

022  
083  
035  
973

ESPOL-CIB  
INVENTARIO FÍSICO

06 SEP 2018  
POR: Silvana O.

Rubén Cañari Silvana 621.8  
013103 15/12/2017 C424

# ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO

“Diseño de los Sistemas Mecánicos para un  
Varadero de Carenamiento en el  
Puerto de Manta”

20/11/2018  
Ing. María José Nieto Morán  
ASISTENTE DE ACTIVOS FIJOS - CIB

76242  
Por: **NELSON CEVALLOS BRAVO**

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

GUAYAQUIL - ECUADOR

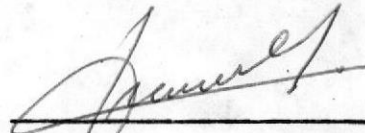
1973

16 SEP 2019  
POR: [Signature]  
ASISTENTE DE ACTIVOS FIJOS - CIB

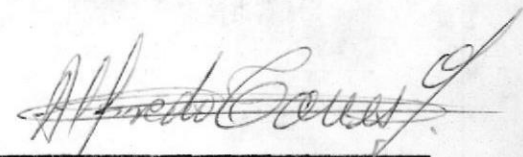


DISEÑO DE LOS SISTEMAS MECANICOS PARA UN VARADERO  
DE CARENAMIENTO EN EL PUERTO DE MANTA

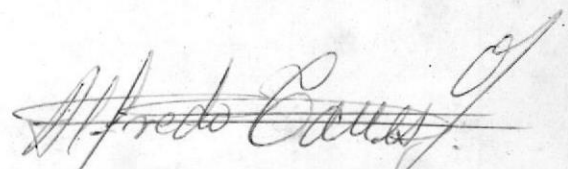
AUTOR:

  
NELSON CEVALLOS BRAVO

CERTIFICADO POR:

  
Ingeniero Mecánico  
ALFREDO TORRES GONZALEZ  
Director de Tesis

ACEPTADA POR:

  
Ingeniero Mecánico  
ALFREDO TORRES GONZALEZ  
DIRECTOR DEL DEPARTAMEN-  
TO DE INGENIERIA MECANICA

DECLARACION EXPRESA:

La responsabilidad de los hechos  
ideas y doctrinas expuestas en es-  
ta Tesis, corresponden exclusiva-  
mente a su Autor.

(Artículo Sexto del Reglamento de  
Exámenes y Títulos Profesionales).

Nelson Cevallos B.

El patrimonio intelectual de  
ésta Tesis, pertenece a la

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

(Artículo Sexto del Reglamento  
de Exámenes y Títulos Profesionales).

DEDICATORIA

A mis padres y hermanos, que  
con amor y sacrificio, hicieron  
realidad mis anhelos.

## A G R A D E C I M I E N T O

Cumplo con el deber de dejar constancia de mis agradecimientos al señor Ingeniero Alfredo Torres Gonzales, Director de la presente Tesis, que con sus orientaciones y observaciones, me ayudó a elaborar este trabajo y a cada uno de los catedráticos que a lo largo de mi carrera supieron inculcarme normas de estudio y responsabilidad en la disciplina que hoy culmino.

Agradezco también, a las siguientes instituciones: Compañía Simar del Ecuador, Autoridad Portuaria de Manta, Capitania del Puerto de Manta, Arsenal Naval, Dique Amazonas, y Pearlson Engineering Company por la amable ayuda para la recopilación e información de datos a lo largo del presente trabajo.

Nelson Cevallos Bravo

## I N D I C E

- CAPITULO I;           Introducción
- CAPITULO II :         Factibilidad
- CAPITULO III :        Diseño del desplazamiento Horizontal y  
                          descenso. (Sistema de transferencia).
- CAPITULO IV :         Diseño y cálculo:  
                          Plataforma de elevación:  
                          Vigas longitudinales principales, vigas  
                          longitudinales secundarias, vigas trans-  
                          versales sostenidas por los tecles de ele-  
                          vación.(Vigas transversales principales)
- CAPITULO V :         DISEÑO DE LOS CABLES DE ELEVACION Y PO-  
                          LEAS.
- CAPITULO VI :         Cálculo de la potencia de los tecles de  
                          elevación.
- CAPITULO VII :        Cálculo de la potencia del compresor para  
                          el carenamiento.
- CAPITULO VIII         Cálculo de las bases de sustentación de  
                          los tecles de elevación.
- CAPITULO IX :         Dimencionamiento de los talleres y estudio  
                          del compartimento de la maquinaria para re-  
                          paración.
- CAPITULO X :         Análisis económico de la obra.
- CAPITULO XI :         Estudio del personal de acuerdo a la ca-  
                          pacidad del varadero.

CAPITULO XII: Conclusiones y recomendaciones

CAPITULO XIII: Apéndice:

a) Cálculos

b) gráficos

c) bibliografía

CAPITULO I

INTRODUCCION

## CAPITULO I

### INTRODUCCION

La industria naval en el Ecuador no se ha desarrollado en la medida necesaria para atender adecuadamente los requerimientos de las diversas actividades que demandan sus servicios.

La industria naval de reparaciones tiene considerable importancia mundial aún cuando las inversiones son bastante menores que en el caso de construcciones.

Un país preponderante en el campo de construcción naval no lo es necesariamente también en el campo de reparaciones y mantenimiento debido a muchos factores que intervienen tales como el costo de mano de obra, materias prima, etc.

Uno de los principales factores a considerarse para la instalación y desarrollo de astilleros especializados en reparaciones navales, es la localización geográfica cercana a las líneas de tráfico marítimo o en puntos terminales de rutas establecidas. En general factores tales como el aprovisionamiento de acero y de otras materias primas, que son determinantes en el caso de construcciones navales pesadas, no tienen importancia decisiva en la línea de reparaciones navales. Consiguientemente estos dos aspectos de la industria naval deben considerarse independientemente.

El aspecto de la industria naval relacionado con el carenamiento y reparación de buques mercantes, no ha seguido el mismo ritmo de progreso que el ramo de construcciones.

Un alto porcentaje del total de unidades de la Marina Mercante Latinoamericana hace su carenamiento y mantenimiento periódico en diques norteamericanos o europeos, a pesar de que el costo de tales trabajos resulta, por lo general, bastante alto.

Contribuye a esta tendencia, la importancia que para el armador tiene el hecho de que el carenamiento o reparación se ha llevado a cabo en forma absolutamente rápida, sin que se produzcan demoras por falta de un determinado material de trabajo o de un repuesto para los equipos en el mercado local.

La industria de construcciones y reparaciones navales en el Ecuador es incipiente, para efectos de análisis y evaluación puede dividirse en los siguientes aspectos:

- Construcción de embarcaciones de madera en especial para pesca.
- Construcción de embarcaciones pequeñas diversas en acero.
- Mantenimiento y reparaciones de embarcaciones hasta de 300 toneladas de desplazamiento ligero.

La construcción naval en madera es la de mayor actividad. Se localiza a lo largo de la costa ecuatoriana, y en su mayoría no ha sobrepasado aún el nivel artesanal.

Actualmente se construye toda clase de embarcaciones de madera, desde canoas de montaña hasta barcos pequeños de 90 pies de eslora.

El costo de construcción naval en madera es realmente bajo ya que se cuenta con materia prima relativamente barata, mano de obra de bajo costo y prácticamente no existen gastos indirectos. En orden de importancia, por el volúmen de las construcciones navales en madera puede citarse las siguientes zonas: Guayaquil, Manta, Santa Rosa, Esmeraldas, Data, Puerto Bolívar. En los últimos años se ha producido un incremento en el nivel de construcciones en Manta, debido a la demanda de barcos atuneros, tanto de pesca con caña como de pesca con red. Lamentablemente se han descuidado las instalaciones para mantenimiento y reparación de éste tipo de barcos, y este es uno de los principales motivos para la elaboración de éste trabajo.

Es hora de que nuestra riqueza ictiológica sea explotada técnicamente proporcionando a nuestros armadores todas las facilidades necesarias para el mantenimiento y reparación de los buques pesqueros.

Por tanto sólo nos dedicaremos a reparaciones de buques pesqueros ya que es de vital necesidad y reúne los requerimientos necesarios para dicha instalación los cuales serán enumerados en el siguiente capítulo de factibilidad.

A continuación analizaremos la demanda de reparaciones en Manta y en el resto del Ecuador.

Flota Pesquera Nacional.-

La flota pesquera industrial ecuatoriana, está constituida básicamente de barcos camaroneros y barcos atuneros, aunque dispone de algunas pequeñas embarcaciones para pescado blanco.

En 1.968 la flota pesquera nacional constaba de 295 barcos, de los cuales 192 eran barcos camaroneros y 70 barcos atuneros y los 33 restantes barcos para pescado blanco.

Los barcos, en su mayoría son más bien pequeños y de poca capacidad, como se podrá observar en el siguiente cuadro, que recoge las características generales de composición de la flota pesquera en el año indicado.

FLOTA ATUNERA

	1.966	1.967	1.968	1.969	1.970	1.971
Total de Barcos	60	63	70	67	75	70
Tonelaje bruto (T.M.)	2.773	3.038	4.470	5.300		
Tonelaje Neto de Registro	1.087	1.236	1.428	1.672		
Promedio de Eslora (m.)	15.5	15.9	18.3	19.4		
Promedio de Potencia	161	166.8	186.8	216		
Promedio de Edad (años)	6	6.3	6.4	7		

(Fuente: Instituto Nacional de Pesca)

En el año de 1.971 la Flota Pesquera Ecuatoriana contabilizó 39 barcos y lanchas langosteras, 298 barcos camaroneros, 70 barcos atuneros, dando un total de 407 barcos.

El cuadro de la Flota Pesquera correspondiente al Puerto de Manta se podrá observar en el capítulo XIII.

De los cuadros anteriormente expuestos, sacamos un promedio de eslora de 80 pies, y manga de 24 pies; pero como el presente tema se hará con un proyecto futurista estimando que el Ecuador entra en la etapa petrolera consideraremos buques de hasta 500 toneladas, ya que en el proyecto del complejo pesquero existen

barcos madres de esa capacidad con lo que en base a esto diseñaremos nuestro sistema.

### Descripción del funcionamiento del varadero.-

De acuerdo a datos el varadero dispondrá del sistema conocido como "Syncrolift", que consiste de una plataforma accionada verticalmente por cables o cadenas enrollables en tambores de winches, movidos por motores eléctricos de tipo sincrónico. Como un primer paso en la introducción a un diseño de ingeniería procedemos a la definición del problema, adjuntando un gráfico general del funcionamiento del sistema.

El elevador sincrónico consiste básicamente de una plataforma de elevación P, que funciona a manera de un dique seco; la plataforma se mueve en el sentido V, permitiendo que cuando esté en su límite inferior, la embarcación E se coloque sobre ella para ser levantada formando un sólo conjunto y detenerse en un nivel de límite superior.

La plataforma es levantada y bajada mediante elevadores eléctricos e conectados a la plataforma con resistentes cables metálicos, estos elevadores están soportados por estructuras fijas f colocadas sobre ambos lados de la plataforma; el número de ellos, capacidad individual y distancia de separación varía de acuerdo a la capacidad requerida para el astillero.

Cada elevador eléctrico consta de un motor eléctrico, un sistema de reducción de engranajes, una hilera de cables y doble colocación de frenos.

El motor eléctrico consiste de un diseño especial y es accionado por corriente alterna, el cual tiene las características de operación necesarias para poder levantar la plataforma con las cargas de las embarcaciones. La plataforma de dichos elevadores será calculada en un capítulo posterior.

Los motores están diseñados a funcionar a velocidad uniforme haciendo caso omiso de las variaciones de carga, debido a la diferencia de peso de las embarcaciones. Todos los motores eléctricos están interconectados y controlados en un lugar de



control central, en efecto, los motores eléctricos actúan como si ellos estuvieran conectados mecánicamente juntos, no existiendo variación posible entre un motor al siguiente.

El funcionamiento de los motores eléctricos asegura una constante velocidad de levantamiento de todos los elevadores, al mismo tiempo que garantiza que la plataforma permanecerá a nivel en todo momento. En el caso de ocurrir algún desperfecto en cualquiera de los motores, todo el sistema se detiene automáticamente hasta que el desperfecto sea corregido.

El mínimo número de elevadores eléctricos a usarse es de cuatro unidades, debido a la variación de elevación de estos cuatro elevadores, se construyen plataformas con capacidad entre 40 y 230 toneladas. Cuando se requiere mayor capacidad como en el presente caso, se usarán ocho o más elevadores teniendo una capacidad tope de cada elevador.

La plataforma estructuralmente está compuesta por piezas de acero del tipo similar a las usadas en la construcción de puentes, cubierta con tablonés de madera que descansan directamente sobre la estructura de acero; pueden considerarse además plataformas articuladas que consisten en una serie de vigas principales transversales las cuales son sustentadas en cada extremo por un elevador; la capacidad total de elevación de un ascensor puede considerarse desde las vigas principales. Si no fuera por el hecho de que existen otras vigas, no habría necesidad de conectarlas entre sí, ya que la velocidad constante de cada elevador asegura que todas las vigas permanezcan a un mismo nivel. Una embarcación podría ser subida al astillero usando sólo estas vigas principales; de no ser porque en la quilla, la embarcación requiere soportes a espacios más cercanos de los que están colocados las vigas principales, la quilla se encuentra convenientemente sostenida sólo cuando se colocan vigas transversales intermedias entre las vigas principales. A su vez, las vigas secundarias están sostenidas por vigas longitudinales y estas últimas son aseguradas por medio de pernos conectados a la viga principal. En esta forma cada viga principal retiene su capacidad independiente para elevar determinados pesos.

La capacidad de sustentación de cada una de las vigas principales es suficiente para levantar la carga transmitida a través de los pernos de conexión. Cuando se produzca alargamiento en alguno de los cables, los pernos conectados hacen posible que la plataforma permanezca a nivel, y así mismo facilita la reparación de los cables alargados. Esta reparación se efectúa usando interruptores restringidos, los cuales actúan en cada elevador cuando las vigas principales llegan a un predeterminado nivel. Las vigas principales siempre retornarán a su posición de nivel original sin considerar cualquier pequeña variación en la longitud del cable durante la operación de elevación. El alargamiento del cable desde un lugar de operación al próximo es muy pequeño en magnitud, y prácticamente no afecta a la operación de subir una embarcación.

El panel de control C consiste de una serie de instrumentos que sirven para controlar los movimientos de la plataforma. Existe un amperímetro que indica cuando la embarcación está varada en los bloques de la quilla y también como está distribuida la carga a lo largo de la nave que se considera de gran valor para los diseñadores y constructores navales. Además accionando en el control central se puede detener automáticamente todos los motores instantáneamente, en cualquier momento que un motor es sobrecargado por una embarcación que tiene más peso que la capacidad diseñada del elevador sincrónico. En este caso la operación se hace únicamente en el sentido inferior. Es imposible entonces que el elevador y la embarcación sean dañados ni forzados. El límite superior de elevación es debido al nivel en que se encuentra el winche G para el arrastre y el límite inferior depende de la profundidad del agua y el calado de la nave. Cada motor tiene además un límite de interrupción que le permite el nivelado automático.

La velocidad standard de la plataforma tanto en la elevación como en el descenso puede ser de 1 a 1,5 pies por minuto. La nave puede ser subida sobre la plataforma usando procedimientos convencionales para el asentamiento sobre el bloque de la quilla y ubicar los bloques laterales después de colocado el

anterior.

El sistema de transferencia consiste en la adaptación de rieles r sobre la plataforma y sobre los terrenos adyacentes del astillero, permitiendo el movimiento longitudinal L y transversal T del acunado y carro a para el efecto diseñado.

La plataforma de elevación la cual tiene por función de servir de asiento a las embarcaciones que van a ser subidas a dique, esta plataforma es entonces elevada al nivel superior en que se encuentran las demás instalaciones. Para el efecto es necesario tener la profundidad debida para que la embarcación pueda colocarse flotando en el agua directamente sobre la plataforma, que previamente debe haber sido bajada a su nivel inferior. Además se pondrá un acunado de transferencia sobre la plataforma, que consiste en bloques de madera que sirven de apoyo a la embarcación. Estos apoyos irán colocados en los sitios más resistentes del casco de las naves, distribuidos igualmente en la quilla y en los bordes laterales cuando se trata de embarcaciones con quilla pronunciada; en caso de embarcaciones planas los bloques irán repartidos convenientemente en la extensión del casco. Además de los bloques y la estructura con vigas de acero que necesariamente debe tener el acunado, existe un sistema de ruedas que se mueven sobre otro sistema de rieles convenientemente distribuidos para repartir la carga de la embarcación en cada una de ellas; el conjunto de cuñas o bloques, vigas y ruedas se llama carro de transferencias o conjuntamente "acunado de transferencia".

Cuando la embarcación que descansa sobre el acunado de transferencia, se encuentra en el nivel superior, es llevada a las diferentes áreas de trabajo que necesariamente tendrán que diseñarse. Para el efecto el carro es trasladado a través de un sistema de rieles que se instalarán sobre el terreno; primeramente el movimiento se efectuará en el sentido longitudinal, hasta llegar a colocarse el carro sobre otro sistema de transporte que permita el movimiento del acunado en el sentido transversal, valiéndose así mismo de un sistema de rieles debidamente instalados en un nivel inferior al de la plataforma y por consiguier

temente inferior al nivel de las áreas de trabajo; luego que el acunado ha sido movido transversalmente y llevado al sitio previsto para trabajar determinada embarcación se procede al tercer y último movimiento de transferencia; que es el de llevar el carro con la embarcación a la respectiva área de trabajo, donde va a permanecer la embarcación durante todo el tiempo que permanezca en el astillero, para luego de que ha sido reparada proceder con el movimiento en el sentido contrario al de la entrada para finalmente ser llevada a la plataforma y bajada al nivel del agua donde volverá a flotar, y en éste momento el carro quedará libre para ser usado en otra nave que vaya a ser subida al astillero para ser reparada.

Todos los movimientos anotados anteriormente para transferir una nave se hacen valiéndose de un winche con cables de arrastre éste winche tendrá una ubicación fija dentro del astillero. Dentro del astillero y frente a cada área de trabajo se colocarán sistemas de poleas fijas, a las cuales se les enrollará el cable en determinado momento para transformar el movimiento en los dos sentidos posibles dentro del diseño.

Las dimensiones de la plataforma y de las áreas de trabajo dependen del tamaño de la embarcación que va a ser subida al astillero. Hay mencionar el hecho de que, las 500 toneladas que se consideran como desplazamiento máximo, corresponde el que tiene la nave cuando se encuentra descargada.

Por lo expresado anteriormente, se hace necesario que la plataforma tenga una longitud de 50 metros donde entra cómodamente una nave que tenga una eslora máxima de 48 metros (158 pies) dejando así una seguridad de 2 metros repartidos convenientemente hacia ambos lados de la eslora evitando de ésta manera un posible rozamiento entre la nave y los muros laterales que sostienen la plataforma. El ancho de la plataforma será de 12 metros cantidad que permite una manga de 10.06 metros (33 pies) que así mismo deja una seguridad lateral de 0,97 metros evitando cualquier fricción entre la nave y las estructuras laterales. Una vez dimensionada la plataforma entramos ya en el campo del

diseño, para ésto comenzaremos con el capítulo que se refiere al diseño del desplazamiento horizontal y descenso que es en sí el sistema de transferencia ya que éste se encuentra sobre la plataforma de elevación, la cual va a resistir la carga que es transmitida por el carro de transferencia que está soportando la embarcación.

CAPITULO II

FACTIBILIDAD

CAPITULO IIFACTIBILIDAD

Manta es después de Guayaquil el Puerto más importante en el aspecto naval, debido al notable desarrollo que ha tenido en la industria pesquera. Sin embargo de ello, éste puerto carece en absoluto de posibilidades para el mantenimiento y reparación de la obra viva de las naves pesqueras, pues no dispone de un sólo varadero parrilla.

Toda la actividad de construcción naval está centralizada en un solar a orillas del mar de propiedad de la Autoridad Portuaria de Manta, cedido a los carpinteros para que realicen allí sus construcciones.

Los buques se construyen sobre estructura de madera y se votan al mar sobre dos o tres troncos de madera alándolos con tractores provistos de cables, sistema que provoca a menudo serios desperfectos en las embarcaciones. Las reparaciones del casco se hacen en su totalidad arrimando los buques a la playa durante la marea alta, para luego, al bajar la marea trabajar de prisa sobre la arena, virándolos con ayuda de tecles o tractor si se requiere dejar accesible la otra banda de la embarcación, lo cual es igualmente muy perjudicial para el barco, además acarrearía pérdida de tiempo para el pescador que durante faenas de pesca necesita tener en constante actividad el buque.

En consecuencia se necesita de un sistema adecuado para evitar toda ésta clase de problemas y pérdidas de tiempo.

Manta presta magnificas facilidades para la construcción de un pequeño varadero para carenamiento y reparación de buques pesqueros ya que su bahía se encuentra protegida por el rompeolas y los muelles marginales de la rada de pesqueros presentan la profundidad adecuada para las maniobras de mantenimiento de los buques.

Para seleccionar la localización de un astillero deben tomarse en consideración una serie de factores y circunstancias de vital importancia que inciden directamente en la factibilidad, rentabi

lidad e inversiones del proyecto.

A continuación se encuentran algunos de los factores que inciden en la selección de la localización del astillero.

- a) Disponibilidad de mano de obra
- b) Abastecimiento de energía eléctrica, agua potable y teléfonos.
- c) Facilidad para construcción de diques, parrillas y muelles a un costo razonable.
- d) Accesibilidades del mar.
- e) Accesibilidades de tierra para obtención de materiales, mano de obra y otros suministros, desde los centros urbanos.
- f) Cercanía al punto de demanda de reparaciones de buques de alto bordo.
- g) Condiciones favorables para construcción de buques pesqueros.
- h) Costo de terreno.
- i) Condiciones hidrográficas:
  - Máxima gradiente de la playa
  - Considerable amplitud de marea
  - Sitio protegido sin oleaje ni vientos.
  - Amplitud de aguas frente al astillero.
  - Profundidad adecuada.
  - Corriente submarina de superficie moderada
  - Contenido mínimo de material en suspensión para evitar sedimentaciones. (Manta no adolece de éste problema)
- j) Condiciones geológicas:
  - Que el nivel medio del terreno esté superior al nivel de altas mareas para evitar costosos rellenos.
  - Tipo de suelo que tenga estratos de arena a profundidades no muy grandes para que las construcciones de fundaciones y pilotaje (carga permisible razonable) puedan hacerse sin gasto excesivo.

Analizando todos estos factores, Manta llena todos estos requisitos para dicha instalación ya que los estudios de suelos realizados presentan magnificas facilidades para pilotaje. Además

el estudio hidrográfico de la rada presenta las adecuadas profundidades que necesita un buque pesquero para que pueda acoderar en el varadero de reparación, como se podrá observar en los levantamiento batimétricos de la rada y muelle pesquero del puerto de Manta, que se adjunta en el apéndice.

En cuanto a las tarifas en vigencia para trabajos de mantenimiento y reparaciones navales, son comparativamente bajas en comparación con otros países americanos y europeos:

CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS FINALES DE HOMBRE HORA (U.S.Dólares)

<u>ESPECIALIDAD</u>	<u>ARSENALES ECUADOR</u>	<u>ASTILLERO DE LA MARINA - PANAMA</u>	<u>PROMEDIO EN EE.UU.</u>
Mecánicos	1.91	3.95	9.80
Motoristas	1.43	3.95	9.80
Soldadores	1.43	3.95	9.80

(Fuente: Astilleros Navales. CENDES, 1.970)

Las cifras demuestran el bajo costo de hombre-hora en el Ecuador, lo cual se debe al nivel de los salarios de los obreros calificados. Así por ejemplo mientras en el Ecuador el salario normal para un soldador de primera es de s/.230,00 por día, en Estados Unidos un obrero de especialización similar gana el equivalente de s/. 200,00 por hora. También para los astilleros de la zona del Canal de Panamá que son de los Estados Unidos rigen las tarifas anotadas para éste País con un recargo del 15%. Esta diferencia de costos de mano de obra nos refleja que en lo futuro se podrán reparar buques de otras banderas debido al bajo costo de mano de obra que existe en nuestro País.

Además la localización del varadero no sufre el problema de la sedimentación, por lo tanto no hay necesidad de efectuar trabajos de dragado para la construcción de dicho varadero. Debemos manifestar también que la magnitud de las aguas frente al varadero es suficientemente amplia para poder maniobrar el buque. De los puntos expuestos anteriormente podemos decir que la obra a construirse se justifica por su imperiosa necesidad y condiciones favorables de localizaciones y facilidades de la construcción, ya que el lugar seleccionado es el muelle marginal pesque-

ro del Puerto de Manta donde tiene una longitud de 340 metros de largo.

De las perforaciones realizadas por la Compañía "Simar", para la construcción de las obras portuarias de Manta la cual se ad junta a continuación y los levantamientos batimétricos realizados por el Servicio Hidrográfico se deduce que el terreno es aceptable para construir muelles a base de pilotes y las profundidades en el lugar son adecuadas para maniobrar las embarca ciones pesqueras.

ESTUDIO HIDROGRAFICO DE LA RADA DEL PUERTO DE MANTA

Dentro de nuestro estudio hidrográfico debemos tomar en cuenta los siguientes factores:

CONSIDERACIONES DE LAS MAREAS.-

Justamente, debido a que, tanto los sondajes como las curvas de nivel tienen como referencia la línea de baja marea, se ha ce necesario en una obra de éste tipo conocer la disposición de las mareas.

Se sabe que la continua variación del agua en lo referente a su nivel ocasiona el subir y bajar de las mismas, las que a su vez se ven accionadas por factores metereológicos; estas mareas tienen una relación de tiempo relacionado con el día solar y precisamente lo que más interesa al diseño del astillero es la variación vertical entre las altas y bajas mareas, ya que de acuerdo a la amplitud de las mareas se determinará la altura a que debe ser subida y bajada la plataforma, pues dependerá del nivel de la marea la altura en que debe ser detenida la plataforma para que la embarcación pueda ser accionada al astillero. El Servicio Hidrográfico de la Armada posee mareógrafos y aparatos destinados al estudio de las mareas, es así como se han efectuado los trabajos para encontrar la amplitud de la marea recurriendo al auxilio de la regla de mareas. La amplitud de las mareas en la rada del Puerto de Manta es del orden de los 2.40 a 2.60 metros que dá justamente el límite hasta donde de be extenderse el astillero para que las embarcaciones obtengan el calado necesario. Esta amplitud de 2.60 metros es la máxima que puede producirse, existiendo una variación diaria y normal de 2.54 metros de amplitud que precisamente es la que se admitido en los trabajos portuarios del Puerto de Manta.

CONSIDERACIONES DE LA CORRIENTE.-

La corriente originada por el crecer y bajar de las mareas es la de menor importancia en el presente caso, ya que, la ubica ción del muelle es paralela a la dirección de la corriente,

por consiguiente no habrá la fuerza de la corriente que afecte a los muelles, solamente en el caso de una embarcación apoyada en los muros del muelle habrá una fuerza de arrastre debido a la corriente.

Prácticamente no existe fuerza considerable de corriente, pudiendo adoptarse una velocidad de 1 pie por segundo, que actuará únicamente en el área seccional del buque que se encuentra bajo la línea de agua.

#### CONSIDERACIONES DEL VIENTO.-

El viento actúa conjuntamente en el agua y en el aire y con mayor fuerza en áreas descubiertas como la de nuestro caso, para el efecto es necesario el estudio de observaciones prolongadas por lo menos durante un año para así determinar la dirección del viento según las estaciones y, además, estudiar sus características. De las investigaciones se obtiene la duración, intensidad y velocidad del viento.

La acción del viento en el agua origina corrientes más o menos intensas según el viento descartando su importancia en este caso debido a la corriente casi insignificante que existe. Únicamente valdría encontrar la influencia del viento en el aire, ya que actuaría en los muelles y en los edificios de talleres que se van a construir dentro del astillero; en los muelles actúa sumándose al valor de la corriente, en las naves originando una fuerza de arrastre al muelle.

La fuerza que en realidad interesa es la presión del viento que es función de su velocidad.

La velocidad del viento a considerarse viene expresada en millas/hora y en la ciudad de Manta es del orden de 11,18 millas/hora ( 5 metros por segundo).

#### EFFECTOS SISMICOS.-

Tiene radical importancia en las zonas donde existen movimientos sísmicos frecuentemente, aquí en la ciudad de Manta puede decirse que es una ciudad en calma, pues se efectúan movimientos te-

rráqueos en escala reducida y no influyen mayormente al tratar se de obras que no revisten volúmen en la parte superior y se admite que los coeficientes de seguridad tomados en el cálculo de las diferentes instalaciones son más que necesarios para observar cualquier movimiento sísmico que no sea de consecuencias catastróficas.

(Fuente: Servicio Hidrográfico de la Armada, Capitanía del Puerto de Manta).

CAPITULO III

DISEÑO DEL DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL Y DESCENSO

(Sistema de Transferencia)

### CAPITULO III

#### DISEÑO DEL DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL Y DESCENSO

##### (Sistema de Transferencia)

Debido al hecho de que la plataforma del ascensor sincrónico permanece a nivel en todo momento, el sistema de transferencia puede ser fácilmente adicionado a las instalaciones fundamentales del astillero. Los carros sobre los cuales van colocadas las naves, se deslizan sobre rieles del tipo de los usados en los ferrocarriles, los mismos que son instalados en la plataforma y en los terrenos adyacentes del astillero. Estos rieles son instalados de tal manera que el acunado a transferirse, pueda ser rodado desde la plataforma a las diversas áreas de trabajo, cuando la plataforma se encuentra levantada al nivel de transferencia.

Una segunda extensión de rieles sobre el área del terreno, colocado a un nivel ligeramente inferior puede permitir el movimiento del acunado en dos direcciones, longitudinal y transversal. Cuando el sistema de transferencia es usado, las operaciones en serie de subir al astillero una embarcación son como siguen:

- 1) Un acunado de transferencia vacío, con los bloques colocados en el sitio de la quilla del buque, es colocado sobre la plataforma del ascensor sincrónico en una posición tal que permita usar una serie de bloques directamente sobre la plataforma y que servirán para soportar lateralmente el casco de la nave.
- 2) La plataforma es bajada e introducida en el agua, hasta una profundidad suficiente que permite al buque ser maniobrado sobre el acunado.
- 3) La nave es ubicada directamente sobre el acunado, gracias a las indicaciones del personal, que se encuentra sobre las estructuras laterales, donde están los elevadores.
- 4) La plataforma es levantada y el buque permanece fondeado sobre el acunado, en éste instante la plataforma es detenida. La fondeada se puede comprobar por observaciones en el ampe

rímetro que se encuentra en el control central, pudiendo ser visualmente observadas.

- 5) Los bloques de la plataforma son movidos hacia el casco del buque por medio del personal que se encuentra en la extructura superior a la plataforma.
- 6) La plataforma es levantada hasta el nivel de transferencia, con la embarcación descansando de la siguiente manera: su quilla sobre los bloques del carro y la parte lateral del casco sobre los bloques propios de la plataforma.
- 7) Bloques adicionales son colocados sobre el carro y contra la parte lateral del casco de la nave, permitiendo retirar los bloques de la plataforma que sostenían el casco.
- 8) Los bloques de la plataforma son retirados hacia los extremos laterales de la plataforma, permitiendo el libre paso del carro.
- 9) El carro con el buque descansando enteramente sobre el acunado es rodado fuera la plataforma e introducido en el área del astillero, para luego ser transferido primero en el sentido longitudinal y luego en el sentido transversal, valiéndose de un winche y ser depositado en la respectiva área de trabajo, donde permanecerá durante el tiempo que esté en el varadero.

10) Así como la embarcación es rodada fuera del ascensor, otro acunado desocupado puede ser colocado sobre la plataforma y así repetir el proceso de subir al astillero otro buque. El carro de transferencia es construído con piezas normales de acero estructural.

El cálculo del sistema de transferencia se basa en la carga a soportar ocasionada por la embarcación más pesada que vaya a subir al astillero. Si se parte por llamar con  $\Sigma W$  a la carga total de la embarcación más pesada que se sabe es del orden de las quinientas toneladas al que se le aumenta un 5% por efecto de cargas no cnsiderables tales como: cuñas, tablonés, cadenas que van sobre el acunado de transferencia.

Primeramente se hará un estudio de cargas en los dos sentidos,

Longitudinal y transversal. La distribución de cargas en el sentido longitudinal está así mismo limitada por la extensión de la eslora de una nave, y en el sentido transversal por la manga.

### ESTUDIO DE CARGAS EN EL SENTIDO LONGITUDINAL.-

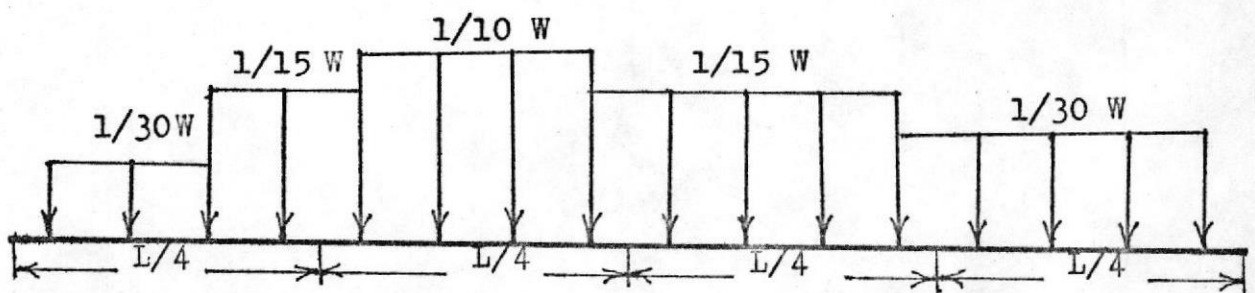
En toda embarcación la parte más cargada está ubicada en el sitio donde está colocada la máquina. Una manera práctica es considerar que la máquina de la nave se encuentra ubicada en proximidad al centro de la eslora y en una longitud aproximada de un cuarto de la misma, según referencia de la Sociedad de Arquitectos Navales (Principles of Naval Architecture, página 170, año 1.967).

Si se llama con la letra L el valor de la eslora y diviendola en cuatro partes iguales se puede asumir que la carga  $\Sigma W$  se reparte a todo lo largo según las fracciones anotadas en el gráfico siguiente.

Se han tomado un total de 16 aplicaciones de cargas que se encuentran separadas entre sí habiendo un total de 15 espacios, que dan una longitud de carro de:

$$3 \times 15 = 45 \text{ metros}$$

con lo cual pueden caber esloras hasta de 47 metros.



El valor de la carga a considerar en el cálculo será la de  $1/10 \Sigma W$  y que equivale a:

$$W = 500 + 5\% = 500 + 25 = 525 \text{ Tn.}$$

$$W = 525/10 = 52,5 \text{ Tn.} = 52.500 \text{ Kg.} = 115.500 \text{ Lbs.}$$

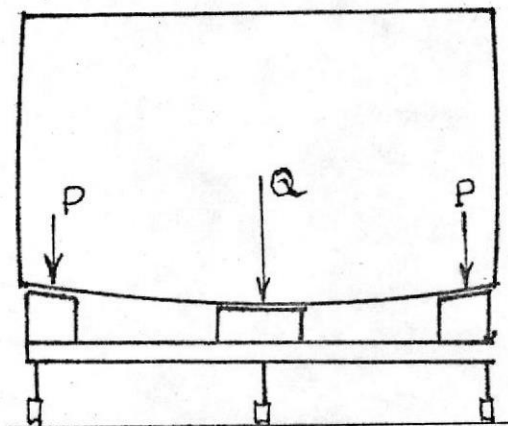
Bajo cada viga transversal se colocarán dos ruedas por carril que repartirán la carga a los rieles de transferencia. El total de ruedas por carril en el sentido longitudinal será:

$$16 \times 2 = 32 \text{ ruedas}$$

dando un total de 96 ruedas en el carro.

En el cálculo se considerará únicamente la viga transversal más cargada, ya que las demás tendrán las mismas direcciones por razones prácticas, pues es necesario la misma altura en todo lo largo del carro para que la embarcación no sea forzada.

#### ESTUDIO DE LAS CARGAS EN EL SENTIDO TRANSVERSAL.-



La carga  $W$  que actúa en cada viga se reparte según los bloques de una manera más o menos uniforme, a todo lo largo de la viga. De acuerdo a las recomendaciones de la referencia anterior, se considerará la distribución de carga como se muestra en el dibujo. Se puede admitir que?

$$Q = 0,40 W \quad \text{y} \quad P = 0,30 W$$

La posición de los bloques y la distribución en tres partes a permitido elegir tres carriles para así disminuir los momentos de flexión. Otro factor que influye favorablemente en el cálculo es la posición horizontal en que el carro permanece en todo momento, no existiendo el problema muy conocido que se presenta

en las parrillas inclinadas cuando se produce el varamiento de un buque que obliga a reforzar la parte del carro próximo a la orilla, siendo necesario un estudio meticulouso debido a los defectos de boyantes que sufre el buque.

La carga debida a la embarcación se asume en primer lugar ser uniformemente distribuida.

La elección del perfil como las dimensiones complementarias de la viga transversal, es encontrar los esfuerzos más desfavorables que intervienen en ella, por efecto de los diversos tipos de carga a considerarse en la viga transversal.

Considerando en primer lugar una carga uniformemente repartida sobre la viga transversal tenemos:

Siendo la longitud total de la viga principal de 10 metros que está apoyado por tres carriles de dos ruedas cada uno, con lo cual haremos el siguiente análisis:

Sea  $L$  = Longitud total de la viga

Segun los apoyos:

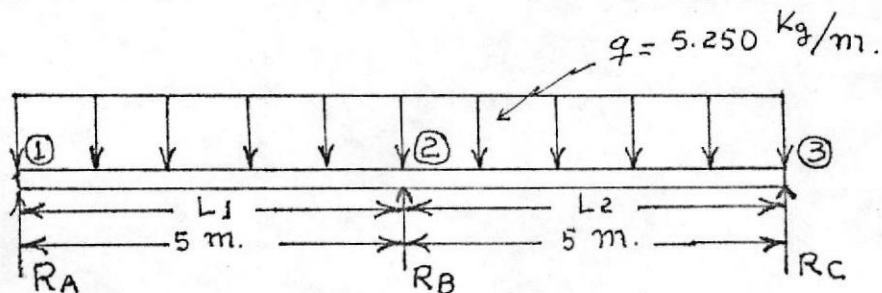
$L = L_1 \quad L_2 = 10$  metros

$q = W/L = 52.500/10 = 5.250$  Kg./m.

Los momentos flectores se analizarán tomando en cuenta que es una viga continua; por tanto aplicaremos el método de la ecuación de tres momentos que es aplicable para éste caso:

$L_1 = 5$  metros =  $L_2$

Dibujando el diagrama de cargas sobre la viga tenemos:



La ecuación de tres momentos es:

(Ref.1: Ferdinand L. Singer, Strength of Materials; Segunda Edición, Harper and Row, Publishers, Año 1.962, página 274).

$$M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 6EI \left( \frac{h_1}{L_1} + \frac{h_3}{L_2} \right)$$

Puesto que los soportes permanecen al mismo nivel, ya que se los considera rígidos las alturas  $h_1$  y  $h_3$  se hacen cero y la ecuación se reduce a:

$$M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0$$

El momento flector en el soporte (A) es cero ya que no hay ninguna carga a la izquierda de (1), por tanto  $M_1 = 0$ ; lo mismo podemos decir del momento flector en lo que se refiere al lado derecho del soporte (3) por tanto  $M_3 = 0$  y la ecuación nos queda:

$$2M_2(L_1 + L_2) + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (a)$$

Los valores de  $\frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1}$  y  $\frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2}$  se encuentran tabulados según la referencia (1) tabla 8-1, página 276, caso 2

$$\frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} = \frac{qL^3}{4} \quad ; \quad \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = \frac{qL^3}{4}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (a) tenemos:

$$2M_2(L_1 + L_2) + \frac{qL_1^3}{4} + \frac{qL_2^3}{4} = 0$$

$$L_1 = L_2$$

$$4M_2 L_1 + \frac{qL_1^3}{4} + \frac{qL_1^3}{4} = 0$$

$$M_2 = -\frac{qL_1^2}{8} = -0.125 q L_1^2 = -0.125 \times 5.250 \times 25$$

$$M_2 = -16.410 \text{ Kg-m.} = M_B$$

$$M_B = -16.410 \text{ Kg-m.}$$

Aplicando momentos a la izquierda de la sección (2) tenemos:

$$R_A L_1 - \frac{q L_1^2}{2} = - \frac{q L_1^2}{8} = - M_2$$

$$R_A = \frac{3}{8} q L_1 = \frac{3}{8} \times 5250 \times 5 = 9.850 \text{ Kg.}$$

$$R_A = 9.800 \text{ Kg}$$

$$R_A + R_B + R_C = q(L_1 + L_2) = 2qL_1$$

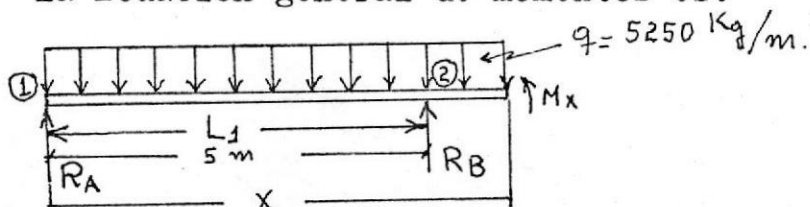
Por simetría  $R_A = R_C = 9.800 \text{ Kg.}$

Por tanto:

$$R_B = 2qL_1 - 2\left(\frac{3}{8} q L_1\right) = \frac{10}{8} q L_1 = 1.125 \times 5250 \times 5$$

$$R_B = 32.900 \text{ Kg.}$$

La Ecuación general de momentos es:



$$M_x = R_A x - \frac{q x^2}{2} + R_B (x - L_1)$$

$$V = \frac{dM}{dx}$$

$$V = R_A - qx + R_B$$

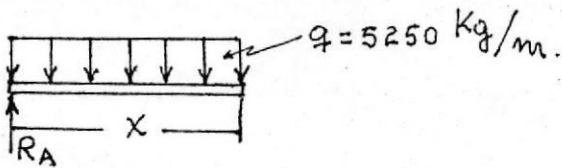
Cuando  $x = L_1 = 5 \text{ metros}$ ;  $V = V_B$

$$V_B = 9.800 - 5.250 \times 5 + 32.900$$

$$V_B = 16.450 \text{ Kg.}$$

$$V_A = V_C = R_A = 9.850$$

El momento máximo entre 1 y 2 lo hallaremos encontrando la ecuación general de momentos entre esos dos puntos.



$$M_x = R_A x - \frac{q x^2}{2}$$

$$M_{\text{MAX } 1-2} = \frac{dM}{dx} = 0$$

$$M_{\text{MAX } 1-2} = R_A - q - x = \frac{3}{8} q L_1 - q x = 0$$

$$x = \frac{3}{8} L_1 = 0.375 L_1$$

$$x = 1.875 \text{ m}$$

$$M_{\text{MAX } 1-2} = R_A x - \frac{q x^2}{2}$$

$$M_{\text{MAX } 1-2} = 9850 \times 1.875 - \frac{5.250 \times (1.875)^2}{2}$$

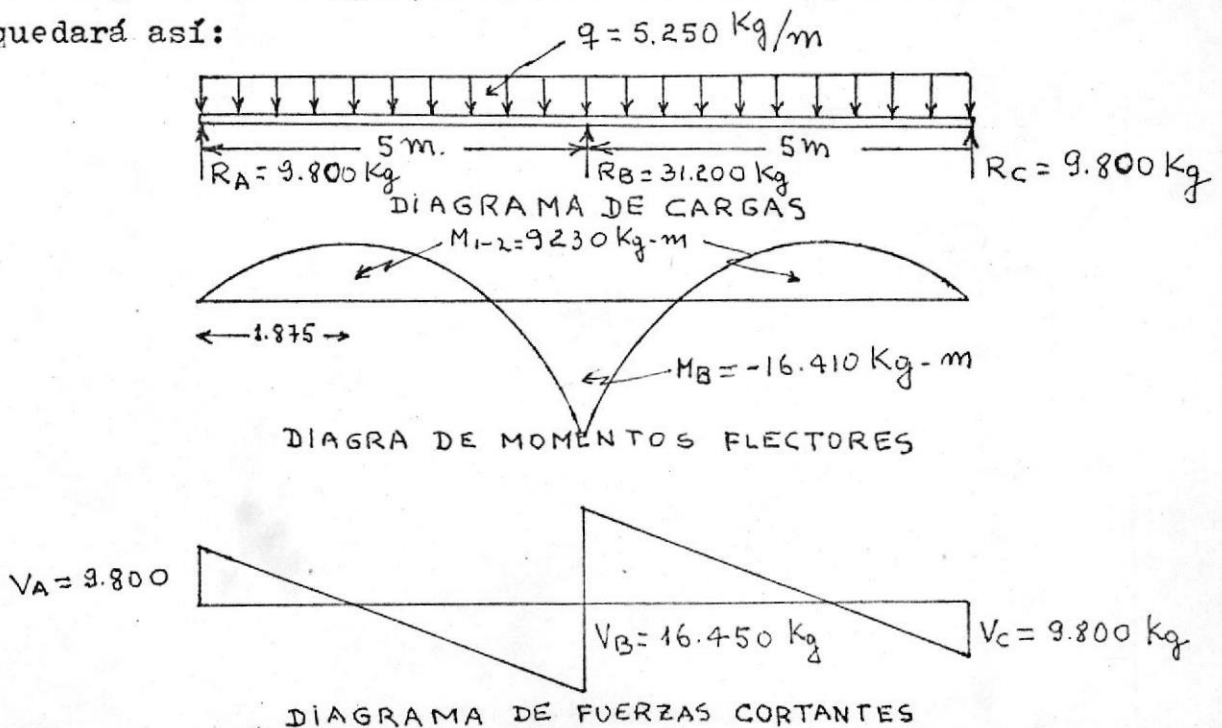
$$M_{\text{MAX } 1-2} = 9.230 \text{ Kg-m}$$

Por Simetría  $M_{\text{max } 1-2} = M_{\text{max } 2-3}$

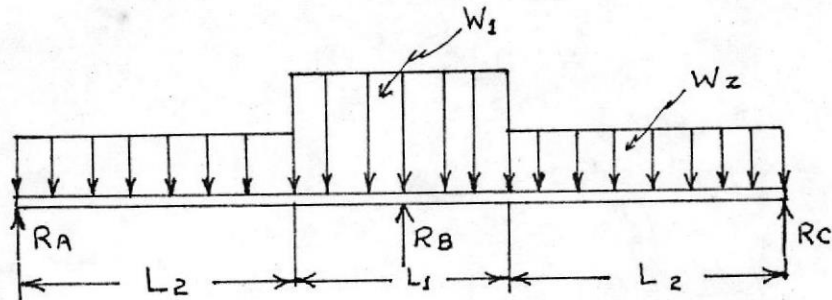
Todos estos resultados se pueden comprobar en:

(Referencia 2: Baumeister y Marks, Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, Uthea, año 1,967, tabla 8, página 476)

El diagrama de cargas, momentos flectores y fuerzas cortantes quedará así:



A continuación haremos nuestro análisis con una distribución de cargas más cercana a la realidad la cual se presenta a lo largo de la viga transversal. Sacando relaciones entre la distribución central de carga y la lateral que son de 0.4 y 0.3 de la carga total tenemos:



$$W_1 = 0.4 W ; \quad W_2 = 0.3 W$$

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{Q}{P} = \frac{0.4}{0.3} = 1.33.$$

$$L_1 + 2L_2 = 10 \text{ m.}$$

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{0.4}{0.3} ; \quad L_2 = \frac{4}{3} L_1$$

$$L_1 + 2\left(\frac{4}{3} L_1\right) = 10$$

$$\frac{11}{3} L_1 = 10 \text{ m.}$$

$$L_1 = 2.8 \text{ m.}$$

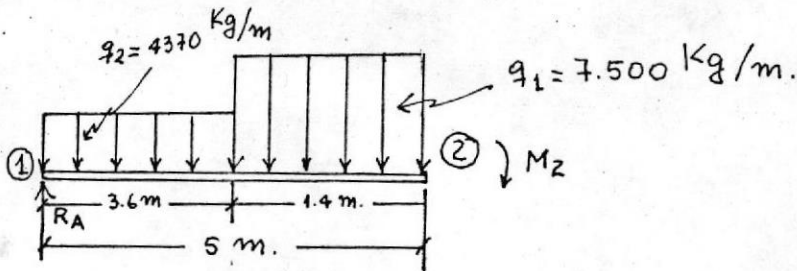
$$L_2 = \frac{10 - 2.8}{2} = 3.6 \text{ m.}$$

$$q_1 = \frac{W_1}{L_1} = \frac{0.4 W}{2.8} = 0.143 W \frac{\text{Tn.}}{\text{m.}} = 0.143 \times 52.500$$

$$q_1 = 7.500 \text{ Kg/m.}$$

$$q_2 = \frac{W_2}{L_2} = \frac{0.3 W}{3.6} = 0.0834 W \frac{\text{Tn.}}{\text{m.}} = 0.0834 \times 52.500$$

$$q_2 = 4.370 \text{ Kg/m.}$$



$$R_A \times 5 - q_2 \times 3.6(1.8 + 1.4) - q_1(1.4) \frac{1.4}{2} + M_z = 0$$

$$R_A = \frac{-15.960 + 4.370 \times 3.6(3.2) + 7.500(0.98)}{5}$$

$$R_A = 8350 \text{ Kg.}$$

$$R_A + R_B + R_C = 2q_2(3.6) + q_1(2.8)$$

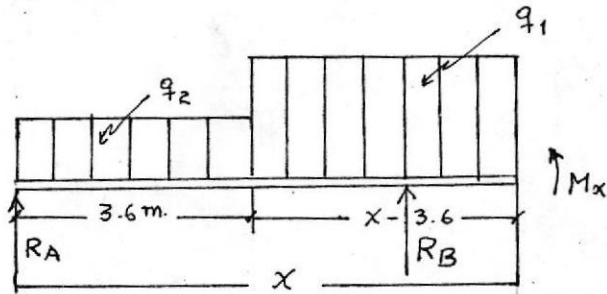
$$2R_A + R_B = 2 \times 4370(3.6) + 7.500(2.8)$$

$$R_B = 52.440 - 16.700$$

$$R_B = 35.740 \text{ Kg}$$

$$R_C = 8.350 \text{ Kg.}$$

LA ECUACION GENERAL DE MOMENTOS ES:



$$M_x = R_A x - q_2 \times 3.6 \left( \frac{3.6}{2} + x - 3.6 \right) - q_1(x - 3.6) \frac{(x - 3.6)}{2} + R_B(x - 5)$$

$$M_x = R_A x - q_2 \times 3.6 \times 5.4 - q_2 \times 3.6 x + \frac{q_1 x^2}{2} + q_1 \times 3.6 x - \frac{q_1 \cdot 3.6^2}{2} + R_B x - 5R_B$$

$$V = \frac{dM}{dx} = R_A - q_2 \times 3.6 - q_2 x + q_1 \times 3.6 + R_B$$

Haciendo el mismo análisis en la ocasión de tres momentos llegamos a la ecuación (a) que es:

$$2M_2(L_1 + 2L_2) + \frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2\bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (a)$$

Los valores de  $6A_1\bar{a}_1/L_1$  y  $6A_2\bar{b}_2/L_2$  se encuentran tabulados en la tabla 8-1, página 276 de la referencia 1; haciendo una combinación de los casos 1 y 5

$$\frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} = \frac{q_2 L^3}{4} + \frac{q_2}{4L} [b^2(2L^2 - b^2) - a^2(2L^2 - a^2)]$$

reemplazando valores tenemos :

$$\frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} = \frac{4370 \times 5^3}{4} + \frac{3130}{4 \times 5} [5^2(2 \times 5^2 - 5^2) - 3.6^2(2 \times 5^2 - 3.6^2)]$$

$$= 136.500 + 156.5(625 - 480)$$

$$= 136.500 + 27.700$$

$$\frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} = 159.600$$

por simetría tenemos que:

$$\frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} \quad \text{y} \quad \frac{6A_2\bar{b}_2}{L_2} \quad \text{son iguales}$$

Reemplazando la ecuación tenemos:

$$2M_2(10) + \frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2\bar{b}_2}{L_2} = 0$$

$$2M_2(10) + 2(159.600)$$

$$M_2 = -\frac{319.200}{20} = -15.960 \text{ Kg-m.}$$

$$M_2 = -15.960 \text{ Kg-m.}$$

Por simetría  $R_A = R_C$

Aplicando momentos a la izquierda de la sección (2) tenemos:

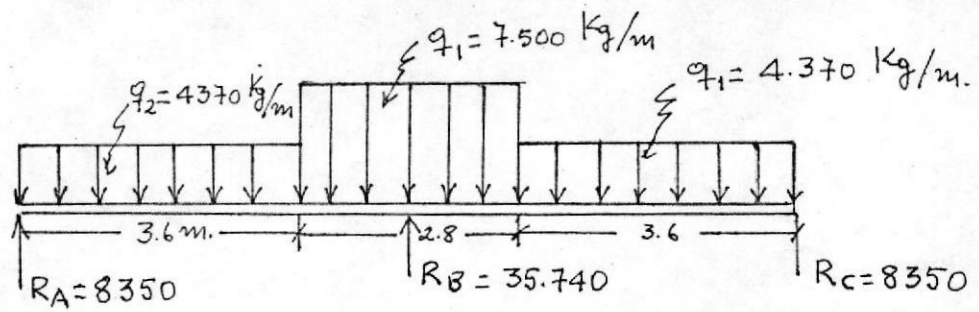


DIAGRAMA DE CARGAS

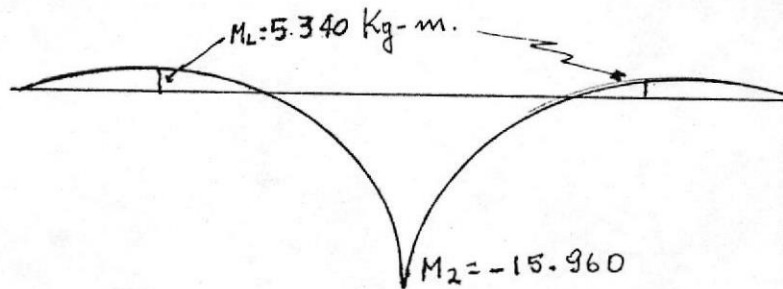


DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES

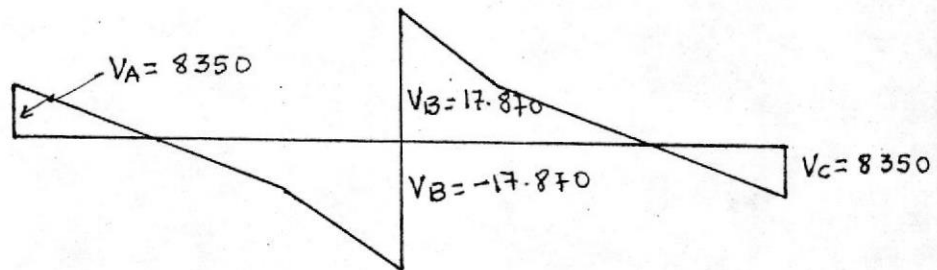


DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES

El momento máximo tendremos cuanto  $\frac{dM}{dx} = 0$  de (1) a (2)

$$R_A X - q_2 \times 3.6 (X - 1.8) - q_1 \frac{(X - 3.6)^2}{2}$$

$$R_A - q_2 \times 3.6 - q_1 \times X + q_1 \times 3.6 = 0$$

$$X = \frac{R_A + q_2 \times 3.6 + q_1 \times 3.6 + R_B}{q_1} = \frac{8.350 - 15.710 + 7.500 \times 3.6}{7.500}$$

$$X = 2.62 \text{ m.}$$

$$M_{\text{MAX}1-2} = R_A X - q_2 \times 3.6 (X - 1.8) - q_1 \frac{(X - 3.6)^2}{2}$$

$$M_{\text{MAX}1-2} = R_A X - q_2 \times 3.6 (0.82) - \frac{7.500}{2} (0.98)^2$$

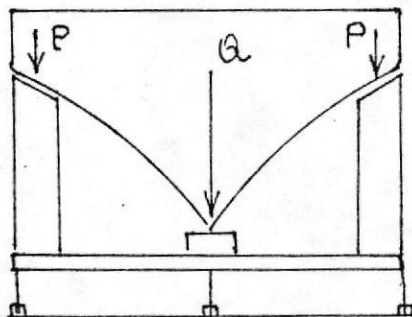
$$= 21.840 - 12.900 - 3.600$$

$$M_{\text{MAX}1-2} = 5340 \text{ Kg.-m.}$$

Hasta aquí el momento máximo que se ha presentado es el de la carga uniformemente distribuida que es  $M_2 = -16.410 \text{ Kg.-m.}$

### SEGUNDO CASO.-

El segundo caso se presenta cuando en el buque la curvatura del casco es considerable dejando la quilla marcada. Aquí casi toda la carga se encuentra concentrada en los bloques centrales debido a que los bloques laterales lo único que hacen es mantener el equilibrio, admitiendo una carga relativamente insignificante en comparación con la carga central. Las cargas a considerar para el diseño según la referencia 2 página 174 son las siguientes con un gráfico demostrativo:



$$Q = 0.80 W \quad ; \quad P = 0.10 W$$

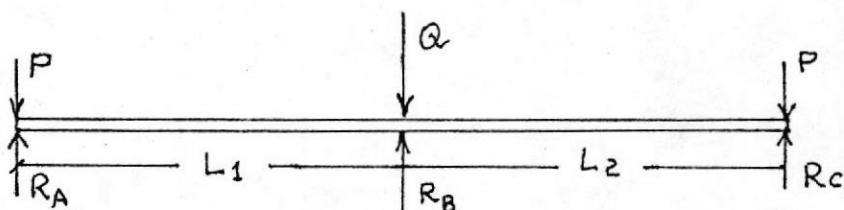
Cuando el casco de la embarcación tiene una quilla pronunciada se puede asumir en primer lugar que la carga actúa concentrada como un primer análisis y luego en base de relaciones de la repartición de carga, hayar aplicaciones con carga uniformemente distribuidas.

Comenzaremos con la aplicación de cargas puntuales:

$$P = 0.10 W = 5.250 \text{ Kg.}$$

$$Q = 0.80 W = 42.000 \text{ Kg.}$$

Nuestra viga quedará cargada de la siguiente manera:



Aplicando la ecuación anterior de tres momentos tenemos:

$$M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0$$

por razones ya expuestas  $M_1 = 0$  ;  $M_3 = 0$

$$L_1 = L_2$$

$$4M_2 L_1 + \frac{6A_1 \bar{a}_2}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0$$

Como no hay ninguna carga entre los apoyos vemos que  $M_2 = 0$  porque :

$$\frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} \quad \text{y} \quad \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0$$

Aplicando sumatorio de momentos a la izquierda de la sección media tenemos:

$$R_A L_1 - P L_1 = 0$$

$$R_A = P = 5.250 \text{ Kg} = R_C$$

$$R_A + R_B + R_C = 52.500 \text{ Kg}$$

$$R_B = 42.000 \text{ Kg.}$$

De lo que vemos que la reacción en  $R_B$  es la más fuerte y será tomada en cuenta en el cálculo.

A continuación analizaremos la viga aplicando la relación de cargas uniformemente repartidas en base de relaciones de repartición de cargas:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{0.8}{0.1} = 8 \quad ; \quad 2L_2 + L_1 = 10 \text{ m.}$$

$$q_2 = W_2/L_2 \quad ; \quad q_1 = 8W_2/L_1$$

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{0.8}{0.1} \quad ; \quad L_2 = 8L_1$$

$$2(8L_1) + L_1 = 10$$

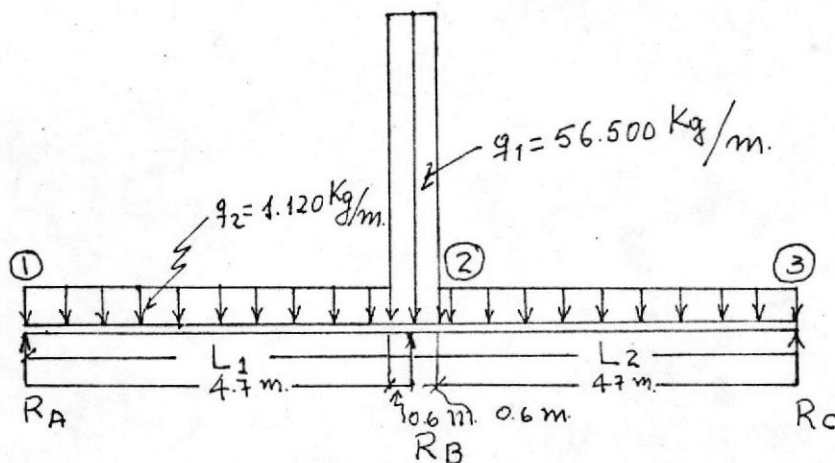
$$17L_1 = 10$$

$$L_1 = 0.6 \text{ m.} \quad ; \quad L_2 = 4.7 \text{ m.}$$

Nuestra viga quedará cargada de la siguiente manera:

$$q_2 = \frac{W_2}{L_2} = \frac{0.10W}{4.7} = 0.0213W \text{ Tm/m.} = 1.120 \text{ Kg/m.}$$

$$q_1 = \frac{W_1}{L_1} = \frac{0.8W}{0.6} = 56.500 \text{ Kg/m.}$$



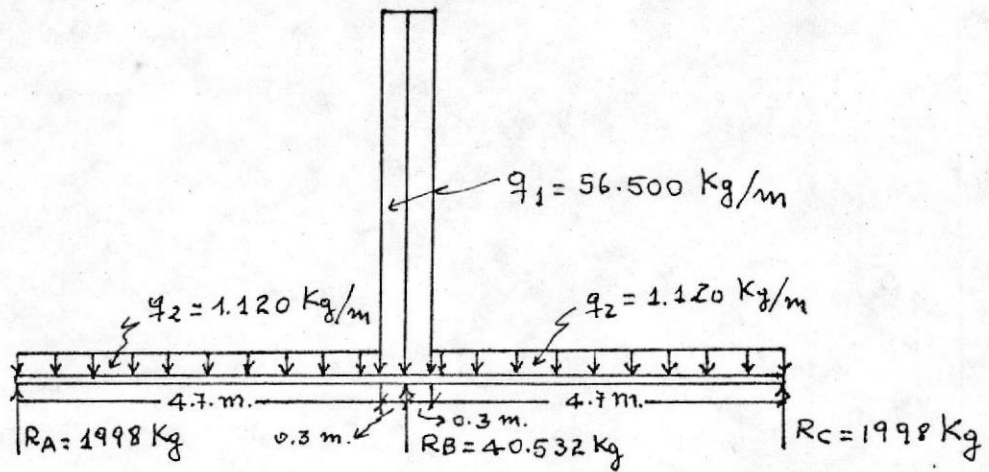


DIAGRAMA DE CARGAS

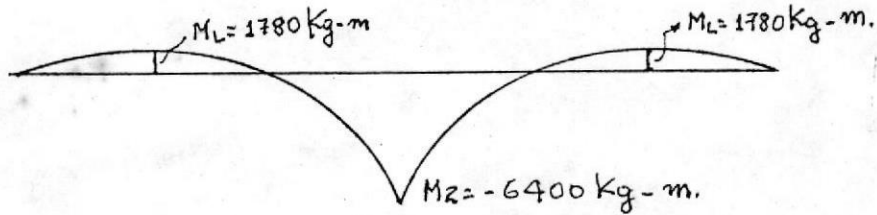


DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTOR

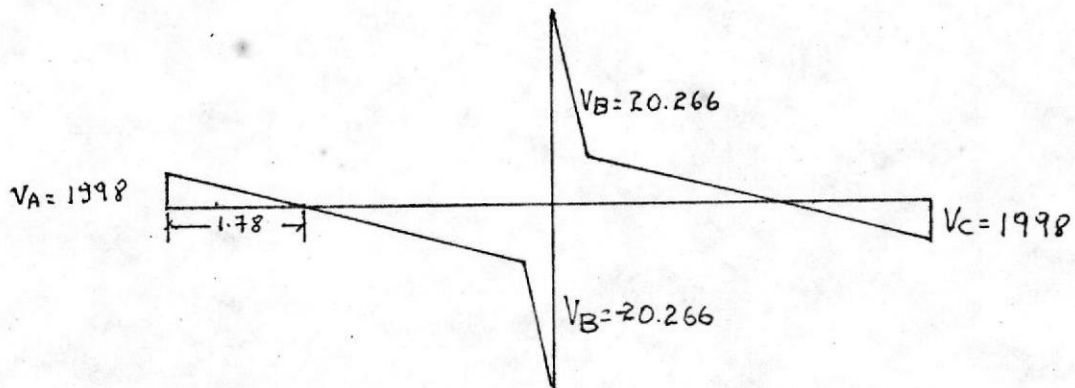


DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES

De los análisis anteriores hechos a la ecuación de tres momentos obtenemos la ecuación (a):

$$2M_2(L_1 + 2L_2) + \frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2\bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (a)$$

Los valores de  $\frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1}$  y  $\frac{6A_2\bar{b}_2}{L_2}$  se encuentran tabulados

en la tabla 8-1 de la página 276, referencia 1; haciendo una combinación de los casos 1 y 5 tenemos:

$$\frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} = \frac{q_2 L^3}{4} + \frac{q_2}{4L} [b^2(2L^2 - b^2 - a^2(2L^2 - a^2))]$$

$$2M_2(L_1 + 2L_2) + \frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2\bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (a)$$

Reemplazando valores tenemos:

$$\frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} = \frac{1120 \times 5^3}{4} + \frac{56 \cdot 500}{4 \times 5} [5^2(2 \times 5^2 - 5^2) - 4.7^2(2.5^2 - 4.7^2)]$$

$$= 28.200 + 27.600$$

$$= 55.800$$

Por simetría tenemos que:  $\frac{6A_1\bar{a}_1}{L_1} = \frac{6A_2\bar{b}_2}{L_2}$

Reemplazando la ecuación (a):

$$2M_2 \times 10 + 2(55.800)$$

$$M_2 = -\frac{111.600}{20}$$

$$M_2 = -5.580 \text{ Kg-m.}$$

Por simetría  $R_A = R_C$

Aplicando momentos a la izquierda de la sección (2) tenemos:

$$R_A \times 5 - 1.120 \times 4.7(2.35 + 0.3) - 56.500 \times 0.3 \frac{(0.3)}{2} = -M_2$$

$$R_A = -\frac{6.260 + 13.410 + 2540}{5}$$

$$R_A = 1.998 \text{ Kg.}$$

$$R_A + R_B + R_C = 2 \times 92 \times (4.7) + 91(0.6)$$

$$2R_A + R_B = 2 \times 1.120(4.7) + 56.500(0.6)$$

$$R_B = 10.500 + 39.000 - 3.996$$

$$R_B = 40.532 \text{ Kg} ; V_B = 1.998 - 1.120 \times 4.7 - 56.500(0.3) = -20.266 \text{ Kg.}$$

Una vez que se ha analizado el comportamiento de la viga en los diferentes casos posibles, se procederá inmediatamente a la elección del perfil de la viga transversal, tomando en consideración el momento crítico de la viga transversal, que se presenta en el primer caso al tener una carga uniformemente repartida y para la fuerza cortante en el segundo caso, los siguientes serán los valores a considerarse:

$$-M_B = 16.410 \text{ Kg.} ; V_B = 20.266 \text{ Kg.}$$

para el cálculo se usarán las siguientes formulas conocidas en la resistencia de materiales

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (1)$$

$$S = \frac{I}{y} \quad (2)$$

En donde:

M = Momento de flexión (Kg.-m.)

$\sigma$  = Esfuerzo permisible ( Kg/cm<sup>2</sup>)

y = Distancia a la fibra más alejada desde la fibra neutral

I = Momento de inercia (cm<sup>4</sup>)

S = Módulo de la sección

Cuando se tiene figuras geométricas simétricas, con relación a un eje se sabe que:

$$y = d/2$$

d = Altura total de la sección (cm.)

De donde resultan:

$$S = \frac{2I}{h} \quad (3)$$

$$S = M/\sigma$$

En la práctica cada perfil viene dado por el fabricante con todas sus características como son: magnitudes, peso propio, momento de inercia, momento resistente, capacidad de corte; por tal motivo se puede usar la formula (4)

$$\tau = \frac{VQ}{I.t} \quad (5)$$

En donde:

$\tau$  = Esfuerzo de corte (Kg./cm<sup>2</sup>)

B = Carga cortante ( Kg )

t = Espesor del ala donde se trata de hallar la fuerza cortante.

Q = Momento estático del área con relación al eje neutro.

I = Momento de inercia de la sección total con respecto al eje neutro.

A continuación pasaremos a calcular el módulo de sección o módulo de rigidez según la formula (4).

El esfuerzo permisible (5) lo escogeremos para un acero estructural standarizado por el manual de la A.I.S.C.

(Referencia 3: American Institute of Steel Construction, Inc. Seventh Edition, Año 1.970).

Cuyo límite de resistencia elastica es:  $F_y = 36$  Ksi. y aplicando un factor de seguridad de 2 obtenemos nuestro esfuerzo pernisible  $\sigma = 18$  Ksi. = 1.265 Kg./cm<sup>2</sup>

El módulo de sección según la formula 4 será:

$$S = M/\sigma$$

$$M_B = M = 16.410 \text{ Kg./m.} = 1'641.000 \text{ Kg.-cm.}$$

$$\sigma = 1.265 \text{ Kg./cm}^2$$

$$S = 1'641.000/1.265$$

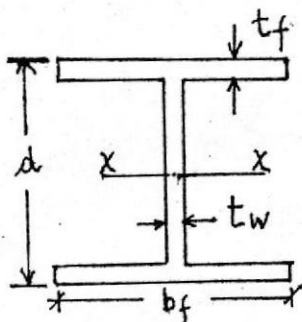
$$S = 1.300 \text{ cm}^3$$

$$1 \text{ pulg.}^3 = 16.39 \text{ cm.}^3$$

$$S = 1.300/16,39 = 79,5 \text{ pulg.}^3$$

$$S = 79,5 \text{ pulg.}^3$$

Valor que sirve para elegir el perfil de la viga. Escogiendo de las tablas de la referencia 3, página 1-38, se toma una viga tipo W12X65 que tiene las siguientes características según las normalizaciones dadas por el manual:



A = Área de la sección transversal

$$A = 19,1 \text{ pulg.}^2$$

$$d = 12,12 \text{ pulg.}$$

$$b_f = 12 \text{ pulg.}$$

$$t_f = 0,6 \text{ pulg.}$$

$$t_w = 0,390 \text{ pulg.}$$

$$I_x = 533 \text{ pulg.}^4$$

$$S = 88 \text{ pulg.}^3$$

$$\text{Peso} = 65 \text{ lbs./pie}$$

$$\text{Momento resistente} = 172.000 \text{ lbs.-pie}$$

$$V_B \text{ Resistente} = 69.000 \text{ lbs.}$$

$$\text{Momento de Flexión} = 16.410 \text{ Kg.-m.} \times 7,233 = 118.800 \text{ Lbs.-pie}$$

$$V_B = 14.830 \text{ Kg.} = 32.700 \text{ lbs.}$$

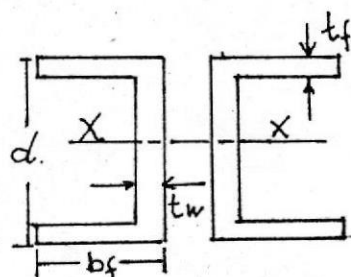
Examinando los resultados vemos que el perfil elegido satisface las condiciones de diseño ya que los momentos resistentes son mayores que los momentos de flexión que son debidos a la carga.

Se ha tomado el perfil W de ala ancha debido a que sobre ella se colocarán directamente los bloques de madera en los que se asienta la embarcación.

La conexión de la viga se hace por medio de pernos colocados en el ala inferior cuyo cálculo se realizará más adelante.

El cálculo del carro continuará con las vigas inferiores don de descansan las vigas transversales. En estas vigas también van colocadas las ruedas.

Del Manual de la A.I.S.C. (página 1-50, 2-54 ) se escoge dos canales U normales cada uno de los cuales tienen las siguientes características:



Designación: C15X50

$S = 53,8 \text{ pulg.}^3$

$b_f = 3,716 \text{ pulg.}$

$I_x = 404 \text{ pulg.}^4$

$d = 15 \text{ pulg.}$

$V = 155,7 \text{ Kips}$

Peso = 50 lbs./pie

$t_f = 0,650 \text{ pulg.}$

$t_w = 0,716 \text{ pulg.}$

La forma adoptada de los perfiles está de acuerdo con la ubicación de las ruedas y el tamaño de las mismas.

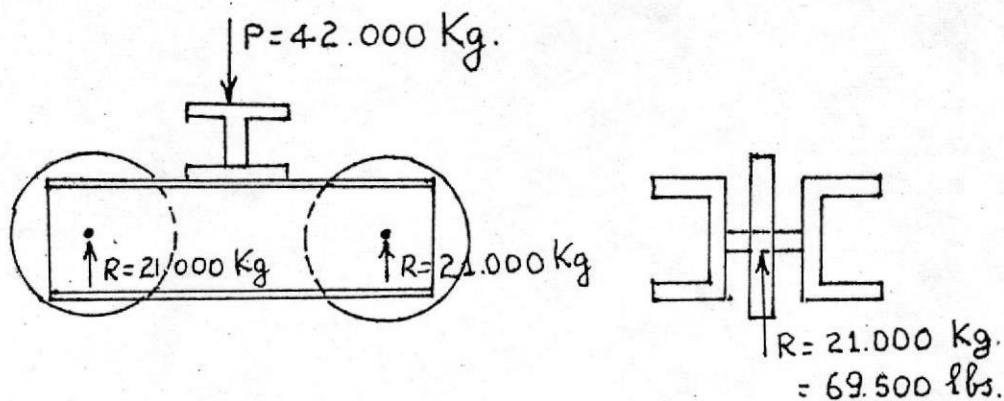
El tamaño del eje de la rueda también influye en la elección del perfil. Por tanto comenzaremos diseñando el eje de las ruedas.

Como la carga a considerar en el diseño es de 42.000 Kg., que es debida cuando la embarcación tiene una quilla pronunciada según los análisis realizados anteriormente, la cual será repartida entre dos ruedas, por tanto cada rueda soportará una carga de 21.000 Kg.

Dándole el eje un factor de seguridad de 1,5 para esfuerzos estables y gradualmente aplicados con lo que le damos un coeficiente de seguridad total de 2,5 con el esfuerzo permisible.

Obtendremos una carga de 42.000 Kg. = 69.500 Lbs.

Haciendo un diagrama general ilustrativo tenemos:



Del gráfico sacamos que el diagrama de cargas que va a ser sometido el eje es:

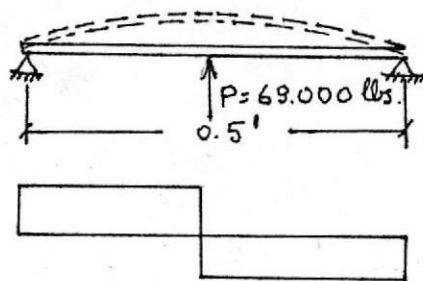


DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES

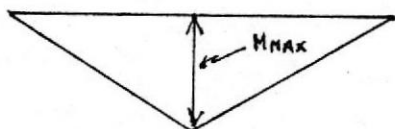


DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES

$$M_{MAX} = \frac{PL}{4} = \frac{69,500 \times 0.5}{4} = 8,700 \text{ lbs.-ft.}$$

Del gráfico vemos que éste eje está sometido solamente a flexión, según el diagrama de carga de la viga; por consiguiente usaremos la siguiente fórmula para ejes sometidos a flexión pura. (Según referencia 4: Alex Vallance y Levy Doughtie, Cálculo de máquinas, Mc.Graw-Hill, año 1.969 página 209)

Cuando el eje está sometido a flexión solamente, la máxima tensión está dada por la fórmula:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{PARA EJES MACIZOS}$$

Donde:  $\sigma_f$  = Tensión de flexión Kg./cm.<sup>2</sup>

M = Momento flector Kg.-cm.

I = Momento de inercia del área de la sección transversal respecto al eje neutro, cm.<sup>4</sup>

d = Diámetro del eje

$\sigma_f$  = Es el esfuerzo de flexión, en este caso es el esfuerzo permisible de trabajo que depende del material que escogemos el cual de acuerdo a la tabla de la referencia 4 página 212, escogemos un acero comercial cuyo esfuerzo de trabajo a la flexión pura es de 1.120 Kg./cm.<sup>2</sup> = 16.000 Lbs./Pulg.<sup>2</sup>

Procediendo al cálculo del diámetro del eje tenemos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \sigma_f}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 8.700 \times 12 \text{ lbs-in}}{\pi \times 16.000 \text{ lbs/in}^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{645 \text{ in}^3}$$

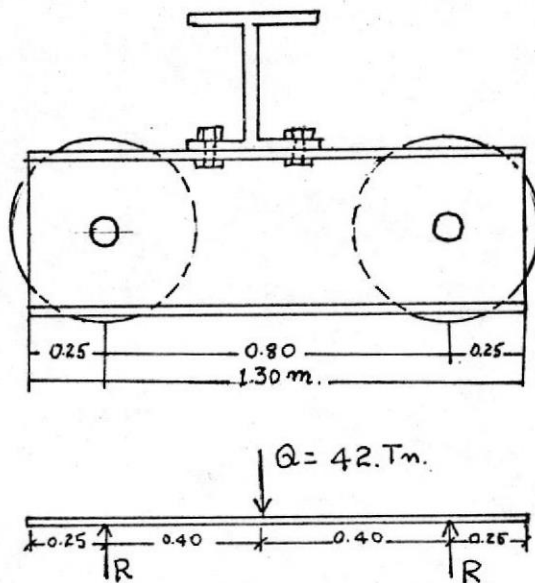
$$d = 3.99 \text{ in.}$$

Por tanto escogeremos un eje de 4 pulgadas.

De acuerdo al perfil de 15 pulgadas elegido y al diámetro de la rueda, tomaremos del catálogo de la United States Steel Corporation, una rueda, de 16 pulgadas de diámetro exterior al que se le suma el valor de dos pestañas de 3/4" cada una que da un diámetro total de 17 1/2".

El espesor de la rueda o ancho de la rueda es de 4 1/2". Cantidad suficiente para que se use un riel de cabeza normal. Estas medidas han sido tomadas del catálogo. Los ejes irán apoyados en las vigas en U, valiéndose para el efecto de accesorios ta-

les como chapas de acero, normalmente usados en la práctica. La longitud de las vigas U, está de acuerdo a la colocación de las ruedas y distancia de separación entre ellas. Se ha adoptado un valor de 1,30 metros repartidos como se aprecia en el dibujo a continuación:



A continuación pasaremos a calcular el momento máximo de flexión que están sometidas las vigas en U.

$$+M_{MAX} = \frac{PL}{4} = \frac{42.000 \times 0.80}{4} = 8400 \text{ Kg-m.} = 840.000 \text{ Kg-cm.}$$

El módulo resistente necesario será:

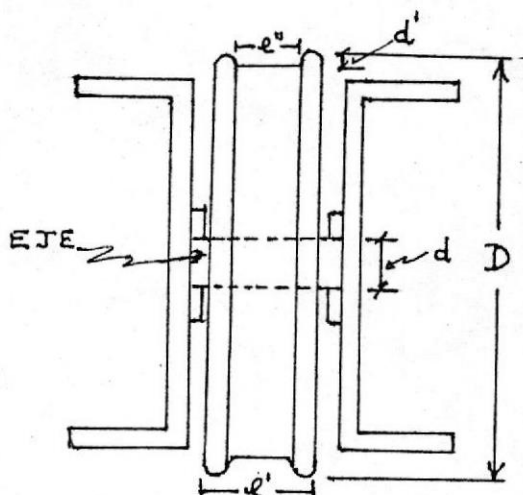
$$S = \frac{840.000}{1.265} = 664 \text{ cm}^3$$

$$S = 40.5 \text{ Pulg.}^3$$

El módulo resistente neto viene dado por dos veces el valor del módulo resistente dado por el fabricante, por tratarse de dos perfiles U que trabajan como una sola viga. Por tanto el módulo resistente neto será de  $2 \times 53,8 = 107,6 \text{ cm.}^3$  valor que so

brepasa el valor requerido, lo cual expresa claramente que las piezas calculadas van a trabajar en magnificas condiciones.

Una vista frontal del sistema se muestra en la siguiente figura:



$e'' = 2 - 3/4'' =$  Huella neta de la rueda (sin pestañas)

$D = 16'' =$  Diámetro neto de la rueda

$d' = 3/4'' =$  pestaña de la rueda

$e' =$  huella total de la rueda

$d = 4'' =$  Diámetro del eje

El tipo de material de las ruedas según el catálogo corresponde a ruedas de acero carbonatado tratadas al calor y finamente maquinadas, sus componentes son:

0,60 - 0,85% de carbón

0,50 - 0,90% de manganeso

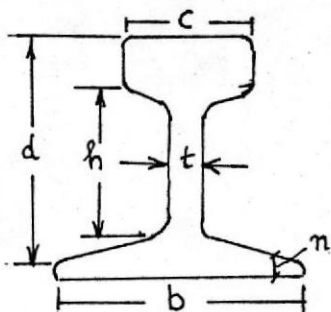
0,05% de fósforo

0,06% máximo de azufre

0,10% máximo sílice

RIELES DE TRANSFERENCIA.-

Un perfil de riel normalmente consta de tres partes a saber: cabeza u hongo, alma y patín o base; teniendo cada una de ellas una función específica que cumplir.



c= Ancho de la cabeza

t= Ancho del alma

b= Ancho de la base

n= espesor de la base

h= altura del alma

La cabeza del riel es la denominación que se dá a la parte superior del mismo; se encarga de repartir la carga que le deposita directamente la rueda, el valor c está de acuerdo con el espesor e" de la rueda y que corresponde a la huella de la rueda de la llanta. Es necesario dejar entre los bordes laterales de la cabeza del riel y las pestañaz de la rueda un espacio, que sea suficiente para evitar el esfuerzo de fricción que se origina en correspondencia con las pestañaz.

El alma es la parte central y angosta del riel, siendo el elemento propio de resistencia.

La parte inferior se le llama base y sirve para dar estabilidad al conjunto.

Para todos los países del mundo en donde se fabrican rieles se ha tratado de adoptar una longitud normal del riel, pudiendo asegurarse que se ha generalizado la longitud standart de los rieles es de 11.50 Metros (39 pñes); esta medida hace posible que se trasladen de un lugar a otro con relativa facilidad. El peso del riel se encuentra repartido de la siguiente manera: 42% en la cabeza, 21% en el alma y 37% en la base.

Para el presente caso, se escoge del manual A.I.S.C. un riel que tiene las siguientes características: (Pag.1-137)

Tipo: A.S.S.

Clasificación: Std.

d= 5 3/16"

b= 5 3/16"

t= 15/16"

c= 2 9/16"

Area= 8,33 Pulg.<sup>2</sup>

S= 26,7 Pulg.<sup>3</sup> = 444 cm.<sup>3</sup>

I= 34,4 Pulg.<sup>4</sup> = 1.434 cm.<sup>4</sup>

q= 105 Lbs. / Yda. = 52,4 Kg./m.

$\sigma = 18 \frac{\text{Kips}}{\text{in.}^2} = 1.265 \text{ Kg./cm.}^2$

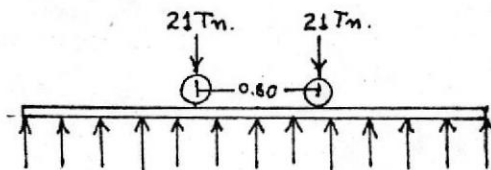
El valor de S corresponde al área transversal del riel. La elección del riel se baso primeramente en la necesidad de tener  $c < e$ ".

La fuga entre el riel y la pestaña es:

$$e" - c = 2 \frac{3}{4} - 2 \frac{9}{16} = \frac{3}{16}"$$

o sea tiene una fuga de 3/16" que equivale a 3/32" a cada lado de la cabeza del riel.

Para encontrar el momento flector en el riel vemos que nos encontramos en el caso de una viga con apoyo elástico continuo. Analizando según referencia 5 (Seely - Smith, Curso Superior de Resistencia de Materiales, Libreria y Editorial Nigar, año 1.967). El momento flector se lo haya con la siguiente formula:



$$M = \frac{P}{4\beta} (C\beta x_1 + C\beta x_2)$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{K}{4EI}}$$

En donde K es la constante elástica de la fundación el cual incluye el efecto del espesor de la parte inferior de la viga.

$K_0 = 860.000 \text{ Lbs./Pulg.}^3$

(Referencia 6 S.Timoshenko, Theory of Plates and Shells, Macgraw Hill Book Company, año 1.964, página 278).

$$E = 30 \times 10^6 \text{ Lbs./pulg.}^2 = 2'109.300 \text{ Kg./cm.}^2$$

$$I = 1.430 \text{ cm.}^3$$

$$k = K_0 \times b = 860.000 \times 5,18 = 4'444.000 \text{ Lbs./pulg.}^2 \\ = 312.000 \text{ Kg./cm.}^2$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{312.000}{4 \times 2'109.300}} = \sqrt[4]{2640 \times 10^{-2}} = 0.0716$$

$$\beta = 0,0716 \text{ cm}^{-1}$$

Averiguando si es una viga larga o corta tenemos:

$$l = \frac{2\pi}{\beta} = \frac{6.28}{0.0716} = 87,6 \text{ cm} = 0,87 \text{ m.}$$

La longitud del riel que estamos analizando es de 11,9 m., por tanto es una viga larga ya que es mayor a 0,87 m. con lo haremos nuestro análisis para el caso de una viga larga.

$$\beta x_1 = 0$$

$$\beta x_2 = 0,0716 \times 80 = 5.73$$

De la tabla 7 referencia 5 página 189 tenemos:

$$C x_1 = 1$$

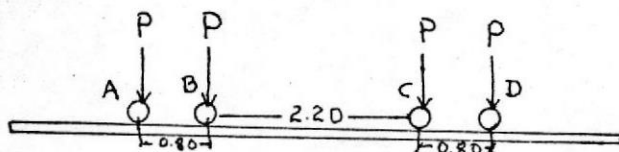
$$C x_2 = 0.0040$$

$$M_A = \frac{P}{4\beta} (1 + 0,004) = 1,004 \frac{P}{4\beta} ; M_A = \frac{1,004 \times 21.000}{4 \times 0.0716}$$

$$M_A = 75.200 \text{ Kg-cm} = 752 \text{ Kg-m.}$$

$$M_A = 752 \text{ Kg-m.}$$

Analizando para dos carriles tenemos:



Es importante señalar que los valores de las características de las vigas son muy pequeños a la distancia:

$$X = \frac{\pi}{\beta} = \frac{3.14}{0.0473} = 66,6 \text{ cm} = 0,67 \text{ m}$$

Por tanto el aumento de los dos carriles no tiene influencia sobre el momento flector.

Cálculando el módulo resistente para ésta carta tenemos:

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{M_A}{\sigma} = \frac{75.200 \text{ Kg} \times \text{cm}}{1265 \text{ Kg/cm}^2} = 59,4 \text{ cm}^3 = 3.63 \text{ m}^3$$

Cálculando la fuerza cortante tenemos:

$$V = -\left(\frac{P}{2}\right) D B x$$

De la tabla 7 referencia 5 página 189:

para

$$B x_1 = 0 ; D x = 1$$

$$\beta x_2 = 5.73 ; D x = 0,0027$$

$$V = -\frac{P}{2} (1 + 0,0027)$$

$$V = -1,0027 \frac{P}{2}$$

$$V = 10.550 \text{ Kg}$$

$$\tau = \frac{V Q}{I t}$$

$$Q = a \bar{y} = 10.3 \times 2.41 = 24.8 \text{ m}^3 = 406 \text{ cm}^3$$

$$I = 1434 \text{ cm}^4$$

$$t = 8.32 \text{ cm.}$$

$$\tau = \frac{10.500 \times 406}{1434 \times 8.3} \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau = 358 \text{ Kg/cm}^2.$$

El esfuerzo permisible para un acero estructural de 36 Ksi. es de  $\tau = 0,4\sigma_y = 14.400 \text{ Lbs./pulg.}^2 = 1.010 \text{ Kg./cm.}^2$

Por lo tanto el riel va ha resistir también el esfuerzo de corte y el momento flector.

El módulo resistente necesario es menor que el dado por el fabricante que es de 26,4 pulg.<sup>3</sup>, por lo que deducimos que nuestro riel va ha trabajar en perfectas condiciones.

Al calcular un riel es necesario tener presente los esfuerzos que intervienen cuando el carro se desliza sobre él.

ESFUERZO TRANSVERSAL.- Este esfuerzo se produce en el sentido perpendicular de la parte lateral del riel y que trata de separar los rieles. Se produce únicamente en las curvas debido a la acción de las fuerzas centrífugas.

Para los rieles del astillero éste esfuerzo es despreciable ya que no existen curvas de ninguna clase, pues el sistema de transferencia se hace solamente en el sentido transversal y longitudinal, siguiendo paralelo a lo largo de los rieles.

ESFUERZO LONGITUDINAL.- Se produce debido a la adherencia que existe entre el riel y la rueda, es decir que, es el esfuerzo de tracción que desarrolla el carro deslizando.

Sea  $F$  = Esfuerzo longitudinal del riel

$f$  = Coeficiente de rozamiento

$Q$  = Presión normal

Por tanto:

$$F = f \times Q$$

Será necesario encontrar el valor de  $F$  capaz de mover el carro de transferencia, cuando éste se encuentra completamente cargado. Por lo tanto se tomará un tipo de la ya diseñada. Se admitirá como  $Q$  el valor de toda la carga y se encontrará la fuerza total de arrastre:

$$\begin{aligned} Q = \sum W &= 525 \text{ Tm.} = 1'150.000 \text{ Lbs.} \\ &= 525.000 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

El valor de  $f$  a usar se la encuentra de la referencia 4, tabla 57, página 320.

El factor de rozamiento de hierro sobre hierro es:

$$f = 0.20$$

$$F_1 = 0,20 \times 1'150.000 \text{ Lbs.}$$

$$= 232.000 \text{ Lbs.}$$

$F_1$  Es la fuerza de arrastre del carro y el valor de  $F$  sobre cada rueda será de:

$$\frac{F_1}{32} = 232.000 \text{ Lbs.} / 32 = 7.030 \text{ Lbs.}$$

(hilera central más cargada)

Continuando con el diseño vemos que el acunado de transferencia consiste en un conjunto de vigas conectadas entre sí. Comenzaremos calculando los pernos de unión entre el perfil I y los canales U; estos pernos están expuestos al esfuerzo cortante originado por la fuerza de arrastre  $F$ , producida en los rieles de transferencia. Siendo  $F = 7.030$  Lbs. en cada una de las ruedas se tendrá que en cada perno habrá una fuerza que tiende a separar las partes medias de las uniones; como son dos pernos, la fuerza neta será  $F/2$ .

El cálculo de los pernos al esfuerzo cortante se efectúa valiéndonos de la siguiente fórmula:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \tau$$

$$P = A \tau$$

$$d^2 = \frac{4P}{\pi \tau}$$

En donde:  $\tau$  = Esfuerzo permisible al corte que para un perno de hierro de 36 Ksi., tomando un factor de seguridad tenemos:

$$\tau = 0,4 \times 36$$

$$= 14.400 \text{ Psi.}$$

d= Diámetro del perno en pulgadas

P= Fuerza cortante

Reemplazando valores en la fórmula anterior tenemos:

$$d^2 = \frac{4 \times 7.030 / 2}{\pi \times 14.400} = 0,31 \text{ Pulg.}^2$$

$$d = 0,56 \text{ Pulg.}$$

Por tanto usaremos pernos de 5/8 de pulgada.

Del Manual de la A.I.S.C. seleccionamos pernos de 5/8 de pulgada cuya carga permisible al corte es de 15 Kips (pag. 4-4) designación ASTM: A502-1

Con esto hemos diseñado los pernos que servirán de unión a las vigas que forman el carro de transferencia.

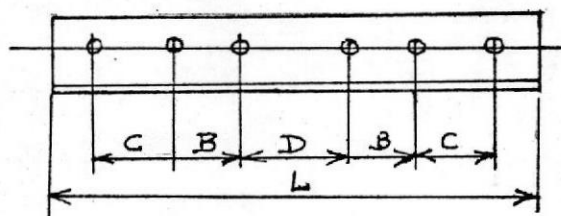
Calculando ahora los accesorios de los rieles hay que mencionar en primer lugar las partes que lo componen:

Eclisas: Son elementos de unión entre dos tramos de rieles; sirven para facilitar y sujetar la unión entre dos rieles, procurando así una unión completamente estable.

Las eclisas dependen del tipo del riel, así para el riel escojido de 105 Ibs./Yda. = 52,4 Kg./m., el manual de la A.I. S.C. aconseja el uso de las eclisas con las siguientes características: ( pag. 1-139 )

Se colocarán 6 pernos, cada uno de ellos de 15/16" de diámetro y 4 3/4" de longitud.

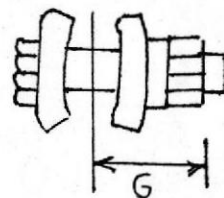
Las eclisas las ilustraremos en el siguiente gráfico:



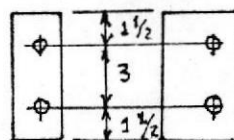
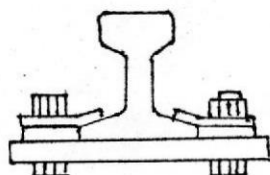
$$D = 7 \frac{15}{16}'' \quad L = 34''$$

$$B = 5'' \quad G = 3 \frac{11}{32}''$$

$$C = 5''$$



Sostenedores.- Son piezas que se comportán como ajustadores de los rieles; hay de diversas formas. Los más usados son una variedad de pernos empotrados en la base, generalmente de cabeza exagonal y hacen posible que el riel permanezca durante toda su existencia en una posición fija. Para un riel de 105 Ibs./Ydas., el manual de A.I.S.C. aconseja usar placas con pernos de la forma indicada en el presente dibujo y que reúne las siguientes características:



Mínimo valor de  $G = 3 \frac{11}{32}''$

Diámetro del perno =  $15/16''$

Estas placas con pernos son aconsejadas a colocarlas en pares

y separadas 3" de centro a centro.

Estos sistemas de rieles llevarán el sistema de transferencia los cuales estan compuestos por los carros que hemos diseñado; queda así diseñado nuestro sistema de transferencia el cual se encargará de llevar a los buques desde la plataforma de elevación a las áreas de trabajo.

## CAPITULO IV

### DISEÑO Y CALCULO:

PLATAFORMA DE ELEVACION, VIGAS LONGI-  
TUDINALES PRINCIPALES, VIGAS LONGITU-  
DINALES SECUNDARIAS, VIGAS TRANSVERSA  
LES SOSTENIDAS POR LOS TECIES DE ELE-  
VACION ( VIGAS TRANSVERSALES PRINCIPA  
LES).

CAPITULO IVDISEÑO Y CALCULO:

PLATAFORMA DE ELEVACION, VIGA LONGITUDINALES PRINCIPALES, VIGAS LONGITUDINALES SECUNDARIAS, VIGAS TRANSVERSALES SOSTENIDAS POR LOS TECLES DE ELEVACION ( VIGAS TRANSVERSALES PRINCIPALES)

El ascensor consiste básicamente de la plataforma de elevación y un conjunto de elevadores. El tamaño de la plataforma está de acuerdo al dimensionamiento previamente establecido y que era de 12 metros de ancho por 50 metros de largo.

Se colocarán 16 elevadores (8 a cada lado de la plataforma) los mismos que tendrán un sistema de poleas que se conectan a los extremos de las vigas principales.

La capacidad de cada elevador, tendrá un máximo cuando exista la máxima carga sobre la viga transversal principal que soporta la misma; ésto se verá claramente al estudiar el comportamiento de las cargas en el diseño de la plataforma.

PLATAFORMA DE ELEVACION.- Dentro de la plataforma de elevación constan las vigas transversales principales, las cuales están sostenidas por los tecles de elevación, por medio de cables de acero los cuales realizan el proceso de elevación.

La plataforma constará de ocho vigas transversales principales, en las que actuará directamente la carga de la embarcación al efectuarse el movimiento de elevación.

Las ocho vigas tendrán una separación de eje a eje de siete metros más el ancho de la mitad del ala en los extremos de la pla

taforma que equivale a 42,4 cm., con lo que la plataforma tendrá una longitud total de:

$$L_T = 49 + 0,424 = 49,42 \text{ m.}$$

O sea que nuestro cálculo lo basaremos en éstas medidas.

A continuación haremos un diagrama de lo que vamos a calcular en nuestra plataforma de elevación ( gráfico adjunto)

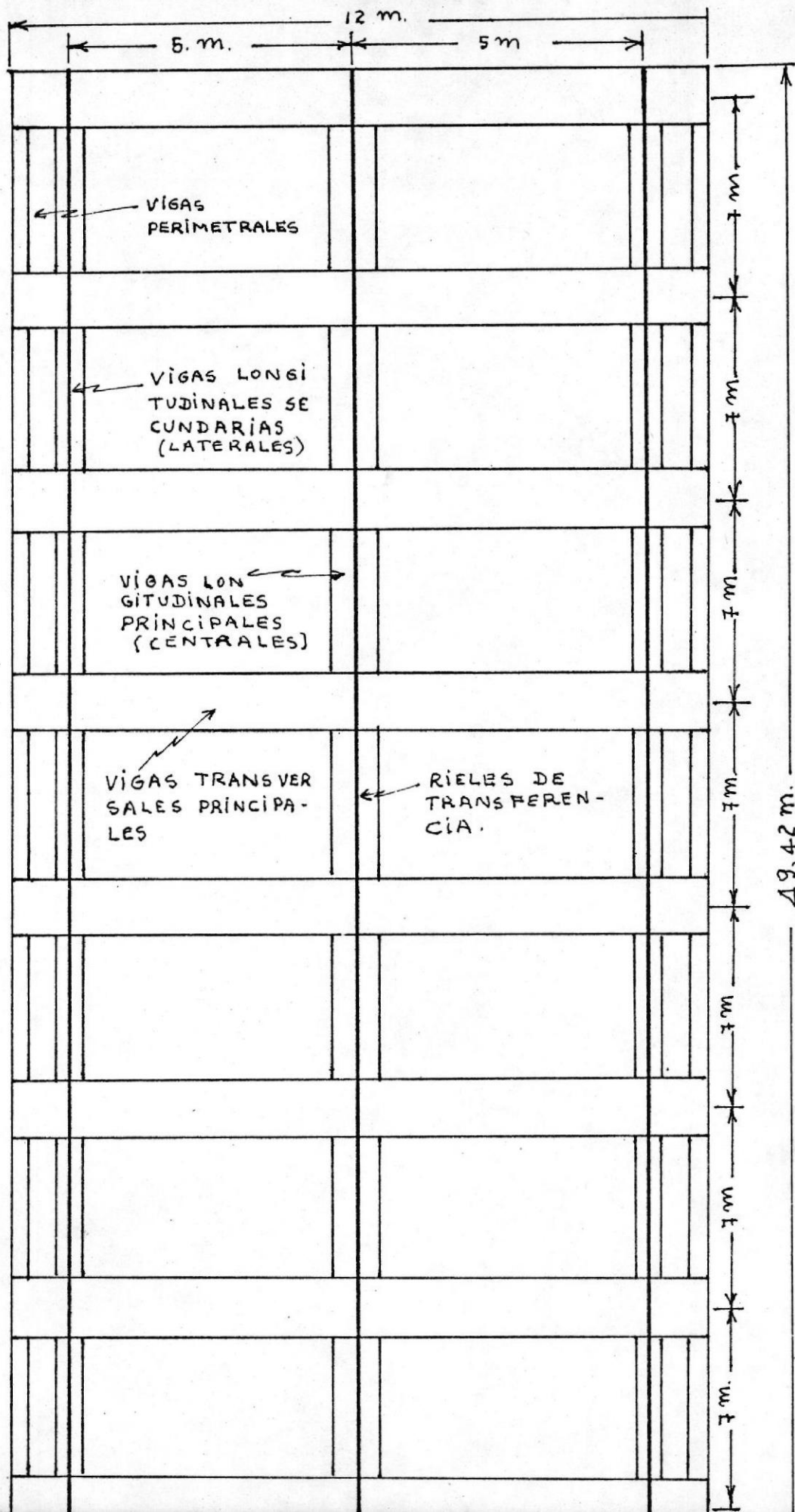
#### CAICUIO DE LAS VIGAS LONGITUDINALES.-

Las vigas longitudinales reciben el peso del riel y éste de las ruedas del carro, por tal motivo es necesario dimensionar la carga crítica de las vigas, de antemano se sabe que es la viga central en la que actúan cargas móviles de 21 toneladas concentradas por cada rueda.

Como la embarcación va a hacer transferencia de la plataforma a las áreas de trabajo, dichas cargas de 21 toneladas se moverán a lo largo de la plataforma, por tanto nuestro cálculo y diseño será en base a las cargas móviles. Para esto aplicaremos el teorema de Barre o Culmann (referencia 6: Rubio San Juan, Tomo 1, Compendio de Resistencia de Materiales, Tercera Edición, Editorial Labor S.A., año 1.956, página 441)

Dicho teorema es aplicable para hallar el momento de flexión máximo que es producido en una viga que da paso a un convoy, en nuestro caso el acunado de transferencia soportando la embarcación. El siguiente es el enunciado del teorema:

"El momento máximo se produce para una cierta carga del convoy, cuando ésta ocupa una posición tal, en la viga, que la sección media, equidista de la resultante de todas las cargas del convoy ( que están en la viga entre apoyos) y de la carga conside-

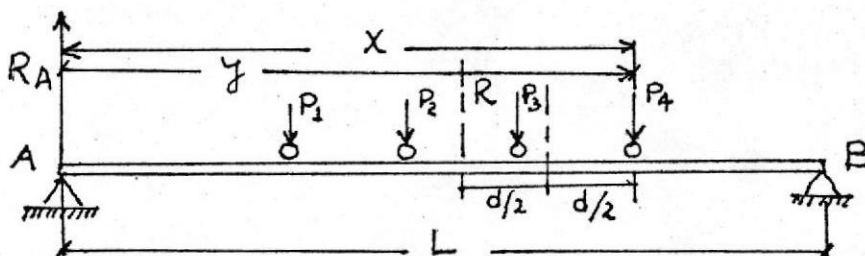


49,42 m.

PLATAFORMA DE ELEVACION

rada".

Es decir, que si en el convoy de la siguiente figura suponemos que la carga  $P_3$ , es la que produce momento máximo tenemos:



Sacando relaciones de segmentos tenemos:

$$M_R = M_{a_3}$$

$$M_A - A_R = a_3 A - M_A$$

$$L/2 - y = x - L/2$$

$$x = L - y$$

$$y = x - d$$

$$x = L - x + d$$

$$2x = L + d$$

$$x = L/2 + d/2 \quad (3)$$

En efecto hallemos la reacción  $R_A$  en el apoyo A tomando momentos con respecto al punto B.

$$R_A \times L = R (L - y) = R (L - x + d)$$

$$R_A = R/L (L - x + d) \quad (4)$$

El momento flector en la sección  $a_3$ , de la abscisa  $x$ , es:

$$M_x = R_A x - [P_1 (\Delta_1 + \Delta_2) + P_2 \Delta_2]$$

Reemplazando el valor de  $R_A$

$$M_x = R/L (L - x + d) x - [P_1 (\Delta_1 + \Delta_2) + P_2 \Delta_2] \quad (5)$$

Si el momento debe ser máximo la igualación a cero de la derivada de  $M_x$  respecto  $x$  da:

$$dM_x/dx = 0$$

$$R/L (L - 2x + d) = 0$$

$$2x = L + d$$

$$x = L/2 + d/2$$

Si la carga  $P_3$  estuviese a la izquierda de la sección media  $M$  de la viga, se tendrá:

$$X = \frac{L}{2} - \frac{d}{2}$$

Llevemos el valor de (3) a la ecuación (5) del momento máximo, despejando de la (3)  $d = 2X - L$

$$M_x = \frac{R}{L} X^2 - [P_1(\Delta_1 + \Delta_2) + P_2 \Delta_2]$$

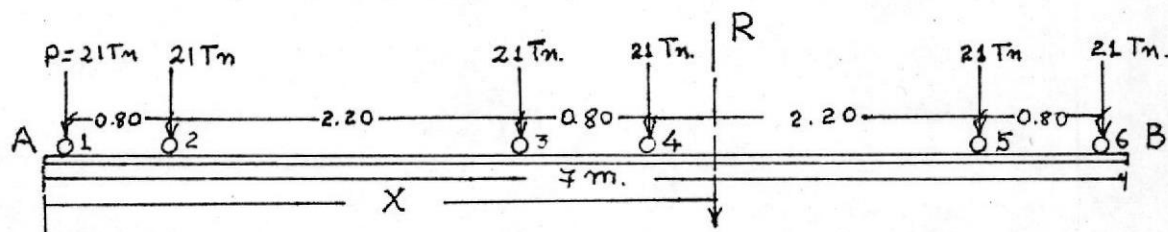
o también observando que:  $P_1(\Delta_1 + \Delta_2) + P_2 \Delta_2 = M_i$

Siendo  $M_i$  el momento de las cargas del convoy que están a la izquierda de la sección de accisa  $X$

$$M_x = \frac{R}{L} X^2 - M_i$$

La marcha a seguir es, pues, determinar, para las diferentes cargas los correspondientes valores de  $X$  y de  $M_x$  y el máximo valor de  $M_x$  resuelve el problema.

Aplicando éste principio a nuestro caso, en primer lugar es necesario encontrar la posición de la resultante  $X$  considerando que en un tramo de 7 metros intervienen 6 cargas de 21 toneladas cada una (caso más crítico).



Para el efecto se toman momentos respecto al apoyo (A)

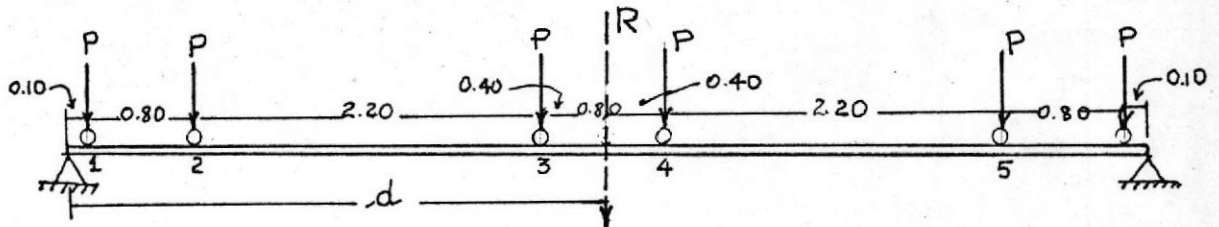
$$P \times 0.10 + P \times 0.90 + P \times 3.10 + P \times 3.90 + P \times 6.10 + P \times 6.90 = R X$$

$$\sum F_v ; R = 6P$$

$$X = \frac{21P}{R} = \frac{21P}{6P}$$

$$X = 3.50 \text{ m.}$$

Por lo tanto la resultante se encontrará ubicada a 40 centímetros de la carga (3) según el teorema, hacemos coincidir el centro de la viga con la mitad de la separación entre la carga (3) y la resultante y se tiene la posición crítica que produce el máximo momento flector y que viene expresado para cada una de las posiciones de las cargas.



Para encontrar el máximo momento que se produce para la viga crítica, es necesario determinar la distancia X del apoyo A y viene dado según lo expresado anteriormente por:

$$X = \frac{L}{2} + \frac{d}{2}$$

donde L = longitud del tramo

d = distancia entre la posición de la resultante y la carga que se considera.

Considerando la carga (1)

$$d = 0,80 + 2,20 + 0,40$$

$$d = 3.40 \text{ m.}$$

$$X = \frac{7 - 3.40}{2} = \frac{2.60}{2} = 1.30 \text{ m.}$$

$$M_x = \frac{R}{L} X^2 - M_i$$

$M_i$  = momento de las cargas del convoy que están a la izquierda de la sección de la accisa X.

$$R = 6P = 6 \times 21.000 = 126.000 \text{ Kg.}$$

$$M_x = \frac{126.000}{7} (1.30)^2 - 0$$

$$M_x = 34.000 \text{ Kg-m.}$$

Considerando la carga (2):

$$d = 2.20 + 0.40 = 2.60$$

$$X = \frac{7.00 - 2.60}{2} = \frac{4.40}{2} = 2.20$$

$$M_x = \frac{126.000(2.20)^2}{7} - 21.000 \times 0.80$$

$$M_x = 87.200 - 16.800$$

$$M_x = 70.400 \text{ Kg. m.}$$

Considerando la carga (3):

$$d = 0.40$$

$$X = \frac{7.00 - 0.40}{2} = \frac{6.60}{2} = 3.30$$

$$M_x = \frac{126.000(3.30)^2}{7} - 21.000(3.00 + 2.20)$$

$$M_x = 87.300 \text{ Kg. m}$$

Considerando la carga (4):

$$d = 0.80 - 0.40$$

$$d = 0.40$$

$$X = \frac{7.00 + 0.40}{2} = \frac{7.40}{2} = 3.70 \text{ m.}$$

$$M_x = \frac{126.000(3.70)^2}{7} - 21.000(3.80 + 3.00 + 0.80)$$

$$M_x = 212.200 - 159.500$$

$$M_x = 52.700 \text{ Kg. m.}$$

Considerando la carga (5):

$$d = 3.00 - 0.40 = 2.60 \text{ m.}$$

$$X = \frac{7.00 + 2.60}{2} = \frac{9.60}{2} = 4.80 \text{ m.}$$

$$M_x = \frac{126.000(4.80)^2}{7} - 21.000(6 + 5.20 + 3.00 + 2.20)$$

$$M_x = 414.000 - 336.000$$

$$M_x = 78.000 \text{ Kg-m.}$$

Considerando la carga (6):

$$d = 3.80 - 0.40 = 3.40$$

$$x = \frac{7.00 + 3.40}{2} = 5.20$$

$$x = 5.20$$

$$M_x = \frac{126.000(5.20)^2}{7} - 21.000(6.80 + 6.00 + 3.80 + 3.00 + 0.80)$$

$$M_x = 487.000 - 437.000$$

$$M_x = 50.000 \text{ Kg-m.}$$

De lo anterior se concluye que se produce un máximo momento positivo a la distancia de  $X = 3,30$  y que es  $M_x = 87.300 \text{ Kg-m.}$

#### CALCULO DE LOS ESFUERZOS CORTANTES.-

Aplicando la ecuación (10') de la referencia en el capítulo XIII para nuestro caso tenemos:

$$V_B = V_{MAX} = - \left[ \frac{1}{L} \sum_{i=1}^{i=n} M_A P_i - \sum_{x=X}^{x=L} P_i \right]$$

$$V_{MAX} = -\frac{1}{7} (21 \times 7 + 21 \times 6.20 + 21 \times 3 + 21 \times 2.20 + 21 \times 0.80)$$

$$V_{MAX} = -\frac{1}{7} 21.000 \times 19.20$$

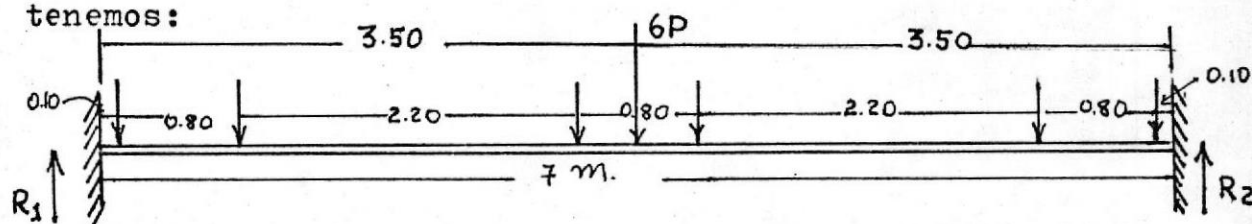
$$V_{MAX} = -57.500 \text{ Kg.}$$

Hasta aquí nuestra consideración para el cálculo de las vigas longitudinales ha sido de simple apoyo, pero, el tipo de conexión de las vigas longitudinales con las transversales es por medio de pernos, por tanto la consideración de un simple apoyo de las vigas no es cercano a la realidad, ya que éste tipo de unión origina momentos en los extremos de las vigas; por lo tanto debemos considerar las vigas empotradas y luego

hacer promedio con los valores dados para la consideración de simple apoyo; estos resultados serían más cercanos a la realidad.

De los análisis anteriores sabemos que se produce máximo momento positivo a la distancia de  $X = 3,30$  metros, por lo tanto calcularemos los momentos de la viga empotrada a ésta distancia ya que ésta es la sección crítica.

Empotrando los extremos de la viga y sabiendo que la resultante de fuerzas paralelas se encuentra a una posición de 3,40 metros tenemos:



Sacando el valor de la resultante de las reacciones que por simetría sabemos de acuerdo a la formula (1) sacado del Manual de la A.I.S.C. página 2-203 la cual se encuentra en la referencia del capítulo 13, tenemos:

$$R_1 = R_2 = V$$

$$R_1 = P/2$$

$$P = R = 6P$$

$$R_1 = 6P/2 = 3P = 63.000 \text{ Kg}$$

$$R_2 = 63.000 \text{ Kg}$$

$$V = 63.000 \text{ Kg}$$

Como el máximo momento en el análisis anterior se produjo a 3,30 metros calculamos el momento a ésta distancia para sacar la posición crítica. Aplicando la formula(3) tenemos:

$$M_{3-30} = \frac{3P}{8} (4 \times 3.30 - 7)$$

$$M_{3-30} = 47.500 \text{ Kg-m.}$$

Sacando un valor promedio entre los dos momentos y este resultado será el momento que regirá para nuestro diseño.

$$M = \frac{87.300 + 47.500}{2} = 67.400 \text{ Kg-m.}$$

Sacando un valor promedio de las fuerzas cortantes:

$$V_{\text{PROM.}} = \frac{63.000 + 57.500}{2} = 60.250 \text{ Kg.}$$

Nos encontramos en condiciones de calcular la viga longitudinal central, ya que las otras vigas longitudinales son menos cargadas.

Tenemos como datos:

$$M_x = 67.400 \text{ Kg. ; } x = 3.30$$

$$V = 60.250 \text{ Kg.}$$

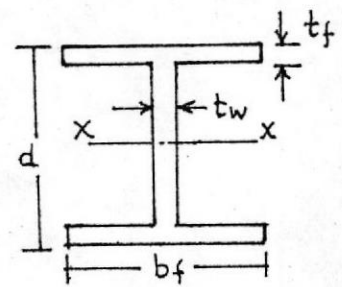
El módulo resistente será:

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{67.400 \times 100}{1265} = 5.235 \text{ cm}^3 = 325 \text{ Pulg.}^3$$

Del Manual de la A.I.S.C. página 1-30 escogemos un perfil I cuya especificación es: W24X130 con las siguientes dimensiones:

- d = 24,25"
- b<sub>f</sub> = 14"
- t<sub>f</sub> = 0,90"
- t<sub>w</sub> = 0,565"
- I = 4.020 Pulg.<sup>4</sup>

- S = 332 Pulg.<sup>3</sup>
- P<sub>p</sub> = 130.000 Lbs./pie
- = 194 Kg./m.
- V = 199.000 Lbs.
- = 90.500 Kg.

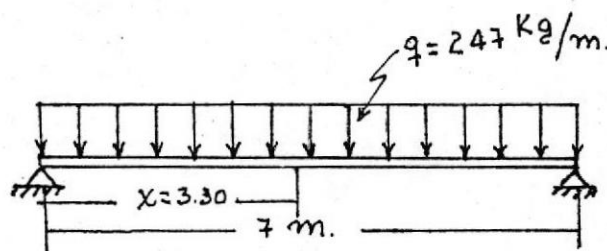


Vemos que la carga de corte permisible resiste cómodamente a la carga de corte producida en la viga.

$$59.000 \text{ Kg.} < 90.500 \text{ Kg.}$$

Restará encontrar el momento flector originado por el peso propio del perfil mas el del riel (53 Kg.) que es en si la carga muerta.

$$q = 194 \text{ Kg/m.} + 53 \text{ Kg/m} = 247 \text{ Kg/m}$$



La ecuación de momentos que rige para el tramo, considerando que a 3,30 metros es el momento máximo para sumarle el momento flector producido por la carga muerta.

$$M = \frac{q \times X}{2} (L - X)$$

$$M = \frac{247 \times 3.30}{2} (7 - 3.30)$$

$$M = \frac{247 \times 3.30 \times 240}{2}$$

$$M = 1.050 \text{ Kg-m.}$$

Considerando la fuerza cortante:

$$V_x = q(1/2 - X)$$

$$\text{Cuando } X = 3.30 \text{ m. ; } V_x = 247(7/2 - 3,30)$$

$$V_x = 247 \times 0.20$$

$$V_x = 49,4 \text{ Kg.}$$

En los apoyos tendremos:

$$V = R = qL/2 = 247/2 (7) = 865 \text{ Kg.}$$

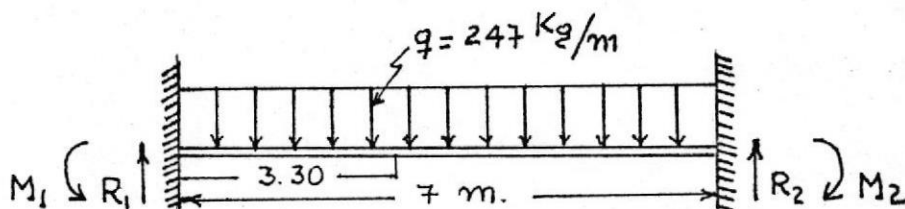
$$V = 865 \text{ Kg.}$$

En los apoyos tendremos:

$$V = R = qL/2 = 247 \times 7/2$$

$$V = 865 \text{ Kg.}$$

Considerando ahora la viga empotrada:



$$R_1 = V = qL/2 = 247 \times 7/2 = 865 \text{ Kg.}$$

De la referencia del capítulo XIII cuya fórmula es sacada del Manual de la A.I.S.C. tenemos:

$$M_{3.30} = 247/12(6 \times 7 \times 3.30 - 7^2 - 6 \times 3.30^2)$$

$$= 555 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_1 = qL/24 = 247 \times 7^2/24 = 505 \text{ Kg.-m.}$$

Sacando los valores promedios de los momentos y fuerzas cortantes tenemos:

$$M_{\text{prom.}} = 1.050 + 555/2 = 804 \text{ Kg.-m.}$$

$$V_{\text{prom.}} = 865 + 865/2 = 865 \text{ Kg.}$$

Sumando estos valores a los valores debido a las cargas del convoy tenemos:

$$M_{\text{total}} = M_x + M_{\text{prom.}} = 67.400 + 505$$

$$M_{\text{total}} = 67.905 \text{ Kg.}$$

$$V_{\text{total}} = V_x + V_{\text{prom.}} = 59.000 + 865 = 59.865$$

$$S = 67.905 \times 100 / 1.265 = 5.370 \text{ cm}^3$$

Módulo menor que el dado por el fabricante  $5.444 > 5.370$

Por lo tanto nuestra viga resistirá perfectamente las condiciones de carga impuestas y queda así establecido el diseño de la viga longitudinal central. (viga longitudinal principal).

Será necesario calcular la viga longitudinal en correspondencia con los rieles laterales que estarán expuestos a las solicitaciones estudiadas en la distribución de cargas y que es de 9.850 Kg. repartidas en dos ruedas cada una de 4.925 Kg.

El momento máximo se producirá así mismo cuando intervengan en la viga seis cargas concentradas en la posición crítica ya establecida para el diseño de la viga longitudinal central o sea cuando se considera la carga (3).

Siendo  $X = 3.30$  m.

$$R = 6 \times 4.925 = 29.600 \text{ Kg.}$$

$$M_x = 29.600 \times 3.30^2 / 7 - 4.925 ( 3 + 2.20 )$$

$$M_x = 44.400 - 25.600$$

$$M_x = 18.800 \text{ kg.m.}$$

Para el cálculo de la fuerza cortante:

$$V_{\max} = - 1/7 \times 4.925 \times 19,20 = 13.500 \text{ Kg.}$$

$$V_{\max.} = 13.500 \text{ Kg.}$$

Considerando ahora empotrada la viga tenemos:

$$R_1 = 6 \times 4.925 / 8 ( 4 \times 3.30 - 7 )$$

$$R_1 = 15.350 \text{ Kg.}$$

$$R_1 = R_2 = P/2 = 6 \times 4.925 / 2$$

$$R_1 = 14.980 \text{ Kg.}$$

$$R_2 = 14.980 \text{ Kg.}$$

$$M_{3.30} = 15.350 \times 3.30 - 6 \times 4.925 \times 3.40 (3.60)^2 / 7^2$$

$$= 50.600 - 36.620$$

$$= 13.980 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{\text{prom.}} = 18.800 + 13.980 / 2$$

$$= 16.390 \text{ Kg.m.}$$

$$V_{\text{prom.}} = 13.500 + 15350/2$$

$$= 14.425 \text{ Kg.}$$

Nos encontramos en posibilidad de calcular la viga longitudinal secundaria:

$$M_x = 16.390 \text{ Kg.-m.} = M_{\text{prom.}}$$

$$V_x = 14.425 \text{ Kg.} = V_{\text{prom.}}$$

El módulo resistente viene expresado por:

$$S = M/\sigma = 16.390 \times 100 / 1265 = 1295 \text{ cm}^3 = 79 \text{ Pulg.}^3$$

Del Manual de la A.I.S.C. se escoge un perfil I de 12" con la siguiente especificación W12x65 y con las siguientes dimensiones:

$$d = 12,12 \text{ pulg.}$$

$$b_f = 12"$$

$$t_f = 0,606"$$

$$t_w = 0,390"$$

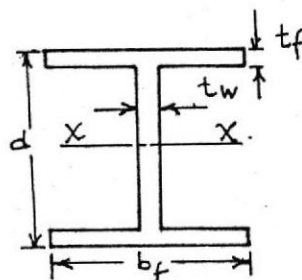
$$I = 533 \text{ Pulg.}^4$$

$$S = 88 \text{ Pulg.}^3 = 1.440 \text{ cm}^3$$

$$P_p = 65 \text{ Lbs./pie} = 96,7 \text{ Kg./m.}$$

$$M = 172.000 \text{ Lbs.-Pie} = 23.800 \text{ Kg.m.}$$

$$V = 69.000 \text{ Lbs.} = 31.300 \text{ Kg.}$$



El momento flector ocasionado por el peso propio del perfil mas el del riel es considerando la viga como simplemente apoyada:

$$q = 96,7 + 53 = 149,7 \text{ Kg./m.}$$

$$M = qx/2(L - x)$$

$$M = 149,7 \times 3,30 / 2 (7 - 3,30)$$

$$M = 665 \text{ Kg.-m.}$$

$$V = R = qL/2 = 149,7 \times 7 / 2$$

$$V = 524 \text{ Kg.}$$

Considerando la viga empotrada:

$$R = V = qL/2 = 524 \text{ Kg.}$$

$$M_{3,30} = 149,7 / 12 (6 \times 7 \times 3,30 - 7^2 - 6 \times 3,30^2)$$

$$M_{3,30} = 347 \text{ Kg.-m.}$$

Sacando los valores promedios tenemos:

$$M_{\text{prom.}} = 665 + 347 / 2$$

$$M_{\text{prom.}} = 506 \text{ Kg.-m.}$$

$$V_{\text{prom.}} = 524 \text{ kg.}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{total}} &= 16.390 + 506 \\ &= 16.896 \text{ Kg.-m.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{\text{total}} &= 14.425 + 524 \\ &= 14.949 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Calculando el módulo resistente necesario tenemos:

$$S = 1'689.600 / 1265 = 1.334 \text{ cm}^3 = 81,5 \text{ Pulg.}^3$$

$$V_{\text{total}} = 14.949 \text{ Kg.}$$

Valores menores que el dado por el fabricante, por tanto nuestra viga resistirá perfectamente las condiciones de car-

ga.

A continuación pasaremos a calcular las cargas máximas que entregan las vigas longitudinales centrales a las vigas transversales principales. Para esto es necesario considerar a las cargas actuando en correspondencia con el apoyo; sean dos tramos a considerar cuando las cargas se encuentran en la siguiente posición. Debe manifestarse que la distribución de carga a lo largo de los dos tramos está de acuerdo al estudio longitudinal de cargas realizado en el capítulo anterior.

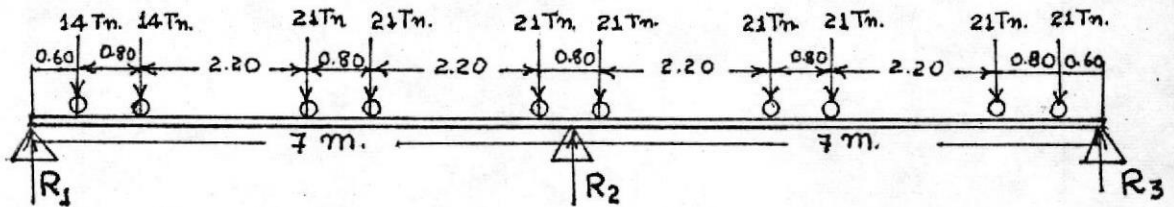
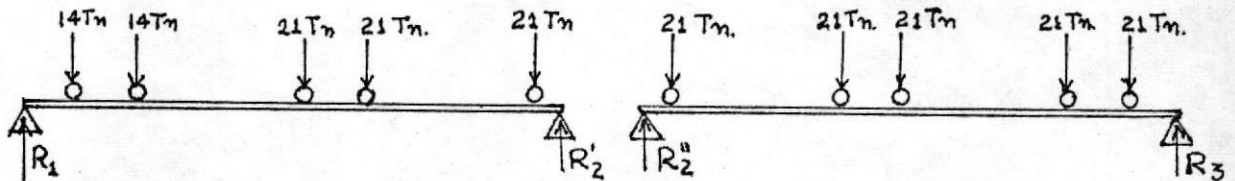


DIAGRAMA DE CARGAS DEL CONVOY

Para esto dibujamos dos diagramas separados para ver el efecto de las cargas del lado izquierdo y el derecho en el apoyo central de la viga.



$R_2 = R_2' + R_2''$ , la una reacción es por efecto de las cargas que se encuentran en el tramo izquierdo y la otra por las

cargas del lado derecho.

Tomando momentos separadamente respecto a  $R_1$  y a  $R_3$  se tiene:

$$R_2' \times 7 = 14(0,60 + 1,40) + 21(3,60 + 4,40 + 6,60)$$

$$\begin{aligned} R_2' &= 2 \times 2,00 + 3 \times 14,60 \\ &= 47,80 \text{ Tn.} \end{aligned}$$

$$R_2'' \times 7 = 21(0,60 + 1,40 + 3,60 + 4,40 + 6,60)$$

$$\begin{aligned} &= 3 \times 16,60 \\ &= 49,80 \text{ Tn.} \end{aligned}$$

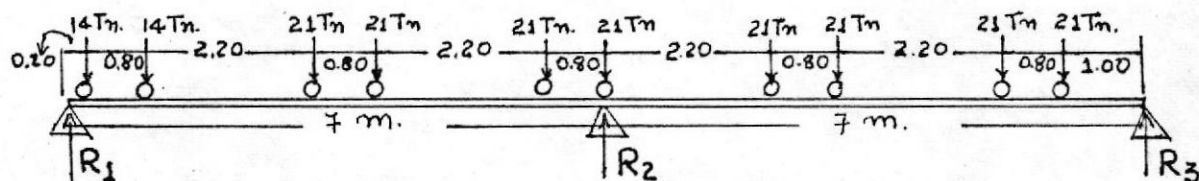
$$R_2 = R_2' + R_2''$$

$$= 47,80 + 49,80$$

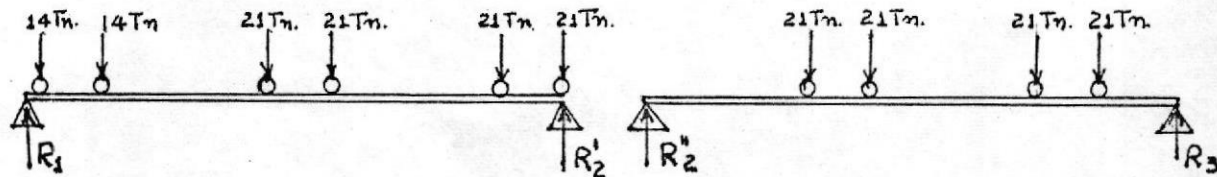
$$= 97,60 \text{ Tn.}$$

$$= 97.600 \text{ Kg.}$$

Examinando otra posible posición del convoy sobre los dos tramos, ya que la reacción máxima se considera cuando una de las cargas (próximas al apoyo) coincide con la línea de acción de la reacción y que viene dada por la siguiente posición del convoy:



Tomando los dos tramos separados tenemos:



Tomando momentos con respecto a  $R_1$  y a  $R_3$  tenemos:

$$R_2' \times 7 = 14(0,20 + 1,00) + 21(3,20 + 4 + 6,20 + 7)$$

$$R_2 = 2 \times 1,20 + 3 \times 20,40$$

$$= 2,40 + 61,20$$

$$= 63,60 \text{ Tn.}$$

$$R_2'' \times 7 = 21(1 + 1,80 + 4,00 + 4,80)$$

$$R_2'' = 3 \times 11,60$$

$$= 34,80 \text{ Tn.}$$

$$R_2 = R_2' + R_2''$$

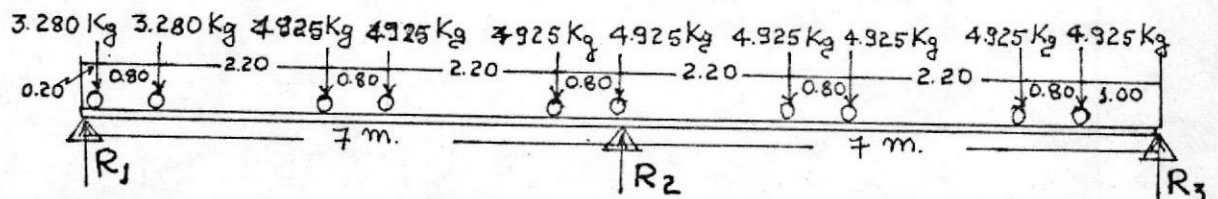
$$R_2 = 63,60 + 34,80$$

$$= 98,40 \text{ Tn.}$$

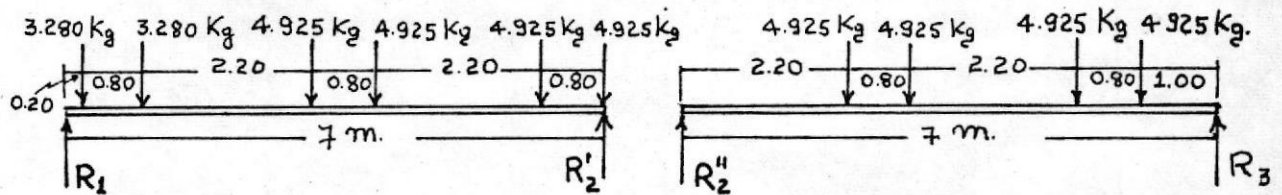
$$= 98.400 \text{ Kg.}$$

Cualquier otra posición del convoy hará disminuir el valor de  $R_2$ , por tal motivo se considerará la posición crítica para el diseño de las vigas transversales principales como se verá mas adelante.

Por analogía calculamos la reacción máxima que se transmite a las vigas transversales principales por parte de las vigas longitudinales secundarias y viene expresado en el siguiente gráfico:



Tomando los dos tramos separadamente tenemos:



$$R_2 = R_2' + R_2''$$

$$\begin{aligned} R_2' \times 7 &= 3.280(0,20 + 1,00) + 4.925(3,20 + 4 + 6,20 + 7) \\ &= 3.280(1,20) + 4.925(20,40) \\ &= 3.940 + 100.500 \end{aligned}$$

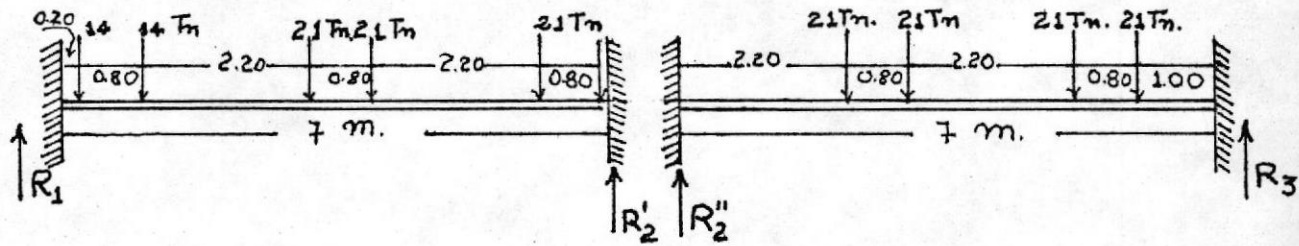
$$\begin{aligned} R_2' &= 104.440/7 \\ &= 14.900 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_2'' \times 7 &= 4.925(4,80 + 4 + 1,80 + 1) \\ &= 4.925(11,60) \\ &= 57.200 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_2'' &= 57.200/7 \\ &= 8.180 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_2 &= R_2' + R_2'' \\ &= 14.900 + 8.180 \\ &= 23.080 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

Las cargas así establecidas corresponden a las que proporciona el carro de transferencia, considerando a las vigas como simplemente apoyadas. Considerando para este caso crítico el empotramiento de las vigas primero considerando para el caso de las vigas longitudinales centrales tenemos:



Considerando el tramo de la izquierda:

(Fórmula de referencia capítulo XIII)

$$R_{2-1}' = 21.000 \text{ Kg}$$

$$R_{2-2}' = \frac{21(6.20)^2}{7^3} (6.20 + 3 \times 0.80) = 20.260 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-3}' = \frac{21(4)^2}{7^3} (4 + 3 \times 3) = 12.730 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-4}' = \frac{21(3.20)^2}{7^3} (3.20 + 3 \times 3.80) = 9.140 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-5}' = \frac{14(1)^2}{7^3} (1.00 + 3 \times 6) = 776 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-6}' = \frac{14 \times (0.20)^2}{7^3} (0.20 + 3 \times 6.80) = 33.6 \text{ Kg.}$$

$$R_{2 \text{ TOTAL}}' = R_{2-1}' + R_{2-2}' + R_{2-3}' + R_{2-4}' + R_{2-5}' + R_{2-6}'$$

$$R_{2 \text{ TOTAL}}' = 42.940 \text{ Kg.}$$

Considerando el tramo de la derecha:

$$R_{2-1}'' = \frac{21(5.80)^2}{7^3} (3 \times 2.20 + 5.80) = 25.600 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-2}'' = \frac{21(4)^2}{7^3} (3 \times 3 + 4) = 12.740 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-3}'' = 21(1,80)^2/7^3(3 \times 5,20 + 1,80) = 3.460 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-4}'' = 21 \times (1)^2/7^3(3 \times 6 + 1) = 117 \text{ Kg.}$$

$$R_{\text{Total}}'' = 41.917 \text{ Kg.}$$

$$R_2 = R_2'' + R_2'$$

$$= 42.940 + 41.917$$

$$= 84.857 \text{ Kg.}$$

Considerando el peso propio:

$$R_2 = 84.857 + 1.060$$

$$= 85.917 \text{ Kg.}$$

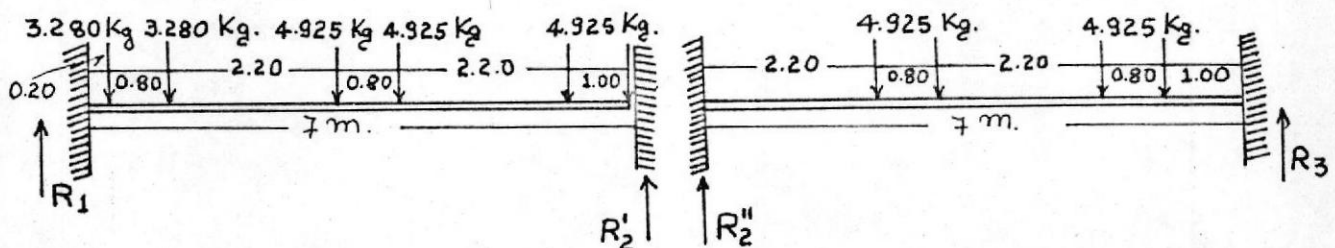
Sacando el valor promedio:

$$R_{2\text{-prom.}} = 99.460 + 85.917 / 2$$

$$= 92.688 \text{ Kg.}$$

Esta será la carga que se transmite a la viga transversal principal por parte de la viga longitudinal central.

Calculando las reacciones de empotramiento de las vigas longitudinales secundarias tenemos para el caso crítico?



Considerando el tramo de la izquierda:

$$R_{2-1}' = 4.925 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-2}' = 4.925(6,20)^2/7^3 (6,20 + 3 \times 0,80) = 3.640 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-3}' = 4.925 \times 4^2/7^3 (4 + 3 \times 3) = 2.980 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-4}' = 4.925 \times 3,20^2/7^3 (3,20 + 3 \times 3,80) = 2.140 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-5}' = 3.280 \times (1)^2/7^3 (1 + 3 \times 6) = 182 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-6}' = 3.280 \times 0,20^2/7^3 (0,20 + 3 \times 6,80) = 7,9 \text{ Kg.}$$

$$R_{2\text{total}}' = 13.875 \text{ Kg.}$$

Considerando el tramo de la derecha:

$$R_{2-1}'' = 4.925 \times 5,80^2/7^3 (3 \times 2,20 + 5,80) = 4.980 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-2}'' = 4.925 \times 4^2/7^3 (3 \times 3 + 4) = 1750 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-3}'' = 4.925 \times 1,80^2/7^3 (3 \times 5,20 + 1,80) = 81,30 \text{ Kg.}$$

$$R_{2-4}'' = 4.925 \times 1^2/7^3 (3 \times 6 + 1) = 27,3 \text{ Kg.}$$

$$R_{2\text{-total}}'' = 6.838,6 \text{ Kg.}$$

$$R_2 = R_{2\text{-total}}' + R_{2\text{-total}}''$$

$$= 13.875 + 6.838,6$$

$$= 20.714 \text{ Kg.}$$

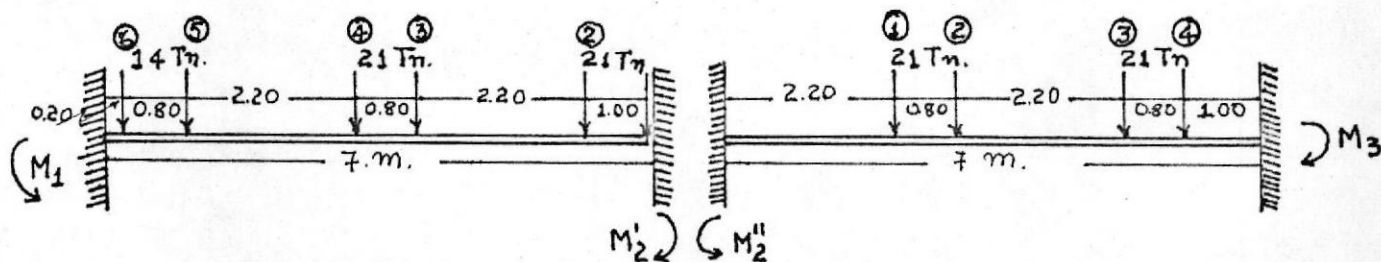
$$R_{2\text{-prom.}} = 23.080 + 20.714/2$$

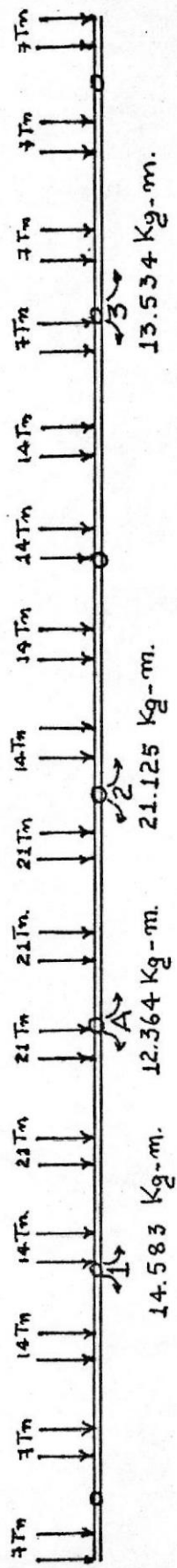
$$= 21.897 \text{ Kg.}$$

Por tanto queda así establecido el valor de las cargas que son transmitidas por las vigas transversales principales por parte de las vigas longitudinales centrales y las longitudinales laterales.

En conclusión se dispondrá de cinco vigas longitudinales en cada tramo de vigas transversales principales, una central que es la mas importante y que es de 24" de alto, dos laterales de 12" de alto y dos perimetrales.

En cuanto al cálculo de las vigas longitudinales perimetrales lo haremos en base de los momentos de empotramiento ocasionado por las uniones de las vigas longitudinales con las transversales principales. Por tanto habrá que calcular los momentos de empotramiento de los nudos más críticos, según el gráfico que adjuntamos, el diseño lo haremos sacando el momento mayor que se obtenga en uno de los nudos de la plataforma. Escogeremos el nudo que hemos venido estudiando, luego pasaremos al cálculo del resto de los nudos los cuales están incluidos en el apéndice del capítulo XIII. El siguiente nudo lo llamaremos el nudo A. Por tanto considerando el tramo de la viga longitudinal central tenemos:





DISTRIBUCION DE CARGA DEL CONVOY A LO LARGO DE LA PLATAFORMA

Considerando el tramo izquierdo:

$$M_{2-2}^I = 21 \times 6,20^2 \times 0,80/7^2 = 13.200 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2-3}^I = 21 \times 4^2 \times 3/7^2 = 20.580 \text{ Kg.m.}$$

$$M_{2-4}^I = 21 \times 3,20^2 \times 3,80/7^2 = 16.780 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2-5}^I = 14 \times 1^2 \times 6/7^2 = 1.713 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2-6}^I = 14 \times 0,20^2 \times 6,80/7^2 = 77,6 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2\text{-total}}^I = 39.151 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{1-2} = 21 \times 6,20 \times 0,80^2/7^2 = 1.700 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{1-3} = 21 \times 4 \times 3^2/7^2 = 15.420 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{1-4} = 21 \times 3,20 \times 3,80^2/7^2 = 19.750 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{1-5} = 14 \times 1 \times 6^2/7^2 = 10.300 \text{ Kg.m.}$$

$$M_{1-6} = 14 \times 0,20 \times 6,80^2/7^2 = 2.642 \text{ Kg.m.}$$

$$M_{1\text{-total}} = 49.812 \text{ Kg.-m.}$$

Considerando el tramo de la derecha:

$$M_{2-1}^n = 21 \times 2,20(4,80)^2/7^2 = 21.680 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2-2}^n = 21 \times 3 \times 4^2/7^2 = 20.590 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2-3}^n = 21 \times 5,20 \times 1,80^2/7^2 = 7.240 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2-4}^n = 21 \times 6 \times 1^2/7^2 = 2.570 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2\text{-total}}^n = 52.080 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_A = M_2^n - M_2^I$$

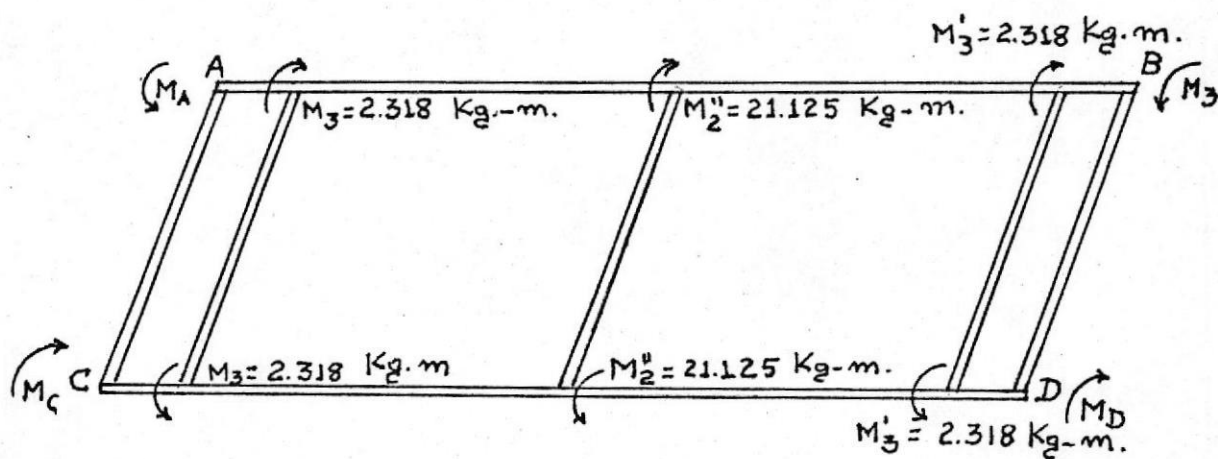
$$= 12.929 \text{ Kg.-m.}$$

El resto de cálculos para los demas nudos están realizados en el apéndice del capítulo XIII.

Los momentos de empotramiento calculados sacaremos el momento crítico el cual se encuentra en el nudo 2 con un valor de 21.125 Kg.-m. para las vigas longitudinales centrales y 2.318 Kg.-m. para las vigas longitudinales laterales .

Estos momentos se transmitirán a las vigas transversales principales como momentos torsores los cuales se transmitirán a las vigas perimetrales.

La figura siguiente demostrará como los momentos de empotramiento de las vigas longitudinales quedan distribuidos y transmitidos a las vigas transversales principales.



Aplicando condiciones de equilibrio tenemos:

$$M_A + M_B = 2 \times 2.318 + 21.125$$

Por condiciones de simetría tenemos:

$$M_A = M_B$$

$$M_A = 25.765/2 = 12.881 \text{ Kg.-m.}$$

Por lo anteriormente expuesto deducimos que:

$$M_C = M_D$$

$$= 12.881 \text{ Kg.-m.}$$

Por tanto calculando la viga longitudinal perimetral para el caso de un momento flector puro y tomando el momento más significativo tenemos:

$$S = M/\sigma$$

$$= 1'288.100/1.265 =$$

$$= 1.018 \text{ cm.}^3 = 62,1 \text{ Pulg.}^3$$

Del Manual de la A.I.S.C. página 1-40 escogemos un perfil con la siguiente especificación : W10X60 con las siguientes dimensiones:

$$d = 10,25 \text{ Pulg.}$$

$$b_f = 10,075 \text{ Pulg.}$$

$$t_f = 0,683 \text{ Pulg.}$$

$$t_w = 0,415 \text{ Pulg.}$$

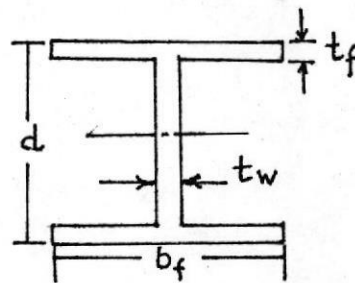
$$S = 67,1 \text{ Pulg.}^3$$

$$I = 116 \text{ Pulg.}^4$$

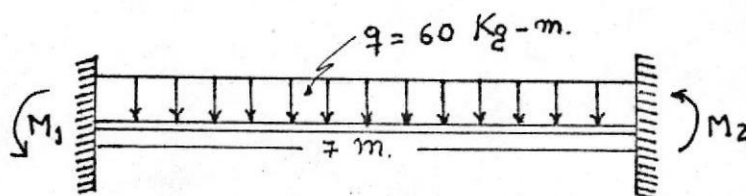
$$P_p = 60 \text{ Lbs./pie} = 89,4 \text{ Kg./m.}$$

$$V = 62.000 \text{ Lbs.}$$

$$M_r = 134.000 \text{ Kg.-m.}$$



Considerando ahora el momento de la viga debido al peso propio tenemos:



$$M_1 = M_2 = M_{\max.} = qXL^2/12 = 60 \times 7^2/12 = 238 \text{ Kg.-m.}$$

Sumando este momento al momento anterior, calcularemos el módulo resistente necesario.

$$M_{\text{total}} = 12.881 + 238 = 13.119 \text{ Kg.-m.}$$

$$S = 13.119/1.265 = 1.040 \text{ cm}^3$$

$$= 63,5 \text{ pulg.}^3$$

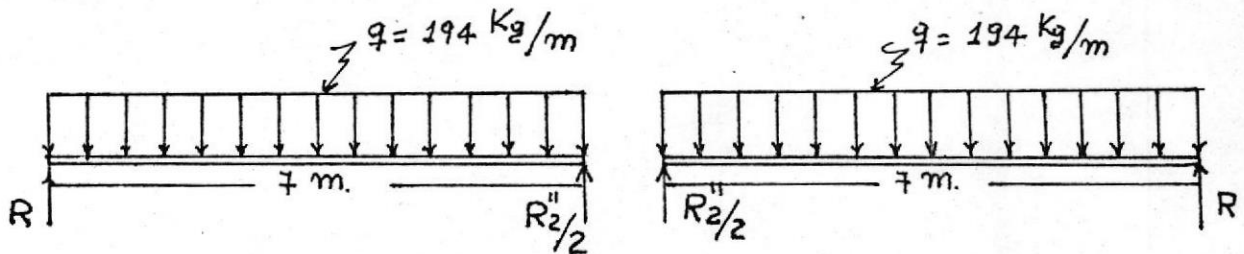
Módulo resistente menor que el dado por el fabricante, por tanto la viga seleccionada trabajará en perfectas condiciones. Con esto hemos terminado el cálculo de todas las vigas longitudinales. En conclusión, se dispondrá en total de cinco vigas longitudinales, una central que es la mas importante de 24 pulgadas de alto, dos laterales de 14 pulgadas de alto y dos perimetrales de 10 pulgadas de alto, que resistirán los momentos torsores debida a la unión de las vigas transversales principales.

CALCULO DE LAS VIGAS TRANSVERSALES SOSTENIDAS POR LOS TECLES DE ELEVACION ( Vigas transversales principales) .-

Con anterioridad se dijo que habrán 8 vigas transversales principales, que constituyen la parte sesistente de la plataforma, sostenidas en cada extremo por un sistema de poleas, que para efectos estructurales les dan una condición simple de apoyo. En el siguiente gráfico, la carga 2 equivales a la reacción que entrega la viga longitudinal central y que fue calculada

anteriormente  $R_2 = 92.688 \text{ Kg}$ . La carga 1 equivale a la reacción que entrega la viga longitudinal lateral o viga longitudinal secundaria a las vigas transversales principales,  $R_1 = 21.897 \text{ Kg}$ .

Las cargas así establecidas corresponden a las que proporciona el carro de transferencia. Será conveniente aumentar la carga del peso propio del perfil. Así para la carga central tenemos:



$$R_2'' = q \times L (194 + 53) \times 7$$

$$= 1.730 \text{ Kg.}$$

La carga total 2 será:

$$P_2 = 92.688 + 1730$$

$$P_2 = 94.418 \text{ Kg.}$$

La carga del peso propio para la posición 1:

$$R_2'' = q \times L = (97 + 53) \times 7$$

$$= 1.050 \text{ Kg.}$$

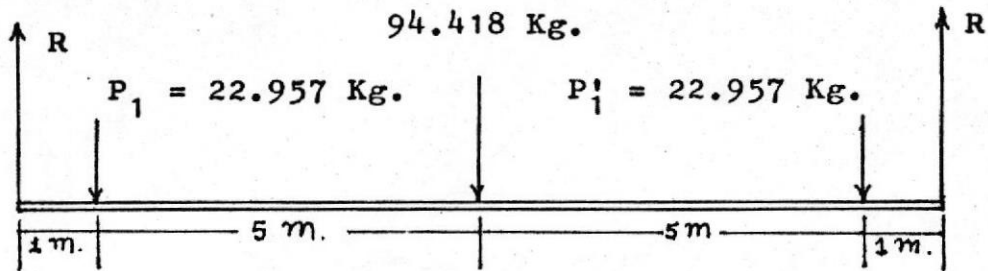
La carga total para la posición 1 será:

$$P_1 = 21.897 + 1.050$$

$$= 22.957 \text{ Kg.}$$

Por tanto la viga transversal principal quedará cargada de la

siguiente manera:

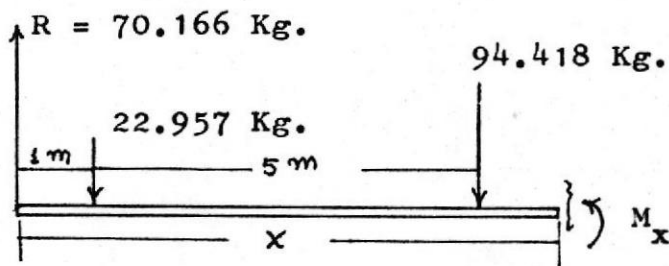


Se procede entonces a encontrar el momento originado por las tres cargas, para ello necesitamos conocer el valor de la reacción  $R$  debido a los cables de elevación que por simetría sabemos que son iguales en ambos lados de la viga, por tanto tenemos:

$$R = 94.418/2 + 22.957$$

$$= 70.166 \text{ Kg.}$$

La ecuación general de momentos para esta viga, tomando una sección cualquiera tenemos:



$$M_x = R_x - 22.957(X-1) - 94.418(X-6)$$

Cuando  $X = 6$  ;  $M_x = M_{\text{max.}}$

$$M_{\text{max.}} = R_x - 22.957(X-1)$$

$$= 70.166 \times 6 - 22.957 \times 5$$

$$= 430.000 - 114.800$$

$$M_{\max} = 315.200 \text{ Kg.-m.}$$

La fuerza cortante es:

$$V_1 = 70.166 \text{ Kg.}$$

$$V_1 = V_3$$

$$V_2 = 70.166 - 22.957$$

$$= 47.209 \text{ Kg.}$$

Dibujando el diagrama de momentos y fuerza cortante tenemos:

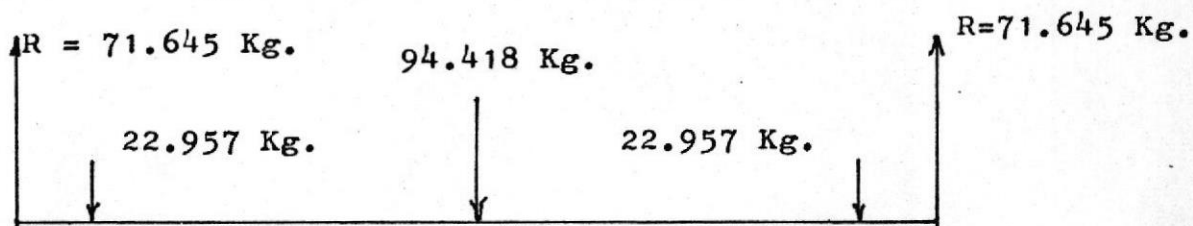


DIAGRAMA DE CARGAS

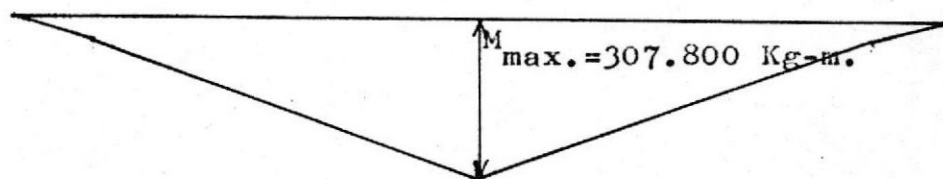


DIAGRAMA DE MOMENTOS

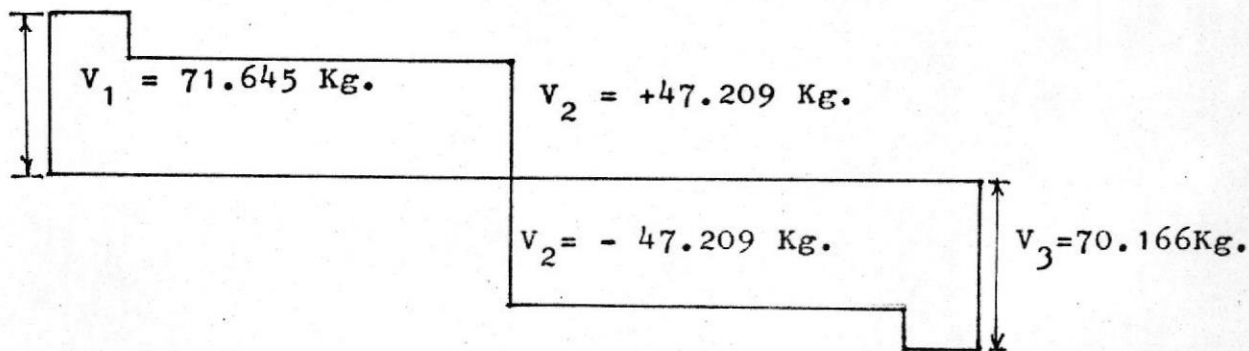


DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES

La magnitud del momento nos hace dar cuenta que estamos en presencia de una viga muy importante, por tal motivo corresponde a un diseño especial, por tanto se usará un acero especial según el Manual de la A.I.S.C. cuya resistencia es de  $F_y = 50$  Ksi. y cuyo esfuerzo permisible tomando un factor de seguridad será de  $\bar{\sigma} = 0,60 F_y = 33.600$  Lbs./pulg. =  $2.320$  Kg./cm<sup>2</sup>.

Calculando el módulo resistente necesario tenemos:

$$S = M/\bar{\sigma} = 307.800 \times 100 / 2320 = 13.200 \text{ cm}^3 = 807 \text{ Pulg.}^3$$

Del Manual de la A.I.S.C. página 1-28 escogemos un perfil cuya especificación es: WX36X230, con las siguientes dimensiones:

$$d = 35,88 \text{ Pulg.}$$

$$b_f = 16,471''$$

$$t_w = 0,761''$$

$$I = 15.000 \text{ Pulg.}^4$$

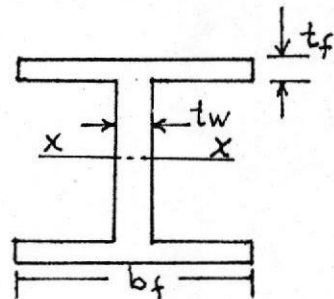
$$S = 837 \text{ Pulg.}^3$$

$$P_p = 230 \text{ Lbs./pie}$$

$$= 342 \text{ Kg./m.}$$

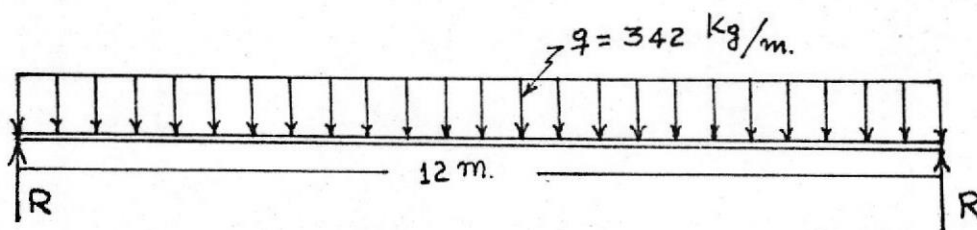
$$V = 546.000 \text{ Lbs.} = 258.000 \text{ Kg.}$$

$$M_R = 2'302.000 \text{ Lbs.-pie.} = 320.000 \text{ Kg.-m.}$$



Nos faltará calcular el momento producido por el peso propio de la viga.

Haciendo el diagrama de cargas tenemos:



$$M_{\max.} = q \times L^2 / 8 = 342 \times 144 / 8 = 6.150 \text{ Kg.-m.}$$

$$R = V$$

$$= q \times L / 2$$

$$= 342 \times 12 / 2 = 2.050 \text{ Kg.}$$

Sumando dichos resultados a los valores anteriores tenemos:

$$V_1 = 71.645 + 2.050 = 73.695 \text{ Kg.}$$

$$M_{\max.} = 307.800 + 6.150 = 313.950 \text{ Kg.-m.}$$

Calculando el módulo resistente necesario tenemos:

$$S = 313.000 / 2.230 = 14.100 \text{ cm}^3 = 824 \text{ Pulg.}^3$$

Revisando los valores anteriores con los dados por el fabricante vemos que estamos dentro de las condiciones permisibles de diseño; por tanto usaremos ocho vigas principales W36X230 de resistencia a la fluencia  $F_y = 50 \text{ Ksi.}$

Nos faltará seleccionar el tipo de conexión a usar en base a la carga que entrega la viga longitudinal que es de  $94.418 \text{ Kg.} = 208.000 \text{ Lbs.} = 208 \text{ Kips.}$  El límite de fluencia de la viga W24 es de  $36 \text{ Ksi.}, t_w = 0,565.$

El Manual de la A.I.S.C. nos aconseja usar pernos de 1". Escogemos pernos de alta resistencia con tipos de conexión que trabajan al corte y fricción con una especificación A325X. Del mismo Manual página 4-6 sacamos la carga simple de corte permisible es de  $18,28 \text{ Kips,}$  por tanto:

$$\begin{aligned} \text{N}^\circ \text{ de pernos requeridos} &= 208 \text{ Kips} / 17,28 \text{ Kips} \\ &= 12,85 \end{aligned}$$

Por tanto usaremos 14 pernos para tener en pares iguales en cada hilera .

Del Manual de la A.I.S.C., tabla IA7, página 418, para pernos tipo A325X de 1" la carga permisible es de 242 Kips.

El espesor del ala del ángulo es de  $7/16"$ .

De la tabla IB7 del mismo Manual para pernos de 1"  $F_y = 45$  Ksi sostén total 425 Kips.

El sostén del grupo es sacado multiplicando el espesor del alma de la viga por el sostén total.

El sostén del grupo es de  $0,565 \times 425 = 240$  Kips

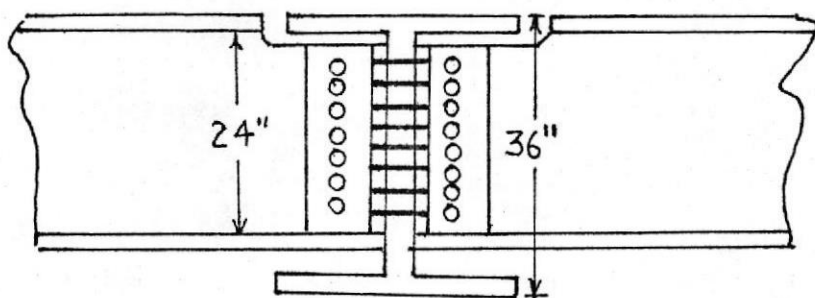
$$240 > 208 \text{ Kips}$$

Por tanto la sección seleccionada satisface las condiciones de carga. Ahora calcularemos el N° de remaches que necesitamos:

Para pernos A325X la carga permisible al corte es 26,46, el sostén total es  $0,565 \times 42,5 = 28$  Kips.

$$N^{\circ} \text{ requerido de remaches} = 208/28 = 7,95$$

Por tanto usaremos 8 remaches



En conclusión para las uniones de las vigas usaremos ángulos de  $7/16"$  de espesor con 14 pernos y 8 remaches.

Con esto queda así diseñado el sistema que corresponde a la plataforma de elevación.

Debe manifestarse que la reducción de la longitud de separación entre las vigas transversales principales, traerá como consecuencia la reducción de la sección de las mismas, economizando así material, pero al aumentar una viga transversal principal más, nos implica el aumento de techos que nos acarrearía gastos tanto de maquinaria, consumo de energía eléctrica y gastos de mantenimiento, por tanto la reducción de las secciones de las vigas de la plataforma no se justifica económicamente.

CAPITULO V

DISEÑO DE LOS CABLES DE ELEVACION Y POLEAS

## CAPITULO V

### DISEÑO DE LOS CABLES DE ELEVACION Y POLEAS.-

Para la transmisión de potencias de gran magnitud se utilizan los cables metálicos, los cuales son usados en ascensores, montacargas, gruas, etc.

Al hacer la selección de un cable se debe considerar la flexibilidad, la resistencia del cable, la resistencia de reserva, la resistencia del alma y la resistencia a la corrosión.

Los alambres grandes ofrecen una mayor resistencia al desgaste. La resistencia no depende de la construcción del cable si no enteramente del material de que están hechos los alambres. Los cables de arrollamiento basto, estando fabricados de alambres grandes con pocos alambres interiores o protegidos, tienen la misma resistencia de reserva, en cambio los cables cuya denominación es Seale modificado y el warrington tienen las más altas resistencias de reserva, según (Referencia 5-1 Cálculo de Elementos de Máquinas, Alex Vallance, Librería y Editorial Alsina, año 1.959).

La corrosión es debida principalmente a la humedad y a las corrientes eléctricas parasitarias, y puede ser contrarrestada en forma efectiva usándose lubricantes adecuados para cables. Los cables galvanizados son aptos para algunos propósitos, pero desde que el zinc se escama facilmente no resultan convenientes tales cables para cuando corren sobre roldanas y cuando fléxionan muy frecuentemente.

Cuando la corrosión constituye la consideración primaria se usan algunas veces cables de acero inoxidables.

Los cables metálicos se fabrican con alambres de acero estirado en frío que se enrollan primero en torones. En general, cuanto mayor es el número de alambres de un toron más flexible es el cable.

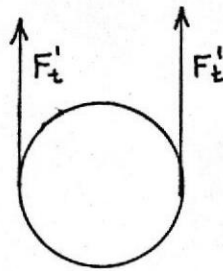
La disposición de construcción está indicada por dos números de los cuales el primero es el número de torones y el segundo es el número de alambres por toron.

Los materiales corrientes para los cables metálicos son aceros de alto contenido de carbono, nosotros escogeremos un acero de alta resistencia según (Referencia 5-2, Virgil Moring Faires, Diseño de Elementos de Máquinas, Montaner y Simón S.A., Año 1.970, página 615) tipo VHS, cuya resistencia sea de 340 Ksi, ya que los cables van a trabajar en agua salada.

Cada viga principal va ha tener cuatro poleas, en las que va a estar repartida la carga.

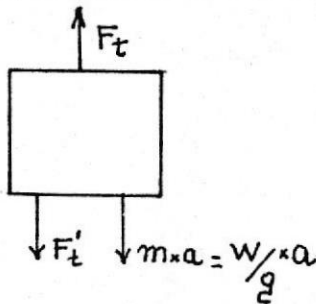
La carga que es transmitida a las vigas principales está dada por:  $R = 70.166 \text{ Kg.}$  que para efectos de cálculo tomaremos 72 Toneladas que equivalen a 167.000 Libras que vienen a ser 167 Kips; cada polea resistirá  $167/4 = 42 \text{ Kips}$  con éste sistema repartimos la carga en una forma uniforme sobre la viga. En cada polea, dicha carga se dividirá en dos partes iguales, aplicando el sumatorio de fuerzas verticales tenemos:

$$F'_t = 42/2 = 21 \text{ Kips}$$



Además de estas fuerzas estáticas intervienen las fuerzas debi-  
do a la inercia. Para esto escogeremos el tramo de sección  
crítica para hacer el cálculo de la masa que levanta y el cál-  
culo de la aceleración.

Comenzaremos haciendo un diagrama del cuerpo libre:



$F_t$  = Fuerza total debida a todas las  
cargas

$F'_t$  = Fuerza debida al peso de la embarcación  
y al peso de la estructura.

$m \times a$  = Fuerza debida a la inercia

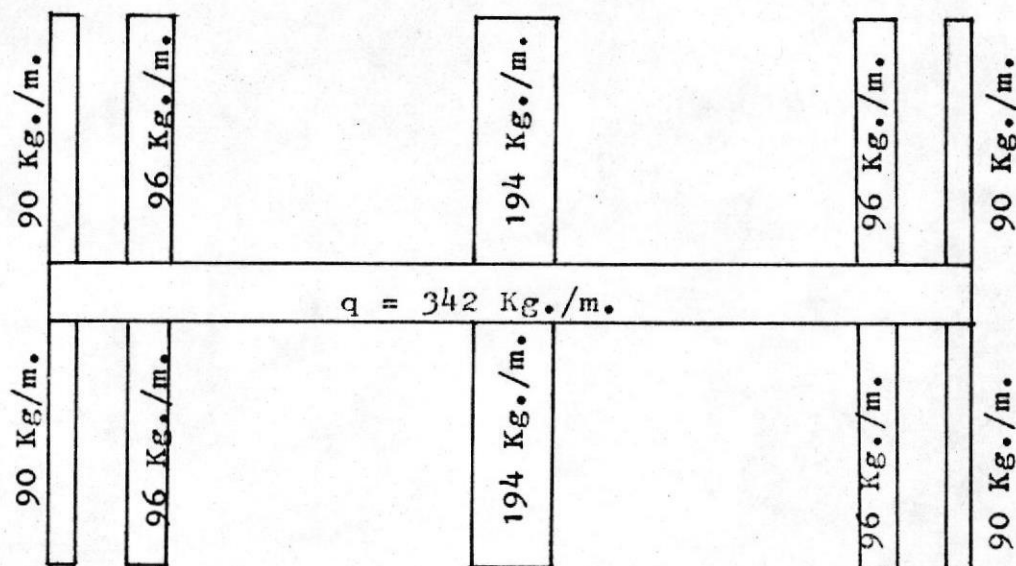
$$F_t = F'_t + W/g a$$

Para el cálculo de la masa cojemos la sección crítica y cálcu-  
lamos el peso debido a la embarcación y el peso debido a la es-  
trutura.

En este tramo el peso debido a la embarcación son cuatro cargas  
de 52,5 toneladas más una carga de 35 toneladas:

$$W=4(52,5) +35$$

$$W = 245 \text{ Tn.}$$



Peso debido a la estructura:

$$342 \times 12 + 4 \times 96 \times 7 + 2 \times 197 \times 7 + 4 \times 90 \times 7$$

$$4.010 + 2.690 + 2.720 + 2.520$$

Peso debido a la estructura: 11.940 Kg.

$$W_T = 245 + 11,94$$

$$= 256,94 \text{ Tn.}$$

$$W/g = 256.940 \text{ Kg./}9,8 \text{ m./seg}^2$$

$$= 26.000 \text{ Kg. X seg}^2/ \text{ m.}$$

Para el cálculo de la aceleración el procedimiento convencional aproximado es utilizar el valor medio de ella, es decir:

$$a = v/t = \frac{V_f - V_o}{t_f - t_o}$$

Donde  $V_f$  = es la velocidad final

$V_o$  = es la velocidad inicial

$T_f$  = es el tiempo final

$t_o$  = es el tiempo inicial

$t_f$  lo calculamos sacando el tiempo en que el motor eléctrico del teclé alcanza la velocidad de funcionamiento. (Referencia Cálculo industrial de Máquinas Eléctricas, Tomo II, página 309, año 1968, Juan Canals Martín, Ediciones Técnicas Danal)

$$t_f = 4 + 2\sqrt{P}$$

Donde P es la potencia del motor en Kw., como el motor de cada teclé tiene una potencia de 5 HP:

$$P = 5 \times 0,75$$

$$= 3,55$$

$$t_f = 4 + 2\sqrt{3,55}$$

$$= 7,75 \text{ seg.}$$

$$V_o = 0$$

$$t_o = 0$$

$$a_{\text{prom.}} = 1 - 0/7,75$$

$$= 1/7,75 \times \frac{\text{Pie/mint} \cdot \text{seg} \cdot \text{mint} \times 1\text{m.}}{60 \text{ seg.} \times 3,28 \text{ pie}}$$

$$= 1/1521 \text{ m./seg}^2$$

$$W/g \times a = 26.000 \frac{\text{Kg.} \times \text{seg.}^2}{\text{m.}} \times 1/1525 \times \text{m./seg}^2$$

$$= 17 \text{ Kg.}$$

Vemos que la fuerza debida a la inercia es bastante pequeña por tanto la podemos despreciar ya que comparado con la fuerza del peso  $F'_t = 21.000 \text{ Kg.}$  no producirá efecto en el cálculo del cable.

Para efectos de diseño llamaremos:

$D_r$  = diametro de la circunferencia circunscrita al cable

$D_s$  = Mínimo diámetro de polea admisible

$D_a$  = Diámetro del alambre aproximado

$A_m$  = Area de sección transversal de metal en cada cable

$F_t$  = Fuerza de tracción sobre el cable debido a la carga que soporta (incluyendo la de inercia)

$r$  = Radio primitivo de la polea =  $D_s/2$

$c$  = distancia del eje neutro a la fibra mas alejada =  $D_w/2$

$S_b$  = Esfuerzo aproximado en que est sometido el alambre

$S_b = E \times c/r = E \times D_w / D_s$  Ksi

$E$  = Módulo de elasticidad =  $3 \times 10^4$  Ksi para el acero

Los valores aproximados de  $D_a$  se encuentran en la tabla AT28 de Faires, página 780

$F_b$  = carga equivalente de flexión

$$\delta = F \times L / A_m \times E_r$$

$E_r$  = Módulo total del cable que es mucho menor que el del material debido a que cuando está cargado.

$\delta$  = Extensión del cable metálico bajo carga

$L$  = Longitud del cable en pulgadas

$F/A_m$  = Esfuerzo iniforme

Según tablas el coeficiente de seguridad que se recomienda para cables de elevación es de 3,5 o también puede hallarse por la siguiente fórmula:

$$N = F_u / F_t$$

$F_u$  = Resistencia a la rotura, dada en la tabla AT-28

$F_t$  = Carga máxima de trabajo sobre el cable

Es prudente incluir el efecto de flexión del cable en la definición de  $N$  a no ser que existan otras condiciones estipuladas en los problemas, se utiliza:

$$N = \frac{(\text{Resistencia a la rotura } F_u) - (\text{Carga de flexión equivalente})}{\text{Fuerza de tracción en el cable } F_t}$$

$$N = \frac{F_u - F_t}{F_t}$$

La dificultad que se presenta en el procedimiento ordinario de cálculo es que la consideración estática de los cables en la flexión es aproximada; pero si el cable es sometido continuamente a flexión, lo probable es que la rotura sea debida a la fatiga.

Drucker y Tochau hallaron que la suma de los esfuerzos debidos a la flexión  $S_b = E \times D_w / D_s$  y los debidos a la carga  $S = F_t / A_u$  presentaban solo una buena correlación, pero en base a la presión de apoyo por unidad de superficie y presentaba una mejor correlación y viene expresado por la siguiente fórmula :

$$D_r \times D_s = 2NF_t / (P/S_u) S_u \quad (1)$$

En donde los valores de  $P/S_u$  vienen graficados en curvas para diferentes tipos (Figura 17-30) en base al número de fle-

xiones hasta la rotura.

Escogeremos un cable de 6 X 37. ya que este es el más apropiado para la elevación de pesos.

Del gráfico sacamos :

$$P/S_u = 0,002 \text{ para duraci3n indefinida}$$

Aplicando la f3rmula (1)

$$D_r \cdot D_s = \frac{2 \times 3,5 \times 21}{2 \times 10^{-3} \times 340}$$

$$D_s = 37 D_r$$

$$\begin{aligned} D_r^2 &= \frac{2 \times 3,5 \times 21}{2 \times 10^{-3} \times 340 \times 37} \\ &= 119/25,1 \\ &= 4,75 \text{ Pulg.}^2 \end{aligned}$$

$$D_r = 2,18 \text{ Pulg.}$$

Escogeremos un cable de 2 1/4 de pulgada con una polea cuyo diámetro es de  $D_s = 37D_r$

$$= 37 \times 2,18$$

$$= 80,5 \text{ Pulg.}$$

Por tanto cogemos una polea de 81 Pulg.

Con esto queda diseñadp el sistema de cables y poleas.

Escogiendo cables de 6 X 37 de 2 1/4 " de diámetro y poleas de 81 Pulg. de diámetro.

CAPITULO VI

CALCULO DE LA POTENCIA DE LOS TECLES

## CAPITULO VI

### CALCULO DE LA POTENCIA DE LOS TECLES

Para el cálculo del sistema de tecles tenemos como datos los siguientes puntos :

La potencia suministrada a los tambores de enrollamiento va a ser por intermedio de motores eléctricos sincrónicos que funcionan con corriente alterna y son trifásicos de 60 ciclos con voltajes de funcionamiento de 220 a 440 voltios , de 50 KVA o menor.

El peso que deberá ser levantado es de 72 toneladas métricas a una velocidad de 1 pie/minuto, velocidad de elevación de la plataforma.

Comenzaremos escogiendo el tipo de motor que vamos a utilizar calculando a groso modo la potencia que se necesitará para levantar un peso de 72 toneladas a una velocidad de 1 Pie/minuto sin tomar en cuenta las pérdidas que se presentan en el sistema de reducción de velocidad que posteriormente la calcularemos

$$F = 72 \text{ Toneladas} = \text{carga} = 159.000 \text{ Lbs.}$$

$$V = \text{Velocidad} = 1 \text{ Pie/ minuto}$$

$$P = \text{Potencia}$$

$$P = F \times V$$

$$= \frac{159.000 \text{ Lbs.} \times \text{HP}}{33.000 \text{ Lbs.pie/mint.}} \times 1 \text{ Pie/ mint.}$$

$$P = 4,82 \text{ H.P.}$$

Por lo tanto del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks página 2.239, escogemos un motor de inducción de tipo de jaula de ardilla, de tres fases, 220 voltios y 60 ciclos y 1750 RPM con las siguientes características:

Potencia : 5 HP

Peso : 65 Kg.

Amperaje : 13,84

Factor de potencia(plena carga): 83,6

Rendimiento(plena carga): 84,7

Con estos datos nosotros pasaremos a calcular nuestro tren de engranaje que producirá en un extremo una velocidad de 1 Pie/mint. con un peso de 72 toneladas y en el otro extremo tendremos una velocidad del engranaje motor de 1750 RPM.

Con estos datos procedemos a diseñar nuestro sistema de reducción utilizando el método de tanteo con la regla de cálculo para hallar las dimensiones adecuadas de los engranajes para conseguir las velocidades que necesitamos.

Seleccionaremos un diámetro primitivo = 4 , este diámetro primitivo se lo conoce con el nombre de pitch, de acuerdo a la referencia: El Proyecto en Ingeniería mecánica de Joseph Edward Shigley, McGraw- Hill Book Company, Inc. año 1965. la cual basaremos nuestro cálculo de engranajes.

El pitch se lo define mediante la siguiente ecuación:

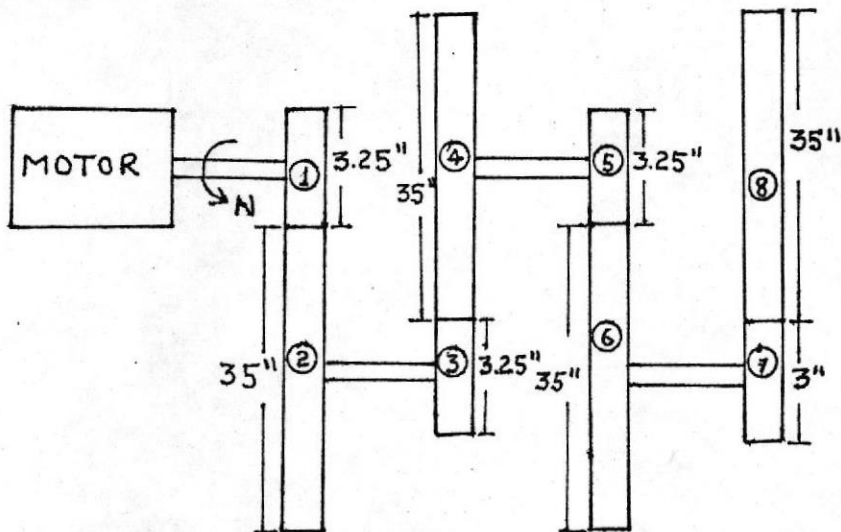
$$P = T/D$$

Donde: P = pitch

T = número de dientes

D = diámetro de la circunferencia primitiva en pulgadas

El sistema de reducción que nos dará las velocidades adecuadas es el que se lo grafica a continuación:



$$T_1 = P \times D_1 = 4 \times 3,25 = 13 \text{ dientes}$$

$$T_1 = T_3 = T_5$$

$$T_2 = P \times D_2 = 4 \times 35 = 140 \text{ dientes}$$

$$T_2 = T_4 = T_6 = T_8$$

$$T_7 = P \times D_7 = 4 \times 3 = 12 \text{ dientes}$$

N = Número de revoluciones por minuto del engranaje

$$N_8 = N_1 \times T_1/T_2 \times T_3/T_4 \times T_5/T_6 \times T_7/T_8$$

$$N_8 = 1.750 \times 13/140 \times 13/140 \times 13/140 \times 12/140$$

$$N_8 = 1.750 \times 0,0929 \times 0,0929 \times 0,0929 \times 0,1212$$

$$N_8 = 1750 \times 0,638 \times 10^{-4}$$

$$N_8 = 0,1119 \text{ RPM}$$

$\dot{v}$  = velocidad tangencial del engranaje

D = Diámetro del engranaje

$$\begin{aligned} v_8 &= \pi \times D_8 \times N_8 \\ &= \pi \times 35 \times 0,1119 / 12 \\ &= 1,022 \text{ Pie/mint.} \end{aligned}$$

El resultado de esta velocidad, será la velocidad de elevación de la plataforma.

$$W = 2\pi N$$

W = Velocidad angular del engranaje

$$\begin{aligned} W_1 &= 2\pi N_1 \\ &= 2\pi 1.750 \\ &= 11.000 \text{ rad./mint.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_8 &= 2\pi N_8 \\ &= 2\pi N_8 = 6,28 \times 0,1119 \\ &= 0,70,25 \text{ Rad./mint.} \end{aligned}$$

Para el cálculo de la fuerza en el eje del motor tenemos:

$$F_1 \times W_1 \times R_1 \times \text{eff.} = F_8 \times W_8 \times R_8$$

donde F es la fuerza tangencial en el engranaje

R es el radio del engranaje

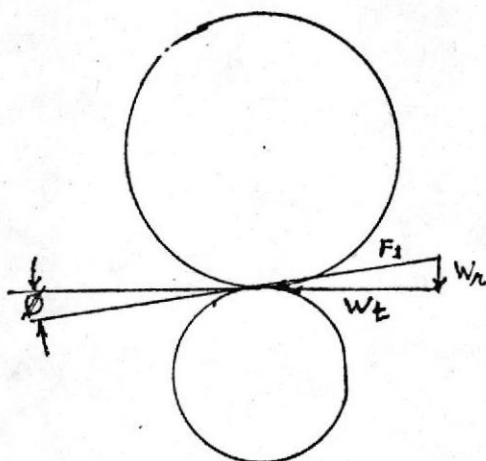
eff. es la efeciencia

eff. = 0,85 plena carga (dato del motor)

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{F_8 \times W_8 \times R_8}{W_1 \times R_1 \times \text{eff.}} \\ &= \frac{140.000 \times 0,7025 \times 17,5}{11.000 \times 1,52 \times 0,85} \end{aligned}$$

$$F_1 = 123 \text{ Libs.}$$

$F_1$  va a ser la fuerza que va a incidir en la línea de presión de los dos primeros engranajes, como se observará en el gráfico de abajo.



$$W_t = F_1 \times \cos.\phi$$

Siendo  $W_t$  la carga transmitida al engranaje.

$W_r$  = componente radial que no ejerce ningún efecto en transmitir carga.

$\phi$  = ángulo de presión y sea de 25 grados según la ASA y AGMA

Por tanto:

$$\begin{aligned} W_t &= 123 \times \cos 25^\circ \\ &= 123 \times 0,9063 \\ &= 111,5 \text{ Lbs.} \end{aligned}$$

Hay que tomar en cuenta el 1 % de pérdidas debida a la fricción en cada engranaje y como son cuatro trenes de engranajes tendremos una eff. de 0,96 por tanto:

$$W_t = 111,5 \text{ Lbs.} / 0,96 = 116 \text{ Lbs.}$$

Calculando el caballaje que necesitará la plataforma de elevación tenemos:

$$\begin{aligned} \text{HP} &= W_t \times V / 33.000 = W_t \times W_1 \times R_1 / 33.000 \\ &= \frac{116 \times 1.625 \times 11.000}{33.000 \times 12} \\ &= 4,89 \text{ HP} \end{aligned}$$

Por tanto necesitaremos un motor de 5 HP lo cual nos dice que hemos seleccionado bien el motor que necesitamos.

Continuando con nuestro diseño, pasaremos a calcular los esfuerzos y resistencias en nuestros engranajes.

En las desiciones preliminares en el proyecto debemos tener en cuenta las siguientes condiciones de diseño:

- 1) El motor funciona continuamente a velocidad constante pero transmite potencia solo durante periodos muy cortos.
- 2) El motor transmite 5 HP continuamente a velocidad constante y 1750 RPM.

En base a estas condiciones procedemos a calcular los siguientes esfuerzos :

Esfuerzo de flexión de la AGMA .-

Las fallas de los engranajes pueden clasificarse en dos categorías mas bien amplias que pueden considerarse como fallas por fatiga. La primera de ellas es la rotura de dientes debida a la repetición de tensión por flexión, mientras que la segunda es una falla por superficie, llamada comunmente desgaste, debido a numerosas aplicaciones de tensiones de contacto.

La fórmula de la AGMA para la tensión de flexión es la siguiente:

$$\sigma = \frac{W_t \times K_o}{K_v} \times P/F \times \frac{K_s \times K_m}{J}$$

( referencia anterior página 421)

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo de flexión en Lbs./pulg.<sup>2</sup>

$W_t$  = carga transmitida en Lbs.

$K_o$  = coeficiente de corrección por sobrecarga

$K_v$  = Coeficiente de corrección por velocidad, también llamado coeficiente dinámico.

$P$  = Diametral pitch

$F$  = Anchura de la cara

$K_s$  = Coeficiente de corrección de tamaño

$K_m$  = Coeficiente de corrección de distribución de carga

$J$  = Coeficiente geométrico

$W_t$  = 116 Lbs.

$K_o$  tabla 11-6 = 1 (uniforme)

$K_v$  figura 11-18 = 0,8 (curva B)

$v_1 = W_1 \times R_1 / 12$   
 $= 11.000 \times 1.625 / 12$   
 $= 1.490$  Pie/mint.

$P = 4$

$F = 3''$

Para  $K_s$  La AGMA aconseja 1,25 para  $P > 1$

$K_m$  Tabla 11-7 = 1,3

$J = 0,20$

Por tanto:

$$\sigma = \frac{116 \times 1}{0,8} \times 4/3 \times \frac{1,25 \times 1,3}{0,20} \text{ Lbs./pulg.}^2$$

Cálculo de la resistencia a la flexión de los dientes de los engranajes .-

La ecuación de la resistencia de la AGMA es la siguiente:

$$\sigma = \frac{S \times K_1}{K_t \times K_r}$$

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo máximo de proyecto permitido en Lbs/pulg<sup>2</sup>.

$S$  = Resistencia del material Lbs./pulg.<sup>2</sup> que es la resistencia a la fluencia.

$K_1$  = Coeficiente de vida o duración

$K_t$  = Coeficiente de temperatura

$K_r$  = Coeficiente de seguridad funcional

Hay que tener en cuenta que para asegurar una buena resistencia al desgaste, el engranaje metálico debe tener una dureza de por lo menos 300 Brinnell

$K_1 =$  Tabla 11-9 = 1

$K_t = 1$  Porque la temperatura del aceite no excede a 70 grados C.

$K_r = 3$  Para aplicaciones industriales.

Para  $S$  un acero templado y recocido con dureza Brinnell de 300

$S = 110.000 \text{ Lbs./pulg.}^2$

$$\sigma = \frac{110.000 \times 1}{1 \times 3}$$

$$= 36.700 \text{ Lbs./pulg.}^2$$

O sea que el material resistirá lo suficiente ya que el esfuerzo de resistencia es mayor que el de diseño.

Cálculo de la carga dinámica .-

De acuerdo a la ecuación de Buckingham tenemos:

$$W_d = W_t + \frac{0,05 V(FxC + W_t)}{0,05V + \sqrt{FC + W_t}}$$

$W_d$  = Carga dinámica

$V$  = Velocidad en la línea primitiva, Pie/mint.

$F$  = anchura de la cara

$C$  = coeficiente de pulido de los engranajes

$W_t$  = 116 Lbs.

$V$  = 1.490 Pie/Mint.

$F$  = 3"

$C$  Tabla 11-4 = 1.660

$$W_d = 116 + \frac{0,05 \times 1.490(3 \times 1.660 + 116)}{0,05 \cdot 1490 + \sqrt{3 \times 1660 + 116}}$$

$$= 116 + \frac{74,5(3.596)}{74,5 + \sqrt{3.596}}$$

$$= 2.106 \text{ Lbs.}$$

$$\sigma = \frac{2.106 \times 4}{0,8 \times 3} \times \frac{1,25 \times 1,3}{0,20} \text{ Lbs./pulg}^2$$

$$\sigma = 28.620 \text{ Lbs./pulg.}^2$$

Por tanto estamos dentro de las condiciones de diseño:

Cálculo de la duración de la superficie:-

La siguiente ecuación es la que rige para este cálculo:

$$\bar{\sigma}_H = C_p \sqrt{\frac{W_t \times C_o}{C_v} \times \frac{C_s}{D \times F} \times \frac{C_m \times C_f}{I}}$$

Donde:

$\bar{\sigma}_H$  = Esfuerzo de compresión de la superficie

$C_p$  = coeficiente elástico

$C_o$  = coeficiente de sobrecarga

$C_v$  = coeficiente de velocidad

$C_s$  = coeficiente de tamaño

$D$  = diámetro primitivo del piñon en pulgadas

$F$  = anchura de caras en pulgadas

$W_t$  = 116 Lbs.

$C_p$  Tabla 11-6 = 2.300

$C_o$  = 1 (Tabla 11-6)

$C_v$  = 0,8 figura 11-18

$C_s$  = 1 para mayor parte de los engranajes

$D$  = 17,5"

$F$  = 3"

$C_m$  = coeficiente de distribución de carga Tabla 11-7 = 1,4

$C_f$  = Coeficiente de estado superficial = 1 (para engranajes cilíndricos)

$I$  = Coeficiente de forma, figura 11-26 = 0,11

$D_2/D_1$  = 35/3,25

Reemplazando estos valores tenemos:

$$\sigma_H = 2.300 \frac{116 \times 1}{0,8} \times \frac{1}{17,5 \times 3} \times \frac{1,4 \times 1}{0,11}$$

$$\sigma_H = 13.620 \text{ Lbs./pulg.}^2$$

De los resultados obtenidos vemos que estamos dentro de las condiciones de diseño.

Cálculo de resistencia superficial .-

Está dada por la siguiente ecuación:

$$\sigma_H = \frac{S_{fe} \times C_1 \times C_h}{C_t \times C_r}$$

En donde:

$\sigma_H$  = Mínima tensión permitida en el proyecto en  $\frac{\text{Lb.}}{\text{Pulg.}^2}$

$S_{fe}$  = Límite de fatiga superficial Lbs./pulg.<sup>2</sup>

$C_1$  = Coeficiente de vida

$C_h$  = coeficientes de la razón de durezas

$C_t$  = Coeficiente de temperatura

$C_r$  = Coeficiente de seguridad funcional

$S_{fe} = 135.000 \text{ Lbs./pulg.}^2$  (Tabla 11-17)

$C_1 = 1,4$  tabla 11-9

$C_h = 1$  para engranajes cilíndricos

$C_t = 1$  para temperaturas menores que 250 grados F

$C_r = 1,25$  Tabla 11-10

Reemplazando en la fórmula tenemos:

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_H &= \frac{135.000 \times 1,4 \times 1}{1 \times 1,25} \\ &= 151.000 \text{ Lbs./Pulg.}^2\end{aligned}$$

Lo cual vemos que resiste convenientemente a la tensión de compresión calculada anteriormente.

A continuación pasaremos a calcular el diámetro del eje para los engranajes los cuales van acoplados entre si.

La ecuación del cálculo de ejes que rige cuando está sometido a torsión es:

$$\zeta_t = \frac{16 M_t}{\pi \times d^3}$$

En donde:

$\zeta_t$  = tensión tangencial de torsión de trabajo (acero al carbono) = 17.100 Lbs/pulg.<sup>2</sup>

$M_t$  = Momento torsor

$d$  = Diámetro del eje

El momento torsor crítico lo calculamos con la siguiente relación:

Potencia de entrada = Potencia de salida (despreciando el rozamiento)

$$P_1 = P_2$$

$$T_1 \times W_1 = T_2 \times W_2$$

Donde: P = potencia

T = Torque

W = velocidad angular

r = radio del engranaje

$$r_5 \times W_5 = r_6 \times W_6$$

$$W_5 = W_4$$

$$r_5 \times W_4 = r_6 \times W_6$$

$$W_6 = r_5/r_6 W_4$$

$$= r_5/r_2 \times r_3/r_4 \times W_2$$

$$= r_5/r_6 \times r_3/r_4 \times r_1/r_2 \times W_1$$

$$T_1 \times W_1 = T_6 \times W_6$$

$$T_6 = W_1/W_6 \times T_1$$

$$T_6 = \frac{r_2 \times r_4 \times r_6}{r_1 \times r_3 \times r_5} \times T_1$$

$$T = 63.000 \times \frac{\text{HP}}{N}$$

N = Número de revoluciones del motor

$$T_1 = \frac{63.000 \times 5 \text{ HP}}{1750}$$

$$= 180 \text{ Lbs.-pulg.}$$

$$T_6 = \frac{35 \times 35 \times 35}{3,25 \times 3,25 \times 3,25} \times 180$$

$$T_6 = 22.500 \text{ Lbs.-pulg.}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times M_t}{\pi \times \zeta_t}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16 \times 22.500}{3,14 \times 17.000}}$$

$$= \sqrt[3]{6,75 \text{ pulg.}^3}$$

$$= 1,92 \text{ pulg.}$$

Por tanto usaremos ejes de 2".

Todos los cálculos que hemos realizado ha sido para los engranajes rectos que están en el acoplamiento del eje del motor con el primer engranaje de reducción ya que estos trabajan a altas velocidades y los engranajes rectos trabajan eficientemente a altas velocidades. Para el resto de engranajes haremos el cálculo del que resiste la mayor carga, que en este caso son los que están en el tambor.

Aquí usaremos engranajes helicoidales, ya que estos van a soportar cargas grandes y tendremos que aumentar el ancho de la cara del engranaje y usar un mejor material.

La ecuación del esfuerzo de los engranajes cilíndricos se emplea también para los helicoidales en la que todos los coeficientes se calculan utilizando las mismas tablas y gráficos que en el caso de los engranajes cilíndricos a excepción del coeficiente de distribución de carga  $K_m$  y el coeficiente de forma.

La carga que transmitirá cada uno de los cuatro tambores será de  $159.000/4 = 35.000$  Lbs.

Siendo:  $\psi$  = Angulo de hélice del engranaje helicoidal

Seleccionando un ángulo de hélice de 15 grados tenemos:

$$\begin{aligned} W_t &= W_t \times \tan \psi \\ W_t &= 35.000 \times \tan 15^\circ \\ &= 9.100 \text{ Lbs.} \end{aligned}$$

$K_m$  Tabla 12-3, para  $F = 9" = 1,4$

$J$  Figura 12-9 = 0,65

reemplazando en la fórmula del esfuerzo tenemos:

$$\sigma = \frac{9.100 \times 1 \times 4 \times 1,25 \times 1,4}{0,8 \times 9 \times 0,65}$$

$$= 13.600 \text{ Lbs./pulg.}^2$$

Cálculo a la resistencia a la flexión.-

Aquí escogeremos un acero con una dureza Brinnell de 625 y un  $S = 250.000 \text{ Lbs./pulg.}^2$  cementado.

$$\sigma = \frac{S \times K_1}{K_t \times K_r}$$

$$= \frac{250.000 \times 1}{1 \times 3}$$

$$= 83.000 \text{ Lbs./pulg.}^2$$

De los resultados vemos que resistirá perfectamente las cargas de diseño.

Con esto queda concluido nuestro diseño del sistema en lo que corresponde a los tecles de elevación.

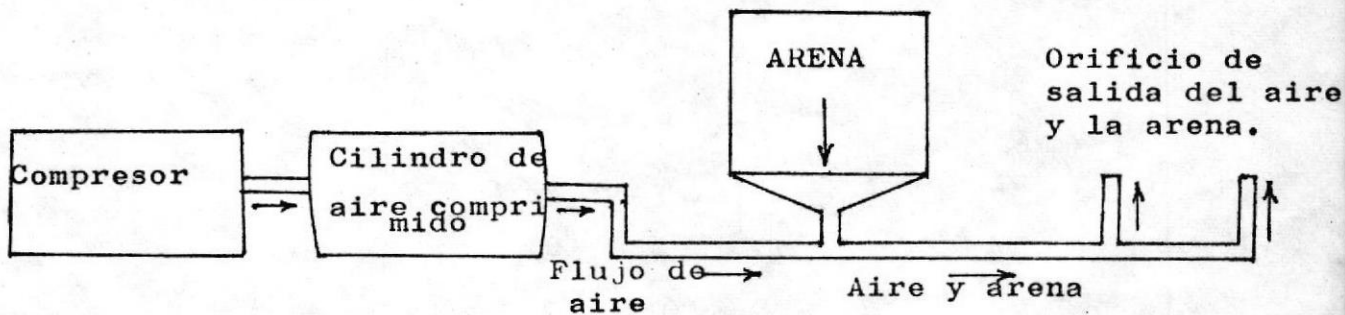
CAPITULO VII

CALCULO DE LA POTENCIA DEL COMPRESOR PARA EL CARENAMIENTO

## CAPITULO VII

### CALCULO DE LA POTENCIA DEL COMPRESOR PARA EL CARENAMIENTO

Una de las funciones principales del astillero; es el proceso de carenamiento de los buques el cual se utiliza el sistema que se llama "Sand-blasting", que consiste en sacar todas las materias extrañas que se adhieren al casco del buque, tales como óxidos, moluscos, etc. Esto se logra utilizando mangueras con pistones que arrojan arena mezclada con aire a gran velocidad debido a la presión que está sometido el aire el cual le imprime energía cinética a las partículas de arena las que van a chocar contra el casco del buque sacando así las impurezas. El proceso de "Sand-blasting" se lo esquematiza en el siguiente gráfico:



Del gráfico vemos que aire es comprimido por medio de un compresor. La presión de trabajo del aire comprimido según dato sacado del Dique Amazonas es de 100 Lbs./pulg.<sup>2</sup> ( 7 Kg./cm<sup>2</sup>). La velocidad con que deberá salir la arena dependerá de la pre-

si3n del aire en el cilindro y los di3metros de los orificios de salida. El di3metro de cada orificio de aire es de 1 1/4" que equivale a 3,18 cm., habiendo dos orificios de salida para las tomas de servicio.

El gasto de aire que se necesitar3 para estas condiciones de 1 1/4" de salida oscila entre los 0,10 m<sup>3</sup>/seg. y 0,15 m<sup>3</sup>/seg. con un equivalente en masa de 0,18 Kg./seg. de aire seg3n datos obtenidos en las normas de "Sand-blasting".

Aqui nuestro c3lculo consistir3 en hallar la potencia del compresor que se necesitara para realizar 3ste trabajo.

Comenzaremos viendo el c3lculo termodin3mico en base a la compresi3n adiab3tica. de acuerdo a la referencia: Motores de combusti3n Interna, An3lisis y aplicaciones; Edward F. Obert; Compa1a Editorial Continental, p3gina 709, a1o 1967.

El trabajo necesario para comprimir un fluido en condiciones de flujo estable se puede encontrar mediante un balance de energ3a:

$$- W = (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g_c J} - Q(\text{Kcal./kg.}) \quad (a)$$

En donde:

W = trabajo necesario para comprimir el aire

h<sub>2</sub> = Entalpia del aire al final de la compresi3n

h<sub>1</sub> = Entalp3a del aire al comienzo de la compresi3n

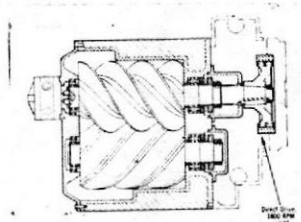
V<sub>2</sub> = Velocidad al final de la compresi3n

V<sub>1</sub> = Velocidad al comienzo de la compresi3n

Q = P3rdidas de calor al efectuar la compresi3n en el cilindro.

El sistema de comprimir el aire es mediante rotores con álabes en espiral que encajan perfectamente entre si y que al girar juntos comprimen el aire en el extremo del cilindro de compresión y los expulsa a una presión de 100 Lbs./pulg.<sup>2</sup> Es una operación en una sola etapa con transmisión directa del compresor y cilindro de compresión.

El sistema de compresión se lo grafica de la siguiente manera:



#### CILINDRO DEL COMPRESOR

De acuerdo al proceso de compresión descrito anteriormente la ecuación (a) puede simplificarse en su aspecto que  $h_1$  y  $h_2$  sean los valores de estancamiento o bien suponiendo que las velocidades en los puntos en los cuales se mide la temperatura y la presión sean despreciables. Adoptando por simplicidad el último punto de vista, el trabajo en función de las temperaturas adiabáticas ya que este proceso se acerca bastante al proceso de compresión adiabática y puesto que:

$$h_1 - h_2 = C_p (T_2 - T_1) \quad \text{tenemos:}$$

$$-W = C_p (T_2 - T_1) - Q$$

Como el proceso de compresión es considerado como adiabático y reversible, esto es isoentrópico se relacionan las tempera-

turas y las presiones mediante:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{K-1/K} = r_p^{K-1/K}$$

Por tanto la potencia isoentrópica necesaria para comprimir un gas será:

$$HP_{\text{isoentrópico}} = \frac{m C_p T (r_p^{K-1/K} - 1) 427}{76}$$

En donde:

$m$  = gasto de aire (Kg./seg.) = 0,18 Kg./seg.

$C_p$  = Calor específico a presión constante (Kcal./Kg.-°K) = 0,24

Debido a la naturaleza del proceso las pérdidas de calor  $Q$  son despreciables.

$T_1$  es la temperatura en condiciones ambientales = 25 °C

$T_1 = 273 + 25 = 298$  °K

$P_1$  = presión a la entrada del compresor = 14,7 Psia = 1.033 Kg/cm<sup>2</sup>

$P_2$  = Presión al final de la compresión = 100 Lbs./pulg.<sup>2</sup> = 114 Psia

$r_p$  = Razón de compresión = 7,8

$K$  = exponente a diabático del aire = 1,4

$T_2$  = Temperatura al final de la compresión

Reemplazando los valores en la ecuación tenemos:

$$\begin{aligned} HP_{\text{isoentrópico}} &= \frac{0,18 \times 0,24 \times 298 \left[ (7,8)^{1,4-1/1,4} - 1 \right] \times 427}{76} \\ &= 12,9(0,8) 562 \\ &= 57,8 \text{ HP} \end{aligned}$$

$$\eta = \frac{\text{HP}_{\text{isoentrópico}}}{\text{HP}_{\text{real}}}$$

Donde:

$$\eta = \text{Rendimiento}$$

El rendimiento de este tipo de compresores es del orden de los 0,84 y 0,90 por tanto escogeremos las peores condiciones o sea el rendimiento de 0,84, por tanto tenemos:

$$\text{HP}_{\text{real}} = \frac{57,8}{0,84} = 68,6 \text{ HP}$$

Por tanto necesitaremos un compresor de 69 HP para realizar nuestro sistema de "Sand-blasting". y con esto queda concluido el cálculo de la potencia del compresor.

CAPITULO VIII

CALCULO DE LAS BASES DE SUSTENTACION DE LOS TECLES  
DE ELEVACION

## CAPITULO VIII

### CALCULO DE LAS BASES DE SUSTENTACION DE LOS TECLES DE ELEVACION.-

En éste capítulo nos dedicaremos al cálculo de los pilotes que van a soportar los tecles de elevación junto con su peso y mas accesorios que van sobre los muros laterales de la plataforma de elevación.

Los muelles laterales tendrán una dimensión de 50 metros de largo y 3 metros de ancho en donde van a ir montados los tecles de elevación.

Las fuerzas que van a predominar en el cálculo de los pilotes son las fuerzas verticales debido al peso muerto de la estructura, el peso debido a la embarcación y el peso de los tecles de elevación.

Las cargas serán las siguientes:

Carga debida a la embarcación: 72 Tn.

Carga debida a los tecles de elevación: 5,2 Tn.

Nos faltará hallar la carga debida a la estructura, esto es de la losa de concreto que forma la plataforma de los muelles. Haremos nuestro cálculo de la losa en base de los gráficos que adjuntamos a continuación y el otro que se encuentra en la referencia del capítulo XIII.

El cálculo de la altura de la losa la consideraremos como como una viga ya que una de las dimensiones es mas de 5 veces que la otra.

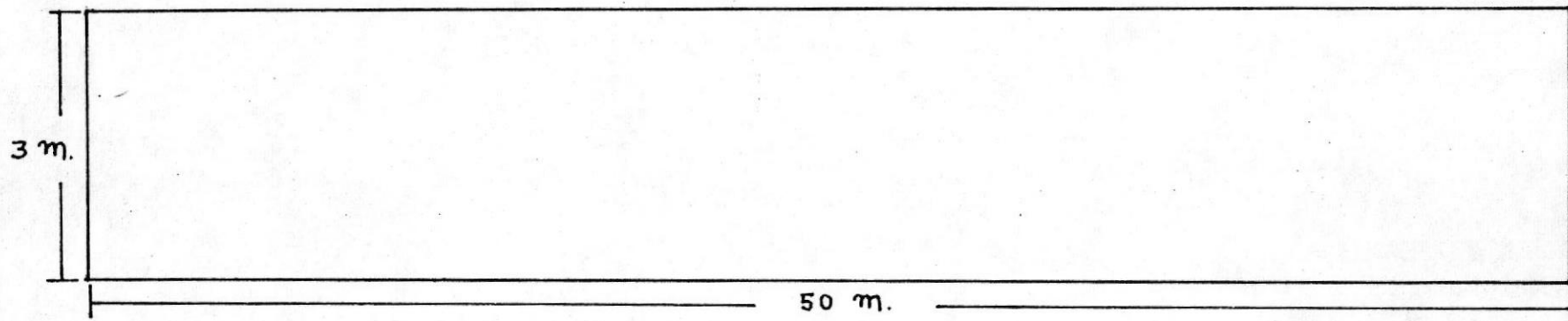
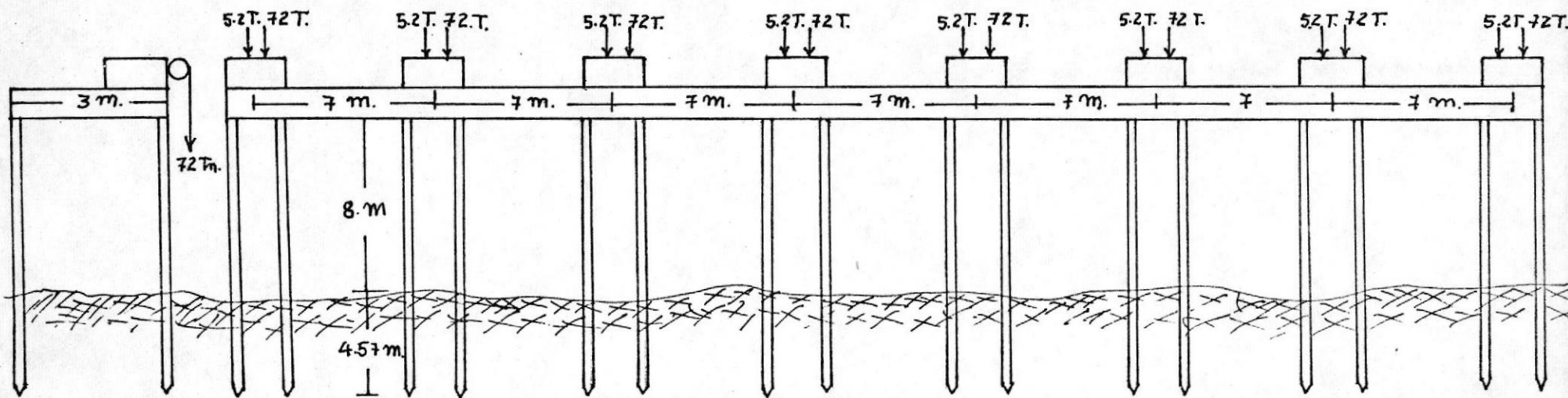


GRAFICO DE LOS MUELLES Y BASES DE SUSTENTACION DE LOS TECLES

Aumentaremos un 5% de la carga total debido a cargas no considerables tales como tableros, cadenas, herramientas que van encima de la estructura; por tanto:

$$5\% \text{ de } 77,2 \text{ Tn.} = 4,05 \text{ Tn.}$$

Llamaremos:

$$q_1 = \text{carga no considerables} = \frac{4.050 \text{ Kg.}}{3} = 1.350 \text{ Kg./m.}$$

$$q_2 = \text{Carga debida al peso del tecele} = \frac{5.200 \text{ Kg.}}{3} = 1732 \text{ Kg./m.}$$

$$= 1.732 \text{ Kg./m.}$$

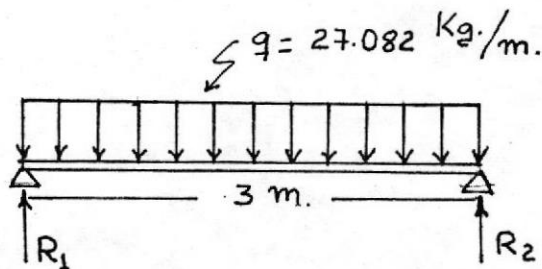
$$q_3 = \text{Carga debida a la embarcación} = \frac{72.000}{3} = 24.000 \text{ Kg./m.}$$

$$q_T = q_1 + q_2 + q_3$$

$$= 1350 + 1732 + 24.000$$

$$= 27.082 \text{ Kg./m.}$$

Por tanto nuestra viga quedará cargada de la siguiente manera:



$$R_1 = R_2 = qL/2 = 27.082 \times 3/2$$

$$= 41.800 \text{ Kg.}$$

$$R_1 = V = R_2$$

4

$$q = 27.082 \text{ Kg./m.}$$

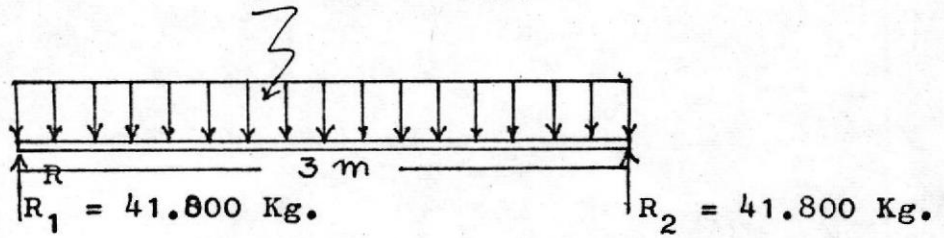


DIAGRAMA DE CARGA

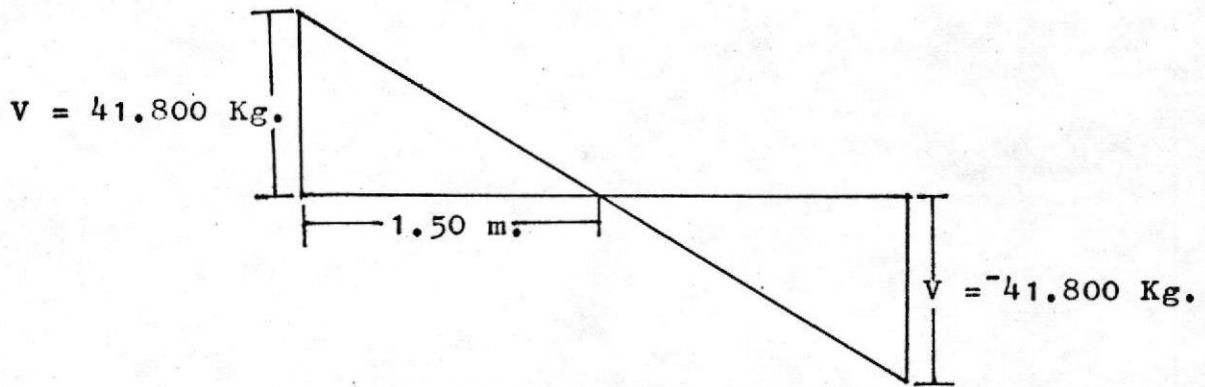


DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE

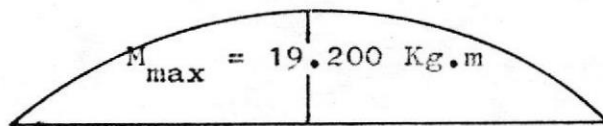
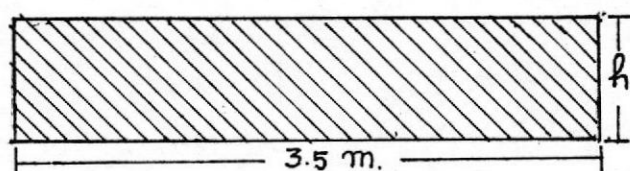


DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES

Tomando la sección transversal de la losa tenemos:



Sección Transversal de la losa

$$\sigma = M \times c / I =$$

$$= M / Z$$

$$Z = b \times h^2 / 6$$

$$c = h / 2$$

$$\sigma = \frac{M}{\frac{b \times h^2}{6}}$$

$$h = \frac{6 \times M}{\sigma \times b}$$

$\sigma$  para el concreto página 256 del libro de Quinn = 3.000 Psi.

Reemplazando en la fórmula tenemos:

$$h = \frac{6 \times 19.200 \times 100}{211 \times 350}$$

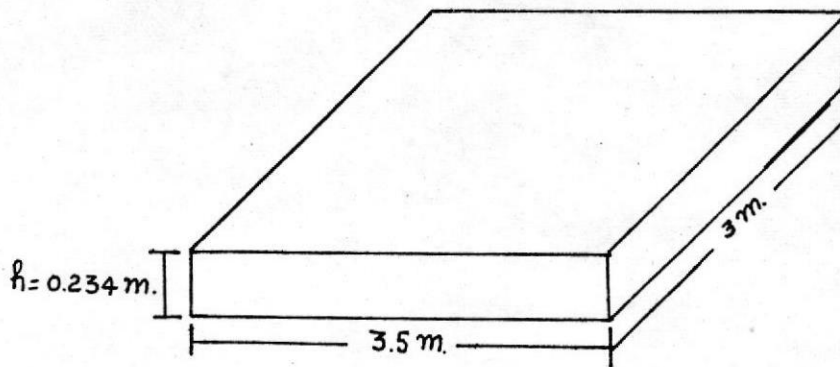
$$h = 547 \text{ cm}^2$$

$$h = 23,4 \text{ cm.} = 9,200 \text{ pulg.}$$

$$= 23,4 \text{ cm} = 0,234 \text{ m.}$$

El peso del concreto es: 150 Lbs./pie<sup>3</sup>

Tomando un tramo de la losa con todas sus dimensiones y calculando su volumen y peso:



$$\begin{aligned} \text{Volúmen} &= 7 \times 3 \times h \\ &= 21h \end{aligned}$$

$$\text{Peso} = 21h \times \rho$$

$$\rho = 2.500 \text{ Kg./m}^3$$

$$\begin{aligned} \text{Peso} &= 21 \times 0,234 \times 2.500 \\ &= 12.300 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

$$R = \text{Peso}/2 \text{ (Por ser dos pilotes los que resisten la losa)}$$

$$R = 12.300/2$$

$$= 6.150 \text{ Kg.}$$

Por tanto la carga total que va a resistir cada pilote es:

$$R_t = R_1 + R$$

$$= 41.800 \text{ Kg.} + 6.150 \text{ Kg.}$$

$$= 47.950 \text{ Kg.}$$

$$= 47,95 \text{ Tn.}$$

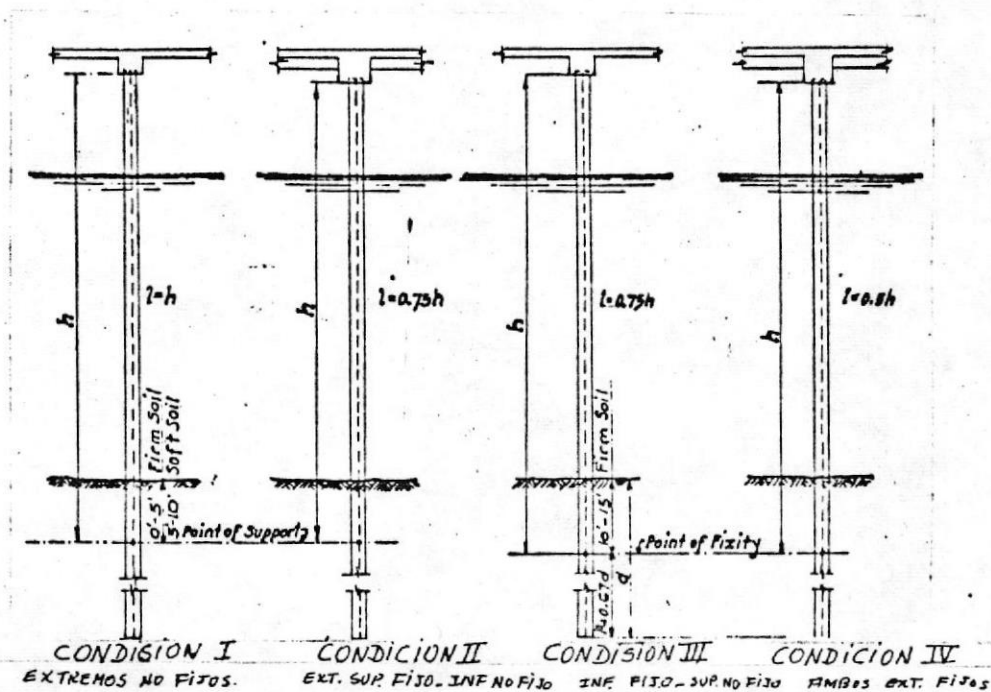
Que para efectos de cálculo tomaremos 48 toneladas.

El diseño de los pilotes se hará en base a la referencia 8:  
Alonzo de F. Quinn, Design and construction of Ports and Marine Structures, Mc.Graw-Hill, año 1961, Página 250.

El tipo de pilote que vamos a usar, son pilotes de concreto prefabricado ya que estos son los que más se usan para muelles, especialmente cuando van a trabajar en agua salada y no necesitan de mantenimiento.

Según el análisis del suelo sabemos que el suelo es de una composición de arena fina con poco de concha y muy poco de limo y para este tipo de suelo se aconseja que los pilotes sean introducidos de 10 a 15 pies en el suelo según la referencia 8 página 250.

El problema consiste entonces en diseñar un pilote de concreto prefabricado que va a soportar una carga de 48 toneladas, siendo la profundidad del agua 8 metros y su longitud de penetración es de 4,57 metros (15 pies).



Como el pilote va a ir asegurado en la parte superior del muelle, corresponderá al caso 2 según la figura.

La longitud total del pilote será dejando 3 pies adicionales para efectuar las conecciones con la losa; por tanto tenemos:

$$\text{Longitud Total: } 26,2 + 15 + 3$$

$$= 45 \text{ Pies}$$

$$\text{Longitud efectiva} = 0,75 \times 45$$

$$= 33,8 \text{ Pies}$$

De las tablas que adjuntamos necesitaremos un pilote de 16 pulgadas cuadradas. ( Las tablas se encuentran en la referencia del capítulo XIII ). Dicho pilote es diseñado para un concreto de 3.000 Psi. de resistencia con 4 varillas # 10 de acero de refuerzo y para una longitud efectiva de 35 pies, soportando una carga de 48 toneladas cada uno. El diseño del pilote se encuentra graficado en el diagrama que adjuntamos a continuación.

Para la introducción del pilote necesitaremos un martillo de 10.000 Lbs. de peso.

Con esto queda concluido el cálculo del pilote para la sustentación de los muelles y los tecles de elevación en lo que se refiere al cálculo de las bases de sustentación de los tecles.

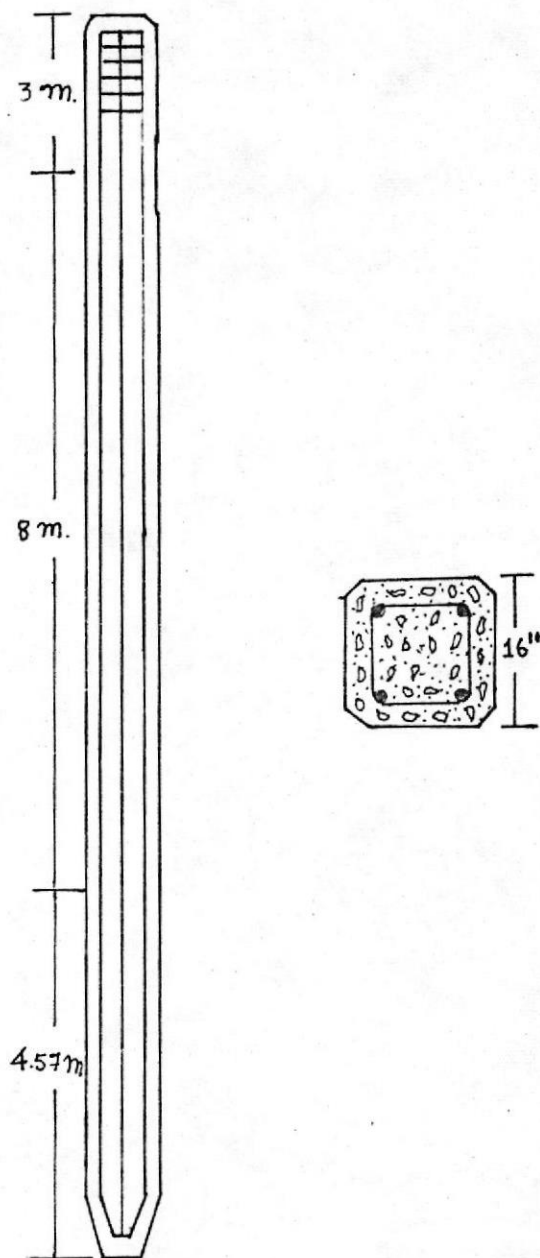


GRAFICO DEL PILOTE QUE SOSTIENE EL MUELLE Y LOS TECLES

FINIENDO DE LA MAQUINARIA PARA REPARACION

DIMENSIONAMIENTO DE LOS TALLERES Y ESTUDIO DEL COMPAR-

CAPITULO IX

## CAPITULO IX

### DIMENSIONAMIENTO DE LOS TALLERES Y ESTUDIO DEL COMPARTIMENTO DE LA MAQUINARIA PARA REPARACION

Fuente: Arsenal Naval, Dique Amazonas.

En el presente capítulo se realiza el dimensionamiento de los talleres de acuerdo a la capacidad del varadero, y se hace un estudio del compartimento de la maquinaria para reparación. Para esto tenemos que elaborar el programa de actividades que va a realizar el varadero.

#### a) REPARACION A FLOTE.-

Los buques pesqueros podrán hacer sus reparaciones en lo que se refiere a la maquinaria principal y auxiliar, electricidad, refrigeración, mecánica, gasfitería, estructuras, etc. a un costado de los muelles marginales del varadero.

#### b) REPARACIONES DE CARENAMIENTO.-

Por medio de la plataforma de elevación los buques podrán ser carenados mediante el sistema de "Sand-blasting" que consiste en la limpieza del casco del buque por medio de un chorro de arena sometida a presión, que es accionada con un compresor.

CARACTERISTICAS GENERALES.- Se trata de un varadero de reparaciones, con miras a la construcción de barcos de tonelaje limitado (500 Tn.)

CAPACIDAD DE REPARACIONES.- El varadero tendrá una capacidad de 10 buques en reparación simultánea para carenamiento.

MUELLE.- Para la colocación de los buques y espacios para maqui-

naria, oficina y talleres de reparación, el varadero dispondrá de un muelle marginal construido a base de pilotes con una división intermedia para que así puedan entrar los buques; dicho varadero tendrá un dimensionamiento de acuerdo a la demanda de espacio de las diversas instalaciones a construirse, que posteriormente serán analizadas.

#### BODEGAS.-

El varadero dispondrá de espacios cubiertos y seguros para los siguientes objetivos:

- a) Bodega de aparejos y equipos de maniobras.
- b) Bodega de herramientas.
- c) Bodega de materiales de carenamiento.
- d) Bodega de materiales en general.

Las bodegas anteriormente mencionadas necesitarán una superficie de unos 100 metros cuadrados.

#### EDIFICIO PRINCIPAL Y OFICINAS.-

El edificio principal del varadero deberá contar con las oficinas generales necesarias para el personal de administración, las oficinas de ingeniería, diseño y planeamiento.

Se estima que se requerirá un edificio de hormigón armado de dos plantas con una área de construcción de unos 100 metros cuadrados.

#### SERVICIOS VARIOS.-

El varadero deberá considerar en su planeamiento, las siguientes facilidades suplementarias:

- a) Patio de almacenamiento de planchas y perfiles, y madera para la carpintería naval.

- b) Patio de chatarra
- c) Sitios de estacionamiento.

#### TALLERES.-

En base a los objetivos generales que se han fijado en el presente proyecto, se requieren los talleres que se detallan a continuación, equipados de la siguiente manera:

#### TALLER DE ESTRUCTURAS METALICAS.-

- 1 Cizalla eléctrica, con accesorios, capacidad 1/2 pulgada (2 m<sup>2</sup>)
  - 1 Taladro de columna hasta 3/4" de diámetro (2m<sup>2</sup>)
  - 1 Cizalla manual (2m<sup>2</sup>)
  - 1 Máquina cortadora oxiacetileno (3m<sup>2</sup>)
  - 1 Fragua portátil para remaches (1m<sup>2</sup>)
  - 1 Punzadora-cortadora de perfiles estructurales
- Herramientas varias como: tenazas, mazos, martillos, taladros manuales, cepillos eléctricos, etc.

#### TALLER DE MECANICA.-

- 1 Torno de 10" de volteo con distancia entre puntos de 20 pies (27m<sup>2</sup>)
  - 1 Torno vertical para cilindros hasta 12" de diámetro (5 m<sup>2</sup>)
  - 1 Cepillo eléctrico de 20" x 8" (6m<sup>2</sup>)
  - 1 Fresadora automática horizontal (5m<sup>2</sup>)
  - 1 Esmeril de cabezal doble (2m<sup>2</sup>)
  - 1 Taladro automático de pedestal de 20" (2m<sup>2</sup>)
  - 1 Sierra alternativa eléctrica, hojas de 12" (2m<sup>2</sup>)
  - 1 Rectificador portátil de cilindros (3m<sup>2</sup>)
  - 1 Caballete de balanceamiento estático (4m<sup>2</sup>)
- Herramientas manuales varias.

TALLER DE GASFITERIA O TUBERIA.-

- 1 Máquina fija hidráulica para doblar tubos hasta de 3" de diámetro (4m<sup>2</sup>)
  - 1 Máquina para hacer roscas en varios tamaños desde 1" a 10" (3m<sup>2</sup>)
  - 1 Equipo oxiacetileno para suelda (3m<sup>2</sup>)
  - 1 prensa de 50 toneladas
  - 1 Esmeril fijo (1m<sup>2</sup>)
- Herramientas pequeñas de gasfitería y trabajo en general de tuberías y cañerías.

TALLER DE SUELDA.-

- 1 Soldadora de punto por inducción (2m<sup>2</sup>)
  - 1 Equipo portátil de soldadura eléctrica (2m<sup>2</sup>)
  - 1 Equipo oxiacetileno (2m<sup>2</sup>)
- Herramientas y accesorios varios como: máscaras protectoras de cabezas, gafas, guantes, portaelectrodos, etc.

TALLER DE MOTORES Y DE MAQUINARIA AUXILIAR.-

- 1 Equipo para limpieza por aire a presión y por vacío (4m<sup>2</sup>)
  - 1 Equipo de calibración de bombas de inyección y de inyectores (1m<sup>2</sup>)
  - 1 Equipo de calibración y limpieza de bujías.
  - 1 Equipo de bomba hidráulica de prueba (3m<sup>2</sup>)
  - 1 Sistema de motor eléctrico (10 HP) y acople con bomba para probar bombas, compresores, etc. (6m<sup>2</sup>)
  - 1 Rectificador de cigueñales hasta de 6" de diámetro
  - 1 Taladro eléctrico de columna y manual (4m<sup>2</sup>)
  - 1 Mesa de trabajo con tornillos de banco (4m<sup>2</sup>)
- Herramientas menores, instrumentos de comprobación de ajuste,

juegos de llaves, inclusive de presión regulable, tecles, extractores, esmeriladores.

TALLER DE CARENAMIENTO.-

- 1 Juego completo de herramientas para sacar hélices, timones y ejes (Llaves especiales)
  - 1 Gato hidráulico de 50 toneladas de capacidad para operación horizontal.
  - 2 Taladros manuales.
  - 1 Compresor para la operación de "Sand-blasting" con todos los accesorios para la limpieza del casco del barco.
- Dimensión del Terreno (50m<sup>2</sup>)

TALLER DE CARPINTERIA NAVAL Y EBANISTERIA.-

- 1 Sierra circular de 12" de radio
  - 1 Sierra circular de 6" de radio
  - 1 Sierra de cinta de 2" de ancho
  - 2 Cepilladoras de madera eléctricas
  - 1 Torno de carpintería
  - 2 Taladros de carpintería
- Otros equipos y herramientas pequeñas.

TALLER DE FUNDICION FORJA Y HERRERIA.-

- 1 Horno crisol para hierro
- 1 Horno de crisol para bronce y aluminio
- 1 Esmeril para piezas de metal fundido
- 1 Juego de equipos y herramientas para confección de moldes
- 1 Estufa para machos
- 2 paneles o cucharones para metal líquido.

- Depósitos para arcilla, arena, calcareo, petróleo
- 1 Horno para alivio de tensiones
- 1 Fragua de pedestal con ventilador
- 2 Yunque
- Mesas de trabajo, herramientas en general
- Dimensión del terreno (120 m<sup>2</sup>)

TALLER DE ELECTRICIDAD, ELECTRONICA Y REFRIGERACION.-

- 1 Horno para secar armaduras
- 1 Tanque de embarnizado
- 2 Embobinadoras automáticas de diferentes tamaños
- 1 Juego completo de instrumentos de medidas
- 1 Compresor de aire
- Herramientas menores y aparatos de pruebas eléctricos, medidores de gas refrigerante, etc.
- 1 Probador de tubos
- 1 Frecuencímetro
- Tamaño del terreno empleado (40 m<sup>2</sup>)

Del análisis hecho anteriormente de los talleres podemos ahora calcular la dimensión del terreno, los cuales detallaremos a continuación:

<u>COMPARTIMENTO</u>	<u>TERRENO</u>
Bodegas	120 m <sup>2</sup>
Edificio principal de oficinas	100 m <sup>2</sup>
Taller de estructuras metálicas	40 m <sup>2</sup>
Taller de Mecánica	200 m <sup>2</sup>
Taller de gasfitería o tubería	50 m <sup>2</sup>

Taller de Suelta	50 m <sup>2</sup>
Taller de carpintería naval y Ebanistería	40 m <sup>2</sup>
Taller de maquinaria auxiliar	50 m <sup>2</sup>
Taller de carenamiento	120 m <sup>2</sup>
Taller de Fundición, Forja y Herrería	80 m <sup>2</sup>
Taller de electricidad, electrónica y refrigeración.	<u>80 m<sup>2</sup></u>
	900 m <sup>2</sup>
Espacio para varar buques y syncrolift	<u>22.000 m<sup>2</sup></u>
Espacio total del varadero	22.900 m <sup>2</sup>

Por tanto se necesitará un terreno de 22,900 m<sup>2</sup>, con una dimensión de 175 metros de largo por 130 metros de ancho, de manera que el varadero tendrá un espacio para 10 buques que puedan ser reparados, carenados y construídos simultáneamente.

La distribución de los Talleres, podrá ser observada en el plano de distribución #2, que se encuentra en el Capítulo XIII.

CAPITULO X

ANALISIS ECONOMICO DE LA OBRA

## CAPITULO X

### ANALISIS ECONOMICO DE LA OBRA

Referencia: Astilleros Navales (CENDES), Compañía Simar del Ecuador, Pearlson Engineering Company.

De acuerdo a la descripción de las instalaciones y facilidades con que debe contar el varadero en su etapa de funcionamiento, se presenta a continuación una estimación de las inversiones en base a cotizaciones e informaciones recopiladas por la Compañía Pearlson Engineering, Astilleros Navales, Cendes y Compañía Simar de Manta y Catálogos de Maquinaria.

#### INVERSIONES:

##### a) TERRENO Y CONSTRUCCIONES

	<u>CANTIDAD</u>	<u>VALOR UNITARIO</u>	<u>VALOR TOTAL</u>
Muelles marginales	450 m <sup>2</sup>	s/.1.500	s/.675.000
Relleno 23.000 x 5	115.000 m <sup>3</sup>	28	3'220.000
Edificio Principal	100 m <sup>2</sup>	800	800.000
Bodegas	100 m <sup>2</sup>	800	800.000
Talleres	900 m <sup>2</sup>	800	900.000
Pilotes y fundaciones para los tecles			<u>5'000.000</u>
			s/.11'395.000

##### TALLER DE ESTRUCTURAS METALICAS.-

1 Cizalla eléctrica con accesorios			\$/250.000
1 Taladro de columna hasta 3/5" de diámetro			25.000
1 Cizalla manual			8.000
1 Máquina cortadora oxiacetileno			13.000

1 Fragua portátil para remaches	\$500
1 Punzadora-cortadora de perfiles estructurales	7.500
Herramientas varias	<u>3.000</u>
	\$307.000

TALLER DE MECANICA.-

1 Torno de 10" de volteo con distancia entre puntos de 20 pies.	\$500.000
1 Torno vertical para cilindros hasta 12" de diámetro.	300.000
1 Cepillo eléctrico de 20" x 8"	100.000
1 Fresadora automática horizontal	100.000
1 Esmeril de cabezal doble	3.000
1 Taladro automático de pedestal de 20"	25.000
1 Sierra alternativa eléctrica, hojas de 12"	12.500
1 Rectificador portátil de cilindros	80.000
1 Caballete de balanceamiento estático	40.000
Herramientas manuales varias	<u>7.500</u>
	\$1'168.000

TALLER DE GASFITERIA O TUBERIA.-

1 Máquina fija hidráulica para doblar tubos hasta de 3" de diámetro.	\$40.000
1 Máquina para hacer roscas en varios tamaños desde 1" a 4"	20.000
1 Equipo oxiacetileno para suelda	13.000
1 Prensa de 50 toneladas (hidráulica)	40.000

1 Esmeril fijo	\$3.000
Herramientas pequeñas de gasfiterpia y trabajo en general de tuberías y cañerías.	<u>5.000</u>
	\$123.000

TALLER DE SUELDA.-

1 Soldadora de punto por inducción (60 amp)	\$10.000
1 Equipo portátil de soldadura eléctrica (40 amp)	100.000
1 Equipo oxiacetileno	13.000
Herramientas y accesorios varios como máscaras protectoras de cabezas, gafas, guantes, portae- lectrodos, etc.	<u>3.000</u>
	\$126.000

TALLER DE MOTORES Y MAQUINARIA AUXILIAR.-

1 Equipo para limpieza por aire a presión y por vacío	\$30.000
1 Equipo de calibración de bombas de inyección y de inyectores	12.000
1 Equipo de calibración y limpieza de bujías	2.000
1 Equipo de bomba hidráulica de prueba	10.000
1 Sistema de motor eléctrico (10 HP) de acople con banda para probar bombas, compresores	10.000
1 Rectificador de cigueñales hasta de 6" de diá- metro.	120.000
1 Taladro eléctrico de columna y manual	5.000
1 Mesa de trabajos con tornillos de banco	2.000

Herramientas menores, instrumentos de comprobación de ajuste, juegos de llaves, inclusive de presión regulable, tecles, extractores, esmeriladores.

3.000

\$/194.000

TALLER DE CARENAMIENTO.-

1 Juego completo para sacar hélices, timones y ejes (Llaves especiales)	\$/15.000
1 Gata hidráulica de 50 toneladas de capacidad para operación horizontal.	8.000
2 Taladros manuales	6.000
1 Compresor para la operación "Sand-blasting" Con todos los accesorios para la limpieza del casco del barco.	120.000

\$/139.000

TALLER DE CARPINTERIA NAVAL Y EBANISTERIA.-

1 Sierra circular de 12" de radio	\$/25.000
1 Sierra circular de 6" de radio	7.500
1 Sierra de cinta de 2" de ancho	12.000
2 Cepilladoras de madera eléctricas (regeneradoras)	40.000
1 Torno de carpintería.	8.000
2 Taladros de carpintería eléctricos	3.000
Otros equipos y herramientas pequeñas	<u>3.000</u>

\$/98.500

TALLER DE FUNDICION FORJA Y HERRERIA.-

1 Horno de crisol para hierro	\$30.000
1 Esmeril para piezas de metal fundido	2.000
1 Juego de equipos y herramientas para confección de moldes.	1.000
1 Estufa para machos	1.000
2 Paneles o cucharones para metal líquido	200
1 Horno para alivio de tensiones (eléctricos)	5.000
1 Fragua de pedestal con ventilador	2.000
2 Yunques	1.000
Mesas de trabajo herramientas en general	<u>2.000</u>
	\$44.200

TALLER DE ELECTRICIDAD, ELECTRONICA Y REFRIGERACION.

2 Embobinadoras automáticas de diferentes tamaños	\$25.000
1 Juego completo de instrumentos de medidas	8.000
Herramientas menores y aparatos de pruebas eléctricos.	5.000
Medidores de gas refrigerante.	7.000
1 Probador de tubos.	3.000
1 Frecuencímetro	<u>12.000</u>
	\$60.000

b) EQUIPOS PRINCIPALES Y OTROS ACTIVOS

16 Tecles de elevación incluida instalación	\$6'300.000
Control central eléctrico con aparatos de seguridad.	125.000
Plataforma de elevación y sistema de transferencia.	\$8'250.000

Sistema de control entre motor y control eléctrico.	s/75.000
Tablones de la plataforma y cuñas	125.000
Maquinaria, equipos y herramientas taller de Fundición.	44.200
Maquinaria, equipos y herramientas taller de Mecánica.	1'168.000
Maquinaria, equipos y herramientas taller de Gasfitería.	123.000
Maquinaria, equipos y herramientas taller de Soldadura.	126.000
Maquinaria, equipos y herramientas taller de carpintería.	98.500
Maquinaria, equipos y herramientas taller de carenamiento.	139.000
Maquinaria, equipos y herramientas taller de motores.	194.000
Maquinaria, equipos y herramientas taller de Electricidad.	60.000
Maquinaria, equipos y herramientas taller de estructuras.	307.000
Mobiliario e implementos de oficina	<u>50.000</u>
T O T A L:	s/17'194.500

RESUMEN DE INVERSIONES FIJAS

Terreno y Construcciones	s/11'395.000
Equipos principales y otros activos	17'194.500
Imprevistos (alrededor de 7% rubros anteriores)	<u>2'000.000</u>
	s/30'589.500

Costo Total de la Obra: \$30'589.500

CAPITULO XI

ESTUDIO DEL PERSONAL DE ACUERDO A LA CAPACIDAD DEL VARADERO

## CAPITULO XI

### ESTUDIO DEL PERSONAL DE ACUERDO A LA CAPACIDAD DEL VARADERO

En este capítulo nos dedicaremos a efectuar un estudio de los requerimientos del elemento humano para la buena marcha de un varadero que disponga de una línea de reparaciones de buques pesqueros. Dichos requerimientos los enumeraremos a continuación:

#### OBREROS:

- a) Limpiadores de cascos: rasqueteadores y cepilladores.
- b) Operadores de equipos para limpieza con arena.
- c) Pintores
- d) Mecánicos de ejes, hélices y timones.
- e) Mecánicos calderos
- f) Mecánicos soldadores
- g) Mecánicos de taller: torno, fresa, cepillo, etc.
- h) Fundidores de metales
- i) Mecánicos de gasfitería y tuberías.
- j) Mecánicos motoristas gasolina y diesel-oil
- k) Mecánicos de refrigeración
- l) Electricistas instaladores de circuitos
- m) Electricistas de motores y generadores
- n) Carpinteros ebanistas
- o) Carpinteros Navales
- p) Operadores de grúas
- r) Personal de maniobras

**TECNICOS:**

- a) Operadores del Varadero
- b) Superintendentes de talleres
- c) Superintendentes de carenamiento
- d) Superintendentes de trabajos estructurales
- e) Superintendentes de trabajos mecánicos
- f) Técnicos en fundición
- g) Superintendente de trabajos eléctricos
- h) Superintendente de trabajos de carpintería
- i) Técnicos en planeamiento de trabajos
- j) Técnicos en provisión y control de materiales
- k) Técnicos dibujantes.

**INGENIEROS:**

- a) Ingenieros del Departamento Técnico: Planeamiento, Diseños y Cálculos.
- b) Ingenieros del Departamento de Producción: Control y Dirección de trabajos.

**EMPLEADOS:**

- a) Empleados de facturación y contabilidad
- b) Empleados de adquisición de bodegas
- c) Empleados de control de personal
- d) Empleados de Secretaría.

**EJECUTIVOS:**

- a) Gerente
- b) Jefe del Departamento Técnico
- c) Jefe del Departamento de Producción.

- d) Jefe del Departamento Industrial
- e) Jefe del Departamento de Personal

Una vez establecida la lista anterior, se puede proceder a analizar la factibilidad del proyecto del varadero, desde el punto de vista de disponibilidad del elemento humano requerido.

Por no existir en el País un censo, registro o control sobre la disponibilidad de este personal en los diferentes niveles y especialidades mencionadas, las conclusiones obtenidas y que a continuación se indican, son el resultado de la investigación directa entre el personal familiarizado con esta actividad.

#### OBREROS

##### a) DE LIMPIEZA Y PINTURA DE CASCO.

El personal de obreros de limpieza y pintura de casco, no requiere mayor preparación ni conocimientos y existe en cantidades suficientes. Es interesante anotar que en el Dique del Arsenal Naval se ha venido siguiendo con resultados satisfactorios el sistema de no tener obreros permanentes para limpieza de casco. Se procede a contratar cada vez que entra un buque al varadero, el trabajo global de la limpieza de la broma, rasqueteo, "Sand-blasting" y pintura del casco, como obra cierta a precio fijo. El contratista de la obra es quien selecciona a su gente y tiene ante ellos las responsabilidades patronales. De esta manera se reduce el riesgo de pérdida por la falta de ocupación de los obreros permanentes de carenamiento y reparaciones de casco, en caso de que el varadero eventualmente permanezca desocupado.

**b) CARENAMIENTO.-**

La calidad de los obreros de carenamiento es muy buena y se cuenta con suficiente experiencia en los diferentes métodos manuales y mecánicos de limpieza y pintura de las superficies metálicas. Así mismo, la experiencia es satisfactoria en el aspecto de colocación de parches o "Doebblers", en el cambio de perfiles y de planchas, en enderezamiento de hendiduras o distorciones, en rellenamientos de picaduras por corrosión, en remoción y colocación de remaches y en instalación de placas de zinc electrolítico.

En el aspecto de reparación de cascos metálicos, uso de artefactos electrónicos para determinación de espesores de planchaje, utilización de máquinas eléctricas automáticas de soldar y métodos de alivio de esfuerzos residuales e internos, falta conocimiento y experiencia de la mano de obra. Tampoco existe experiencia en soldadura de aleaciones de aluminio, se necesita mejorar también la técnica de soldadura en cuanto a secuencia de suelda. Se requiere mejores conocimientos para la determinación de las características físicas, mecánicas y metalúrgicas de los varios metales y aleaciones para su aplicación óptima; por lo tanto para nuestro varadero necesitaremos de dos a tres obreros que tengan los conocimientos anteriormente detallados.

**c) REPARACIONES DE RUTINA EN EL VARADERO.-**

Dentro de las reparaciones de rutina en el varadero, se debe considerar el trabajo relacionado con ejes, hélices, timones, bocines, prensa estopas, descansos, etc. En esta especialidad el va-

varadero deberá tener sus obreros y técnicos con carácter permanente, pues no es posible ni conviene subcontratar este tipo de trabajo. A pesar de que en el dique de la Armada han adquirido experiencia una buena cantidad de mecánicos de ejes, su número es aún insuficiente y habría que preparar personal en esta especialidad, así como para el relleno de descansos grandes de ejes propulsores con metal antifricción y para el alineamiento óptimo de las secciones de los ejes propulsores y de éstos con la maquinaria.

d) TALLERES.-

En lo referente a mecánicos de taller, como torneros, fresadores, etc. no habría problema alguno para que el varadero contrate obreros especializados en este campo, pues existe disponibilidad en número y con alta capacidad técnica. Se explica esta situación por cuanto hay varias instituciones que preparan y adiestran este tipo de mecánicos, tales como: Colegio Experimental Simón Bolívar, Sociedad Filantrópica del Guayas, Colegio Central Técnico, Colegio Técnico Alemán y otros.

En este campo, uno de los pocos aspectos que debe mejorarse es el de interpretación de planos y diseños. Actualmente la mayoría de los trabajos de torno, fresa y cepillo se hace en base de muestras, sistema éste antieconómico que ya no se utiliza y que ha sido sustituido por el de planos y diseños.

e) FUNDICION.-

En el campo de fundición, la experiencia del País es limitada. Existen fundidores de nivel medio, actualmente desempleados o

dedicados a otro tipo de trabajo, debido en parte, a la liquidación de varias pequeñas industrias de fundición. Esta limitación se explica porque los obreros de esta especialidad son estrictamente prácticos y no poseen conocimientos teóricos. Esto incide en que sus métodos de trabajo no hayan progresado adecuadamente y la actividad se encuentra únicamente restringida a la fundición de hierro, bronce y aluminio sin una base científica adecuada de metalurgia, metalografía y moldeo. Sin embargo, se estima que dados los requerimientos del varadero en lo referente a fundiciones, se podría contar con una base de personal cuyo mejoramiento se lograría con la ayuda de supervisores y técnicos bien capacitados, contratándose uno o dos técnicos para que dirijan dichos trabajos.

f) GASETEROS.-

Existe una satisfactoria disponibilidad de gasfiteros. Se cuenta ya con una relativa experiencia en trabajos de reparaciones e instalaciones de circuitos de agua dulce y salada, combustible, aceite, aire, etc., usando hierro negro, hierro galvanizado, acero, cobre, cobre-niquel y otras aleaciones. También hay experiencia en trabajo con tubos para calderos y con tubos de aparatos intercambiadores de calor, sin que por tanto exista el problema de conseguir mano de obra calificada para estos trabajos. Por tanto nuestro varadero no tendrá problemas en conseguir de tres a cuatro obreros especializados en esta clase de reparaciones.

g) MECANICOS MOTORISTAS.-

Los mecánicos de motores a gasolina y de máquinas diesel pueden dividirse en tres categorías, según sus conocimientos y eficiencia. Los mecánicos de segunda y tercera categoría, en especial los de motores a gasolina, superan en número a la demanda existente en el País. Pero en cuanto a los de primera categoría, capaces de tomar a cargo y dirigir el desarme y la reparación integral de una maquinaria, en particular de tipo diesel, el número no es suficiente como para cubrir las necesidades del astillero.

En mecánica diesel se requiere una mayor experiencia para reconstrucción de inyectores y bombas de inyección, reparación y reguladores automáticos de velocidad, reparación de turbo-sopladores y de bomba de barrido, así como para reparaciones de maquinaria diesel pesada, de potencia superior a 5.000 HP.

#### h) REFRIGERACION, AIRE ACONDICIONADO Y ELECTRICIDAD.-

En el campo de refrigeración y aire acondicionado se siente con gran intensidad la falta de elemento humano calificado por lo tanto habrá que entrenar a unos dos obreros para suplir esta necesidad. Los mecánicos electricistas para reparaciones e instalaciones de circuitos, reparación y mantenimiento de motores, generadores, tableros de control, etc. existen en número suficiente y calidad satisfactoria, por tanto no habrá inconveniente en adquirir uno o dos obreros especializados en esta clase de reparaciones.

#### j) OTROS.-

No hay problema alguno para reclutar obreros calificados en carpintería Naval o Ebanistería. La mano de obra disponible es abundante y se puede seleccionar elemento de muy buena calidad. Por último debe anotarse que no habrá problema alguno en contratar obreros capacitados o con aptitud para capacitarse, en los campos de operación de grúas, manejo de equipos, preparación de camas de varamiento, manipuleo de cargas pesadas, maniobras de atraques, desatraques, varamientos, lanzamientos, etc. Tampoco existe dificultad para contratar trabajos completos de limpieza de tanques de combustible y de agua.

#### TECNICOS.-

En forma general la obtención de técnicos no constituiría problema en cuanto se relaciona a superintendentes de los trabajos de reparaciones y construcciones, salvo las excepciones que se indican a continuación.

Para la instalación del "Syncrolift" habrá que preparar personal para su operación.

Un análisis parecido al efectuado para el caso de obreros, puede hacerse en los que respecta a técnicos superintendentes. Así por ejemplo, existe dificultad en contar con técnicos que sin ser ingenieros posean la experiencia y los conocimientos necesarios para supervisar fundiciones no convencionales, para llevar a cabo procesos térmicos y mecánicos de alivio de esfuerzos residuales en trabajos de reparaciones o construcciones, soldadas de acero, para guiar trabajos mayores de soldadura en aluminio o para establecer secuencias adecuadas de prefabricación y de soldadura. Lo mismo puede decirse en cuanto a disponibilidad de personal

para la dirección de trabajos prácticos de deflección estructural del buque con desalineamiento de ejes y máquinas propulso-  
ras, maquinaria diesel pesada o problemas similares.

También existe déficit de capacitación de técnicos supervisores para instalaciones de sistemas refrigerantes complejos., así co  
mo para la distribución y sincronización eléctricas y equipos electrónicos sofisticados.

Con relativa facilidad se puede disponer de técnicos en planifi  
cación, técnicos en abastecimiento de materiales, técnicos en estadísticas y archivos y técnicos dibujantes.

En resumen en el nivel de "técnicos" para el varadero, se estima que el elemento humano adecuado podría ser resuelto en un 90% con personal ecuatoriano y el porcentaje restante con técnicos extranjeros que serán reemplazados por personal nacional una vez que este haya sido entrenado.

#### INGENIEROS.-

Como nuestro varadero se proyecta con miras también a la construc  
ción de buques en lo futuro, por tanto necesitará en mayor o menor número, dependiendo de su estado de crecimiento, de ingenieros en las siguientes especialidades:

Ingeniería y Arquitectura Naval

Ingeniería Mecánica

Ingeniería Eléctrica

Ingeniería Metalúrgica

Ingeniería Industrial

Puede aseverarse que estas plazas pueden ser ocupadas en un 90% con ingenieros nacionales. El número de ingenieros potencialmen

te disponibles en el País, es suficiente para cubrir las necesidades del astillero.

Hay tres fuentes de donde provienen los mencionados ingenieros nacionales: a) Las Escuelas Politécnicas, La Nacional y la del Litoral. b) Universidades extranjeras.

Debe anotarse, que solo una parte de los ingenieros considerados como potenciales colaboradores del varadero, tienen experiencia en el campo naval, experiencia que requiere ser incrementada.

#### EMPLEADOS ADMINISTRATIVOS.-

En lo referente a empleados administrativos no existe problema alguno, pudiendo obtenerse personal de alta eficiencia y en cualquier número.

La actividad que requiere el personal con experiencia específica en astilleros, es la adquisición de materiales, almacenamiento y clasificación, control de inventarios, entregas, reingresos, facturaciones, que caso de haber alguna dificultad se salvaría con previo entrenamiento.

#### EJECUTIVOS.-

A pesar de que el astillero es una actividad industrial poco conocida en el Ecuador, no constituye un campo de complejidad especial o que requiera ejecutivos con una específica preparación financiera, comercial o industrial. Muchos de los principios que rigen otras industrias son también aplicables en la industria naval, siendo el principal aquel de proporcionar servicio de máxima eficiencia al mismo costo. En consecuencia, un buen ejecutivo

industrial, con conocimientos generales en el campo de reparaciones navales ligeras, puede ser también un buen gerente para el proyecto de Astilleros.

En los departamentos Técnico y de Producción, se requiere como jefes de los mismos, a ingenieros idóneos en el campo Naval, tanto por su preparación como por su experiencia pudiendo ser de cualquiera de las disciplinas antes mencionadas.

En el departamento Económico, cuyas funciones son entre otras las de adquisiciones, control de bodegas, entrega de materiales, facturaciones a los clientes, contabilidad general, tesorería, auditoría y relaciones públicas, se requiere como jefe de departamento a una persona que combine conocimientos de economía con aquellos básicos de la industria Naval de reparaciones y construcciones.

Resumiendo, se puede anotar, que del estudio anterior, si existe personal directivo nacional para el varadero.

CAPITULO XII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

## CAPITULO XII

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Las perspectivas que se presentan para la instalación de un varadero en el Puerto de Manta son favorables ya que los requerimientos de construcción de embarcaciones y reparaciones navales no son atendidos a cabalidad por las instalaciones existentes,

Además la situación del Ecuador con respecto a los países Sudamericanos en la costa del Pacífico, es privilegiada y oportuna, si se considera la complementación del Grupo Andino.

Es necesario que el varadero cuente con instalaciones modernas y eficientes, con mano de obra altamente calificada y con sistemas de trabajo, organización y administración eficaces, que le permitan competir con cualquier astillero tanto nacional como extranjero. Ya que con la era petrolera que entra al País será necesario de un varadero para la reparación y construcción de buques petroleros.

También se recomienda que el varadero se solvente con reparaciones de toda clase de motores estacionarios, automotriz en tierra.

Esta industria generaría ocupación y tecnificación de mano de obra que sería de suma importancia por el aprovechamiento de considerables volúmenes de materias nacionales que se están produciendo actualmente en el País y constituiría, como ha sucedido en otros países, un estímulo de primer orden para el nacimiento de nuevas e importantes industrias, como son la metal-mecánica, naviera y pesquera con un efecto multiplicador realmente notable.

Desde el punto de vista técnico, se estima que este proyecto es

factible, ya que del análisis se desprende que aquellos aspectos tecnológicos con que todavía no cuenta el País, pueden ser superados.

La calidad, tiempo, costo de los servicios, son factores que podrían atraer además posibles reparaciones de buques de todos los lugares del País y aún extranjeros.

La valiosa experiencia de otros países que han hecho posible la expansión de la industria naval, debe ser aprovechada y a tal efecto, es necesario obtener el respaldo de determinadas leyes y políticas nacionales que protejan la industria.

En el Ecuador, concretamente se requerirán los siguientes estímulos básicos cuyo establecimiento se deberá impulsar:

- Prohibición para importar buques del tipo de los que se produzcan en el País, salvo cuando los astilleros nacionales declaren no poder efectuar la construcción o reparación por cualquier causa interna.
- Obligación por parte de los barcos mercantes de bandera ecuatoriana de usar astilleros nacionales para ser carenamiento y reparaciones.
- Adecuación de las leyes y reglamentos pertinentes con miras a alentar la reparación en astilleros nacionales de naves de bandera extranjera que operan de modo regular en el País.
- Liberación de derechos aduaneros que contempla la vigente Ley de Pesca a todas las importaciones de materiales y equipos necesarios para la operación de la industria naval en general.
- Sistemas ágiles y efectivos de crédito o financiamiento público y privado, en favor de los armadores, a fin de fomentar el

crecimiento y renovación de flotas nacionales.

Hemos de destacar por fin que el astillero tendría que desarrollar considerables esfuerzos en los campos de publicidad y promoción a nivel internacional y nacional, para dar a conocer sus servicios al mayor número de eventuales clientes y asegurar la mejor y más amplia captación del mercado.

CAPITULO XIII

APENDICE

- a) Cálculos
- b) Gráficos
- c) Bibliografía

REFERENCIA DEL CAPITULO II

ESTUDIO DE SUELOS DE LA RADA DEL PUERTO DE MANTA

PERFORACION N° 1

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
2 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	2		
3 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	1		
4 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	1		
5 METROS	N° 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	94		
	N° 200	1		
6 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	1		

PERFORACION N° 2

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10	97 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	94		
	N° 200	2		
2 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	1		
3 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	95		
	N° 200	1		
4 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	1		
6 METROS	N° 10	96 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	91		
	N° 200	1		

PERFORACION N° 3

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
2 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	1		
3 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	1		
4 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	96		
	N° 200	1		
5 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	96		
	N° 200	1		

PERFORACION N° 4

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10	94 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	91		
	N° 200	1		
2 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	1		
3 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	1		
4 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	96 N.P.		
	N° 200	1		
5 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	1		
6 METROS	N° 10	97 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	94		
	N° 200	1		

PERFORACION Nº 5

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	Nº 10	95 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	90		
	Nº 200	2		
2 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	1		
3 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	99		
	Nº 200	2		
4 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	98		
	Nº 200	1		
5 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	98		
	Nº 200	1		
6 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	1		

PERFORACION N° 6

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10	97 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	93		
	N° 200	2		
2 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	1		
3 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	1		
4 METROS	N° 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	91		
	N° 200	3		
5 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	96		
	N° 200	1		
6 METROS	N° 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	95		
	N° 200	1		
7 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	1		

PERFORACION Nº 7

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	Nº 10	95 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	90		
	Nº 200	2		
2 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	1		
3 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	99		
	Nº 200	2		
4 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena Fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	98		
	Nº 200	1		
5 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	98		
	Nº 200	1		
6 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	1		

PERFORACION Nº 8

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	Nº 10	97 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	93		
	Nº 200	2		
2 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	98		
	Nº 200	1		
3 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	98		
	Nº 200	1		
4 METROS	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	91		
	Nº 200	3		
5 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	96		
	Nº 200	1		
6 METROS	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	95		
	Nº 200	1		
7 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	99		
	Nº 200	1		

PERFORACION N° 9

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
2 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	3		
5 METROS	N° 10	97 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	89		
	N° 200	2		
6 METROS	N° 10	96 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	92		
	N° 200	2		
7 METROS	N° 10	96 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	84		
	N° 200	1		

PERFORACION Nº 10

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	1		
3 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	99		
	Nº 200	1		
5 METROS	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	94		
	Nº 200	1		
7 METROS	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	96		
	Nº 200	2		

PERFORACION N° 11

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10	97 N.P.	S.P.	Arena fina , con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	93		
	N° 200	2		
3 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	2		
4 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	1		
5 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	3		
6 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	1		
8 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	2		

PERFORACION Nº 12

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	95		
	Nº 200	2		
2 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	99		
	Nº 200	1		
3 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	98		
	Nº 200	1		
4 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	96		
	Nº 200	2		
5 METROS	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	96		
	Nº 200	1		
6 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	2		

PERFORACION Nº 13

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	92		
	Nº 200	2		
2 METROS	Nº 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	99		
	Nº 200	2		
3 METROS	Nº 10	95 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	91		
	Nº 200	2		
4 METROS	Nº 10	97 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	94		
	Nº 200	2		
5 METROS	Nº 10	92 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	84		
	Nº 200	3		
6 METROS	Nº 10	93 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	86		
	Nº 200	3		

PERFORACION Nº 14

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
2 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	94		
	Nº 200	2		
3 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	1		
4 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	2		
5 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	1		

PERFORACION N° 15

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10	94 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	86		
	N° 200	2		
2 METROS	N° 10	95 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	91		
	N° 200	2		
3 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	2		
4 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	2		
5 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	96		
	N° 200	1		
6 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	2		
7 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	1		

PERFORACION N° 16

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TANIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10 N° 40 N° 200	88 N.P. 86 2	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
2 METROS	N° 10 N° 40 N° 200	100 N.P. 99 2	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
3 METROS	N° 10 N° 40 N° 200	100 N.P. 98 2	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
4 METROS	N° 10 N° 40 N° 200	100 N.P. 99 1	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
5 METROS	N° 10 N° 40 N° 200	99 N.P. 98 2	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
6 METROS	N° 10 N° 40 N° 200	100 N.P. 99 1	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.

PERFORACION N° 17

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10	95 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	88		
	N° 200	2		
2 METROS	N° 10	97 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	95		
	N° 200	2		
3 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	1		
4 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	2		
5 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	2		

PERFORACION Nº 18

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	Nº 10	87 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	74		
	Nº 200	2		
2 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	96		
	Nº 200	2		
3 METROS	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y con 1.5% de arcilla.
	Nº 40	95		
	Nº 200	3		
4 METROS	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo con 1.8% de arcilla.
	Nº 40	96		
	Nº 200	3		
5 METROS	Nº 10	94 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo con 1.7% de arcilla.
	Nº 40	81		
	Nº 200	3		
6 METROS	Nº 10	97 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo con 2% de arcilla.
	Nº 40	95		
	Nº 200	3		
7 METROS	Nº 10	90 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo con 2% de arcilla.
	Nº 40	86		
	Nº 200	3		
8 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo con 2.2% de arcilla.
	Nº 40	97		
	Nº 200	3		

PERFORACION Nº 19

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	Nº 10 Nº 40 Nº 200	97 N.P. 95 2	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
2 METROS	Nº 10 Nº 40 Nº 200	97 N.P. 94 1	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
3 METROS	Nº 10 Nº 40 Nº 200	99 N.P. 98 3	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
4 METROS	Nº 10 Nº 40 Nº 200	91 N.P. 81 1	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
5 METROS	Nº 10 Nº 40 Nº 200	99 N.P. 97 2	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.

PERFORACION N° 20

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10 N° 40 N° 200	99 N.P. 98 2	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
2 METROS	N° 10 N° 40 N° 200	99 N.P. 97 3	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo con 2.5% de arcilla.
3 METROS	N° 10 N° 40 N° 200	100 N.P. 97 4	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo con 3.2% de arcilla.
4 METROS	N° 10 N° 40 N° 200	99 N.P. 95 4	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo con 3.3% de arcilla.
5 METROS	N° 10 N° 40 N° 200	97 N.P. 90 4	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo con 3.1% de arcilla.

PERFORACION N° 21

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10	96 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	89		
	N° 200	2		
2 METROS	N° 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	95		
	N° 200	2		
3 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	2		
4 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	2		
5 METROS	N° 10	96 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	92		
	N° 200	1		
6 METROS	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	2		

PERFORACION Nº 22

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ Nº</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	Nº 10	90 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	79		
	Nº 200	2		
2 METROS	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	95		
	Nº 200	2		
3 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina. con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	1		
4 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	97		
	Nº 200	1		
5 METROS	Nº 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	94		
	Nº 200	2		
6 METROS	Nº 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	Nº 40	98		
	Nº 200	2		

PERFORACION N° 23

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10	99 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	2		
2 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo
	N° 40	98		
	N° 200	1		
3 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	2		
4 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	2		
5 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	97		
	N° 200	1		

PERFORACION N° 24

<u>PROFUNDIDAD</u>	<u>TAMIZ N°</u>	<u>PORCENTAJE PASA</u>	<u>TIPO MATERIAL</u>	<u>DESCRIPCION</u>
1 METRO	N° 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	96		
	N° 200	2		
2 METROS	N° 10	93 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	90		
	N° 200	1		
3 METROS	N° 10	98 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	96	S.P.	
	N° 200	2		
4 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	2		
5 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	99		
	N° 200	1		
6 METROS	N° 10	100 N.P.	S.P.	Arena fina con poco de concha y muy poco de limo.
	N° 40	98		
	N° 200	1		

NOTA I.- Material corresponde a S.P. según clasificación de CASA GRANDE con la siguiente descripción: Arenas mal graduadas con poco o nada de material fino.

NOTA II.- Clasificaciones de los materiales según el Porcentaje retenido. % retenido en el Tamiz N° 10 corresponde a concha. % que pasa en el Tamiz N° 40 corresponde a arena fina. % que pasa en el Tamiz N° 200 corresponde a limo ó limo con arcilla.

NOMINAS DE BUQUES PESQUEROS QUE OPERAN EN EL PUERTO DE MANTA

NOMBRES DE NAVES	CARACTERISTICAS			
	TON.BRUT.	TON.NET.	ESLORA	MANGA
AJAX	36.38	11.00	48.03	17.00
CRISTO REY	94.31	28.29	64.00	24.11
CUZCO	57.00	17.12	60.04	18.01
JAVIERCHO	51.93	15.57	58.04	16.10
ECUADOR I	75.80	22.00	65.05	18.04
ECUADOR II	109.26	32.77	73.06	19.06
SAN EDUARDO	86.06	25.80	64.07	20.00
SAN CARLOS	47.22	14.32	55.06	16.06
BISMARCK	89.45	26.70	67.06	20.04
CHASQUI	52.56	15.77	59.00	18.00
JO-ANN	52.34	15.70	63.11	15.05
RIO JUBONES	74.80	22.40	60.04	18.08
SAN ANTONIO	41.85	12.56	50.08	16.07
PATRICIA	98.16	29.45	73.07	20.00
SONNIA	98.20	29.46	74.06	20.00
DON ARTURO	32.16	9.64	52.06	16.00
DON ENRIQUE	37.85	11.36	52.09	14.06
DON HUMBERTO	68.50	20.55	64.03	18.08
DON HUGO	35.51	10.65	51.10	14.09
DON SOLANO	56.94	17.08	61.09	17.08
ESPERANZA	23.41	07.02	42.08	13.09
CIUDAD DE QUITO	60.37	18.11	56.09	18.02
RIO AMAZONAS	70.91	21.27	64.00	19.50
SAN PEDRO	49.58	14.87	55.04	16.11
SANTA MARIANITA	81.63	24.49	68.10	20.00
DOMINATOR	123.46	37.00	78.11	22.03
COLLA	46.86	15.85	60.02	17.09
SAN BERNARDO II	46.76	14.00	57.00	16.00
VENUZ	89.45	26.70	65.07	20.05

NOMBRES DE NAVES	CARACTERISTICAS			
	TON.BRUT.	TON.NET.	ESLORA	MANGA
BARRA-CUDA	113.70	34.11	74.03	20.02
DON MANUEL	61.50	18.45	68.08	18.08
SANTA CLARA	60.08	19.00	65.08	18.08
ZOILA VICTORIA	56.68	17.00	60.08	17.00
CICCI B.	60.80	19.00	47.06	15.05
TATO B.	98.60	27.70	70.00	21.00
CARLITOS	60.70	18.00	49.06	18.07
PATRICIA VIRGINIA	115.24	34.57	74.06	20.00
DON AUGUSTO	58.00	17.00	62.05	17.08
JUPITER	93.28	27.98	68.07	19.02
MARIA DE LOURDES	96.64	28.99	72.03	19.00
EMPERADOR	135.25	40.57	81.01	22.00
SAN AGUSTIN	85.14	25.54	65.03	20.00
MARIA EMILIA	92.16	27.65	18.07	18.07
MARIA LORENA	94.48	28.34	71.06	18.07
SANDRO	65.61	19.68	65.05	18.07
DON EDMUNDO	65.16	19.54	64.00	19.04
SAN GABRIEL	100.00	30.00	72.03	20.04
NEMA	37.28	11.14	52.06	15.00
ANGELITO	84.72	25.42	62.10	19.10
SAN PABLO	60.65	18.19	57.05	17.10
DELFIN	42.04	12.61	48.09	16.02
DON RAUL	36.00	10.80	50.10	16.09
LUZ MARIA	38.99	11.70	52.09	16.02
ATAHUALPA	40.36	12.11	47.05	16.02
MONTECRISTI	39.20	11.78	48.00	16.11
RUMIÑAHUI	58.81	17.64	44.06	16.00
SAN JORGE	48.00	14.40	58.00	11.06
ALAJUELA	21.51	6.45	44.03	14.03
CIUDAD DE GUAYAQUIL	71.00	21.30	65.5	17.04
CALAMAR	94.34	28.30	64.80	18.07
MARIELENA	94.21	28.26	70.11	20.03
MARISOL	38.00	18.00	45.00	16.00

NOMBRES DE NAVES	CARACTERISTICAS			
	TON.BRUT.	TON.NET.	ESLORA	MANGA
MARCIA	113.84	34.11	78.06	21.09
ECUADOR	43.7	18.4	45.00	17.00
MANABI	77.53	22.36	65.9	18.8

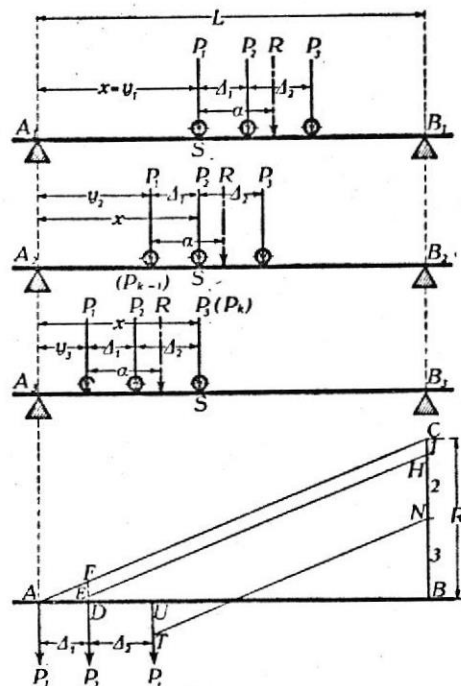
FUENTE: ARMADA DEL ECUADOR  
CAPITANIA DEL PUERTO DE  
MANTA

REFERENCIA DEL CAPITULO IV

DEDUCCION DE LA FORMULA PARA EL CALCULO DE LAS FUERZAS CORTANTES EN UN SISTEMA DE CARGAS MOVILES.

Sea una viga recorrida por un convoy y S la sección de abscisa X para la que buscamos el máximo esfuerzo cortante.

Para todas las secciones de la viga, a la izquierda de la primera carga, el esfuerzo de corte es constante y positivo.



Por lo tanto tomamos para la posición del convoy el de la Figura en que  $P_1$  coincide con S.

Sea R la resultante de las cargas. En esta posición el esfuerzo de corte es constante e igual a la reacción  $R_1$  del apoyo A es decir: (Referencia 6: pagina 443)

$$\begin{aligned}
 V_1 = R_1 &= R/L (L - x - a) \\
 &= \frac{1}{L} [P_1(L - y_1) + P_2(L - y_1 - \Delta_1) + P_3(L - y_1 - \Delta_1 - \Delta_2)] \quad (1)
 \end{aligned}$$

Cuando la carga  $P_2$  está en S la reacción en el apoyo  $A_1$  es:

$$R_2 = R/L (L - x - a + \Delta_1) \quad (2)$$

y el esfuerzo de corte:

$$V_2 = R/L (L - x - a + \Delta_1) - P = C_1 + [R/L \Delta_1 - P_1] \quad (3)$$

Para:  $V_2 > V_1$  ;  $V_2 - V_1 > 0$  ;  $V_2 - V_1 = R/L \Delta_1 - P_1 > 0$

$$\frac{\Delta_1}{L} > \frac{P_1}{R} = \frac{P_1}{P_1 + P_2 + P_3} \quad (4)$$

como

$$R_2 = \frac{1}{L} [P_1(L - y_2) + P_2(L - y_2 - \Delta_1) + P_3(L - y_2 - \Delta_1 - \Delta_2)]$$

Podemos expresar el esfuerzo de corte del modo siguiente:

$$V_2 = \frac{1}{L} [P_2(L - y_2 - \Delta_1) + P_3(L - y_2 - \Delta_1 - \Delta_2) - P_1 y_2] \quad (5)$$

Para la posición de la figura en que  $P_3$  está a la derecha de S

$$R_3 = R/L (L - x - a + \Delta_1 + \Delta_2)$$

$$V_3 = R/L (L - x - \alpha + \Delta_1 + \Delta_2) - P_1 - P_2$$

$$V_3 = C_1 + [R/L (\Delta_1 + \Delta_2) - P_1 - P_2] \quad (6)$$

y para que este esfuerzo de corte sea máximo:

$$V_3 = C_2 + R/L \Delta_2 - P_2 > C_2$$

$$R/L \Delta_2 > P_2; \Delta_2/L > P_2/R = \frac{P_2}{P_1 + P_2 + P_3} \quad (7)$$

de valor:

$$V_3 = \frac{1}{L} [P_3(L - y_3 - \Delta_1 - \Delta_2)] - P_1 y_3 - P_2(y_3 + \Delta_1) \quad (8)$$

De un modo general, para n cargas, la  $P_k$  que da el máximo esfuerzo cortante positivo, deberá verificar la desigualdad:

$$\frac{\Delta_{K-1}}{L} > \frac{P_{K-1}}{R} = \frac{P_{K-1}}{\sum P_i} \quad (9)$$

y el esfuerzo de corte positivo máximo podemos expresarlo del siguiente modo (generalizando (5) y (8) )

$$V_{MAX} = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^{i=n} M_B P_i - \sum_{x=0}^{x=x} P_i \quad (10)$$

Razonando de modo análogo, colocando invertido el convoy, se llega a la desigualdad

$$\frac{\Delta_{K-1}}{L} > \frac{P_K}{R} = \frac{P_K}{\sum P_i}$$

Siendo el valor del esfuerzo de corte máximo negativo a la derecha de la sección S de absisa X

$$V_{MAX} = - \left[ \frac{1}{L} \sum_{i=1}^{i=n} M_A P_i - \sum_{x=X}^{x=L} P_i \right] \quad (10')$$

En la que  $P_i$  es la carga considerada y  $M_A$  es la distancia desde la carga al apoyo A menos las cargas  $P_i$  que están entre el tramo  $X=X$  y  $X=L$ .

El esfuerzo de corte máximo tiene lugar en los apoyos de la viga.

Formula para el cálculo de vigas empotradas sacado del manual de la A.I.S.C., pagina 2-203

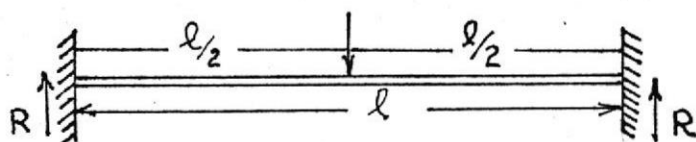


DIAGRAMA DE CARGA

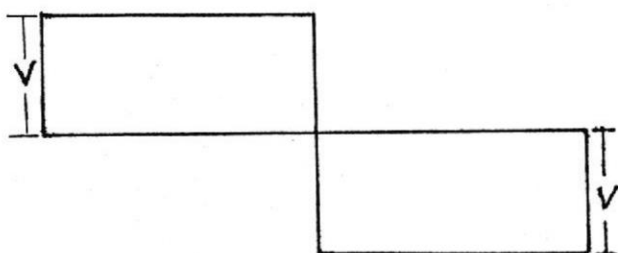


DIAGRAMA DE CORTE

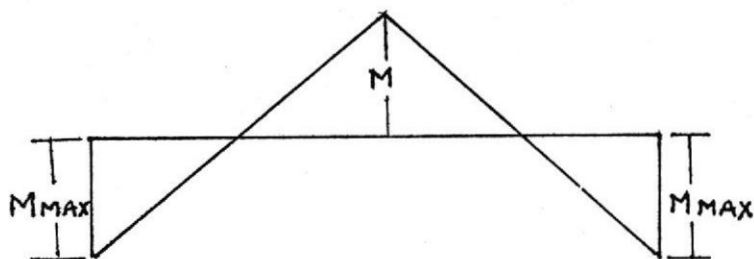


DIAGRAMA DE MOMENTOS

$$R = V = P/2 \quad (1)$$

$$M_{MAX} \text{ (EN EL CENTRO Y EXTREMOS)} = Pl/8 \quad (2)$$

$$M_x \text{ (CUANDO } x < l/2) = P/8 (4x - l) \quad (3)$$

Fórmula para el cálculo de los momentos flectores y fuerzas cortantes para el caso de una viga empotrada en sus extremos, sacada del Manual de la A.I.S.C. página 2-203.

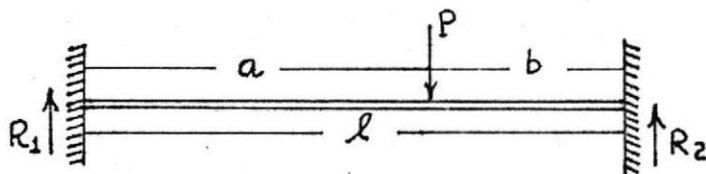


DIAGRAMA DE CARGA

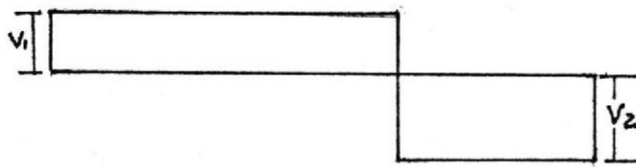


DIAGRAMA DE CORTE

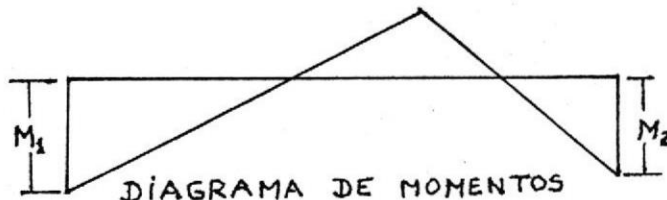


DIAGRAMA DE MOMENTOS

$$R_1 = V_1 = \frac{Pb^2}{l^3}(3a + b)$$

$$M_1 = \frac{Pab^2}{l^2}$$

$$R_2 = V_2 = \frac{Pa^3}{l^3}(a + 3b)$$

$$M_2 = \frac{Pa^2b}{l^2}$$

Fórmula para el cálculo de una viga empotrada en sus extremos soportando una carga uniformemente distribuida, sacada del Manual de la A.I.S.C. pag. 2-203.

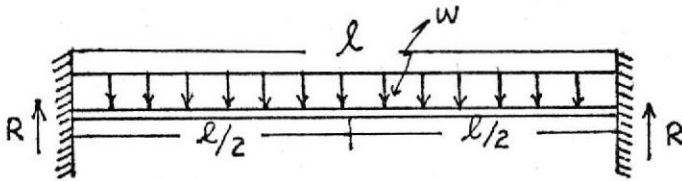


DIAGRAMA DE CARGA



DIAGRAMA DE CORTE

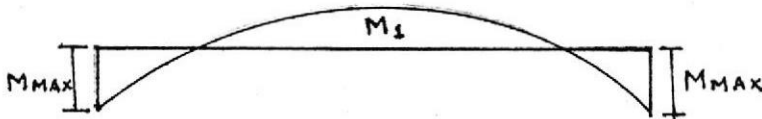


DIAGRAMA DE MOMENTOS

$$R = V = wl/2$$

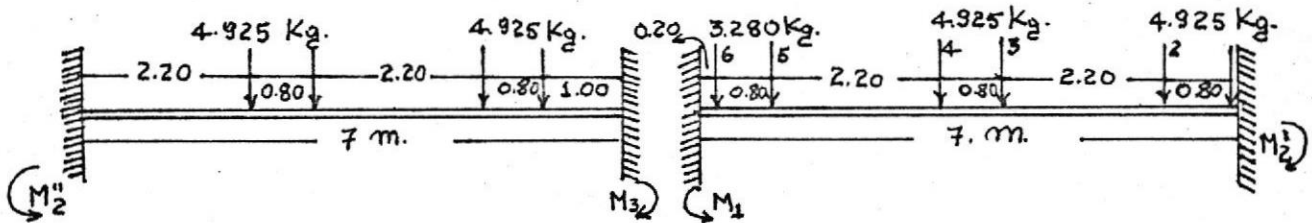
$$M_{MAX} = wl^2/12$$

$$M_x = w/12 (6lx - l^2 - 6x^2)$$

$$M_1 = wl^2/24$$

CALCULO DE LOS MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO DEBIDO A LAS CARGAS DEL CONVOY A LO LARGO DE LA PLATAFORMA.

El momento debido a las cargas que soporta la viga longitudinal lateral en el nudo A;



$$M_{2-1}'' = 4.925 \times 2,20 (4,80)^2 / 7^2 = 5.180 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2-2}'' = 4.925 \times 3 \times (4)^2 / 7^2 = 4.830 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2-3}'' = 4.925 \times 5,20 \times 1,80^2 / 7^2 = 1320 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2-4}'' = 4.925 \times 6,00 (1)^2 / 7^2 = 479 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{2\text{-total}}'' = 11.809 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_2 = 12.364 - 11.809 = 555 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{3-1} = 4.925 (2,20)^2 \times 4,80 / 7^2 = 1.240 \text{ Kg.m.}$$

$$M_{3-2} = 4.925 (3)^2 \times 4 / 7^2 = 2.050 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{3-3} = 4.925 (5,20)^2 \times 1,80 / 7^2 = 4.670 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{3-4} = 4.925 (6)^2 \times 1 / 7^2 = 3.050 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{3\text{-total}} = 10.010. \text{ Kg.-m.}$$

Considerando el tramo de la izquierda tenemos:

$$M'_{2-2} = 4.925 \times 6,20^2 \times 0,80 / 7^2 = 2.920 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{2-3} = 4.925 \times 4^2 \times 3 / 7^2 = 4.670 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{2-4} = 4.925(3,20)^2 3,80 / 7^2 = 4.312 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{2-5} = 3.280 \times 1^2 \times 6 / 7^2 = 430 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{2-6} = 3.280(0,20)^2 6,80 / 7^2 = 22 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{2\text{-total}} = 12.364 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{1-2} = 4.925 \times 6,20(0,80)^2 / 7^2 = 370 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{1-3} = 4.925 \times 4 \times 3^2 / 7^2 = 3.220 \text{ Kg.-m.}$$

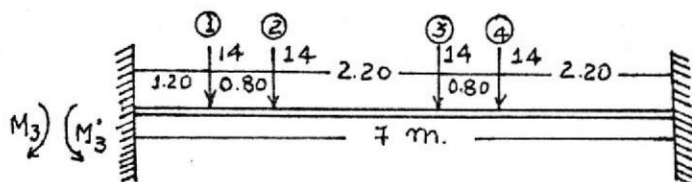
$$M_{1-4} = 4.925 \times 3,20 (3,80)^2 / 7^2 = 3.425 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{1-5} = 3.280 \times 1 \times 6^2 / 7^2 = 2.200 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{1-6} = 3.280 \times 0,20 (6,80)^2 / 7^2 = 215 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{1\text{-total}} = 9.430 \text{ Kg.-m.}$$

Considerando el siguiente tramo: (NUDO 2)



$$M'_{3-1} = 14(1,20)^2 5,80 / 7^2 = 6.385 \text{ Kg.-m.}$$

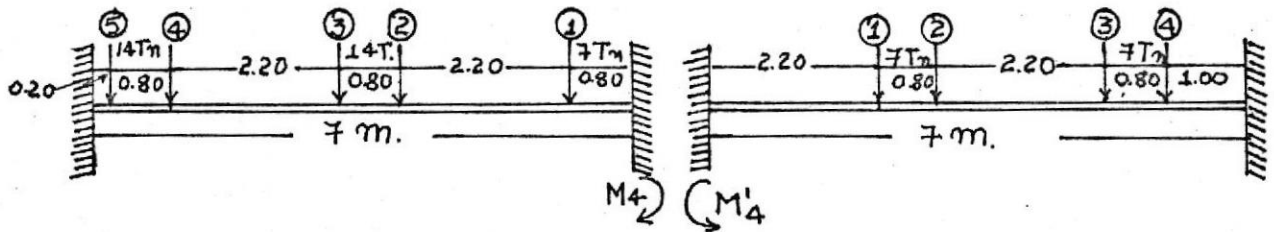
$$M'_{3-2} = 14(2)^2 5 / 7^2 = 5.720 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{3-3} = 14(4,20)^2 2,80 / 7^2 = 14.100 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_1 = 49.812 - 35.229$$

$$= 14.583 \text{ Kg.-m.}$$

Considerando el nudo 3 :



$$M_{4-1} = 7 \times 6,20^2 \times 0,80 / 7^2 = 4.400 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{4-2} = 14 \times 4^2 \times 3 / 7^2 = 13.710 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{4-3} = 14 \times 3,20^2 \times 3,80 / 7^2 = 11.000 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{4-4} = 14 \times 1^2 \times 6 / 7^2 = 1714 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{4-5} = 14 \times 0,20^2 \times 6,80 / 7^2 = 78 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{4\text{-total}} = 30.902 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{4-1} = 7 \times 4,80^2 \times 2,20 / 7^2 = 7.230 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{4-2} = 7 \times 4^2 \times 3 / 7^2 = 6.860 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{4-3} = 7 \times 1,80^2 \times 5,20 / 7^2 = 2.420 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{4-4} = 7 \times 1^2 \times 6 / 7^2 = 858 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{4\text{-total}} = 17.368 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_3 = M_{4\text{-total}} - M'_{4\text{-total}}$$

$$= 30.902 - 17.368$$

$$= 13.534 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{3-4} = 14 \times 5^2 \times 2 / 7^2 = 14.300 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{3\text{-total}} = 40.505 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_2 = M_{3\text{töt.}} M'_{3\text{-total}}$$

$$M_{3-1} = 21 \times (2,20)^2 \times 4,80 / 7^2 = 9.980 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{3-2} = 21 \times 3^2 \times 4 / 7^2 = 15.420 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_{3-3} = 21 \times 5,20^2 \times 1,80 / 7^2 = 20.810 \text{ Kg.-m.}$$

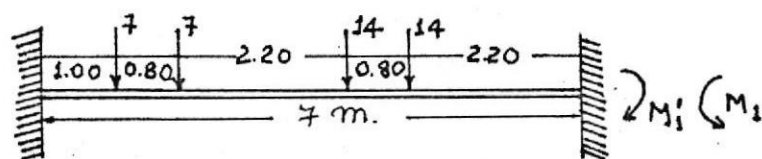
$$M_{3-4} = 21 \times 6 \times 1 / 7^2 = 15.420 \text{ Kg.m.}$$

$$M_{3\text{-total}} = 61.630 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_2 = 61.630 - 40.505$$

$$= 21.125 \text{ Kg.-m.}$$

Considerando el tramo para el nudo 1 :



$$M'_{1-1} = 14 \times 5^2 \times 2 / 7^2 = 14.580 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{1-2} = 14 \times 4,20^2 \times 2,80 / 7^2 = 14.100 \text{ Kg.-m.}$$

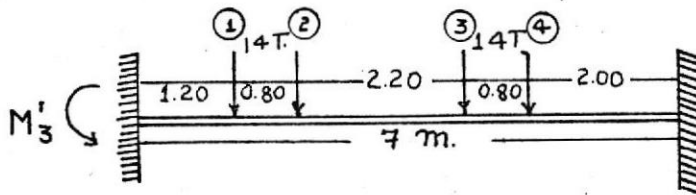
$$M'_{1-3} = 7 \times 1,80^2 \times 5,20 / 7^2 = 4.820 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{1-4} = 7 \times 1^2 \times 6 / 7^2 = 1.729 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{1\text{-total}} = 35.229 \text{ Kg.-m.}$$

$$M_1 = M_{1\text{-total}} - M'_{1\text{-total}}$$

Considerando el tramo de las vigas laterales en el nudo 2:



$$M'_{3-1} = 3.280(1,20)(5,80)^2/7^2 = 824 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{3-2} = 3.280 \times 2 \times 5^2/7^2 = 3.340 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{3-3} = 3.280 \times 4,20 \times 2,80^2/7^2 = 2.220 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{3-4} = 3.280 \times 5 \times 2^2/7^2 = 1.308 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_{3\text{-total}} = 7.692 \text{ Kg.-m.}$$

$$M'_3 = M'_{3\text{-total}} - M_{3\text{-total}}$$

$$= 10.010 - 7.692$$

$$= 2.318 \text{ Kg.-m.}$$

## BIBLIOGRAFIA

### PRINCIPLES OF NAVAL ARCHITECTURE

American Society of Naval Engineers

### STRENGTH OF MATERIALS

Ferdinand L. Singer

Harper and Row

### MANUAL DEL INGENIERO MECANICO

Marks

Uteha

### MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION

American Institute of Steel Construction (séptima edición)

### CALCULO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

Alex Vallance y Levy Doughtie

Mc-Graw- Hill

### UNITED STATES STEEL CORPORATION

Catálogo

### CURSO SUPERIOR DE RESISTENCIA DE MATERIALES

Seely - Smith

Libreria i Editorial

Nigar

### THERY OF PLATES AND SHELLS

S. Timoshenko

Mc.Graw-Hill

### COMPENDIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES

Rubio Sanjuan (Tomo I)

Editorial Labor

### DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

Virgil Moring Fires

Montaner y Simon

### CALCULO INDUSTRIAL DE MAQUINAS ELECTRICAS

Juan corrales Martín (tomo II)

Ediciones Técnicas

Danac.

MOTORES DE COMBUSTION INTERNA (Análisis y aplicaciones)

Eddward F. Obert

Editorial Continental S.A.

DESIGN AND CONSTRUCTION OF PORTS AND MARINE STRUCTURES

Alonso de F. Quinn

Mc.Graw-Hill

ASTILLEROS NAVALES

Ediciones del CENDES

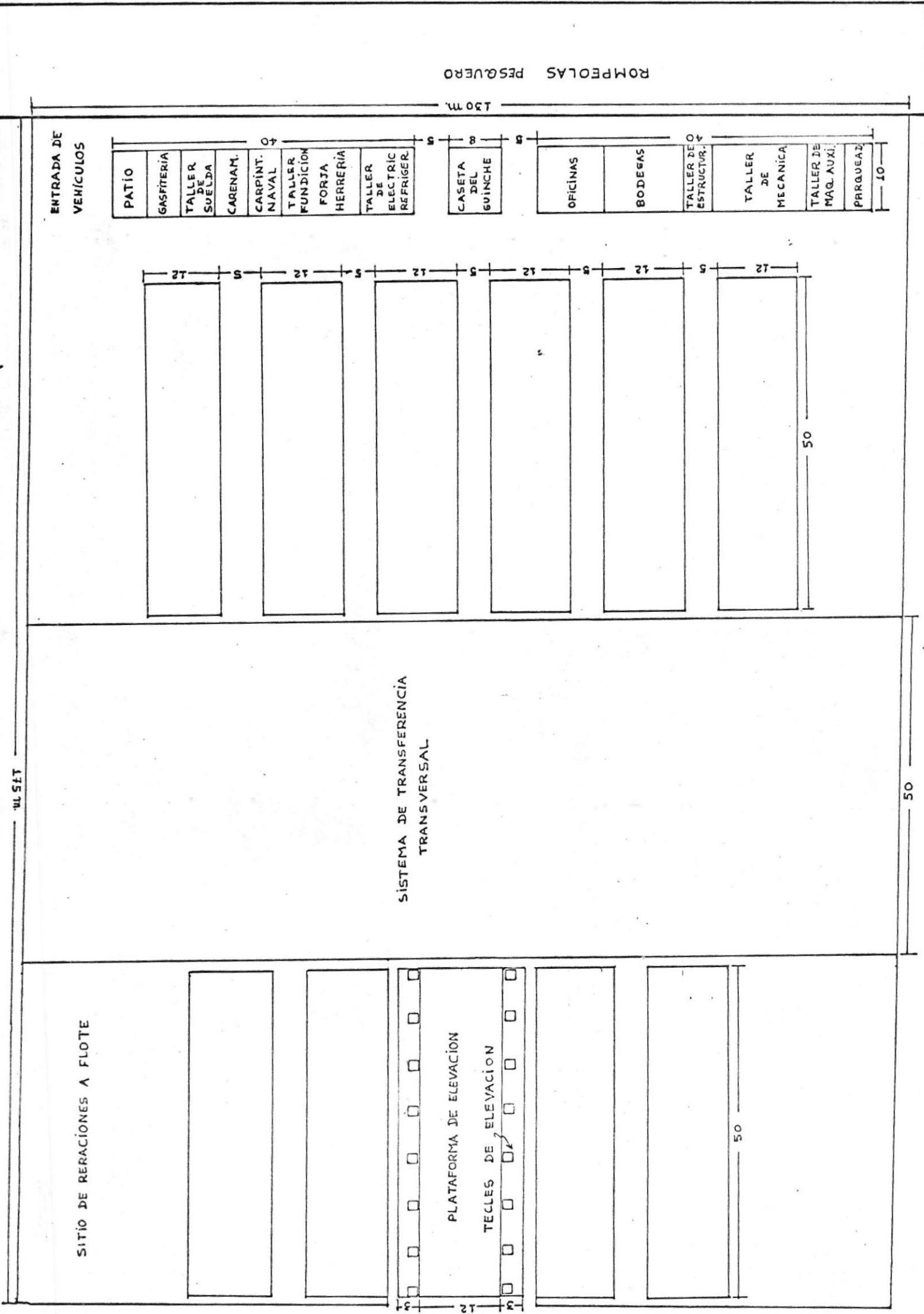
EL PROYECTO EN INGENIERIA MECANICA

Joseph Edward Shigley

Mc.Graw-Hill

PEARLSON ENGINEERING COMPANY INC.

Proforma y Catálogo



**TESIS DE GRADO**  
 PREVIA LA OBTENCION DEL TITULO DE ING. MECANICO

**POR: NELSON CEVALLOS BRAVO**

**TEMA: DISEÑO DE LOS SISTEMAS MECANICOS**  
 PARA UN VARADERO DE CARENAMIENTO EN EL PUERTO DE MANTA

PLANO Nº 2

REFERENCIA DEL CAPITULO VIII

Table 5.2 Maximum Design Loads in Short Tons on

Effective length-ft.	74" square concrete piles - maximum load = 100 tons		
	$f'_c = 4000$ psi	$f'_c = 3500$ psi	$f'_c = 3000$ psi
	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel
55	12#11/12#10/3#11 3.18% / 2.66% / 2.18%	12#11/12#10/8#11 3.18% / 2.66% / 2.18%	12#11/12#10/8#11 3.18% / 2.66% / 2.18%
60	121	114	110
65	106	98	94
70	82	72	68
75	57	50	48
80	33	30	27

Effective length-ft.	18" square concrete piles - maximum load = 80 tons		
	$f'_c = 4000$ psi	$f'_c = 3500$ psi	$f'_c = 3000$ psi (70T max)
	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel
35	8#11/3#9/3#9/8#11 3.32% / 3.17% / 2.51% / 1.35%	8#11/8#10/8#9/8#8 3.17% / 3.02% / 2.51% / 1.98%	8#11/8#10/8#9/8#8 3.17% / 2.51% / 1.98%
40	96	90	82
45	79	72	67
50	54	50	46
55	39	35	30
60	20	19	17

Effective length-ft.	14" square concrete piles - maximum load = 50 tons		
	$f'_c = 4000$ psi	$f'_c = 3500$ psi (45T max)	$f'_c = 3000$ psi (40T max)
	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel
25	8#9/4#11/4#10/4#9 4.18% / 3.76% / 2.09% / 4.83%	8#9/4#11/4#10/4#9 4.18% / 3.76% / 2.09% / 4.83%	8#9/4#11/4#10/4#9 4.18% / 3.76% / 2.09% / 4.83%
30	28	28	27
35	43	41	38
40	33	28	25
45	17	14	13

Precast-concrete Piles for Different Effective Lengths

Effective length-ft.	20" square concrete piles - maximum load = 100 tons		
	$f'_c = 4000$ psi	$f'_c = 3500$ psi	$f'_c = 3000$ psi
	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel
35	12#10/8#11/5#9/9 3.85% / 3.15% / 2.56% / 2.02%	12#10/8#11/8#10/8#9 3.85% / 3.15% / 2.56% / 2.02%	12#10/8#11/8#10/8#9 3.85% / 3.15% / 2.56% / 2.02%
40	112	110	102
45	118	109	100
50	96	89	83
55	74	69	64
60	53	49	45
65	31	29	27

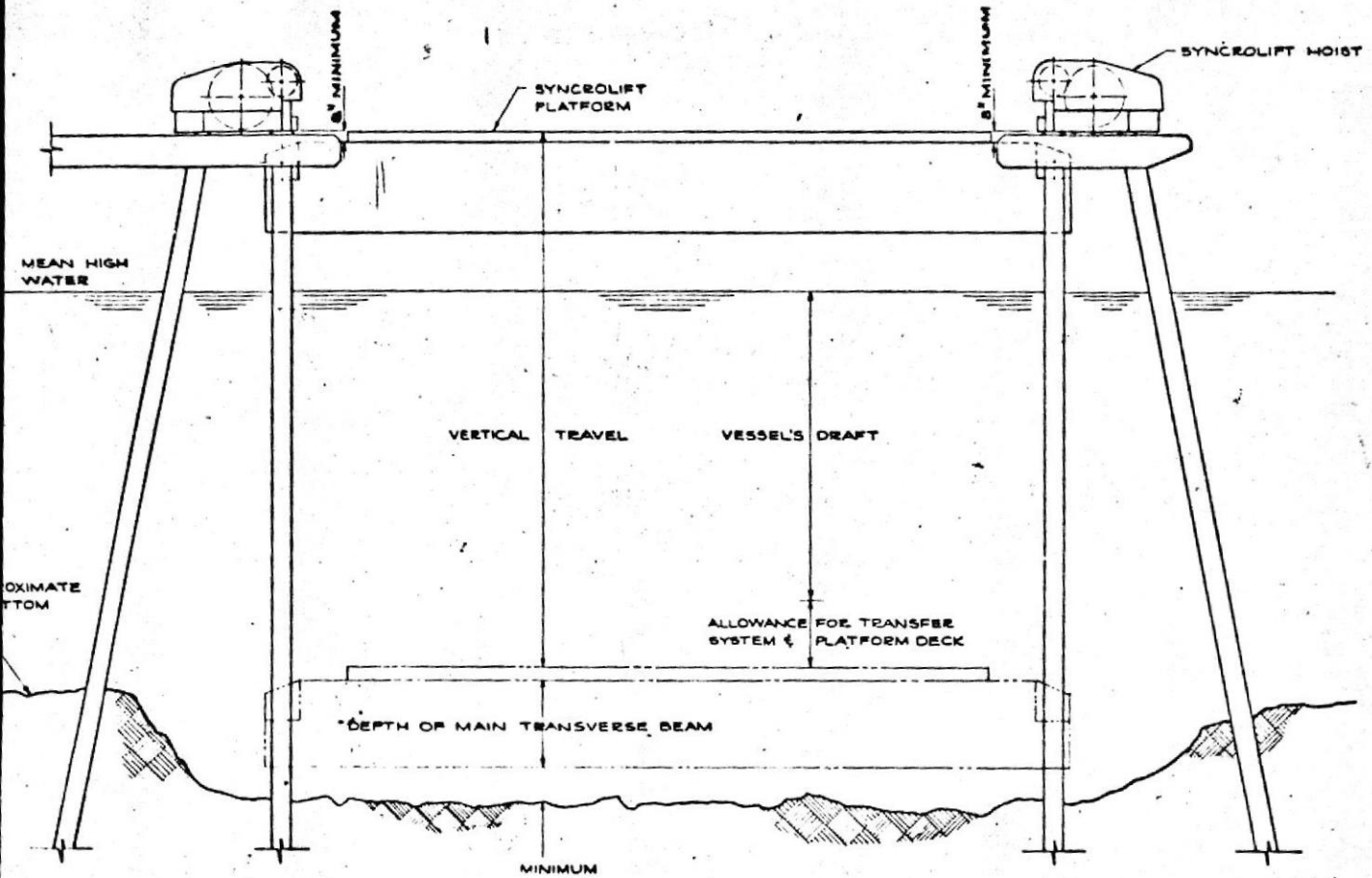
Effective length-ft.	16" square concrete piles - maximum load = 60 tons		
	$f'_c = 4000$ psi	$f'_c = 3500$ psi	$f'_c = 3000$ psi (55T max)
	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel
30	8#10/8#9/4#11/4#10/8#9/4#11/4#10 4.01% / 3.48% / 2.48% / 2.07% / 4.01% / 3.18% / 2.48% / 2.07%	8#10/8#9/4#11/4#10/8#9/4#11/4#10 4.01% / 3.48% / 2.48% / 2.07% / 4.01% / 3.18% / 2.48% / 2.07%	8#10/8#9/4#11/4#10/8#9/4#11/4#10 4.01% / 3.48% / 2.48% / 2.07% / 4.01% / 3.18% / 2.48% / 2.07%
35	72	67	63
40	62	57	52
45	45	41	38
50	29	26	24

Effective length-ft.	12" square concrete piles - maximum load = 40 tons		
	$f'_c = 4000$ psi	$f'_c = 3500$ psi (35T max)	$f'_c = 3000$ psi (30T max)
	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel	Main reinforcing steel
20	4#11/4#10/4#9/4#8 4.46% / 3.64% / 2.37% / 2.76%	4#11/4#10/4#9/4#8 4.46% / 3.64% / 2.37% / 2.76%	4#11/4#10/4#9/4#8 4.46% / 3.64% / 2.37% / 2.76%
25	50	50	45
30	46	42	39
35	23	21	19
40	9	8	7

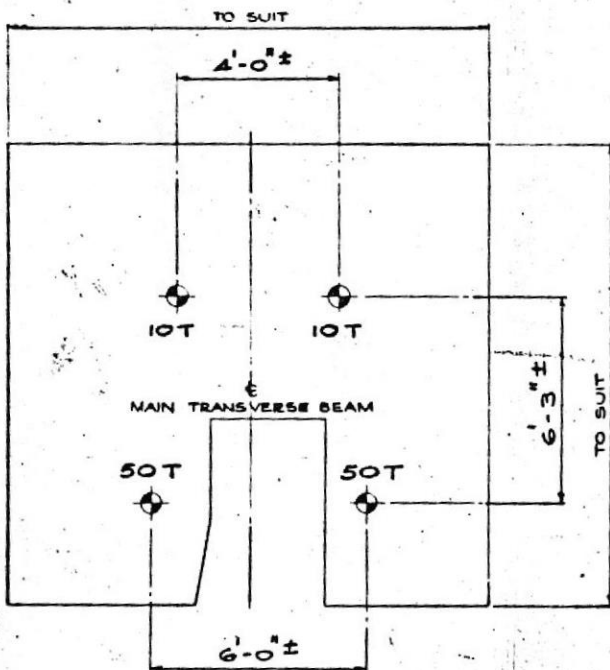
ULAS:  
 variable load:  $P' = 0.8 A_g (0.225 f'_c + 16,000 p_g) \times (1.3 - 0.03 L/t)$   
 minimum allowable load:  $P' = A_g \frac{0.85 f'_c}{6}$ , except as noted.

NOTE:  
 Pile loads above heavy line exceed max. allowable  $P'$  or limit dictated by generally accepted practice.





TYPICAL SECTION THRU PIERS



PLAN VIEW  
HOIST FOUNDATION & CUT-OUT

NOTE:

◆ INDICATES CONCENTRATED LOAD POINTS.  
FINAL DESIGN TO BE DEVELOPED TO SUIT  
LOCAL CONDITIONS AND BUILDING CODES.

\* ALL DIMENSIONS AND LOADS ARE  
APPROXIMATE FOR ESTIMATING ONLY.

This document contains information proprietary to PEARLSON ENGINEERING COMPANY, INC. Any disclosure or use of the proprietary information or reproduction of this document is expressly prohibited except as PEARLSON ENGINEERING may otherwise agree in writing.

REV	DESCRIPTION	BY	DATE
CODING	TONS		TONS
<b>SYNCROLIIFT®</b> DRYDOCKS AND TRANSFER SYSTEMS <small>A Pearlson Product of</small> <b>PEARLSON ENGINEERING COMPANY, INC.</b> <small>P.O. BOX 1 - HELIX, FLORIDA - 32111, USA</small>			
<b>TYPICAL ARRANGEMENT OF 90 TON HOISTS</b>			
SCALE NONE DOWN 8113			

