utilizarán 20 ruedas de 1.2500 mm. en 2 grupos de 10 ruedas sobre un perfil Burbach A- 120.

10.2 Mecanismo de traslación de los postes circulares.

10.2.1 Motor

Se usará un motor trifásico asíncrono de inducción de anillos rozantes como en el caso de los demás mecanismos.

Los motores de traslación tienen las mismas características que los de anteriores, diferenciándose tan sólo en la potencia, tamaño, etc.

$$\text{Pot} = \frac{G \times W \times V_{\text{tras}}}{4.500.000 \times \mu}$$

$$\mu = 0'85$$

$$V_{\text{tras}} = 40 \text{ m/min.}$$

$$W = 7 \dots \text{Cojinete de rodamiento.}$$

$$G/\text{poste} = \frac{1.964.488'8 + 2 \times 887.811}{2 \times 2} = 935.027'7 \text{ Kg.}$$

$$\text{Pot} = \frac{935.027'7 \times 7 \times 40}{4.500.000 \times 0'85} = 68'4 \text{ C.V.}$$

Entramos con este valor en la tabla 6.3 y escogemos el siguiente motor.

$$\text{Pot} = 82 \text{ C.V.}$$

$$\text{Peso} = 745 \text{ Kg.}$$

$$\text{Tipo} = 1LS2 204-4AA2$$

$$Gd_2^2 = 4 \times I = 4 \times 1'9 = 7'6$$

$$N_2 = 1.470 \text{ r.p.m.}$$

$$\text{Par} = 392 \text{ Nm.}$$

Comprobamos que el par necesario para la aceleración es menor al par máximo que nos puede proporcionar el motor.

$$M_{\text{mx}} = \text{Par} \times 3'4 = 392 \times 3'4 = 1.332'8 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{aceleración}} = \frac{\Sigma Gd_1^2 \times n}{374 \times t_a}$$

$$t_a = 6\text{s... por ser el pórtico}$$

$$d = \frac{V_{\text{tras}}}{\pi \times n} = \frac{40}{\pi \times 1.500} = 0'00848$$

$$Gd_1^2 = \frac{Qd^2}{\mu} = \frac{935.027'7 \times 0'00848^2}{0'85} = 79'103$$

$$Gd_1^2 = Gd_2^2 \times \frac{N_2^2}{N_1^2} = 7'6 \times \frac{1.470^2}{1.500^2} = 7'3$$

$$\Sigma Gd_1^2 = 79'103 + 7'3 = 86'4$$

$$M_{\text{aceleración}} = \frac{86'4 \times 1.500}{375 \times 6} = 57'6 \text{ Kgm} = 576 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{mx}} = 1.332'8 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{aceleración}} = 576 \text{ Nm.}$$

$$576 < 1.332'8$$

Como el motor nos da un par mayor al necesario para la aceleración, el motor escogido es válido.

10.2.2 Acoplamiento.

El acoplamiento que se pondrá en este motor será, al igual que en el caso de los demás, acoplamientos elásticos.

Las características son exactamente las mismas a las explicadas en el apartado 6.3.

Cálculo del par máximo a transmitir por el acoplamiento.

$$M = \frac{716'5 \times 82}{N} = \frac{716'5 \times 82}{1.470} = 39'97 \text{ Kgm.}$$

Coefficiente de seguridad = 2'25

$$M = 39'97 \times 2'25 = 89'92 \text{ Kgm.}$$

Entramos con este valor en la tabla 6.4 y escogemos el siguiente acoplamiento:

Tipo 135

Peso = 64 Kg.

10.2.3 Frenos.

Los frenos son los mismos que en el caso de los frenos de los motores de elevación: freno de mordaza de accionamiento electromecánico de Eldro.

$$M_{\text{mx motor}} = 392 \times 4 = 1.568 \text{ Nm.}$$

Coefficiente freno motor traslación= 1'5.

$$M_{\text{freno}} = 1.568 \times 1'5 = 2.352 \text{ Nm.}$$

$$M = 4 \times b \times r^2 \times \rho \times \text{tg}\varphi \times \alpha$$

$$\alpha = \frac{\pi}{4} = 0'78$$

$$\text{Tg}\varphi = 0'3$$

$$\rho = 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$b = \text{anchura} = 0'25 \text{ m.}$$

$$r = \text{radio} = 0'4 \text{ m.}$$

$$M = 4 \times 0'25 \times 0'4^2 \times 10^6 \times 0'3 \times 0'78 = 3.852 \text{ Nm.}$$

$$3.852 > 2.352$$

El momento de frenado es razonablemente mayor al necesario, por lo que las dimensiones del freno son válidas.

10.2.4. Ruedas y carriles.

Usaremos el mismo tipo de ruedas que en el mecanismo de traslación del poste rectangular. Usaremos el mismo número de ruedas y con el mismo diámetro, ya que la carga a mover es la misma.

BIBLIOGRAFÍA

TIMOSHENKO. RESISTENCIA DE MATERIALES
JAMES M. GERE

GRÚAS
ANTONIO LARRODE – ANTONIO MIRAVETE

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS
VIRGIL MORING FAIRES

DIMENSIONAMIENTO DE CONSTRUCCIONES DE ACERO, HORMIGÓN ARMADO Y
MADERA
GÁBOR GALGÓCZY

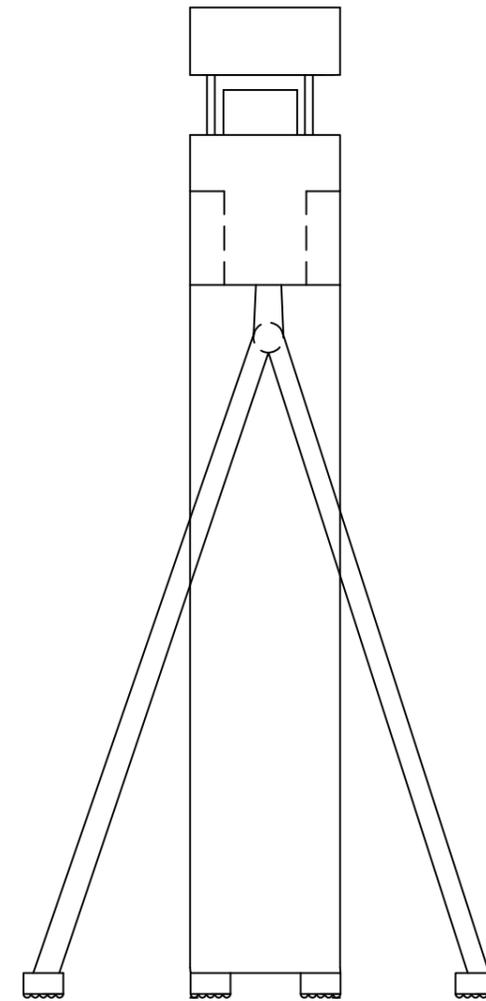
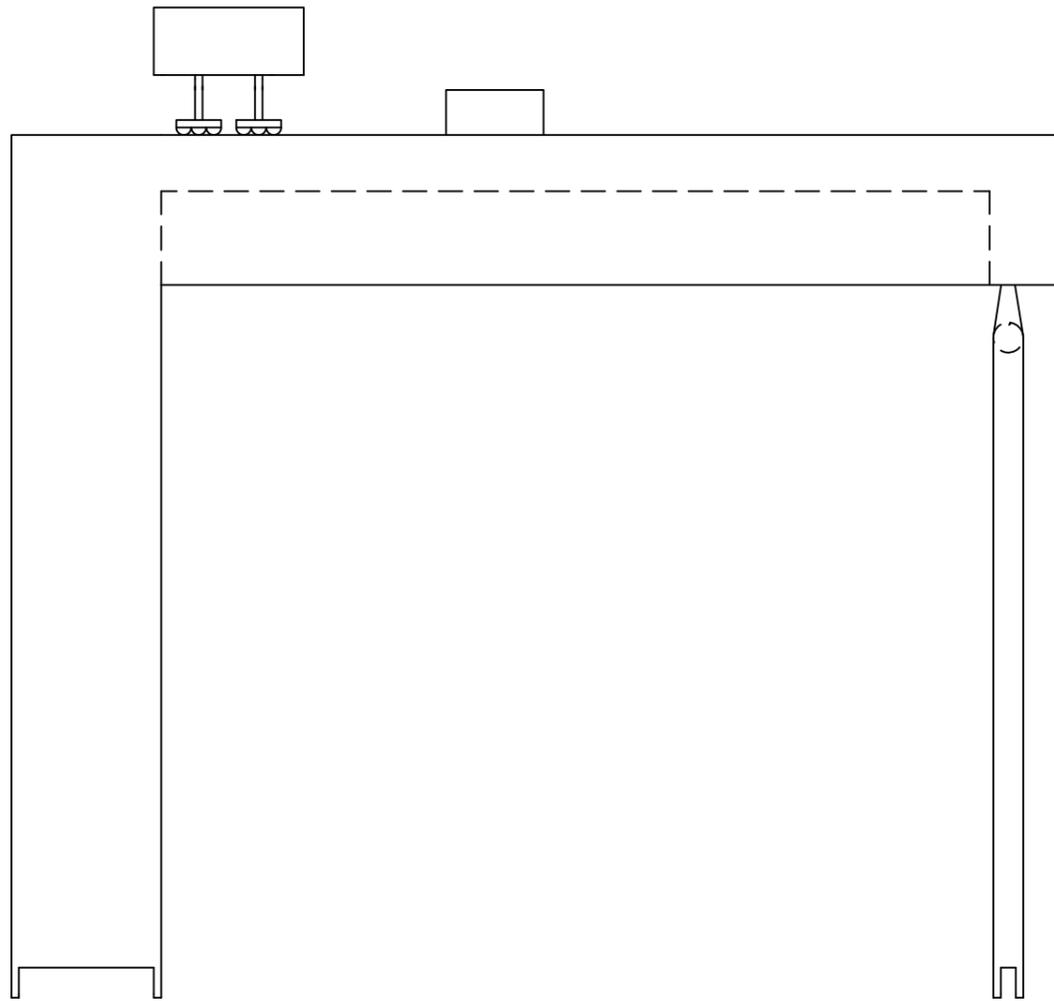
PÁGINAS WEB

<http://www.angellarreina.com/>

<http://www.cyeingenieria.com.ar/>

<http://www.ralpe.net/sp/productos/especiales/elevacion.html>

http://www.higieneindustrial.com/ar_aparejoscom.asp



| | | | | |
|----------|---------------------|------------|----------|-------------------------|
| | DIBUJADO | COMPROBADO | APROBADO | |
| FECHA | ESÁÚ CÁCERES | | | DESCRIPCIÓN |
| 04-07-07 | | | | GRÚA PÓRTICO 600 TN. |
| ESCALA | REF. O VALIDEZ | | | Nº DE PLANO |
| | DENOMINACIÓN | | | SUSTITUYE A |
| | DISPOSICIÓN GENERAL | | | 1/1 |
| | | | | SUSTITUIDO POR |

