



**ESUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería Mecánica y**

**Ciencias de la Producción**

**Diseño de una Grúa Fija Rotatoria de  
Brazos Rígidos usando las  
Especificaciones AISC**

**TESIS DE GRADO**

PREVIO LA OBTENCION DEL TITULO DE:  
**INGENIERO MECANICO**

PRESENTADO POR:

*Javier Enrique Villacís Bermeo*

GUAYAQUIL - ECUADOR

AÑO  
2000



# AGRADECIMIENTO

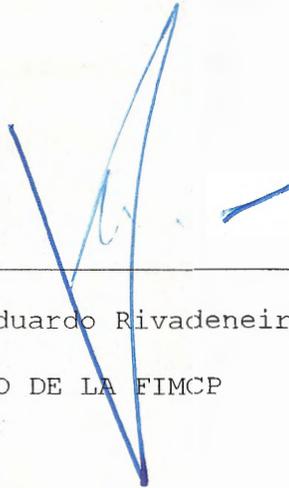


A DIOS

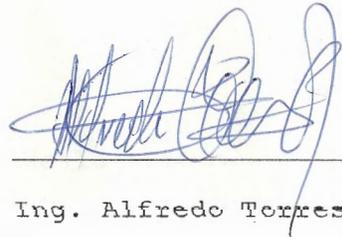
A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

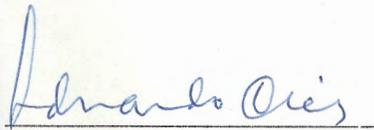
# TRIBUNAL DE GRADUACION



Ing. Eduardo Rivadeneira P.  
DECANO DE LA FIMCP

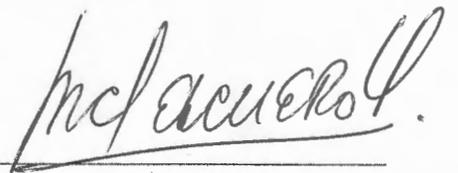


Ing. Alfredo Torres G.  
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Eduardo Orcés P.

VOCAL



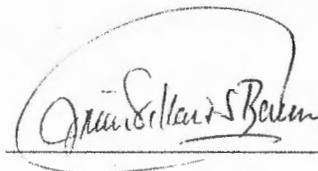
Ing. Manuel Helguero G.

VOCAL

## DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente, y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Javier E. Villacís Bermeo

## RESUMEN

La obra presente tiene por objeto el análisis y diseño estructural de una grúa fija rotatoria de brazos rígidos con alcance horizontal de 35 metros, para el manejo y traslado de cargas con capacidad neta de 65 toneladas métricas.

El estudio constituye una referencia básica para el dimensionamiento de elementos estructurales complejos teniendo como bases de diseño las normas y recomendaciones expuestas en el Manual del Instituto Americano de Construcciones de Acero (American Institute of Steel Construction, AISC) y con ayuda de las normas ASTM y AWS.

El enfoque primordial es el cálculo estructural de los componentes principales de la grúa de brazos rígidos usada para el manejo de cargas elevadas con operación relativamente lenta, en donde el número de ciclos para cargas elevadas está usualmente debajo del rango de fatiga. Una vez definidos los parámetros de funcionamiento del equipo, el problema se desarrolla en cuatro etapas:

- Determinación de los materiales y elementos a emplearse. Se obtienen al evaluar las condiciones de operación: carga,

condiciones atmosféricas.

- Planteamiento de las cargas actuantes en la estructura. Basándose en datos obtenidos de manuales adicionales con objeto de hallar la combinación de carga más crítica.
- Análisis global de la grúa de brazos rígidos. Se determinan las cargas principales de fuerzas axiales y reacciones al observar la interacción de los miembros como conjunto.
- Análisis estructural y diseño de los elementos principales. Al desarrollar un estudio más específico se determinan las fuerzas y momentos de diseño.

Durante el desenvolvimiento de la tesis se estipula la metodología de análisis y consideraciones dentro del diseño del equipo en cuestión. Tanto en la fase de análisis de cargas o la etapa de diseño se facilitará de gráficos, diagramas y tablas que servirán de refuerzo a los comentarios expuestos a lo largo de la presente obra. Una vez alcanzado el diseño estructural de la grúa fija rotatoria de brazos rígidos se analiza el proyecto en general estableciendo las conclusiones respectivas y proporcionando sugerencias para posteriores estudios de este tipo de maquinaria de elevación.

# INDICE GENERAL

BIBLIOTECA

RESUMEN . . . . .	II
INDICE GENERAL . . . . .	IV
ABREVIATURAS . . . . .	VIII
SIMBOLOGIA . . . . .	IX
INDICE DE FIGURAS . . . . .	XV
INDICE DE TABLAS . . . . .	IXX
INDICE DE PLANOS . . . . .	XXI
I. INTRODUCCION . . . . .	1
II. CLASIFICACION GENERAL DE GRUAS . . . . .	3
2.1. Clasificación Grúas Fijas . . . . .	3
2.1.1. Grúas Fijas de Elevación Vertical . . . . .	4
2.1.1.1. Poste Grúa . . . . .	4
2.1.1.2. Estructura en A . . . . .	6
2.1.2. Grúas Fijas Rotatorias . . . . .	6
2.1.2.1. Grúa Fija Rotatoria de . . . . .	6
Brazos Rígidos	
2.1.2.2. Grúa Fija Rotatoria de . . . . .	8
Tirantes	
2.1.2.3. Grúa de Brazo Giratorio de . . . . .	11
Columna	

2.1.2.4.	Grúa de Torre . . . . .	11
2.2.	Clasificación de Grúas Móviles . . . . .	15
2.2.1.	Grúas Locomotoras . . . . .	15
2.2.2.	Grúas Automóviles . . . . .	17
2.2.2.1.	Modelo Mecánico . . . . .	18
2.2.2.2.	Modelos Hidráulicos . . . . .	19
<b>III. GRUA FIJA ROTATORIA DE BRAZOS RIGIDOS</b>		
3.1.	Construcción . . . . .	22
3.2.	Funcionamiento . . . . .	26
<b>IV. ANALISIS Y DISEÑO ESTRUCTURAL DE LA GRUA FIJA . . . . . 28</b>		
<b>ROTATORIA DE BRAZOS RIGIDOS</b>		
4.1.	Especificaciones Técnicas . . . . .	28
4.2.	Selección de Material . . . . .	32
4.3.	Cargas Actuantes . . . . .	33
4.3.1.	Cargas Muertas . . . . .	34
4.3.2.	Cargas Vivas . . . . .	36
4.3.2.1.	Carga Levantada $W$ . . . . .	36
4.3.2.2.	Carga Horizontal $H_S$ . . . . .	36
4.3.2.3.	Carga de Viento $H_{WT}$ . . . . .	37
4.3.2.4.	Fuerza Sísmica $S$ . . . . .	39
4.3.3.	Combinaciones de Carga . . . . .	41
4.4.	Análisis de la Grúa de Brazos Rígidos . . . . .	43

4.4.1.	Estructura de Brazos Rígidos . . . . .	44
	Reacciones.	
4.4.2.	Fuerzas Axiales . . . . .	52
4.5.	Análisis y Diseño de la Pluma . . . . .	60
4.5.1.	Generalidades . . . . .	60
4.5.2.	Estimación de cargas sobre la pluma . . . . .	62
4.5.3.	Fuerzas y Momentos de Diseño . . . . .	64
4.5.4.	Selección de nervios . . . . .	72
4.5.5.	Selección de celosías . . . . .	83
4.5.6.	Análisis de la geometría de las . . . . .	89
	conexiones	
4.5.7.	Cálculo de Cargas Reales . . . . .	90
4.6.	Diseño de Brazos Rígidos y Largueros . . . . .	95
4.6.1.	Brazo Rígido . . . . .	96
	4.6.1.1. Selección de Nervios . . . . .	97
	4.6.1.2. Selección de Celosías . . . . .	101
4.6.2.	Larguero . . . . .	106
4.7.	Selección de Poleas y Cables . . . . .	113
4.7.1.	Generalidades . . . . .	113
4.7.2.	Sistema del Amantillo . . . . .	114
4.7.3.	Sistema de Carga . . . . .	122
4.8.	Determinación de la Curva de Capacidad . . . . .	127
	de la Grúa Rotatoria de Brazos Rígidos	
4.9.	Análisis y Diseño del Mástil . . . . .	133
4.9.1.	Fuerzas y Momentos de Diseño . . . . .	133

4.9.2. Selección del Mástil . . . . .	146
4.10. Estribos . . . . .	151
4.10.1. Estribos de la Línea de Amantillo . . .	151
4.10.2. Estribos de la Línea de Carga . . . . .	158
4.11. Placas de Apoyo . . . . .	166
4.11.1. Análisis. Reacciones $A_x, A_z, B_y, B_z$ . . . .	166
4.11.2. Análisis. Reacciones $C_x, C_y, C_z$ . . . . .	168
4.11.3. Diseño de las placas de apoyo en . . .	170
soportes $A$ y $B$ .	
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES . . . . .	174
APENDICES . . . . .	177
BIBLIOGRAFIA . . . . .	178

## ABREVIATURAS

cm	centímetros
m	metros
pulg	pulgadas
kg	kilogramos
Ton	Toneladas métricas
lb	libras
k, kips	miles de libras
ksi	miles de libras por pulgada cuadrada
Ton/cm <sup>2</sup>	Toneladas métricas por centímetro cuadrado
kg/m	kilogramos por metro
lb/pie	libras por pie
Ton-m	Toneladas métricas metro
cm <sup>2</sup>	centímetro cuadrado
pulg <sup>2</sup>	pulgada cuadrada
pie <sup>2</sup>	pie cuadrado
m <sup>2</sup>	metro cuadrado
cm <sup>3</sup>	centímetro cúbico
cm <sup>4</sup>	centímetro a la cuarta

## SIMBOLOGIA

- $W$  Carga levantada o de trabajo.
- $D$  Distancia de la carga levantada respecto al eje central de la grúa (alcance). Factor dinámico empleado en fórmulas de interacción modificadas.
- $P$  Carga en el gancho efectiva.
- $\omega$  Peso distribuido.
- $W_C$  Peso del sistema de carga (poleas y cables).
- $W_G$  Peso del gancho.
- $M_1$  Carga muerta aplicada en el gancho.
- $M_2$  Carga muerta concentrada en la punta de la pluma
- $H_S$  Carga horizontal ocasionada por el inicio o parada de la rotación de la pluma.
- $H_{WT}$  Carga de viento total.
- $H_{WW}$  Carga de viento sobre la carga levantada ( $W$ ).
- $H_{WP}$  Carga de viento sobre la pluma.
- $p_w$  Presión de viento.
- $S$  Carga ocasionada por el sismo sobre los miembros.
- $E$  Carga de sismo reducida por un factor de 1.4.
- $\rho$  Angulo formado por la línea de acción del amantillo con la horizontal.
- $\theta$  Angulo entre el eje de la celosía y del nervio.

4

$\theta_H$     Angulo de rotación de la pluma.

$\theta_V$     Angulo de elevación de la pluma.

$A_x, C_x$     Reacciones en sentido X de los apoyos A y C.

$B_y, C_y$     Reacciones en sentido Y de los apoyos B y C.

$A_z, B_z, C_z$     Reacciones en sentido Z de los apoyos A, B y C.

$F_{BA}$     Fuerza axial en el brazo rígido unido al apoyo A.

$F_{LA}$     Fuerza axial en el larguero unido al apoyo A.

$F$     Fuerza axial

$F_c$     Fuerza axial en las celosías.

$M_{DL}$     Momento ocasionado por la carga muerta.

$M_e$     Momento en la punta de la pluma.

$T$     Tensión.

$t$     Espesor.

$M_x$     Momento alrededor del eje X.

$M_y$     Momento alrededor del eje Y.

$M_z$     Momento alrededor del eje Z.

$l_n$     Longitud del nervio.

$A_n$     Area del nervio.

$d$     Ancho de sección prismática.

$I_{av}$     Inercia promedio de un miembro de extremos ahusados.

$I_1$     Momento de inercia mínima entre los extremos ahusados.

$I_0$     Momento de inercia en la porción prismática del miembro.

$l, L$     Longitud total

$r$	radio de giro
$k$	Factor de longitud efectiva recomendado para columnas.
$F_a$	Esfuerzo compresivo axial permisible.
$F_b$	Esfuerzo de flexión permisible.
$F_y$	Esfuerzo de fluencia.
$f_a$	Esfuerzo axial actual.
$f_b$	Esfuerzo de flexión actual.
$f_{bx1}$	Esfuerzo de flexión actual debido a $M_{DL}$ .
$f_{bx2}$	Esfuerzo de flexión actual debido a $M_e$ .
$f_{by}$	Esfuerzo de flexión actual debido a cargas transversales.
$C_m$	Coeficientes aplicados a los términos de flexión en fórmulas de interacción.
$h$	Longitud de la sección central paralela.
$\gamma$	Coeficiente igual a $I_{ax}/I_0$ . Parámetro adimensional empleado en las especificaciones AWS para conexiones tubulares.
$V$	Fuerza cortante.
$V_x$	Fuerza cortante en sentido de eje X
$V_y$	Fuerza cortante en sentido de eje Y.
$V_T$	Fuerza cortante total.
$\beta, \eta, \tau, \zeta, \beta_{eff}, \beta_{eop}$	Parámetros adimensionales empleados en conexiones tubulares.
$\Phi$	Factor de seguridad en conexiones tubulares.
$g$	garganta o espacio libre entre celosías contiguas.

- $P_u$  Carga axial a la cual fallaría la pared del nervio.
- $Q_f$  Término empleado en análisis de estructuras tubulares.
- $f_s$  Factor de seguridad.
- $R.N.$  Resistencia nominal de un cable.
- $P_A$  Fuerza en el sistema de amantillo multiplicado por el factor dinámico.
- $T_{AP}$  Fuerza en la línea de amantillo que pasa sobre la polea.
- $R_{AP}$  Resultante sobre el pasador de la polea por acción de  $T_{AP}$ .
- $T_C$  Tensión en la línea de carga que se enrolla sobre la polea ubicada en el mástil.
- $R_{CP}$  Resultante sobre el pasador de la polea por acción de  $T_C$ .
- $F'_P$  Fuerza compresiva adicional sobre la pluma por acción de cargas horizontales sobre la misma.
- $\rho$  Angulo comprendido entre la horizontal con la resultante sobre el pasador de la polea del amantillo ubicada en mástil.
- $M_A$  Momento ejercido por acción de  $T_A$ .
- $M_{AP}$  Momento ejercido por acción de  $T_{AP}$ .
- $M_T$  Momento en la cabecera del mástil.
- $M_B$  Momento en la base del mástil.
- $\phi$  Angulo comprendido entre  $T_C$  y la horizontal.
- $\phi$  Angulo comprendido entre  $R_{CP}$  y la horizontal.
- $M_{RH}$  Momento ocasionado por la componente horizontal de  $R_{CP}$ .



- $M_{RV}$  Momento ocasionado por la componente vertical de  $R_{CP}$ .
- $R_P$  Resultante sobre el pasador de las poleas de entrada al mástil.
- $M_{FP}$  Momento ocasionado por la fuerza axial en la pluma.
- $F_M'$  Fuerza axial adicional en el mástil por efecto de carga muerta.
- $b$  Ancho de placa o barra
- $\phi_p$  Diámetro del pasador.
- $\phi_h$  Diámetro del agujero dle pasador.
- $A_G$  Area en el cuerpo de la barra.
- $A_N$  Area neta.
- $f_V$  Esfuerzo cortante.
- $f_p$  Esfuerzo por aplastamiento.
- $d_H$  Diámetro de la cabeza de la barra de ojal.
- $d_e$  distancia menor desde el filo del agujeri hasta el filo de la placa.
- $t_R$  Espesor requerido.
- $t_p$  Espesor de las placas de refuerzo.
- $l_p$  Longitud de placa de refuerzo.
- $b_p$  Ancho de la placa de refuerzo.
- $c$  Distancia paralela al eje de la placa desde el filo de la placa hasta el centro del pasador.
- $t_w$  Espesor en el alma del larguero.

- $f_p$  Presión de asiento real.
- $R$  Reacción en la viga.
- $S_x$  Módulo de la sección.
- $P$  Subíndice que hace referencia a la pluma.
- $A$  Subíndice que hace referencia al amantillo.
- $B$  Subíndice que hace referencia al brazo rígido.
- $L$  Subíndice que hace referencia al larguero
- $M$  Subíndice que hace referencia al mástil.

## INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Poste grúa. . . . .	5
Figura 2.2. Poste grúa con estructura en "A". . . . .	5
Figura 2.3. Grúa fija rotatoria de brazos rígidos. . . . .	7
Figura 2.4. Grúa fija rotatoria de tirantes. . . . .	8
Figura 2.5. Rueda de giro. . . . .	9
Figura 2.6. Grúa de brazo giratorio de columna. . . . .	10
Figura 2.7. Grúa de torre. . . . .	12
Figura 2.8. Grúa de torre - tipo canguro. . . . .	13
Figura 2.9. Grúa de torres - tipo martillo. . . . .	14
Figura 2.10. Grúa locomotora o de vía. . . . .	15
Figura 2.11. Grúa convencional - tipo mecánico . . . . .	18
Figura 2.12. Grúa hidráulica autopropulsada. . . . .	20
Figura 3.1. Diagrama general de grúa de brazos rígidos. . . . .	24
Figura 4.1a. Disposición básica de la grúa de brazos . . . . . rígidos.	30
Figura 4.1b. Rango de operación de la grúa de brazos . . . . . rígidos.	31
Figura 4.2. Cargas muertas actuando en la punta de la . . . . . pluma.	35
Figura 4.3. Diagrama general de cuerpo libre. . . . .	44
Figura 4.4. Diagrama de cuerpo libre. Plano X-Y. . . . .	45
Figura 4.5. Diagrama de cuerpo libre. Plano Y-Z. . . . .	46

Figura 4.6. Diagrama de cuerpo libre. Plano X-Z. . . . .	47
Figura 4.7. Diagrama de fuerzas en el apoyo A. . . . .	49
Figura 4.8. Curvas de influencia de reacciones $A_Z$ , $B_Z$ . . . . .	51
y $C_Z$ en función de $\theta_H$ .	
Figura 4.9. Diagrama de fuerzas en apoyo A. . . . .	53
Figura 4.10. Diagrama de fuerzas en apoyo C. . . . .	54
Figura 4.11. Diagrama de fuerzas en la punta de la pluma. . . . .	55
Figura 4.12. Curvas de influencia. Reacción $A_Z$ y . . . . .	56
fuerzas en brazo rígido, $F_{BA}$ , y larguero, $F_{LA}$ .	
Figura 4.13. Curvas de influencia. Reacción $C_Z$ y . . . . .	57
fuerza en el mástil, $F_M$ .	
Figura 4.14. Polígono de fuerzas. Fuerza axial en la . . . . .	59
pluma, $F_P$ y línea de amantillo, $F_A$ .	
Figura 4.15. Representación de la pluma. . . . .	61
Figura 4.16. Pluma. Representación de fuerzas laterales. . . . .	62
Figura 4.17. Pluma. Acción del viento. . . . .	63
Figura 4.18. Pluma. Acción del peso propio y efectos. . . . .	65
Figura 4.19. Pluma. Excentricidad en la punta de la pluma. . . . .	67
Figura 4.20. Pluma. Momentos $M_e$ a ciertos alcances. . . . .	68
Figura 4.21. Pluma. Momento total $M_X$ a ciertos alcances. . . . .	68
Figura 4.22. Pluma. Cortante total, $V_X$ a $D = 8$ m. . . . .	69
Figura 4.23. Diagrama de cuerpo libre, cargas laterales. . . . .	70
Figura 4.24. Diagrama de cortante y momento alrededor. . . . .	71
de eje $Y$ a $D = 8$ m.	

Figura 4.25. Pluma. Diagrama en corte. . . . .	72
Figura 4.26. Pluma. Variación de inercia. . . . .	73
Figura 4.27. Pluma. Arreglo de armadura. . . . .	76
Figura 4.28. Longitud efectiva del nervio. . . . .	81
Figura 4.29. Longitud de celosía, parte central. . . . .	83
Figura 4.30. Diagrama de fuerza. Nodo celosía - nervio. . . . .	84
Figura 4.31. Dimensiones básicas en la unión . . . . .	85
celosía - nervio.	
Figura 4.32. Geometría de conexión entre secciones. . . . .	89
de la pluma.	
Figura 4.33. Representación de brazo rígido y larguero. . . . .	95
Figura 4.34. Brazo rígido. Longitud efectiva. . . . .	97
Figura 4.35. Brazo rígido. Dimensiones generales. . . . .	98
Figura 4.36. Brazo rígido. Dimensiones seccionales. . . . .	98
Figura 4.37. Brazo rígido. Longitud efectiva del nervio. . . . .	101
Figura 4.38. Brazo rígido. Momento en celosía por. . . . .	104
conexión.	
Figura 4.39. Tipo de unión larguero - portamástil. . . . .	107
Figura 4.40. Sistema de amantillo y de carga. . . . .	113
Representación de bloque de poleas y cables.	
Figura 4.41. Sist. amantillo. Tipos de recorrido del . . . . .	118
cable.	
Figura 4.42. Sist. amantillo. Recorrido de cable. . . . .	119
Figura 4.43. Sist. amantillo y de carga. . . . .	126
Representación de arreglo de bloques y cables.	

Figura 4.44. Curvas de carga en el gancho, $P$ , y . . . . .	132
de carga levantada, $W$ o curva de capacidad.	
Figura 4.45. Mástil. Representación. . . . .	133
Figura 4.46. Cabecera del mástil. Disposición de . . . . .	134
elementos en el mástil y líneas	
de fuerzas actuantes.	
Figura 4.47. Base y mitad del mástil. Disposición . . . . .	135
de elementos en el mástil y líneas	
de fuerzas actuantes.	
Figura 4.48. Polea guía de línea de amantillo. . . . .	138
Resultante sobre el pasador.	
Figura 4.49. Diagrama de momentos actuando sobre el . . . . .	141
mástil.	
Figura 4.50. Mástil. Diagrama de momentos total. . . . .	145
Figura 4.51. Diagrama de cuerpo libre en el pasador. . . . .	155
Figura 4.52. Esquema de barra de ojal. . . . .	158
Figura 4.53. Placas conectoras. Dimensiones en el extremo. . . . .	160
Figura 4.54. Placas conectoras. Vista en corte. . . . .	162
Figura 4.55. Placas conectoras. Dimensiones del refuerzo. . . . .	164
Figura 4.56. Placas de asiento. Nomenclatura. . . . .	171

## INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Características de grúa convencional mecánica. . .	19
Tabla 4.1. Pesos asumidos de los miembros. . . . .	34
Tabla 4.2. Cargas inducidas por el sismo. . . . .	40
Tabla 4.3. Momentos máximos por peso propio a diferentes alcances $D$ . . . . .	66
Tabla 4.4. Momentos en la punta de la pluma. . . . .	67
Tabla 4.5. Cargas y momentos de diseño en la pluma. . . . .	72
Tabla 4.6. Coeficientes $\gamma$ . . . . .	74
Tabla 4.7. Opciones de cables admisibles. Línea de Amantillo. . . . .	120
Tabla 4.8. Opciones de cables. Línea de Carga. . . . .	124
Tabla 4.9. Fuerzas Axiales con carga levantada de 65 Ton. . . . .	128
Tabla 4.10. Amplitudes de variación de fuerza axial con 65 Ton. . . . .	129
Tabla 4.11. Cargas $P$ y $W$ máximas en función del alcance. . . . .	131
Tabla 4.12. Fuerzas axiales máximas en el mástil. . . . .	137
Tabla 4.13. Fuerzas en barra de ojal $T_A$ y pasador de la polea $R_{AP}$ . Sistema de Amantillo. . . . .	139
Tabla 4.14. Momentos en la cabecera del mástil. . . . .	139
Tabla 4.15. Fuerzas en el pasador de la polea. . . . .	
Línea de carga.	

Tabla 4.16. Momentos debido a la polea. Línea de carga. .	141
Tabla 4.17. Fuerzas actuantes en la base del mástil. . . .	143
Tabla 4.18. Momentos en la base del mástil. . . . .	143
Tabla 4.19. Momentos actuantes en el mástil. . . . .	144
Tabla 4.20. Combinaciones de Fuerzas Axiales y . . . . .	144
Momentos en el mástil.	
Tabla 4.21. Dimensiones de las barras de ojal. . . . .	157
Tabla 4.22. Dimensiones de placas conectoras. . . . .	165

## INDICE DE PLANOS

Plano 1. Diagrama General de la pluma

Plano 2. Diagrama General del Brazo Rígido.

## I. INTRODUCCION



La grúa de brazos rígidos es uno de los tipos más simples de estructura empleado como soporte estructural de un sistema general de elevación y transporte de carga. El análisis y dimensionamiento de ésta presenta la oportunidad de introducir el diseño mecánico hacia máquinas elaboradas esencialmente de acero. A primera instancia, el estudio supone un simple empleo de herramientas básicas de estática y dinámica; sin embargo, la optimización del sistema requerirá un análisis cuidadoso para llevar a cabo los detalles de conexión y aún más, el considerar los efectos originados por la transferencia o variación de la carga actuante en el sistema.

A diferencia de muchas construcciones estructurales, las cargas elevadas de diseño para una grúa podrían experimentarse por varias ocasiones durante la vida del equipo. De hecho algunos contratistas y constructores podrían sobrecargarlo intencionalmente excediendo el factor de seguridad asumido por el diseñador al establecer los límites de carga de la grúa.

La utilización de las grúas de brazos rígidos se encuentra en asentamientos industriales y de la construcción donde los

requerimientos son los de elevar, mover y colocar cargas dentro de un área delimitada. Anclada a una base fija, esta opera en los tres cuadrantes de un círculo cuyo radio está descrito por la longitud de la pluma.

Habiéndose originado como un sistema simple, las grúas han evolucionado y sido optimizadas por el análisis de ingeniería convirtiéndolas en máquinas robustas y de relativamente bajo costo las cuales son proporcionadas actualmente por fabricantes especializados en equipos de elevación.

Los recientes desarrollos de una amplia variedad de tipos de sistemas de elevación que resultan ser más sofisticados y algunas veces de tipo más movibles han reducido el campo de aplicación de la grúa de brazos rígidos. Sin embargo, éstas continúan funcionando, y en la combinación adecuada de circunstancias se convierten en la alternativa idónea para muchos contratistas, constructores y administradores industriales.

## II. CLASIFICACION GENERAL DE GRUAS

Una grúa es una máquina empleada para elevar y trasladar pesos. Generalmente está formada por un soporte-bastidor, que puede ser fijo o móvil; una cabina, que envuelve la estructura principal y contiene las unidades motoras y sus mandos, y un aguilón; sobre el cual se mueven los cables a los que se enganchan distintos accesorios de trabajo.

En base al grado de traslación horizontal, las grúas pueden ser de los siguientes tipos:

- Grúas fijas (Derricks)
- Grúas móviles (Cranes)

### 2.1. Clasificación de grúas fijas

2.1.1.2. Variaciones de esta grúa se presentan al reemplazar el poste con una **estructura en "A"** (figura 2.2). Su ventaja reside en que permite usar únicamente dos tirantes cumpliendo los mismos requerimientos que en el poste grúa. Una forma muy parecida es la grúa **Dutchman**.

## 2.1.2. Grúas fijas rotatorias

Las grúas rotatorias sirven para elevar y mover material hasta los puntos que alcanza el brazo o pluma, que gira en una estructura fija o móvil.

2.1.2.1. **Grúa fija rotatoria de brazos rígidos.** Este tipo de grúa viene en diversos diseños y capacidades. Los brazos rígidos, mástil y pluma son usualmente fabricados con acero estructural, reemplazando al madero anteriormente empleado. Esta provisto de un sistema de izar, con tambores de elevación para proporcionar de líneas separadas de carga y de levantamiento de la pluma. Luego de que el armazón estructural de un edificio ha sido terminado, estas grúas pueden instalarse en la parte superior del

mismo para el manejo de materiales de construcción, equipo mecánico, etc.

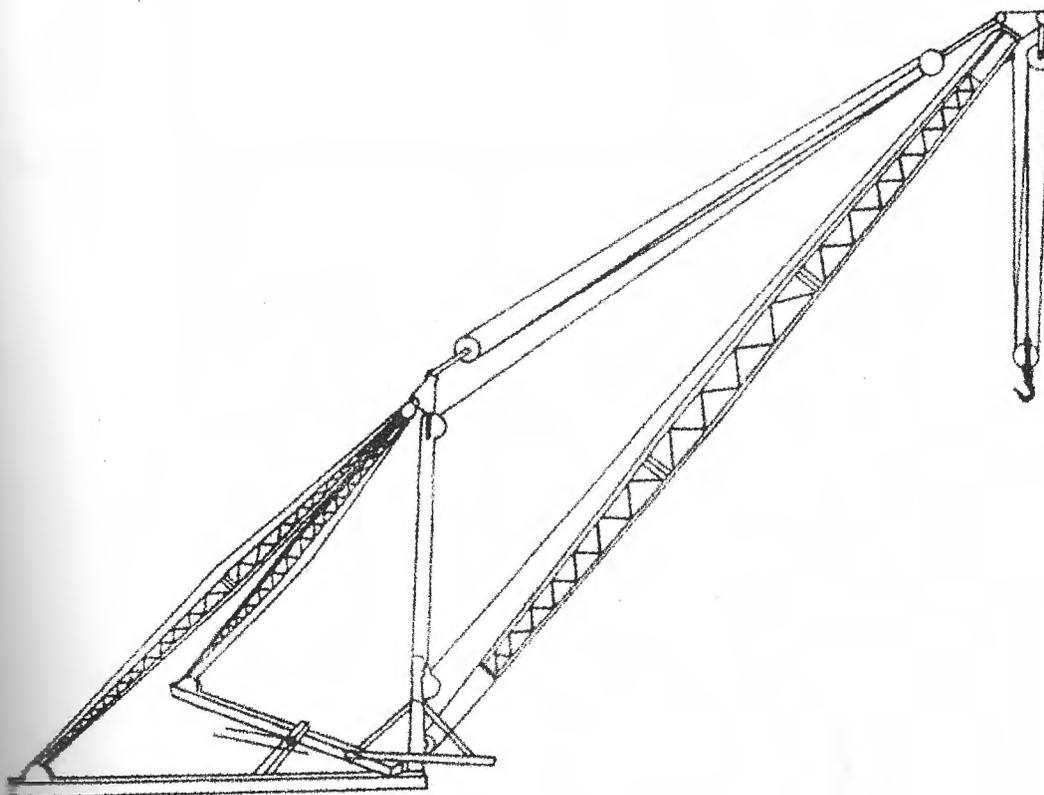


Figura 2.3

En la figura 2.3 se ilustra una grúa de brazos rígidos. Los dos brazos rígidos se ubican en ángulo recto entre ellos para fijarse en su parte inferior a dos largueros y en su parte superior al tope del mástil. Un grupo de poleas se conecta entre el tope del mástil a la punta de la pluma y otro grupo es usado para la elevación de carga. La potencia

requerida para el movimiento de la pluma y de la carga levantada está proporcionada por un motor de izar.

2.1.2.2. Las grúas fijas rotatorias de tirantes se usan al

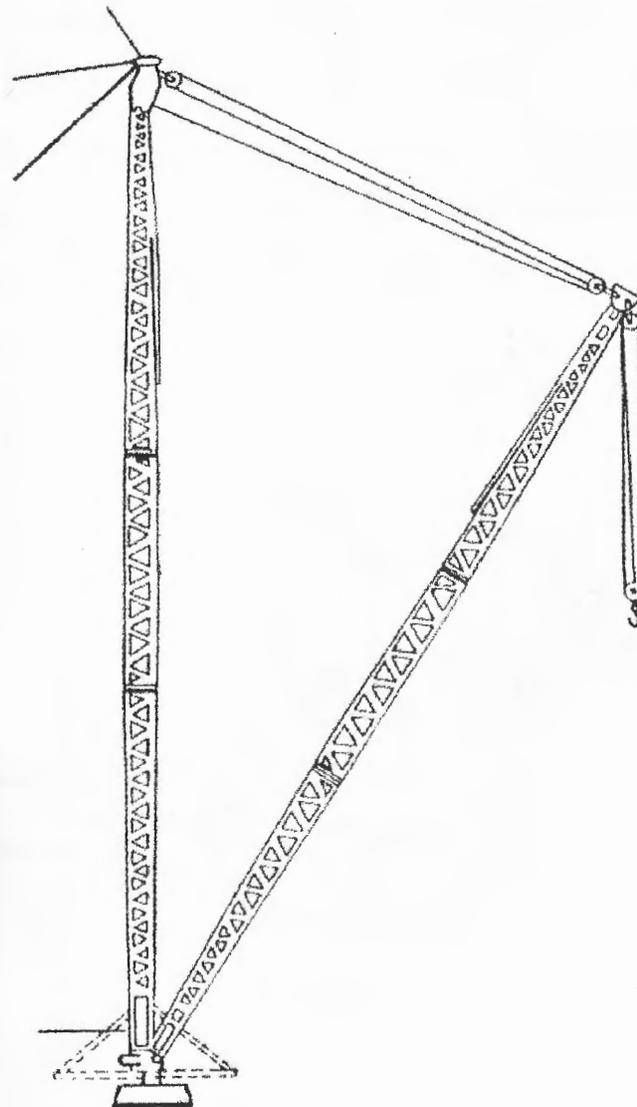


Figura 2.4

En estos dos tipos de grúas rotatorias mostradas previamente la rotación del mástil puede ser realizada en forma manual, por cables de rotación o mediante una rueda de giro operada por cables provenientes de una máquina de izar. La figura 2.5 es un diagrama de una rueda de giro mostrando el mástil, pluma y la conexión de la rueda con el equipo de izar. Recientemente se está optando por sustituir el juego de tambor y cables para el manejo de la rueda giratoria por un sistema de motor-reductor acoplado directamente a una rueda giratoria de tipo dentada.

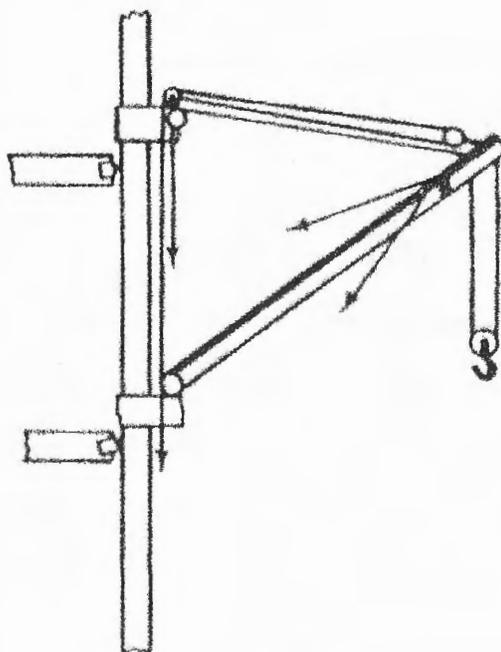


Figura 2.6

**2.1.2.3. Las grúas de brazo giratorio de columna** (figura 2.6) siempre son fijas y se emplean para servicio ligero y poco frecuente.

Consiste en un poste con pivote que lleva una pluma, en la cual se mueve un malacate manual o eléctrico. El poste está sujeto a una columna del edificio, para que pueda girar más o menos 270°.

Las grúas de este tipo están siendo rápidamente sustituidas por otros métodos para manejo de materiales como los montacargas o con la grúa montada en un camión. Las grúas de brazo giratorio se construyen con radios hasta de 20 pies (6 m) y para cargas hasta de 5 ton cortas (4.5 ton métricas).

**2.1.2.4. Grúa de Torre** (figura 2.7). Tiene elementos verticales y horizontales junto con una pluma y brazo giratorio. Se puede colocar muy cerca de edificios dentro de su alcance horizontal. Sin brazo giratorio tiene capacidad hasta de 27 ton cortas (24.5 ton métricas). Con brazo giratorio, tienen alcance de hasta 180 pies (55 m) y un alcance vertical hasta de 190 pies (58 m). La capacidad de elevación se basa en el uso de voladizos.

Como una importante ventaja se encuentra el hecho de que la estación de control puede ser ubicada en la grúa o a posiciones distantes permitiendo al operador contacto visual permanente con la carga levantada.

Adicionalmente, el equipo puede ser empleado para el emplazamiento directo concreto en forma de pisos y techados, eliminando los conductos, carretillas y tolvas.

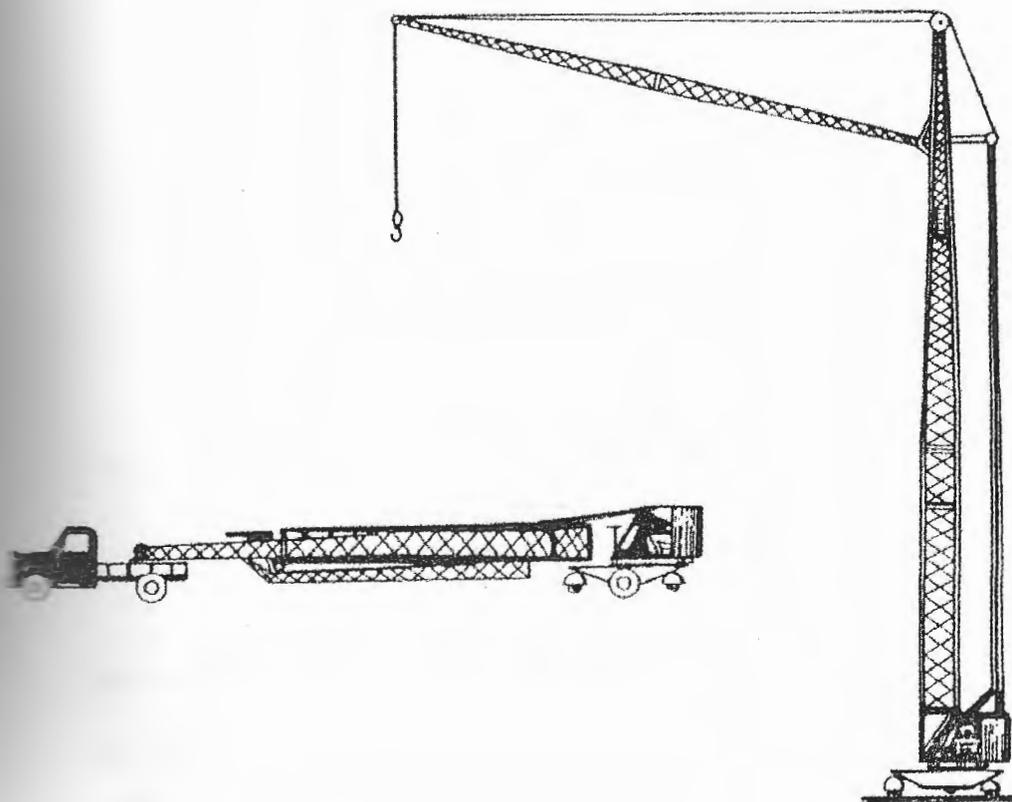


Figura 2.7

Como variaciones de la torre de grúa se incluyen las de tipo "canguro" y del tipo "martillo" (figura 2.8 y 2.9).

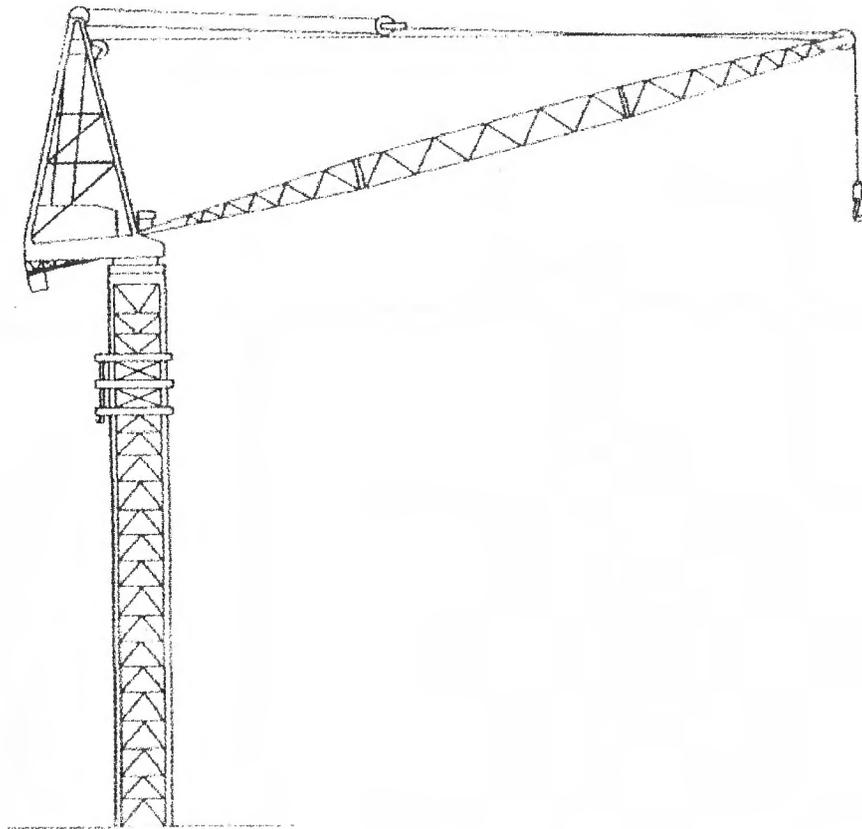


Figura 2.8

La estación de control, en ambos casos, está ubicada en la parte superior de la torre y habilitando una amplia vista del levantamiento desde arriba. Puede aumentarse el tamaño del mástil mediante la adición

de nuevas secciones del mismo empleando los sistemas hidráulicos de elevación (gata) proporcionados junto con el mástil fijo. Conforme se vaya aumentando la altura de la torre, el mástil debe encontrarse sujeto a un armazón estructural para proporcionarle estabilidad adicional al mismo.

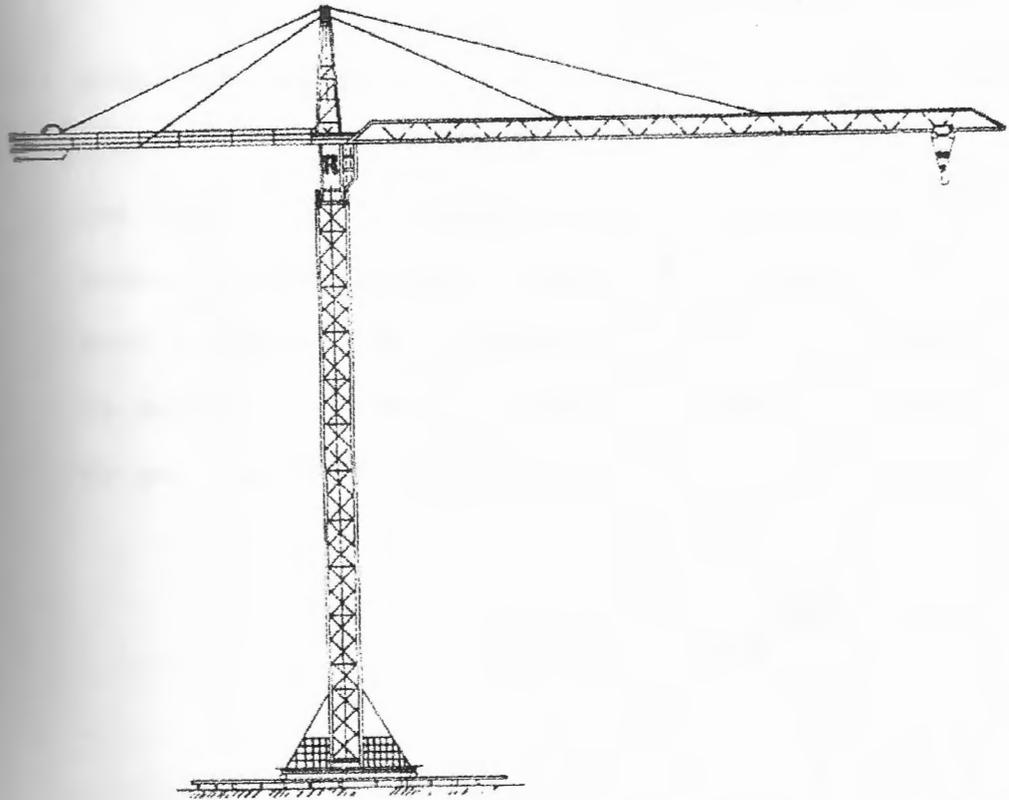


Figura 2.9

## 2.2. CLASIFICACION DE GRUAS MOVILES

Son equipos de gran potencia instalados sobre maquinaria móvil tal como tractores, automóviles y locomotoras que consisten principalmente de una cabina rotatoria. Pueden ser insertadas o removidas secciones de pluma al igual que para aumentar el alcance puede hacerse uso de un aguilón adicional a la pluma.

### 2.2.1. Grúas locomotoras.

Las grúas de locomotoras o de vía (figura 2.10), montadas sobre ruedas de carro de ferrocarril, sirven para manejo ya sea de cargas por medio de un gancho, o de material a granel por medio de cubetas, cucharones de quijadas o electroimanes.

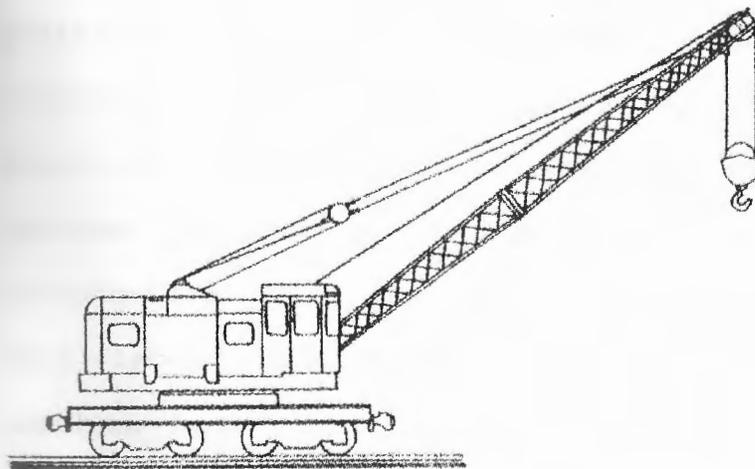


Figura 2.10

La grúa locomotora es de autopropulsión y tiene un carro de plataforma, frenos, acopladores automáticos, conexiones y dimensiones que permiten utilizarla o arrastrarla con un tren; puede funcionar como unidad integral en cualquier ferrocarril.

Las grúas locomotoras son del tipo de plataforma giratoria, que consta de una pluma articulada conectada a la plataforma para maquinaria, que está montada en una base giratoria y accionada por embragues mecánicos giratorios o por un motor separado, eléctrico o hidráulico para rotación. La pluma se acciona por medio de un cable sobrepuesto accionado mecánicamente, con un mecanismo conectado en forma directa por engranajes para elevación y descenso. El motor para la maquinaria está en la plataforma dentro de un alojamiento. La grúa se puede accionar por un motor de combustión interna o eléctrico. La combinación de un motor de combustión interna, generador y motor eléctrico sirve para el accionamiento de la grúa locomóvil Diesel- eléctrica. Otro sistema es con motores de combustión interna que impulsan bombas hidráulicas para los mecanismos de rotación y traslación. La caja del vagón y la

plataforma para maquinaria llevan lastre, para dar más estabilidad a la grúa al girarla con carga. La pluma básica, por lo general, tiene una longitud de 50 pies (15 m); no obstante hay plumas de hasta 130 pies (40 m) de longitud. Las grúas locomotoras están proyectadas de modo que se puedan instalar aditamentos como palas mecánicas, piloteadoras, ganchos, cangilones o electroimanes para usarse en esta clase de servicio. Tienen su uso más amplio en ferrocarriles, plantas siderúrgicas y patios de chatarra. La grúa, por lo general, tiene suficiente potencia no sólo para ella, sino también para dar servicio de patio con vagones de ferrocarril.

### **3.2.2. Grúas automóbiles (montadas sobre camiones).**

El advenimiento de la grúa automóvil ha cambiado en forma importante los métodos para elevar y colocar artículos pesados, como cajones de concreto, troncos, tubos y elementos de construcción para puentes o edificios. Las grúas automóbiles se pueden equipar en forma rápida y sin ayuda, con una pluma especial para un alcance vertical de 260 pies (79 m) o 180 pies (55

m) verticales y 170 pies de alcance horizontal. El tipo de grúa puede ser mecánico o hidráulico.

**2.2.2.1. Modelo mecánico.** La grúa convencional (figura 2.11) se puede presentar con pluma y con o sin brazo giratorio. Capacidad con pluma y brazo giratorio hasta 260 pies (79 m) y 125 ton cortas (113 ton métricas) de capacidad. Peso máximo de trabajo 230,000 lb (104,000 Kg).

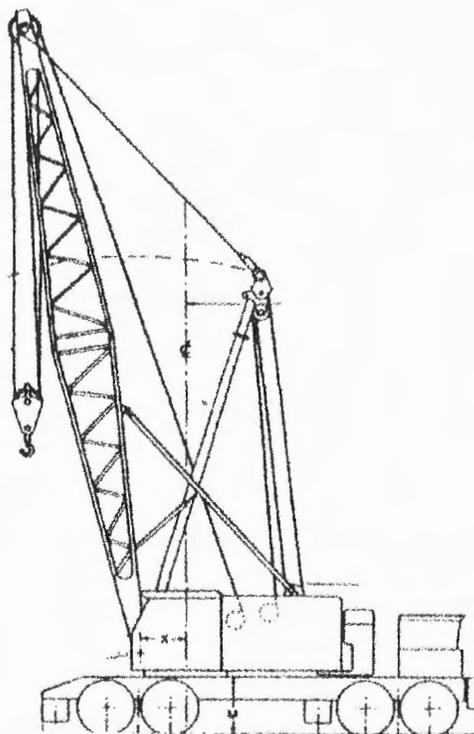


Figura 2.11

CARACTERÍSTICAS GENERALES (Tabla 2.1). Tiene ocho ruedas con cuatro ruedas motrices y frenos de aire en las ocho ruedas. Dirección hidráulica. Contrapesos delantero y trasero, conectados con pasadores, desmontables para traslación por carretera.

Longitud, pies	Pluma			En pescantes	
	Radio, pies	Angulo, grados	Altura de punta, pies	Atrás, lb	Laterales, lb
30	11	81.0	33.5	250000	250000
30	25	46.3	24.5	123300	123300
60	16	80.7	63.1	145100	145100
60	50	39.7	41.0	52200	50100
90	20	81.3	92.9	131600	131600
90	80	31.5	49.8	30500	26000
180	40	79.2	180.6	46700	46700
180	170	21.6	68.9	8300	6200
230	50	79.0	229.6	21000	21000
230	220	18.9	77.5	2900	1800

Sequense pies por 0.30 para m; lb por 0.45 para kg

FUENTE: FMC Corporation

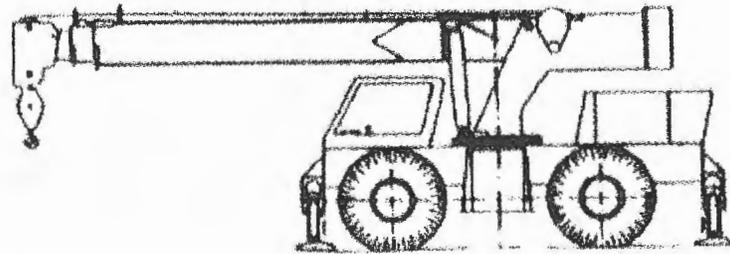
Tabla 2.1

2.2.2.2. **Modelos hidráulicos.** Dentro de este grupo se encuentran los siguientes dos tipos.

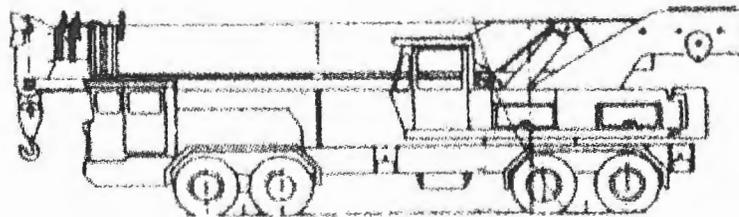
Autopropulsadas (figura 2.12a). Distancia corta entre ejes, dos ejes, una cabina, capacidad 18.5 ton cortas (16.8 ton métricas) con dos secciones telescópicas que le dan alcance hasta 64 pies. La

adición de brazo giratorio aumenta el alcance hasta 104 pies (32 m).

Montada en camión (figura 2.12b). Tres o cuatro ejes, dos cabinas; la grúa se controla desde la cabina superior. Capacidad 45 ton cortas (41 ton métricas) con tres secciones telescópicas de alcance para 96 pies (29 m). La adición de brazo giratorio y extensión para la pluma aumenta el alcance hasta 142 pies (43 m).



(a)



(b)

Figura 2.12

I  
...ORIA DE  
CARACTERÍSTICAS GENERALES. Las extensiones  
(prolongaciones) hidráulicas ahorran el tiempo para  
montaje y permiten el traslado de un trabajo a otro.  
Este equipo queda dentro de la especificación  
Commercial Standard CS90-58, "Grúas y palas  
mecánicas". También está disponible equipo similar  
llamado grúas para usos generales, sin la cabina de  
las grúas montadas sobre camiones.

### III. GRUA FIJA ROTATORIA DE BRAZOS RIGIDOS

#### 3.1. CONSTRUCCION

La conformación estructural de la grúa fija de brazos rígidos resulta ser la combinación de una armadura espacial simple fija (brazos rígidos, largueros, mástil) y una armadura planar (mástil, pluma, línea de amantillo) de geometría variable la cual es empleada para mover la carga. El mástil, eje central de la grúa se encuentra soportado en su parte inferior por el portamástil y los largueros mientras que en su parte superior se encuentra sujeto a los brazos rígidos. Esta estructura de brazos rígidos (mástil, brazos y largueros), al ser conectados a los cimientos, conforma un armazón espacial rígido y estable capaz de resistir cualquier carga sujeta al gancho. La carga en el gancho es transmitida a la parte inferior y superior del mástil a través de la pluma y del sistema de poleas y cables conectados en la parte

superior del mástil<sup>1</sup> respectivamente.

En el "armazón" conformado por el mástil, la pluma y el sistema de amantillo, la pluma es sostenida y gira acoplada al extremo inferior del mástil y en su parte superior se sujeta a la línea del amantillo. Es de esta forma que el mástil recibe las cargas en el gancho transmitidas por el sistema de poleas y cables<sup>2</sup>. Para permitir el movimiento angular (giro); el mástil debe ser capaz de girar sobre su eje central. De esta forma, cuando el mástil rota, la pluma, la línea del amantillo y las líneas de carga giran con él.

Agrupadas a continuación, se presentan las partes constitutivas de la grúa fija rotatoria de brazos rígidos. Como guía se presenta la figura 3.1. Los elementos constitutivos se clasifican de acuerdo al tipo de análisis al que debe someterse los componentes. Se decide concentrarlos de esta forma para aprovechar y mostrar la interacción que debe existir entre los departamentos de ingeniería para llevar a cabo el proceso de diseño del equipo a tratarse.

---

<sup>1</sup> Se denominarán en adelante bajo el nombre de línea (o sistema) de amantillo.  
<sup>2</sup> Se denominarán en adelante bajo el nombre de línea (o sistema) de carga.

1. Pluma
2. Estructura de Brazos Rígidos
  - 2.1. Brazos Rígidos
  - 2.2. Largueros
  - 2.3. Mástil, estructura principal
3. Estribos de sistema de amortillar y de carga
4. Cables de sistema de amortillar y de carga
5. Rueda Giratoria
6. Tirantes
7. Cimentación
8. Bloque de poleas, sistema de carga
9. Bloque de poleas, sistema de amortillar
10. Portamástil
11. Tope del mástil

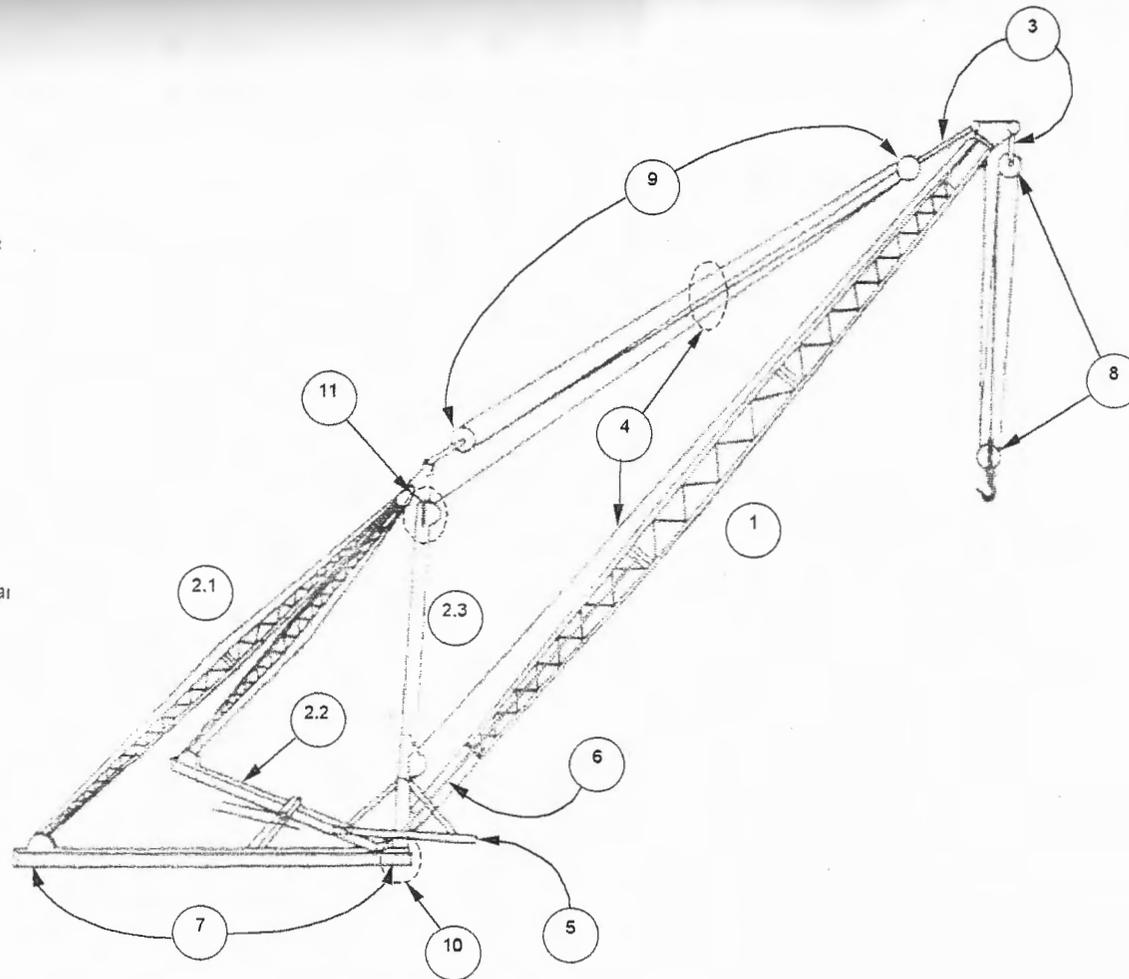


Figura 3.1

### Estructural

1. Pluma.
2. Estructura de brazos rígidos
  - 2.1. Brazos Rígidos
  - 2.2. Largueros
  - 2.3. Mástil, estructura principal
3. Elementos sometidos a tensión del sistema de amantillo y carga.
4. Cables para sistema del amantillo y carga.
5. Rueda giratoria.
6. Tirantes de la pluma.
7. Alimentación.

### Mecánico

8. Bloque de poleas del sistema de carga.
9. Bloque de poleas del sistema del amantillo.

### Mecánico y estructural

10. Portamástil.
11. Tope del mástil.

Aspectos adicionales que deben ser son el sistema de rodamientos y lubricación que va ubicado dentro del portamástil permitiendo que este gire libremente. De igual manera hay que prestar atención en la selección del

sistema de elevación (tambor, motor, sistema de accionamiento y parada, etc.).

Los elementos a analizar y diseñar son los numerales 1, 2, 3, 4 y 7.

### 3.2. FUNCIONAMIENTO

Un tambor de elevación múltiple es empleado para operar el sistema. El cable que sale desde el tambor de la línea del amantillo recorre a través del mástil hasta los aparejos de la pluma. Al enrollar y desenrollar el tambor, este cable acorta y alarga la línea del amantillo ocasionando la elevación y descenso del extremo de la pluma mientras se pivotea la pluma alrededor del pasador en su extremo inferior.

El cable proveniente del tambor para el aparejo de carga, luego de varias vueltas, atraviesa el extremo del pluma llegando hasta el aparejo múltiple de carga, el cual está sujeto el extremo de la pluma en su parte superior y al gancho en su parte inferior. Al enrollar y desenrollar el tambor en cuestión, se eleva o desciende el gancho y la carga suspendida en él. Adicionalmente una cierta

longitud de cable se enrolla sobre el tambor de oscilación y sobre la rueda de giro que se encuentra fija al mástil. Cuando el tambor es girado en contra o a favor de las manecillas del reloj, los cables de oscilación y la rueda de giro causan la rotación del mástil sobre su eje tanto a favor como en contra de las manecillas del reloj sucesivamente.

## IV. ANALISIS Y DISEÑO

### ESTRUCTURAL DE LA GRUA FIJA ROTATORIA DE BRAZOS RIGIDOS

#### 4.1. ESPECIFICACIONES TECNICAS

La grúa de brazos rígidos deberá ser de las siguientes características:

1. El campo de aplicación principal se encuentra dentro de la construcción y actividades similares, manejando cargas pesadas con aceleraciones relativamente pequeñas.
2. Podrá ser instalado sobre una base fija en lugares especificados durante un período lo suficientemente largo para que el montaje de campo se justifique.
3. Sus partes deben ser transportables sobre carreteras y caminos de construcción, y adaptadas para que puedan ser

montadas completamente en el sitio de aplicación, con el mínimo empleo de equipo adicional a sus propias partes.

4. El principal rango de operación (posición del gancho principal) debe ser dentro de un radio de 35 m desde su eje vertical central y podría estar limitado hasta un ángulo de  $125^{\circ}$  a cada lado del plano vertical de simetría incluyendo el eje.
5. Puede instalarse sobre una torre o plataforma elevada si se necesita cumplir con un rango de movimiento vertical mayor.
6. Tendrá capacidad para levantar, mover, y descender hasta 65 toneladas métricas (Ton) de carga levantada dentro de un radio de hasta 15 metros desde su eje central. Las capacidades de elevación para alcances de 15 a 35 metros se determinarán en concordancia con el sistema diseñado para la carga levantada de 65 Ton a un alcance de 15 metros (figura 4.1a y 4.1b).

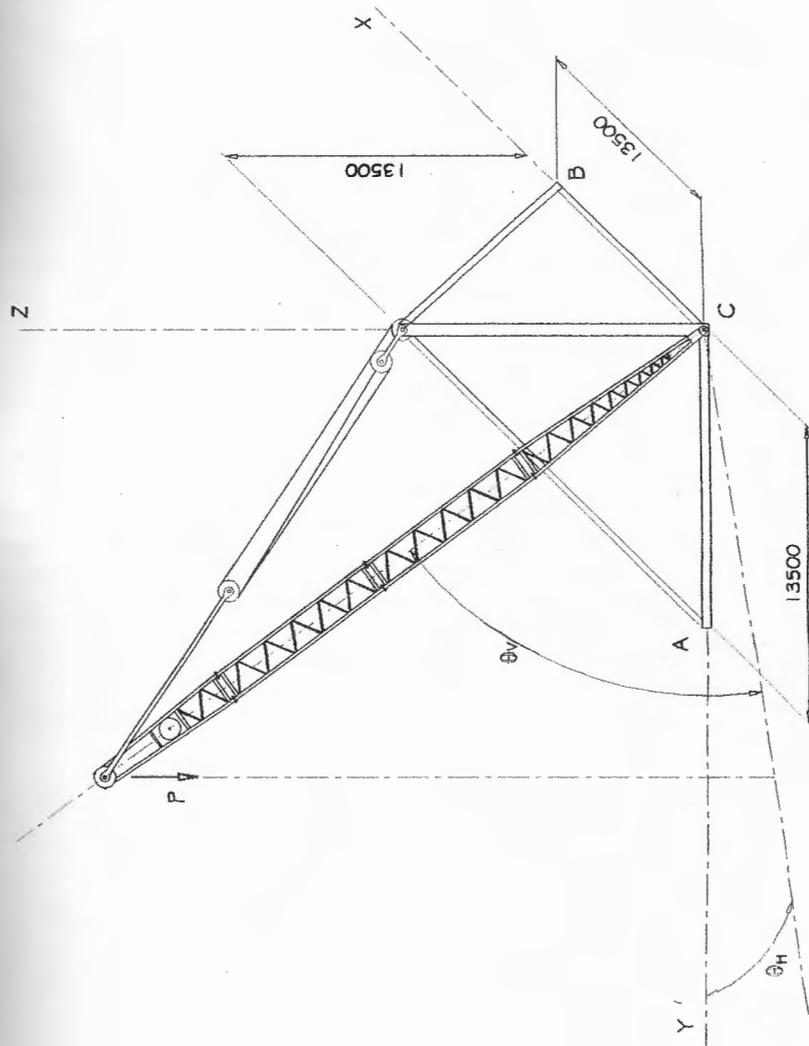


Figura 4.1a. Disposición básica de la Grúa de Brazos Rígidos.

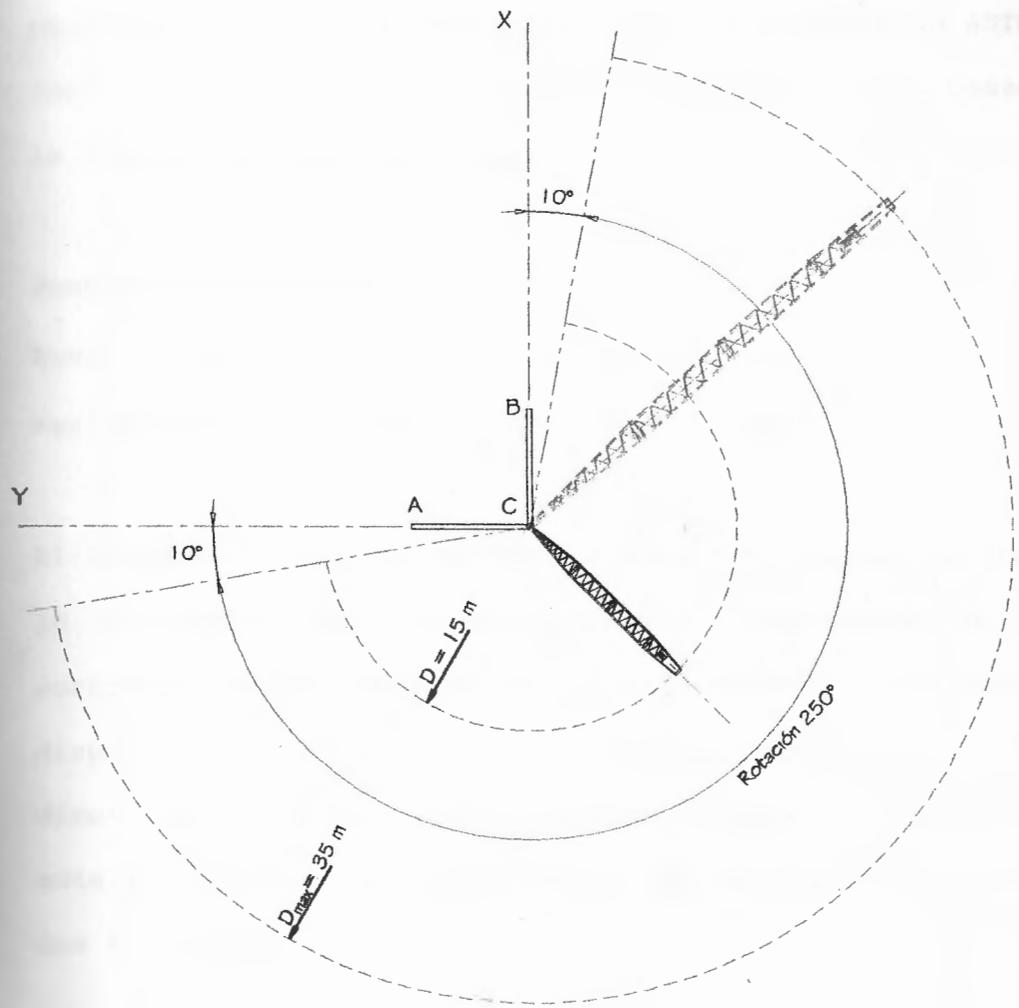


Figura 4.1b. Rango de operación de la Grúa  
de Brazos Rígidos. Plano X - Y

#### 4.2. SELECCION DE MATERIAL

Para la construcción tanto de los elementos compuestos por celosías como vigas y columnas se seleccionarán perfiles que utilizan acero A36 según la designación ASTM (American Society of Testing and Materials), y que posee la siguientes características.

##### Propiedades Mecánicas

Resistencia a la fluencia:  $F_y = 36$  ksi.

Resistencia a la tensión:  $F_u = 58$  ksi

El acero A36 tiene un porcentaje bajo de carbono lo cual le proporciona una alta soldabilidad y resistencia a la corrosión. Adicionalmente se lo puede encontrar con mayor disponibilidad en el mercado local y en mayor variedad de dimensiones. Ya que el acero será usado en ambiente exterior se requiere renovación de pintura protectora con frecuencia.

### 4.3.1. Cargas Muertas

Las cargas muertas poseen un problema especial ya que no pueden ser conocidas realmente hasta que se termine el diseño. Se realizan asunciones adecuadas para empezar el diseño cuantitativo, con el riesgo de que el valor estimado sea demasiado elevado o peor aún, mucho menor. Altos costos innecesarios se obtendrían con una estimación elevada del peso obteniéndose, por otro lado, pérdida de seguridad si se estiman valores de carga muerta inferiores. Los pesos asumidos son:

	$\omega$ , kg/m	Largo, m	$W$ , Ton
Pluma, $P$	300	35	10.5
Brazo, $B$	110	19.09	2.1
Larguero, $L$	150	13.5	2.03
Mástil, $M$	400	13.5	5.4
Línea del Amantillo, $A$	-	Variable	2.75

Tabla 4.1

Como se aprecia en la figura 4.2, las cargas aplicadas en el gancho (vectores de fuerza en una línea a través de la punta de la pluma y del gancho) afectan a todos los miembros del sistema. Los pesos del gancho,  $W_G$ , y

del aparejo del sistema de carga más conectores,  $W_C$ , cuelgan de la punta de la pluma sobre la misma línea del vector de la carga levantada. La carga muerta,  $M_1$ , definida para este caso por

$$M_1 = W_C + W_G = 1.55 \text{ Ton} + 0.45 \text{ Ton} = 2 \text{ Ton}$$

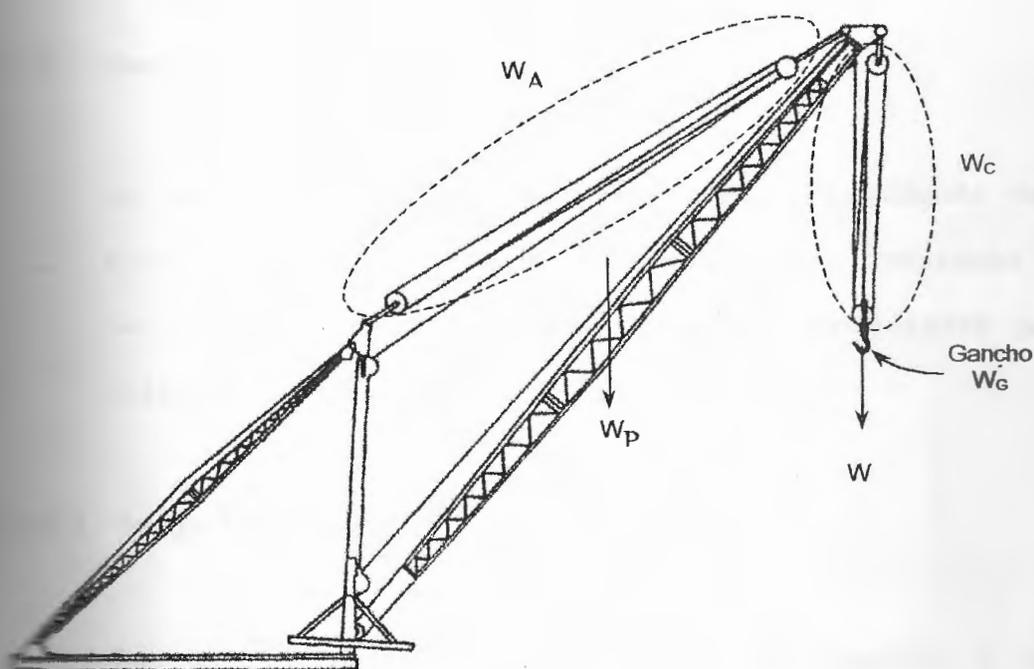


Figura 4.2

El peso distribuido de la pluma es soportado en el extremo inferior por el portamástil y en el superior por el cable del amantillo, aplicándose la mitad del peso total,  $W_p$ , en cada extremo. El peso del sistema

de amantillo,  $W_A$ , por razones similares se considera repartido de la misma manera. La carga muerta concentrada en la punta de la pluma,  $M_2$ , tendrá un valor de

$$M_2 = \frac{W_A}{2} + \frac{W_P}{2} = 1.375 + 5.25 = 6.625 \text{ Ton}$$

### 3.2. Cargas vivas

Se denotan tres tipos de carga viva, dependiendo del tipo de movimiento que se está realizando (vertical u horizontal) y de los factores externos ambientales que influyen sobre el mismo.

#### 3.2.1. Carga Levantada, $W$

La carga levantada,  $W$ , cuelga del gancho y es claramente clasificada como carga viva.

#### 3.2.2. Carga Horizontal $H_s$ .

La aceleración existente al inicio o parada del giro de la pluma es lo suficientemente rápida como para dejar rezagada la carga detrás de la punta de la

pluma, ocasionando que el aparejo de carga esté fuera de la vertical y creando, por tanto, una componente horizontal en la punta de la pluma. La Guía AISC, asumiendo una correcta operación de la grúa, recomienda que la fuerza horizontal debido a rotación,  $H_S$ , sea aplicada en la punta de la pluma según las siguientes condiciones:

- Para la pluma en ángulo vertical mayor o igual a  $60^\circ$ , la fuerza horizontal,  $H_S$ , toma el 2% de la carga levantada combinada con la carga muerta en la punta de la pluma.

$$H_S = 0.02(W + M_1 + M_2) \quad (1)$$

- Para la pluma en ángulo vertical menor a  $60^\circ$ , la fuerza horizontal,  $H_S$ , varía linealmente desde un 2% cuando la pluma está a  $60^\circ$  con la horizontal, hasta el 3% de las cargas combinadas cuando la pluma está horizontal.

### 4.3.2.3. Carga de Viento, $H_{WT}$ .

La carga de viento total,  $H_{WT}$ , es igual al efecto del

viento sobre la carga levantada adicional al efecto del viento sobre la pluma.

El efecto del viento sobre la carga levantada,  $H_{ww}$ , se toma como el 2% de la carga levantada, aplicado como una fuerza lateral en la punta de la pluma. Esto resulta cuando el viento actúa sobre la carga moviendo los cables y gancho en un 2% alejado de la vertical.

$$H_{ww} = 0.02W \quad (2)$$

La fuerza efectiva actuando en la punta de la pluma debido a la presión del viento sobre la cara de la pluma,  $H_w$ , se considera igual a la mitad de la fuerza total del viento sobre la cara de la pluma:

$$H_{wp} = \frac{C_d p_w A_w}{2} \quad (3)$$

$p_w$  = Presión de viento de diseño,  $\text{kg/m}^2$

$A_w$  = Area expuesta al viento,  $\text{m}^2$

$C_d$  = factor de forma

= 2.00 para ángulos y T's

= 2.03 para tubos cuadrados y rectangulares

= 1.21 para tubos redondos

Se debe utilizar el área de las cuerdas en una sola cara y el área de las celosías vista en elevación (puede incluir ambas caras verticales) para determinar el área  $A_w$ .

La presión de viento de diseño<sup>1</sup>,  $p_w$ , para condiciones normales ( $V = 20$  mph) y sin considerar la altura de la grúa sobre el nivel de referencia es:

$$\begin{aligned} p_w &= 0.002558V^2 = 0.00256 * 20^2 \\ &= 1.024 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2} = 5.0 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

Se considera que no se ejecuta ninguna operación bajo condiciones anormales de viento. En condiciones más severas de velocidad del viento, la pluma debería ser fijada y asegurada. Por lo tanto, el diseño para condiciones de viento extremas no se requiere.

#### 4.3.2.4. Fuerza Sísmica $S$ .

Al no constar con mayores provisiones para determinar

---

<sup>1</sup>  $V$  dada en millas por hora y  $p_w$  en  $\text{lb}/\text{pie}^2$ . Jack McCormac, Análisis Estructural, 3ra. Ed., página 7. Editorial HARLA.

la aceleración espectral ocasionada por el sismo, se asume<sup>1</sup> que las cargas laterales adicionales (estimación de las fuerzas sísmicas) son el 10% del peso de cada elemento de la estructura (pluma, línea de amantillo, mástil, etc.). Estas se aplican en el centro de gravedad de cada elemento. Las notaciones de las cargas aplicadas para elemento son:

$S_P$ : Pluma

$S_B$ : Brazo Rígido

$S_A$ : Línea de amantillo

$S_L$ : Larguero

$S_M$ : Mástil

	$W$ , Ton	$S$ , Ton
Pluma, $P$	10.5	1.05
Brazo, $B$	2.1	0.21
Larguero, $L$	2.03	0.203
Mástil, $M$	5.4	0.54
Línea del Amantillo, $A$	2.75	0.275

Tabla 4.2

Si bien las cargas sísmicas son cíclicas por naturaleza, debido a que estas no suceden con suficiente frecuencia no se consideran como un

problema de fatiga.

#### 4.3.3. Combinaciones de carga

Algunas fallas estructurales ocurren debido a la aplicación de cargas simples. La mayoría en cambio son debido a las combinaciones, a veces sin anticipación, de sus efectos por separado. En los códigos para diseño las combinaciones de cargas son un requerimiento para el diseño. Del Uniform Building Code (UBC)<sup>1</sup> se recoge la siguiente combinación que reúne adecuadamente las cargas involucradas hasta ahora. La nomenclatura se ajusta al problema actual.

$$M + V + \left( H_{WT} \text{ ó } \frac{S}{1.4} \right); E = \frac{S}{1.4}$$

$$M + V + \left( H_{WT} \text{ ó } E \right) \quad (4)$$

$M$  son las cargas muertas,  $V$  denota las cargas vivas ( $W, H_S$ ),  $H_{WT}$  es la carga de viento y  $E$  son las cargas por el sismo,  $S$ , reducidas por el factor de 1.4.

<sup>1</sup>1997 Uniform Building Code, D.V.1, página 2-5, Sección 1612.3.2.

La carga efectiva en el gancho,  $P$ , influye en todo el sistema y es igual a la suma de los pesos muertos ubicados en la punta de la pluma junto con la carga levantada. El sentido de la fuerza es vertical y se denota como carga viva.

$$P = M_1 + M_2 + W \quad (5)$$

La carga de viento,  $H_{WT}$ , según la Guía AISC, controla el diseño de la grúa únicamente en la pluma. Los esfuerzos máximos debido a las cargas vivas y cargas muertas siempre ocurre cerca de los extremos del mástil, mientras que el esfuerzo máximo debido al viento en el mástil será pequeño y ocurre a la mitad de la altura del mástil. Por razones similares, la fuerza horizontal  $H_s$  se asume que no causa efectos más que en la pluma. Obviando el efecto de las cargas  $H_{WT}$  y  $H_s$  sobre la estructura formada por el mástil, brazos rígidos y largueros, para determinar las reacciones se emplea

$$M + P + E \quad (6)$$

El efecto de la carga muerta  $M$  de cada uno de los elementos se analiza por separado por su acción de



flexión, pandeo y compresión según sea el caso.

#### 4.4. ANALISIS DE LA GRUA DE BRAZOS RIGIDOS

El análisis involucra el acercamiento por líneas de influencia, siendo esta una herramienta poderosa, particularmente debido a que la carga principal es del tipo móvil. El problema envuelve la búsqueda de las posiciones críticas de la carga  $P$  para cada elemento de la estructura. Tanto las reacciones como las fuerzas resultantes en los miembros llegan a ser funciones de la magnitud de  $P$ , ángulo de rotación vertical,  $\theta_v$ , y horizontal,  $\theta_H$ , de la pluma. Se realizan tres asunciones:

1. Sólo se consideran los efectos axiales asumiendo conexiones ideales y fuerzas concurrentes en los miembros. Los efectos modificadores de los elementos conectivos se introducen posteriormente.
2. Los asientos de los largueros en su unión con los brazos rígidos se presentan sin restricciones en su sentido longitudinal.

3. El movimiento del sismo se asume más crítico su efecto sobre la estructura si su sentido es tomado paralelo al eje de la pluma al mismo que se analiza su acción en todas las posiciones de la pluma. Para considerar el carácter cíclico del sismo se introduce el ángulo  $\alpha = \theta_H + x$ .  $x$  puede tomar valor de 0 y 180 grados.

#### 4.4.1. Estructura de Brazos Rígidos. Reacciones

Por sumatoria de fuerzas respecto al eje  $Z$  (figura 4.3) se tiene que:

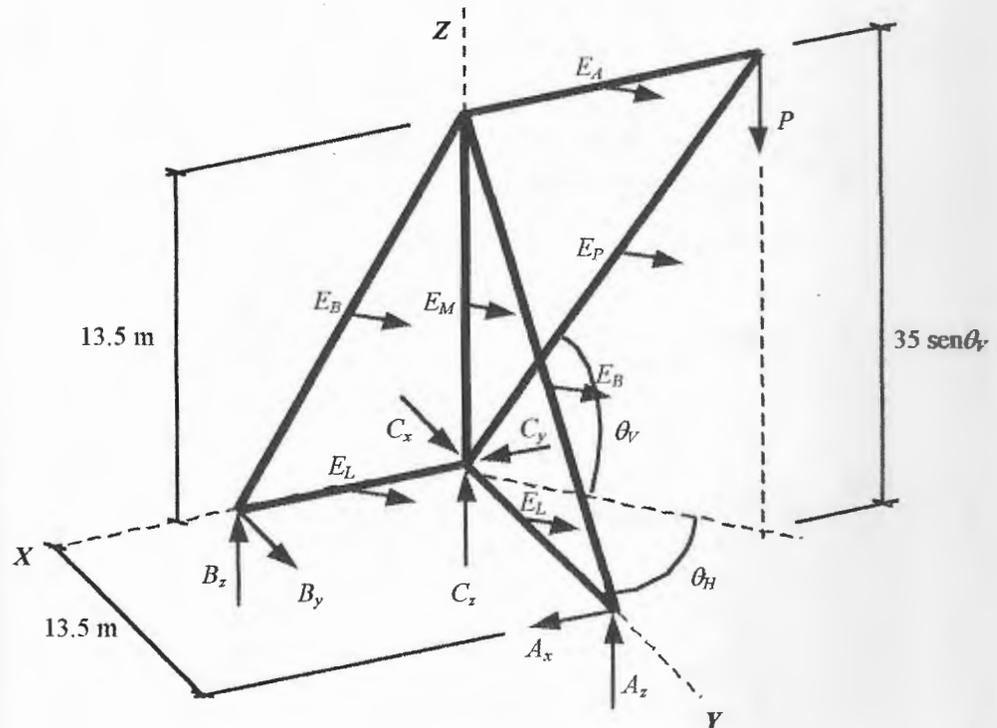


Figura 4.3

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z + B_z + C_z - P = 0 \quad \therefore C_z = P - (A_z + B_z) \quad (a)$$

Por sumatoria de fuerzas sobre los ejes  $X$  y  $Y$  (figura 4.4),

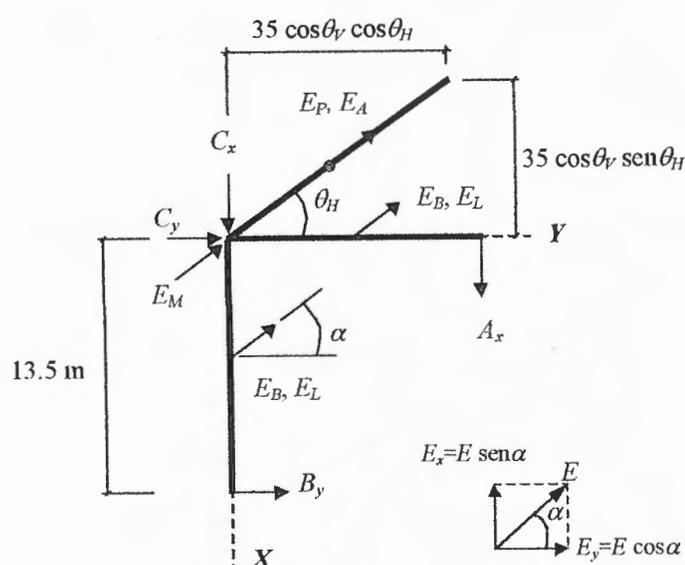


Figura 4.4

$$\sum F_x = 0$$

$$\begin{aligned} C_x + A_x &= +(E_P + E_A + E_M + 2E_B + 2E_L) \text{sen } \alpha \\ &= +(E_P + E_A + E_M + 2E_B + 2E_L) \text{sen } \theta_H \cos x \end{aligned} \quad (b)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y + B_y = -(E_P + E_A + E_M + 2E_B + 2E_L) \cos \theta_H \cos x \quad (c)$$

En base a la figura 4.4 realizando sumatoria de momentos alrededor del eje Z,

$$\sum M_Z = 0 \quad \therefore \text{(con respecto a la línea de acción de componente } M_z)$$

$$+13.5A_x - 13.5B_y - (E_B + E_L)\frac{13.5}{2}\text{sen}\alpha - (E_B + E_L)\frac{13.5}{2}\text{cos}\alpha = 0$$

$$A_x - B_y = + (E_B + E_L)\frac{1}{2}(\text{sen}\theta_H + \text{cos}\theta_H)\text{cos } x \quad (d)$$

Por sumatoria de momentos en el eje X (figura 4.5),

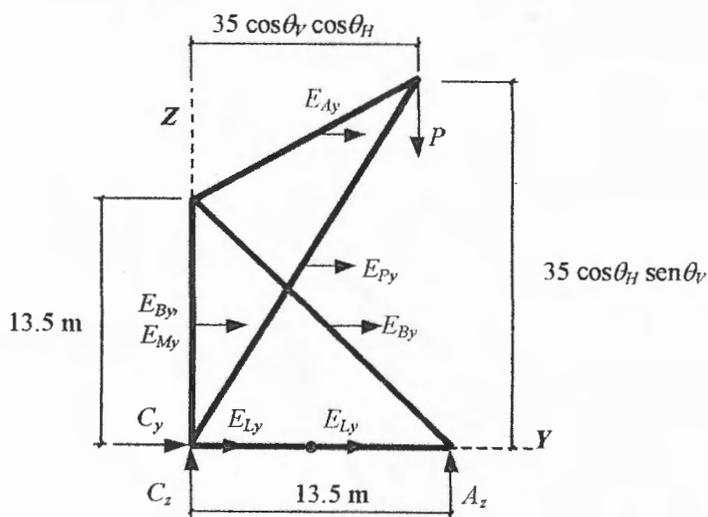


Figura 4.5

$$\sum M_X = 0 \quad \text{(con respecto a } B-C)$$

$$-13.5A_z + 35P \cos\theta_V \cos\theta_H + \left[ (2E_B + E_M) \frac{13.5}{2} + E_P \frac{35}{2} \sin\theta_V + E_A \left( 13.5 + \frac{35 \sin\theta_V - 13.5}{2} \right) \right] \cos\alpha = 0$$

$$A_z = +2.59P \cos\theta_V \cos\theta_H + \left[ (2E_B + E_M) 6.75 + 17.5E_P \sin\theta_V + 6.75E_A + 17.5E_A \sin\theta_V \right] \frac{\cos\alpha}{13.5}$$

$$A_z = +2.59P \cos\theta_V \cos\theta_H + \left[ 1.3(E_P + E_A) \sin\theta_V + \frac{(E_A + E_M + 2E_B)}{2} \right] \cos\theta_H \cos\alpha$$

Similarmente, por sumatoria de momentos alrededor del eje  $Y$  según la figura 4.6,

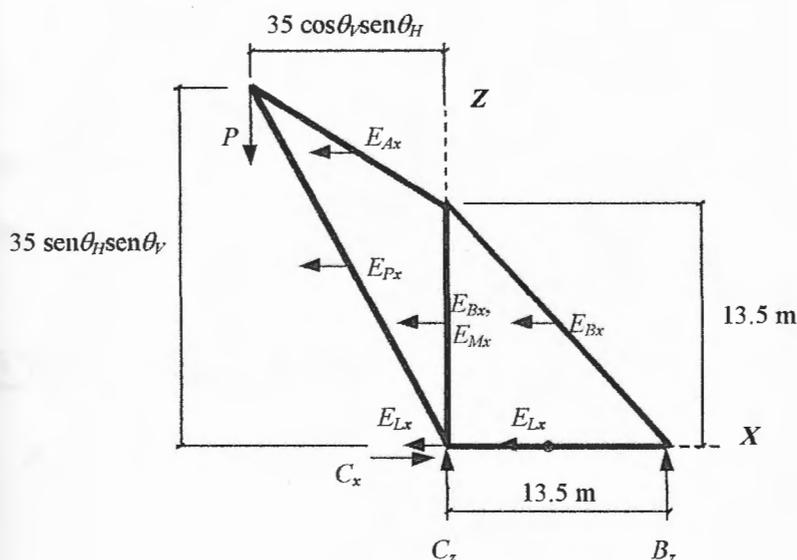


Figura 4.6

$$\sum M_y = 0 \quad (\text{con respecto a } A-C)$$

$$-13.B_z - 35P \cos \theta_v \sin \theta_H - \left[ (2E_B + E_M) \frac{13.5}{2} + E_P \frac{35}{2} \sin \theta_v + E_A \left( 13.5 + \frac{35 \sin \theta_v - 13.5}{2} \right) \right] \sin \alpha = 0$$

$$B_z = -2.59P \cos \theta_v \sin \theta_H - \left[ 1.3(E_P + E_A) \sin \theta_v + \frac{(E_A + E_M + 2E_B)}{2} \right] \sin \theta_H \cos x$$

Con  $A_z$  y  $B_z$  determinados y empleando la ecuación (a):

$$C_z = P \left[ 1 + 2.59 \cos \theta_v (\sin \theta_H - \cos \theta_H) \right] + \left[ 1.3 (E_P + E_A) \sin \theta_v + \frac{(E_A + E_M + 2E_B)}{2} \right] (\sin \theta_H - \cos \theta_H) \cos x$$

En el punto de apoyo  $A$  mediante el diagrama de fuerzas en la figura 4.7 se obtiene,

$$\sum F_x = 0 \quad (\text{en apoyo } A)$$

$$A_x = + \frac{E_B + E_L}{2} \sin \theta_H \cos x$$

Se emplea las ecuaciones (d), (b) y (c) sucesivamente,

$$B_y = A_x - (E_B + E_L) \frac{1}{2} (\operatorname{sen} \alpha + \cos \alpha)$$

$$= -\frac{E_B + E_L}{2} \cos \theta_H \cos x$$

$$C_x = +(E_P + E_A + E_M + 2E_B + 2E_L) \operatorname{sen} \alpha - A_x$$

$$= +\left[ E_P + E_A + E_M + \frac{3}{2}(E_B + E_L) \right] \operatorname{sen} \theta_H \cos x$$

$$C_y = -B_y - (E_P + E_A + E_M + 2E_B + 2E_L) \cos \alpha$$

$$= -\left[ E_P + E_A + E_M + \frac{3}{2}(E_B + E_L) \right] \cos \theta_H \cos x$$

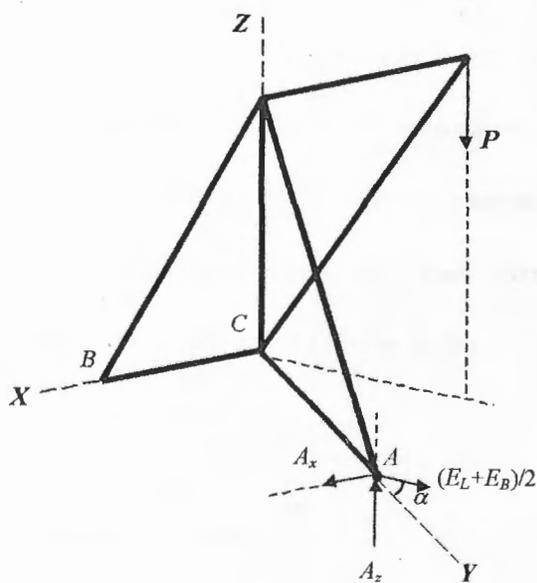
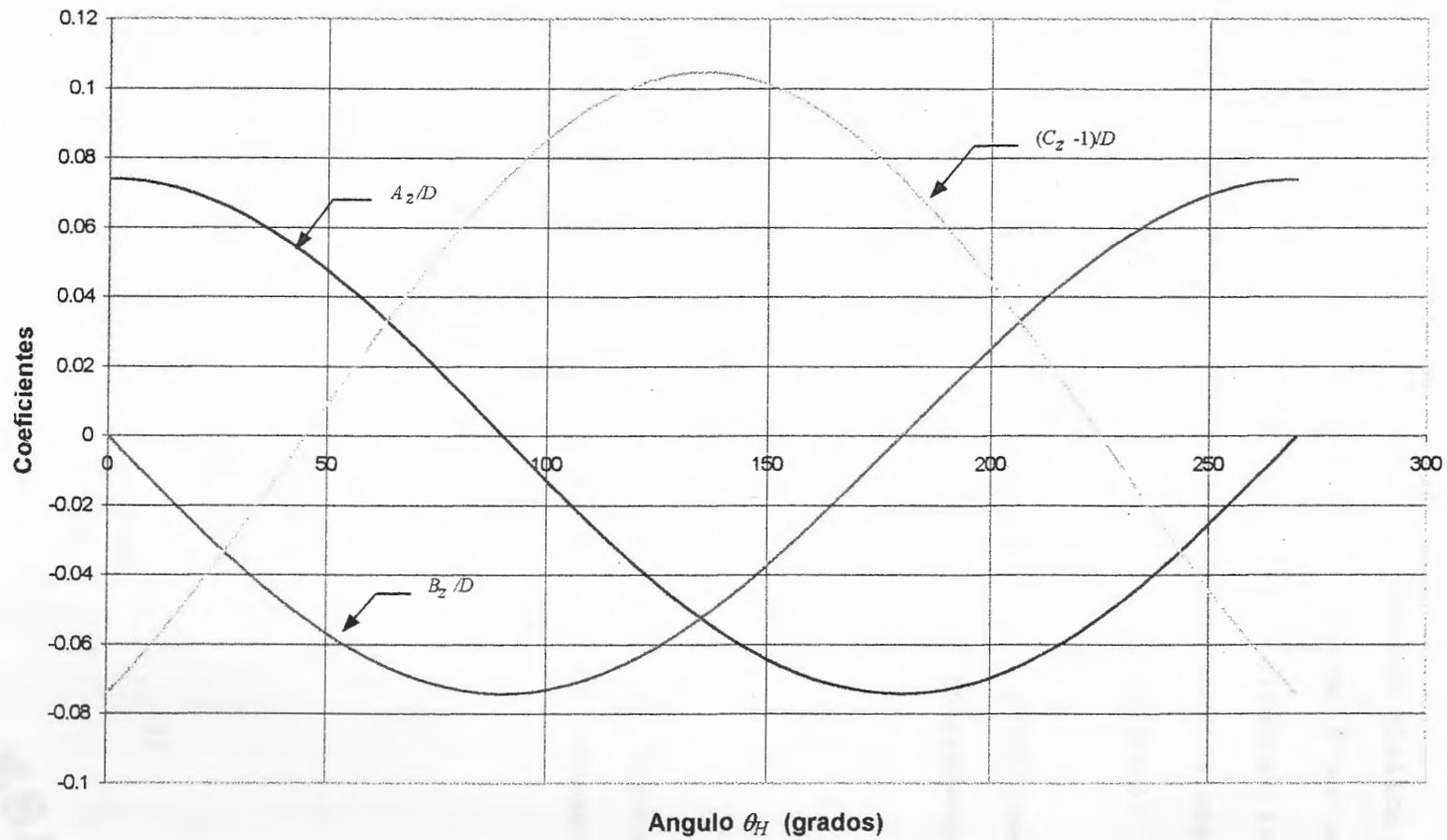


Figura 4.7

Figura 4.8. Curvas de Influencia de  $A_z$ ,  $B_z$ ,  $C_z$  en función del ángulo horizontal  $\theta_H$



Analizando las curvas se observa el carácter cíclico y la dependencia de la posición de la carga  $P$  en el espacio  $(\theta_H, D)$ . Las posiciones en donde alcanzan los valores máximas son distintas, sin embargo los valores máximos en los apoyos  $A$  y  $B$  son iguales ( $A_{z-\max} = B_{z-\max}$ ).

Un comportamiento similar se observa en las reacciones del plano  $X-Y$ . Estas, en cambio, dependen enteramente de las cargas sísmicas.

#### 4.4.2. Fuerzas Axiales

Dado el diagrama de fuerzas en el apoyo  $A$  (figura 4.9), Se determinan las fuerzas axiales en el larguero  $F_{LA}$  y brazo rígido,  $F_{BA}$ ,

$$\gamma = 45^\circ$$

$$\sum F_X = F_{BA} \text{sen}45^\circ + A_z = 0 \therefore F_{BA} = -\frac{A_z}{\text{sen}45^\circ}$$

$$F_{BA} = -2.59 \frac{P \cos \theta_V \cos \theta_H}{0.7071} - \left[ 1.3(E_P + E_A) \text{sen} \theta_V + \frac{E_A + E_M + 2E_B}{2} \right] \frac{\cos \theta_H \cos x}{0.7071}$$

(7)

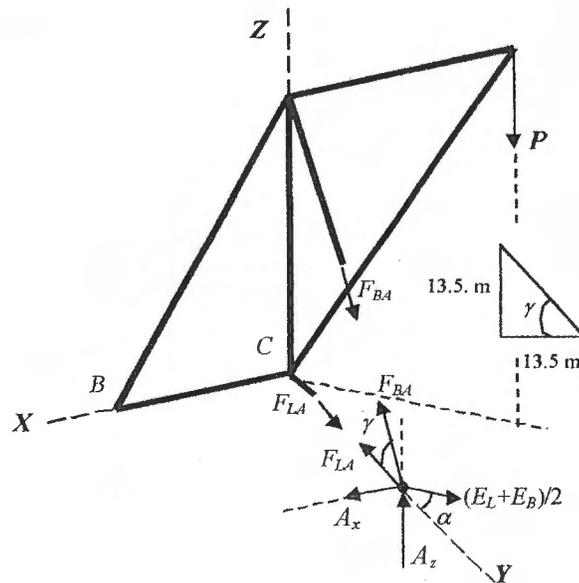


Figura 4.9

$$\sum F_Y = 0 \therefore F_{LA} = -F_{BA} \cos 45^\circ + \frac{E_B + E_L}{2} \cos \theta_H \cos x$$

$$F_{LA} = 2.59P \cos \theta_V \cos \theta_H + \left[ 1.3(E_P + E_A) \text{sen} \theta_V + \frac{(E_A + E_M + 2E_B)}{2} \right] \cos \theta_H \cos x + \frac{E_B + E_L}{2} \cos \theta_H \cos x$$

$$F_{LA} = 2.59P \cos \theta_V \cos \theta_H + \left[ 1.3(E_P + E_A) \text{sen} \theta_V + \frac{E_A + E_M + 3E_B + E_L}{2} \right] \cos x \cos \theta_H \quad (8)$$

Los diagramas de fuerzas en el apoyo del mástil,  $C$ , (figura 4.10) son

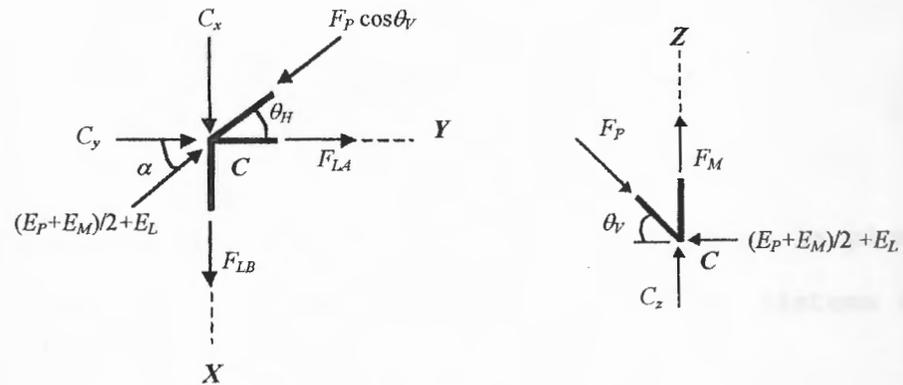


Figura 4.10

$$\sum F_Y = -F_P \cos \theta_v \cos \theta_H + F_{LA} + \left( \frac{E_P + E_M}{2} + E_L \right) \cos \alpha + C_y = 0$$

$$F_P = \frac{F_{LA}}{\cos \theta_v \cos \theta_H} + \left( \frac{E_P + E_M}{2} + E_L \right) \frac{\cos \alpha}{\cos \theta_v} + \frac{C_y}{\cos \theta_v \cos \theta_H}$$

$$F_P = 2.59P + \left[ 1.3(E_P + E_A) \operatorname{sen} \theta_v + \frac{(E_A + E_M + 3E_B + E_L)}{2} \right] \frac{\cos \alpha}{\cos \theta_v} +$$

$$\left( \frac{E_P + E_M}{2} + E_L \right) \frac{\cos \alpha}{\cos \theta_v} - \left[ E_P + E_A + E_M + \frac{3}{2}(E_B + E_L) \right] \frac{\cos \alpha}{\cos \theta_v}$$

$$F_P = 2.59P + \frac{E_P + E_A}{2 \cos \theta_v} (2.59 \operatorname{sen} \theta_v - 1) \cos \alpha \quad (9)$$

La fuerza axial ejercida en el mástil,  $F_M$ , es:

$$\sum F_Z = F_M + C_z - P \operatorname{sen} \theta_v = 0 \quad \therefore F_M = P \operatorname{sen} \theta_v - C_z$$

$$\begin{aligned}
 F_M = P & \left[ 2.59 \operatorname{sen} \theta_V - 2.59 \cos \theta_V (\operatorname{sen} \theta_H - \cos \theta_H) - 1 \right] + \\
 & \left\{ (E_P + E_A) \left( 1.3 \operatorname{sen} \theta_V - \frac{1}{2} \right) \tan \theta_V - \left[ 1.3 (E_P + E_A) \right. \right. \\
 & \left. \left. \operatorname{sen} \theta_V + \frac{E_A + E_M + 2E_B}{2} \right] (\operatorname{sen} \theta_H - \cos \theta_H) \right\} \cos x
 \end{aligned} \quad (10)$$

Realizando diagrama de fuerzas en la punta de la pluma (figura 4.11) se determina la fuerza en el sistema de amantillo,  $F_A$ ,

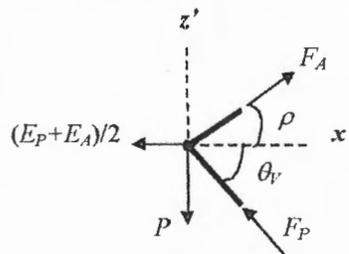
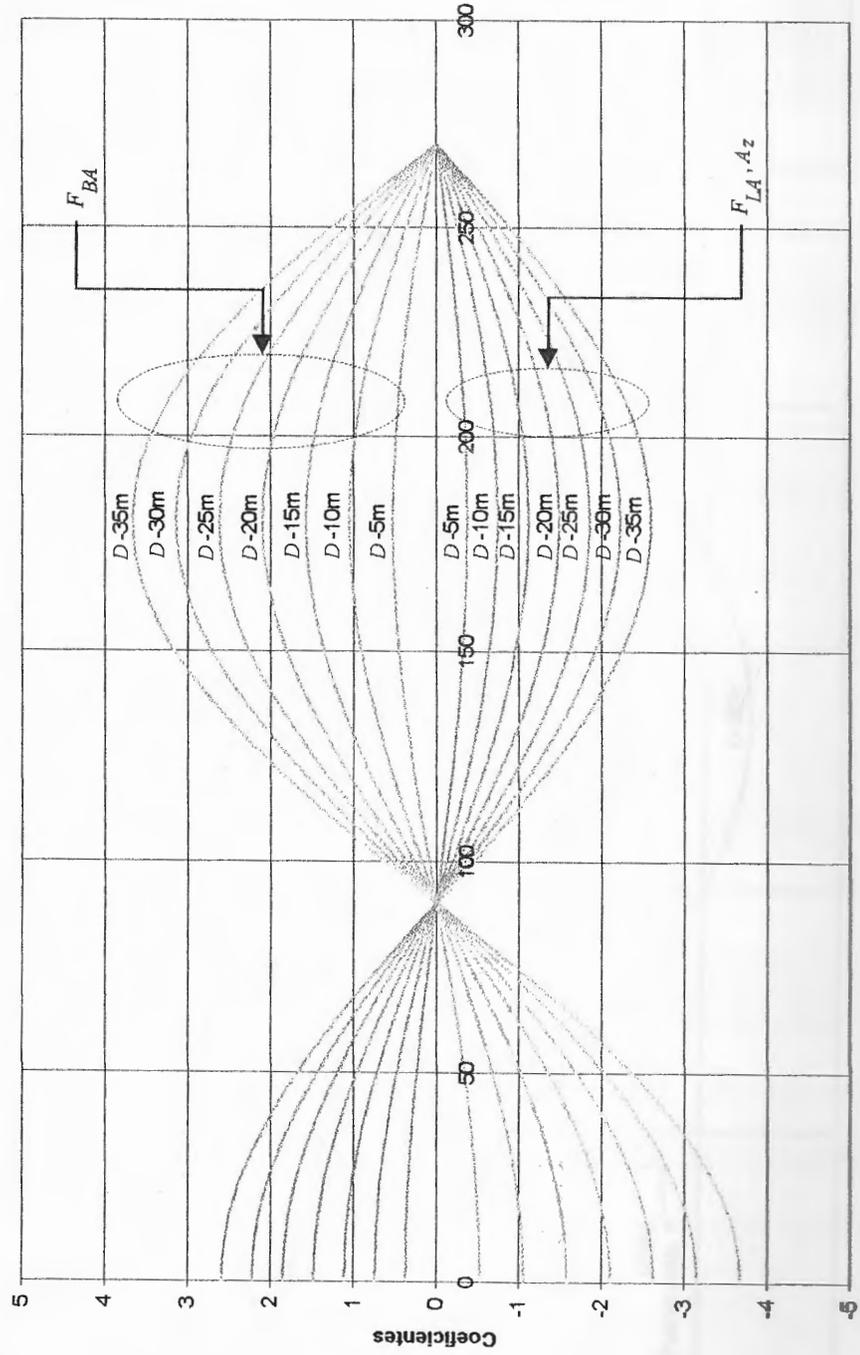


Figura 4.11

$$\begin{aligned}
 \sum F_x &= F_A \cos \rho - F_P \cos \theta_V - \frac{E_P + E_A}{2} = 0 \\
 F_A &= \frac{F_P \cos \theta_V + (E_P + E_A)/2}{\cos \rho}
 \end{aligned} \quad (11)$$

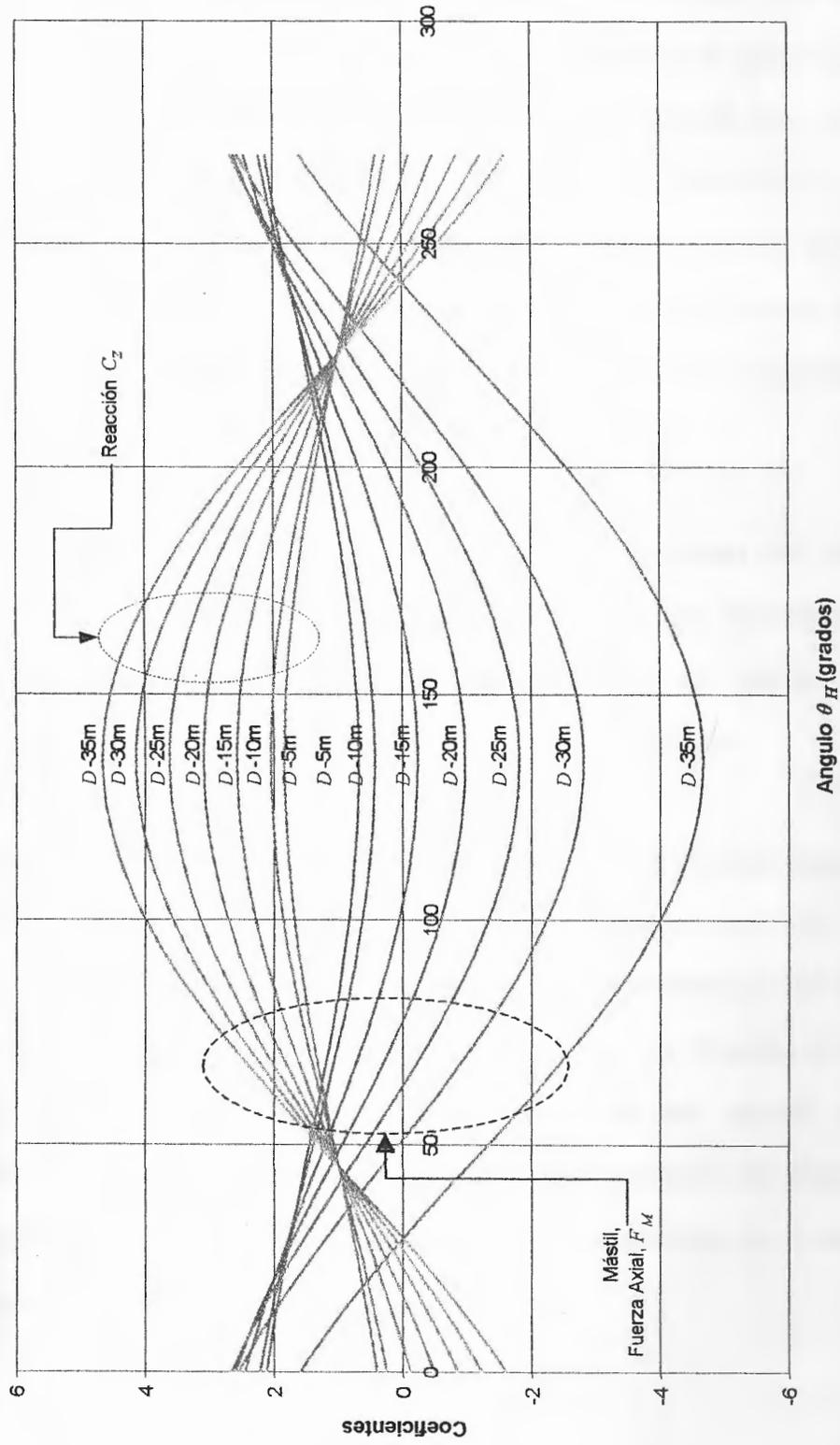
En las figuras 4.12 y 4.13 se muestran las curvas de influencia para las fuerzas ( $F_{BA}$ ,  $F_{LA}$ ,  $F_M$ ) y reacciones ( $A_Z$ ,  $B_Z$ ,  $M_Z$ ) en la estructura de brazos rígidos bajo el

Figura 4.12. Curvas de Influencia. Reacción  $A_z$  y Fuerzas en Brazo Rígido,  $F_{BA}$ , y Larguero,  $F_{LA}$



Angulo  $\theta_H$  (grados)

Figura 4.13. Curvas de Influencia, Reacción  $C_2$  y Fuerza en el mástil,  $F_M$

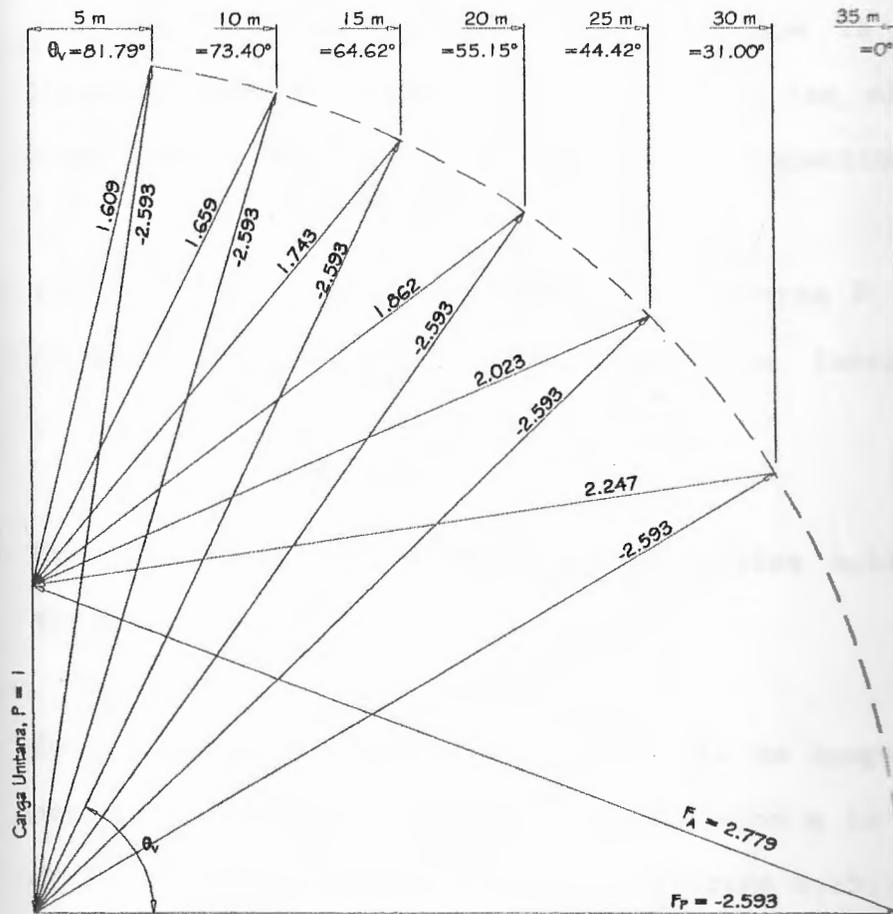


efecto de la carga  $P$  únicamente. Hay que notar que el ángulo  $\theta_H = 135^\circ$  es la posición de simetría para la fuerza axial y reacción en el mástil, mientras que las curvas del brazo rígido, larguero, y reacción  $A_z$  muestran simetría en  $\theta_H = 0^\circ$  o  $180^\circ$ . Las curvas a  $D = 15$  metros serán utilizadas en la siguiente etapa de diseño según lo planteado en las especificaciones técnicas de la grúa (sección 4.1).

Las ordenadas de las curvas son las magnitudes de las reacciones y fuerzas axiales para una carga unitaria. Estas, al multiplicarse por la carga en el gancho  $P$  muestran el efecto de la carga en los miembros.

Las ecuaciones de las fuerzas axiales ejercidas sobre la pluma y el sistema de amantillo (ecuaciones (9) y (11) respectivamente) muestran clara dependencia de la posición vertical ( $\theta_V$ ) de la carga  $P$ . En la figura 4.14 se presenta los polígonos de fuerzas de donde se determinan los valores de las fuerzas axiales en estos elementos ( $F_P$ ,  $F_A$ ) bajo acción de  $P$  solamente al tomar valor unitario.

Figura 4.14. Polígonos de fuerza. Fuerza axial en la pluma,  $F_P$ , y Línea de Amantillo,  $F_A$ .



#### 4.5. ANALISIS Y DISEÑO DE LA PLUMA

##### 4.5.1. Generalidades

Previo a la etapa de selección de componentes se analiza con mayor detalle las cargas que la pluma experimentará y de qué forma resistirá las mismas. Este proceso se lleva a cabo desde dos perspectivas:

- a. Examinando el efecto combinado de la fuerza  $P$  y las cargas sísmicas involucradas, sobre la fuerza de compresión en la pluma,  $F_p$ .
- b. Evaluando los efectos de cargas laterales aplicadas sobre la pluma.

Se concibe a la pluma como un elemento de **compresión** compuesto de celosías y de lados paralelos a lo largo de la porción media de su longitud (figura 4.15). Esta geometría es una forma eficiente de utilizar elementos en compresión. Su extremo inferior se mantiene cerrado para proporcionar un detalle compacto en el pasador del talón y así minimizar la interferencia con el mástil cuando la pluma llega a su parte superior y con

la rueda de giro al llegar a su posición horizontal. La porción media consiste de dos partes iguales y cortas una de las cuales podría removerse cuando se necesite trabajar con una pluma de menor longitud.

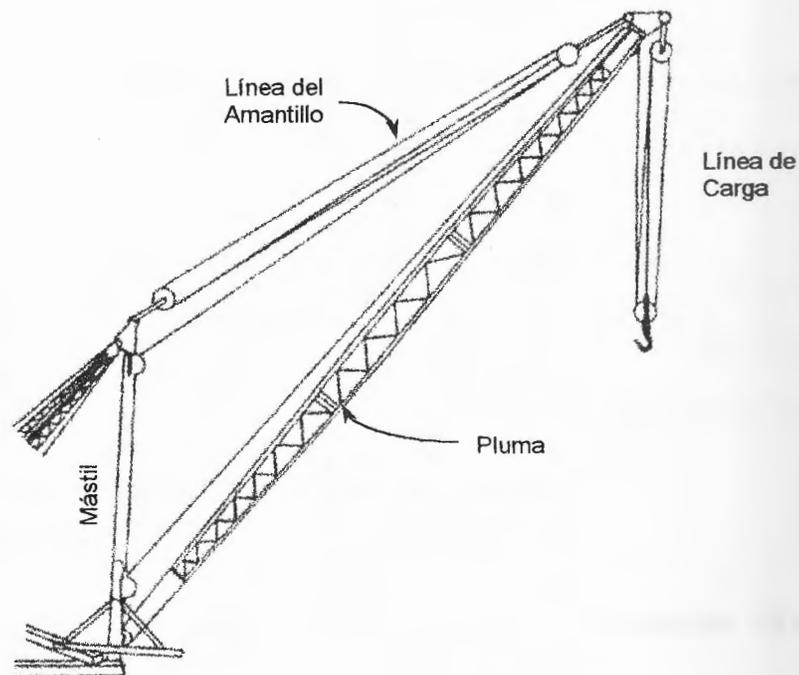


Figura 4.15

La pluma se sujeta por los lados mediante tirantes para soportar las fuerzas laterales (figura 4.16). Estos tirantes se conectan en su extremo inferior mediante pasadores cuyos ejes coinciden con el del pasador del talón de la pluma. Las tensiones soportadas por los tirantes influyen sobre la pluma ocasionando momentos en el sentido transversal.

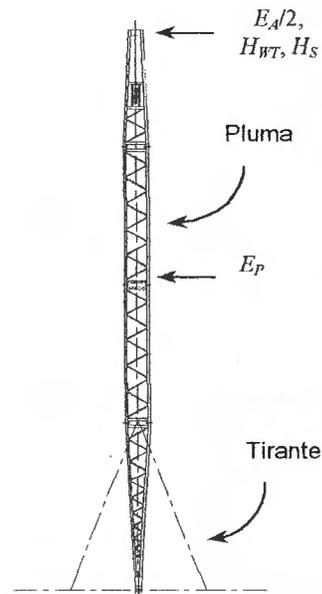


Figura 4.16

#### 4.5.2. Estimación de cargas sobre la pluma.

La carga en el gancho,  $P$ , mediante la ecuación (5) es

$$\begin{aligned} P &= M_1 + M_2 + W \\ &= 6.625 + 2 + 65 = 73.625 \text{ Ton} \end{aligned}$$

La carga horizontal aplicada en la punta de la pluma,  $H_S$ , dada en la ecuación (1) y asumiendo  $\theta_v \geq 60^\circ$  es,

$$H_S = 0.02(65 + 6.625 + 2) = 1.47 \text{ Ton}$$

De las ecuaciones (2) y (3) se determina la carga total de viento,  $H_{WT}$ ,

$$H_{WT} = 0.02W + \frac{C_d p_w A_w}{2} \quad (12)$$

El valor máximo de  $C_d = 2.03$  (tubos rectangulares) se emplea junto con la presión de viento de diseño,  $p_w = 5 \text{ Kg/m}^2$  determinada previamente.

Asumiendo un pequeño ángulo entre el eje transversal de la pluma y la dirección del flujo (figura 4.17), se emplea un porcentaje de área relativamente alto en el cálculo del área expuesta,  $A_w$ .

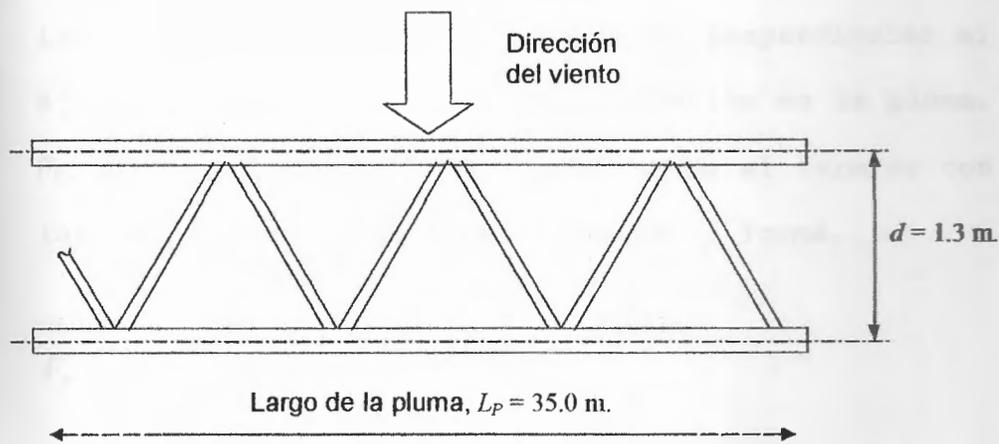


Figura 4.17

$$A_w = dL_p * 50\% = (1.3 \text{ m.})(35 \text{ m.}) * 0.5 = 22.75 \text{ m}^2$$

La carga de viento total,  $H_{WT}$ , aplicada en la punta de la pluma dada en (12) es,

$$H_{WT} = 0.02 * 65 \text{ Ton} + \frac{2.03 * 5 \text{ kg/m}^2 * 22.75 \text{ m}^2}{2 * 1000}$$

$$= 1.42 \text{ Ton}$$

Puesto que  $H_{WT} < H_S$ , no se considera el efecto del viento sobre la pluma bajo la condición de balanceo<sup>1</sup>.

### 4.5.3. Fuerzas y Momentos de Diseño

Se asume como efecto más crítico sobre la pluma cuando las cargas  $E_p$  y  $E_A$  actúan en sentido perpendicular al eje de la pluma. La fuerza de compresión en la pluma,  $F_p$ , según la ecuación (9) y eliminando el término con las cargas debidas al sismo queda de la forma,

$$F_p = 2.59P = 2.59 * 73.625 = 191 \text{ Ton.}$$

<sup>1</sup> American Institute of Steel Construction, Specification for the Design of Guy and Stiffleg Derricks.  
Chicago: The Institute, 1974. Página A1, sección D1.2.5.2

Por otro lado, el peso propio de la pluma causa momento de flexión, como se observa en la figura 4.18, actúa en el plano longitudinal  $x-x$  de la pluma como un elemento simplemente apoyado sometido a carga uniforme ( $\omega \cos \theta_v$ ).

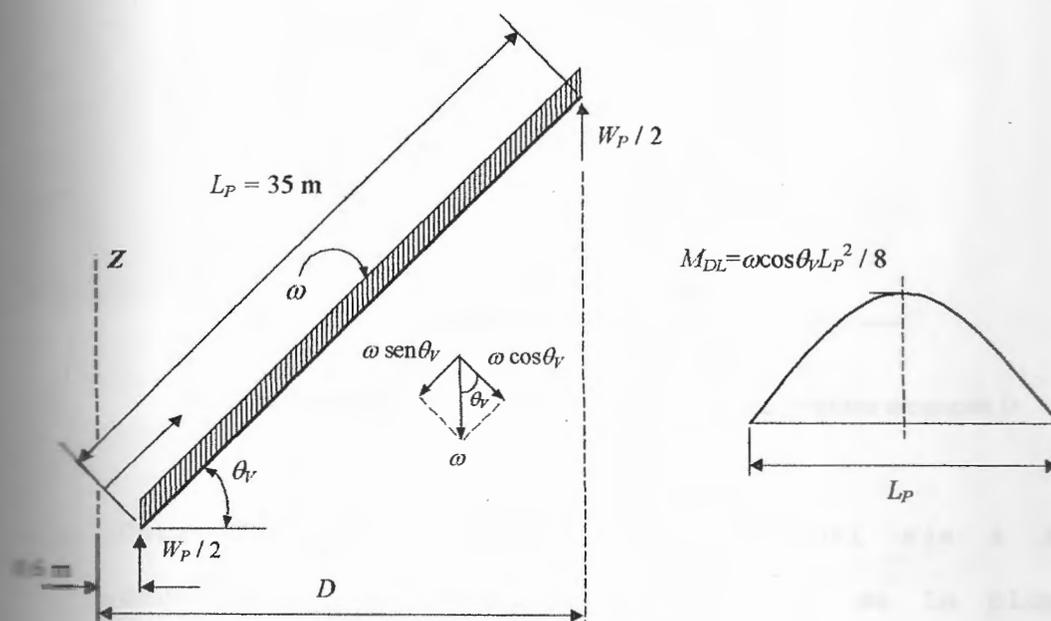


Figura 4.18

$$(M_{DL})_{\max} = \frac{\omega \cos \theta_v L_p^2}{8} \quad W_p = \omega L_p \quad ; \quad L_p \cos \theta_v = (D - 0.6)$$

$$\begin{aligned} (M_{DL})_{\max} &= \frac{10.5 \text{ Ton}}{8} * (D - 0.6) \\ &= 1.3125 (D - 0.6) [\text{Ton} - \text{m}] \end{aligned}$$

Los momentos máximos de flexión ocasionado por peso de la pluma se tabulan en la tabla 4.3 a diversos alcances  $D$ .

$D$ (m)	$(M_{DL})_{max}$ (Ton-m)
8	9.71
10	12.34
15	18.9
20	25.46
25	32.03
30	38.59
35	45.15

Tabla 4.3. Momentos máximos por peso propio a diferentes alcances  $D$

Otra fuente de momentos alrededor del eje  $x$  lo constituyen los detalles en la punta de la pluma puesto que por construcción ésta no constituye una junta ideal. El momento generado,  $M_{ex}$ , es el resultado de momentos concentrados en el extremo de la pluma y tiene remarcada influencia ella. En la figura 4.19 se presenta un esquema.

Se examinan los momentos para alcances de 8, 15 y 35 m. según la fórmula,  $M_e = Pe$ , siendo  $e$  la distancia existente entre el punto de trabajo y la carga  $P$ .

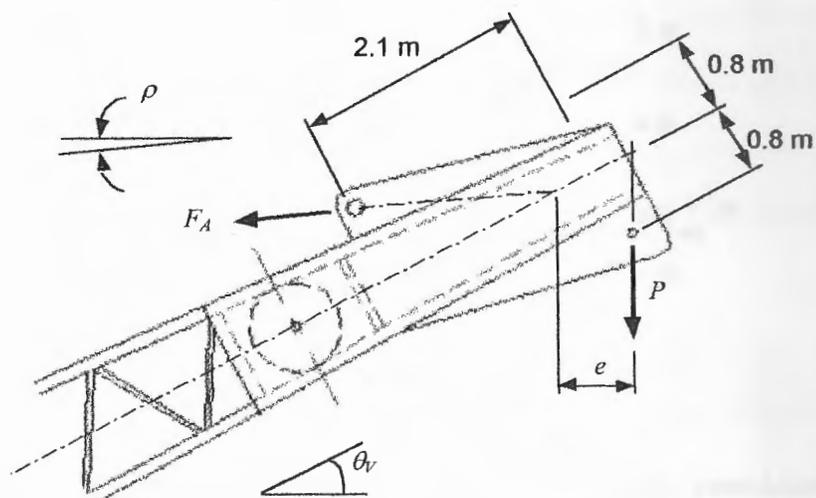


Figura 4.19

Los resultados de  $M_e$  en la punta de la pluma para cada alcance se presentan en la tabla 4.4.

$D$ , m.	$P$ , Ton	$e$ , m	$M_e$ , Ton-m
8	73.625	0.422	31.04
10	73.625	0.194	14.29
15	73.625	-0.16	-11.79
35	35	-0.028	-0.96

Tabla 4.4. Momentos en la punta de la pluma

Se presentan las curvas respectivas en la figura 4.20.

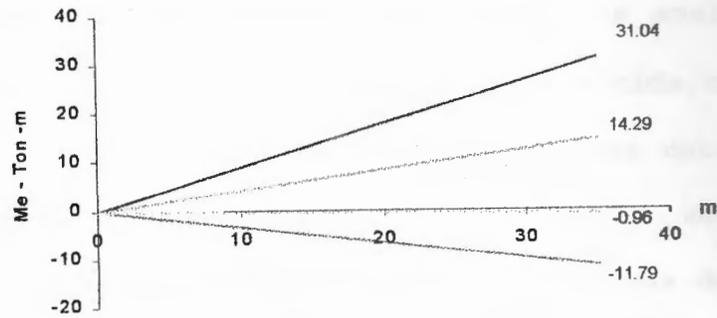


Figura 4.20

En la figura 4.21 se muestran las curvas resultantes para alcances de 8, 10, 15 y 35 metros. Estas son resultado de la superposición del momento por carga muerta,  $M_{DLx}$ , sobre el momento  $M_{ex}$ .

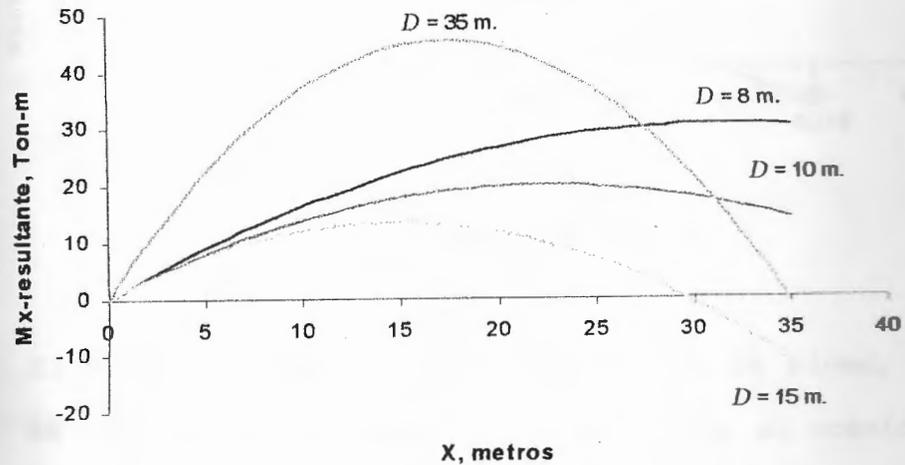


Figura 4.21

La figura 4.21 muestra que la curva a 35 metros posee un elevado momento a pesar que  $M_e$  lo disminuye

ligeramente. Sin embargo este efecto se analizará en conjunto con la fuerza axial,  $F_P$ , ejercida cuando la carga  $P$  para el alcance de 35 metros sea determinada. La curva para el alcance de 8 metros acumula en conjunto un mayor momento que en las curvas de 10 y 15 metros. Se diseña, por lo tanto, la pluma para este alcance ( $D = 8$  m). El diagrama de cortante resultante a 8 metros se presenta en la figura 4.22.

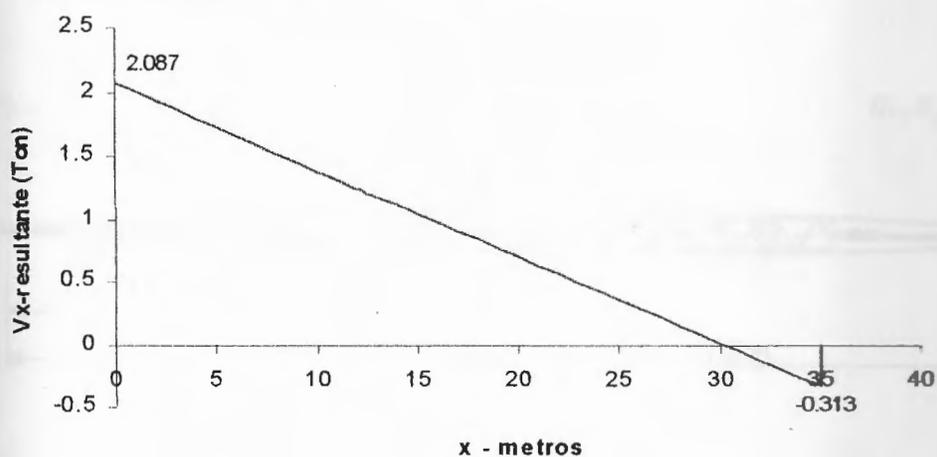


Figura 4.22

El efecto de las fuerzas laterales en la pluma, como se observa en la figura 4.16, es similar al ocasionado por una carga en voladizo actuando sobre una viga de apoyos simples; la pluma en combinación con los tirantes a los lados convierte el momento de flexión

en un par de fuerzas longitudinales, una de las cuales añade carga axial de compresión a la pluma,  $F_p$ .

En base a la figura 4.23 se determina la tensión soportada en los tirantes debido al efecto de las cargas  $E_p$  y  $E_A$ . Se anticipa una desviación del peso levantado  $W$  respecto a la vertical por el movimiento de la pluma bajo acción del sismo; esta fuerza adicional se la aproxima al valor  $H_s$ .

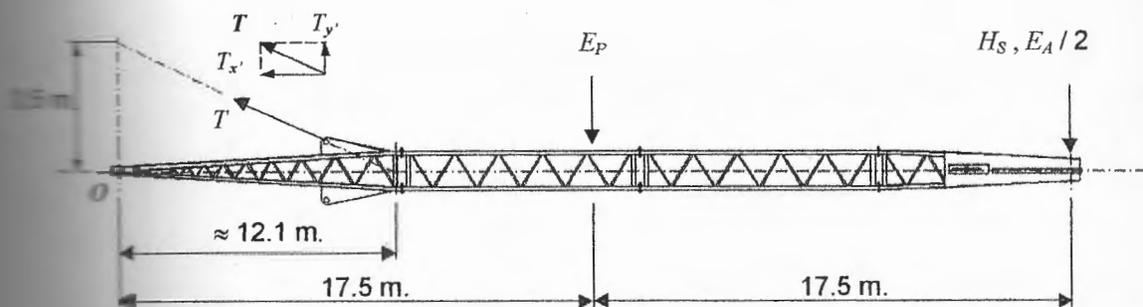


Figura 4.23

$$\sum M_O = 17.5 * E_p + 35 * \left( \frac{E_A}{2} + H_s \right) - 12.1 * T_y = 0$$

$$T_y = \frac{17.5 * E_p + 35 * \left( \frac{E_A}{2} + H_s \right)}{12.1} = 5.63 \text{ Ton}$$

$$F_p = T_x = \frac{17.5 * E_p + 35 * \left( \frac{E_A}{2} + H_s \right)}{3.5} \quad (13)$$

$$F_p = 19.46 \text{ Ton}$$

$$\begin{aligned}
 M_{y-\max} &= \left( H_s + \frac{E_A}{2} \right) (35 - 12.1) + E_p (17.5 - 12.1) \\
 &= \left( 1.47 + \frac{0.196}{2} \right) * 22.9 + 0.75 * 5.4 = 40.02 \text{ Ton - m}
 \end{aligned}$$

En la figura 4.24 se muestran los diagramas de cortante y momentos alrededor del eje y.

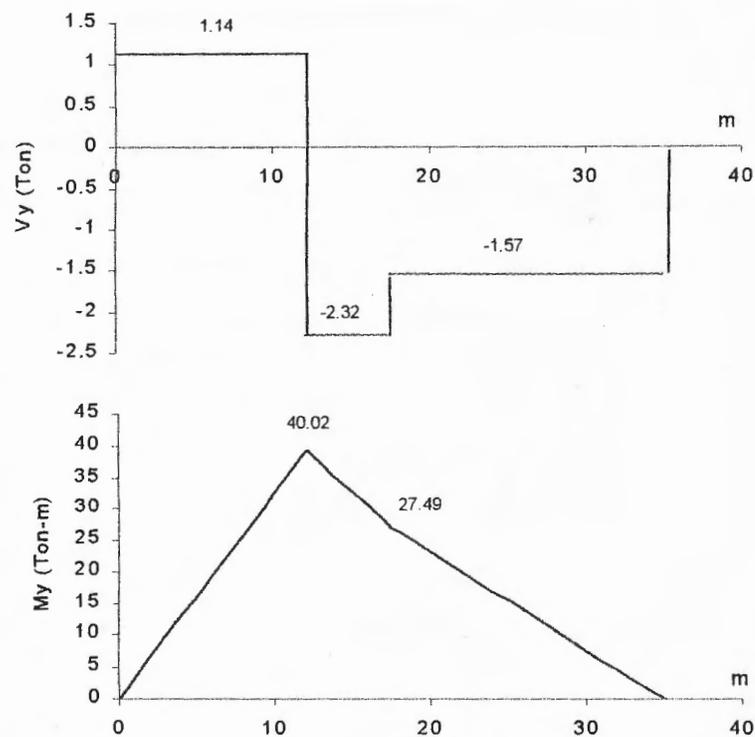


Figura 4.24

Las cargas y momentos actuantes en la pluma con la carga levantada a un alcance de 8 metros se tabulan en

la tabla 4.5.

$P$ , Ton	73.625
$F_p$ , Ton	191
$V_{x-max}$ , Ton	2.087
$V_{y-max}$ , Ton	2.32
$M_{DL-max}$ , Ton-m	9.71
$M_e$ , Ton-m	31.04
$M_{y-max}$ , Ton-m	40.02

Tabla 4.5. Cargas y momentos de diseño en la pluma

#### 4.5.4. Selección de nervios

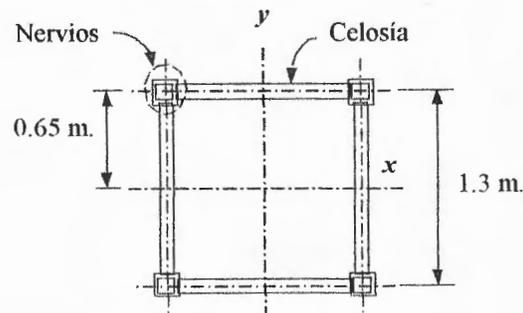


Figura 4.25

Los nervios conforman los elementos principales de la pluma y sobre los cuales las celosías transmitirán las fuerzas axiales a las que se someten. Asumiendo los cuatro nervios como un solo cuerpo (figura 4.25) el área neta,  $A_N$ , está dada por:



$A_n$  = Sección transversal de cada nervio

$$A_N = 4 * A_n$$

En cuanto al momento de inercia, debido a que la pluma posee los extremos ahusados (figura 4.26) el momento de inercia es menor a  $I_0$ . La reducción toma efecto desde un valor máximo  $I_0$  en la parte central uniforme hasta un mínimo  $I_1$  en los extremos.

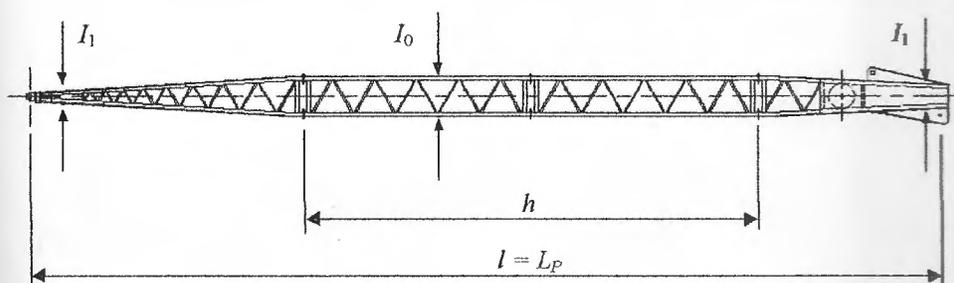


Figura 4.26

La carga crítica de flexión de la pluma puede hallarse usando el concepto de momento de inercia promedio,  $I_{av}^1$ . El momento de inercia  $I_{av} = \gamma I_0$ , donde  $I_0$  es el momento de inercia de una sección en la porción prismática de la

pluma, y  $\gamma$  puede determinarse de la tabla 4.6<sup>1</sup>.

$I_1 / I_0$	$h / l$					
	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
0.1	0.548	0.675	0.818	0.937	0.993	1.000
0.2	0.645	0.760	0.873	0.957	0.995	1.000
0.4	0.772	0.853	0.929	0.976	0.998	1.000
0.6	0.863	0.916	0.962	0.987	0.999	1.000
0.8	0.937	0.963	0.982	0.996	1.000	1.000
1.0	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Tabla 4.6. Coeficientes  $\gamma$

Fijando:  $l = L_p = 35 \text{ m.}$   $\frac{I_1}{I_0} \approx 0.2$   
 $h = 15.9 \text{ m.}$   $I_0$

Por interpolación se halla el valor de  $\gamma = 0.8958$ .

El radio de giro,  $r$ , de la pluma se calcula empleando

el momento de inercia promedio,  $I_{av}$ , donde  $r = \sqrt{I_{av} / A_N}$ .

El momento de inercia,  $I_0$ , empleando la figura 4.25 es,

<sup>1</sup> AISC. Specification for the Design of Guy and Stiffleg Derricks. Chicago: The Institute, 1974.  
 Apéndice A1, sección D1.4.4, tabla D1.4.4.

Al ser la pluma un elemento constituido enteramente por nervios y celosías, para hallar el esfuerzo permisible de flexión,  $F_b$ , se la considera como una armadura. Por tanto,  $F_b$  toma el valor de  $F_a$  para un segmento de nervio comprendido entre puntos de unión con las celosías.

$$F_{bx} = F_{by} = (F_a)_{\text{nervio}} \quad (15)$$

$F_a$  se determina usando  $l/r$  para ese segmento de nervio. El valor de  $r$  depende del tipo de arreglo del enmallado según la figura 4.27. La disposición de las celosías se representa en el esquema (b). En este caso el radio de giro alrededor del eje  $z$ ,  $r_z$ , debe usarse.

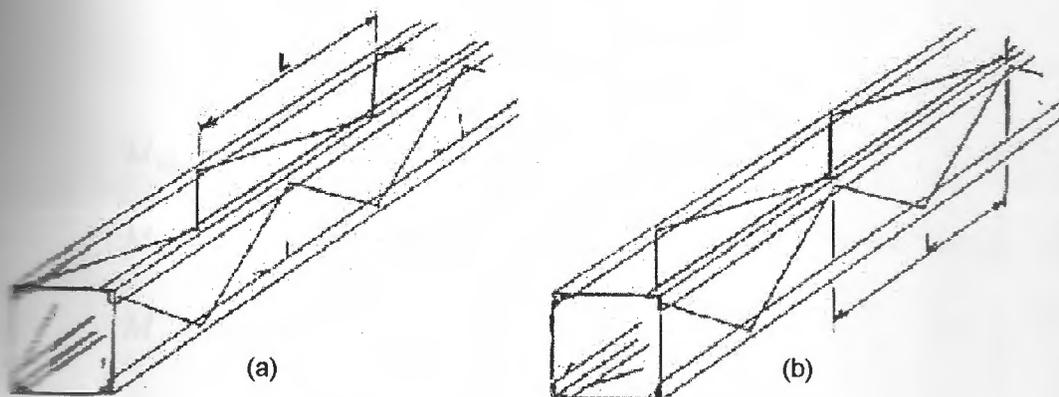


Figura 4.27

El esfuerzo de flexión calculado<sup>1</sup>,  $f_b$ , en el nervio está dado por:

$$f_{bx}, f_{by} = \frac{(M_x \text{ ó } M_y)}{2dA_n} \quad (16)$$

$d$  = distancia entre centroides de los nervios

$A_n$  = Area de un nervio

$M_x, M_y = M_{DLx}, M_{ex}, M_y$ . Momentos en la sección

Al estar sujeta la pluma a esfuerzos axiales y de flexión esta debe cumplir con la fórmula de interacción modificada (D1.5-1a)<sup>2</sup>

$$\frac{f_a D}{F_a} \pm \frac{C_{mx1} f_{bx1} D}{\left(1 - \frac{f_a}{F_{ex}}\right) F_{bx}} + \frac{C_{mx2} f_{bx2} D}{\left(1 - \frac{f_a}{F_{ex}}\right) F_{bx}} + \frac{C_{my} f_{by}}{\left(1 - \frac{f_a}{F_{ey}}\right) F_{by}} \leq 1.0 \quad (17)$$

$$M_{DLx} \Rightarrow C_{mx1} = 1.0$$

$$M_{ex} \Rightarrow C_{mx2} = 0.6 - 0.4 \frac{M_1}{M_2} = 0.6$$

$$M_y \Rightarrow C_{my} = 0.85$$

<sup>1</sup> AISC, Specification for the Design of Guy and Stiffleg Derricks. Chicago: The Institute, 1974.  
<sup>2</sup> Figura A1, sección D1.5.1.

Considerando los coeficientes  $C_{mx}$  y probando con algunas secciones de la pluma se halla que el efecto combinado de los esfuerzos de flexión,  $f_{bx}$ , es crítico a una distancia  $x = 26.25$  m. desde la base de la pluma.

$$\begin{aligned} M_{DLx} &= \frac{\omega \cos \theta_v x}{2} (L_p - x) \quad \theta_v = 76.79^\circ \\ &= \frac{300 * 0.2285 * 26.25 * (35 - 26.25)}{2} \\ &= 7.878 \text{ Ton - m} \end{aligned}$$

$$M_{ex} = M_e \frac{x}{L_p} = 30.4 \text{ Ton - m} * \frac{26.25}{35}$$

$$M_{ex} = 23.28 \text{ Ton - m}$$

Como aproximación se asume que los esfuerzos permisibles de flexión son iguales al axial correspondiente a la pluma,  $(F_a)_{pluma}$ .

Los esfuerzos actuantes de compresión y de flexión, utilizando las ecuaciones (14) y (16) quedan dados en función del área de un nervio,  $A_n$ ,

$$f_a = \frac{F_p}{4A_n} = \frac{191 \text{ Ton}}{4A_n} = \frac{47.72}{A_n}$$

$$f_{bx1} = \frac{M_{DLx}}{2dA_n}$$

$$= \frac{7.88}{2 * 1.3 * A_n} = \frac{3.03}{A_n}$$

$$f_{bx2} = \frac{M_{ex}}{2dA_n}$$

$$= \frac{23.28}{2 * 1.3 * A_n} = \frac{8.95}{A_n}$$

$$f_{by} = \frac{40.02}{2 * 1.3 * A_n} = \frac{15.39}{A_n}$$

El factor dinámico  $D$  es igual a 1.2 para la condición de levantamiento y descenso de la carga. No se considera el efecto del viento debido a la fórmula (4), en donde se especifica que el mayor efecto proporcionado por el viento o por el sismo debe ser empleado en el análisis. La carga de viento  $H_{WT} < H_S$  y ya que se incluye  $H_S$  en el análisis del efecto debido al sismo sobre la pluma, queda que  $H_{WT} < E = S/1.4$ .

El área requerida se aproxima por prueba y error:

$$A_n > 70 \text{ cm}^2 = 10.85 \text{ pulg}^2$$

Se prueba con un perfil de sección cuadrada ya que este aporta una alta rigidez ( $r$ ) y tiene una menor posibilidad de torcerse o dañarse que un perfil angular.

Alternativa 1: Nervio:  $\square 7 \times 7 \times \frac{1}{2}$

$$A_n = 12.4 \text{ pulg}^2 = 80 \text{ cm}^2 > 70 \text{ cm}^2$$

$$\omega = 42.05 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 62.58 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$r_z = 2.62 \text{ pulg} = 6.65 \text{ cm.}$$

Siendo  $l$  el de la figura 4.28 y empleando el enmallado de la figura 4.27b ( $r = r_z$ ) la relación de esbeltez es,

$$\frac{k \cdot l}{r_z} = \frac{2 * 1.3 / \tan 60^\circ * 100}{6.65} = 22.56$$

$$F_b = (F_a)_{\text{nervio}} = 20.44 \text{ ksi} = 1.437 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} > 1.246 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

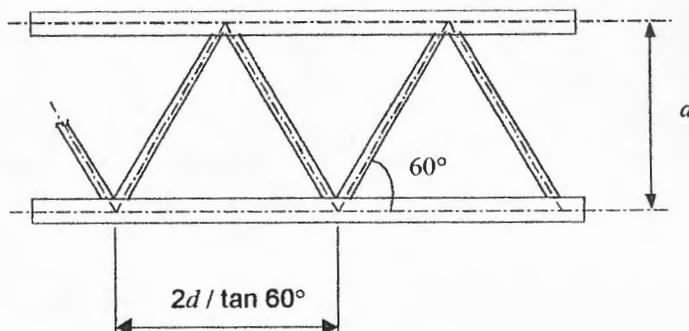


Figura 4.28

El valor del esfuerzo permisible de flexión,  $F_b$ , resulta ser mayor al asumido [ $F_b = (F_a)_{pluma}$ ]. Chequeando el perfil con la fórmula de interacción (D1.5-1b)<sup>1</sup>.

$$\frac{f_a D}{0.60 F_y} + \frac{f_{bx} D}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0 \quad (18)$$

$$f_a = \frac{191}{4 * 80} = 0.60 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

Los momentos  $M_{ex}$  y  $M_{DL}$ , al no verse afectados por los coeficientes  $C_{mx}$  la combinación más crítica de sus esfuerzos de flexión está a  $x = 31.25$  m.

<sup>1</sup> AISC, Specifications for the Design of Guy and Stiffleg Derricks. Chicago; The Institute, 1974. Figura A5, sección D1.5.1.

$$M_{ex} = M_e \frac{x}{L_p} = 31.04 * \left( \frac{31.25}{35} \right) = 27.71 \text{ Ton - m}$$

$$f_{bx2} = \frac{M_{ex}}{2dA_n} = \frac{27.71}{2 * 1.3 * 80 \text{ cm}^2} = 0.13 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\begin{aligned} M_{DLx} &= \frac{\omega \cos \theta_v x}{2} (L_p - x) \\ &= \frac{300 * 0.2285 * 31.25 * (35 - 31.25)}{2} = 4.02 \text{ Ton - m} \end{aligned}$$

$$f_{bx} = \frac{M_{DLx}}{2dA_n} = \frac{4.02}{2 * 1.3 * 80} = 0.02 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$f_{by} = \frac{M_y}{2dA_n} = \frac{40.02}{2 * 1.3 * 80} = 0.19 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$F_{bx} = F_{by} = (F_a)_{\text{nervio}} = 1.437 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

La ecuación de interacción (18) queda de la forma,

$$\frac{0.60 * 1.2}{0.60 * 2.53} + \frac{(0.13 + 0.02) * 1.2}{1.437} + \frac{0.19}{1.437} \leq 1.0$$

$$0.474 + 0.125 + 0.132 = 0.73 < 1.0$$

El perfil cumple con las requerimientos especificados por las fórmulas de interacción (D1.5-1a y D1.5-1b).

Se concluye que el perfil de sección cuadrada 7" x 7" x 1/2" es satisfactorio.

#### 4.5.5. Selección de celosías

Se hará uso de tubos rectangulares como celosías ya que su conexión resulta simple y elimina las excentricidades que existirían al emplear ángulos (figura 4.29) evitando cualquier momento adicional.

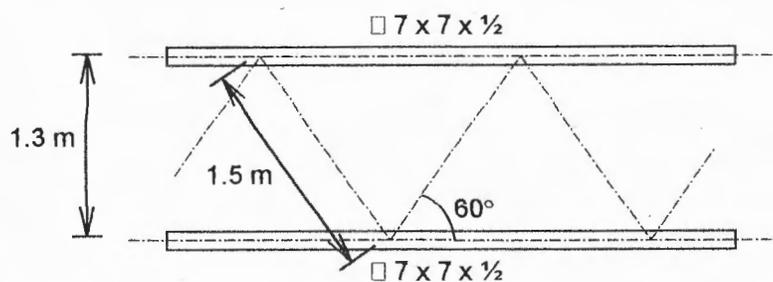


Figura 4.29

En la selección del perfil se considera que éstas van a soportar los cortantes ejercidos en la dirección perpendicular al eje de la pluma tabulados en la tabla 4.5. El cortante  $V_y$  es resultado de las cargas laterales actuando en la punta de la pluma y  $V_x$  por la carga muerta de la pluma. Adicionalmente se cuenta con un esfuerzo cortante adicional, actuando normal al

eje de la pluma e igual al 2 por ciento de la carga compresiva axial,  $F_p$ .<sup>1</sup>

$$V_x = 2.087 \text{ Ton} \qquad V_y = 2.32 \text{ Ton}$$

El cortante total,  $V_T$ , es igual al 2% de la fuerza compresiva en la pluma,  $F_p$ , sumado al mayor valor entre  $V_x$  y  $V_y$ .

$$V_T = 0.02F_p + V_y = 0.02 * 191 + 2.32 = 6.14 \text{ Ton}$$

$V_T$  es soportado por las dos caras presentadas paralelas al sentido de acción de la fuerza. Evaluando el diagrama de fuerzas (figura 4.30) en una de las conexiones,

$$F_c = \frac{V_T}{n \text{sen} 60^\circ} = \frac{6.14}{2 * \text{sen} 60^\circ} \quad ; \quad n = 2 \text{ caras}$$

$$= 3.54 \text{ Ton}$$

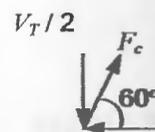


Figura 4.30

La conexión entre los nervios y celosías al conformar una estructura tubular debe satisfacer las normas

AWS<sup>1</sup>. Los parámetros dimensionales a usarse se basan en la figura 4.31:

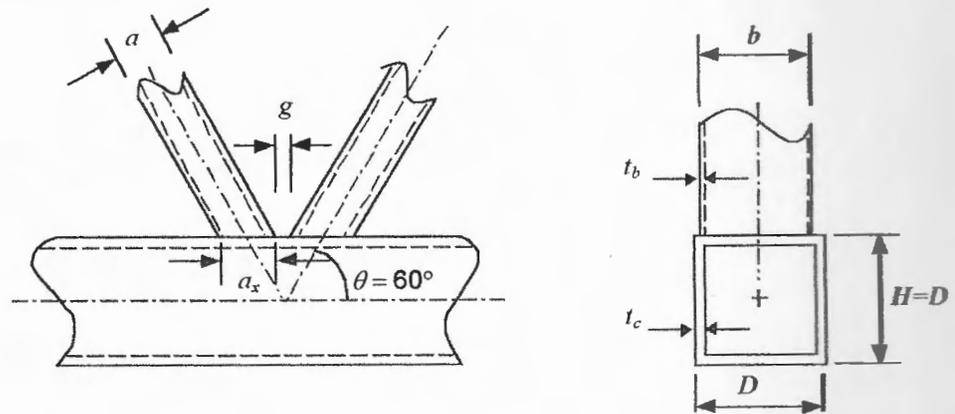


Figura 4.31

$$\beta = \frac{b}{D}$$

$$\tau = \frac{t_b}{t_c}$$

$$\beta_{eff} = \frac{2b + 2a}{4D}$$

$$\eta = \frac{a_x}{D}$$

$$\theta = 60^\circ$$

$$\beta_{cop} = \frac{5\beta}{\gamma}$$

$$\gamma = \frac{D}{2t_c}$$

$$\zeta = \frac{g}{D}$$

Chequeando por falla local, la carga axial  $P_u$  a la cual fallaría la pared del nervio está dada por:

$$P_u \sin \theta = F_{yc} t_c^2 \left[ 0.8 \beta_{eff} \sqrt{\gamma} \right] \phi_f \quad (19)$$

siempre que,  $\zeta \geq 0.5(1-\beta)$  y  $\beta_{eff} \geq 0.1 + \gamma/50$ . Tomando un  $a_{min} = 2''$  el valor mínimo  $b$  se determina de la primera condición:

$$g \approx \frac{H/2 - a}{\text{sen}60^\circ} = \frac{7/2 - 2}{0.866} = 1.732 \text{ pulg} \Rightarrow$$

$$\zeta = \frac{g}{D} = \frac{1.732}{7} = 0.247 \geq 0.5 \left(1 - \frac{b}{D}\right) = 0.5 \left(1 - \frac{b}{7''}\right)$$

$b > 3.54 \text{ pulg}$  ; usar 4"

$$\gamma = \frac{D}{2t_c} = \frac{7}{2 * 0.5} = 7 \Rightarrow \beta_{eff} = \frac{2 * 4 + 2 * 2}{4 * 7} = 0.429 \geq 0.1 + \frac{7}{50}$$

$$\beta_{eff} = 0.429 > 0.24$$

El término  $Q_f$  está dado por:  $Q_f = 1.3 - 0.4U/\beta$ .  $U$  está dado por la relación entre los esfuerzos reales y los permisibles. Se incluye el factor dinámico  $D = 1.2$ .

$$U = \left| \frac{f_a}{F_{yo}} \right| + \left| \frac{f_b}{F_{yo}} \right|$$

$$= \frac{0.6 * 1.2}{36/2.2/2.54^2} + \frac{(0.13 + 0.02) * 1.2 + 0.19}{36/2.2/2.54^2}$$

$$= 0.284 + 0.146 = 0.431$$

$$Q_f = 1.3 - 0.4 * 0.431 / (4/7) = 0.999$$

$P_u$  se obtiene mediante la ecuación (19) y se le aplica un factor de seguridad de  $1.44/\Phi$ , siendo  $\Phi = 0.9$ .

$$P_u = \frac{36 * 0.5^2 * [9.8 * 0.429 * \sqrt{7}] * 0.99 / \text{sen}60^\circ}{1.44/0.9}$$

$$= 72.07 \text{ k} = 32.69 \text{ Ton} > F_c = 3.54 \text{ Ton}$$

La carga axial  $P_u$  límite sobre la cual el nervio fallaría por cortante, siempre que  $\beta \geq 0.1 + \gamma/50$ , está dada por:

$$P_u \text{ sen} \theta = (F_{yo} / \sqrt{3})_c D [2\eta + \beta_{gap} + \beta_{eop}] \quad (20)$$

$$\beta = \frac{4}{7} \geq 0.1 + 7/50 \Rightarrow 0.571 > 0.24$$

$$\zeta \leq 1.5(1 - \beta)$$

$$0.247 < 1.5 * 0.429 = 0.64 \Rightarrow \beta_{gap} = \beta = 0.571$$

$$\beta_{eop} = \frac{5 * 0.571}{7} = 0.408 \quad \eta = \frac{\alpha / \text{sen}60^\circ}{D} = \frac{2.31}{7} = 0.33$$

Dada la fórmula (20) y aplicando un factor de seguridad de  $1.44/\Phi$  siendo  $\Phi = 0.8$ ,  $P_u$  es igual a:

$$P_u = \frac{36 \text{ ksi} / \sqrt{3} * 0.5 * 7 * [2 * 0.33 + 0.571 + 0.408]}{\text{sen}60^\circ * 1.44 / 0.8}$$

$$= 76.51 \text{ k} = 34.7 \text{ Ton} > F_c = 3.54 \text{ Ton}$$

Las fuerzas máximas aplicables sobre el nervio resultan mayor a la ejercida en realidad por la celosía. El nervio no fallará por cortante ni por falla de la pared del mismo. Se examina la resistencia del mínimo perfil disponible 4 x 2 x 3/16.

Alternativa 1: Celosía: □ 4 x 2 x 3/16

$$A = 2.02 \text{ pulg}^2 = 13.03 \text{ cm}^2$$

$$\omega = 6.87 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 10.22 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$r_x = 1.38 \text{ pulg} = 3.51 \text{ cm} \quad r_y = 0.798 \text{ pulg} = 2.03 \text{ cm}$$

$$\frac{k \cdot l}{r_y} = \frac{1.5 \text{ m}}{2.03 / 100 \text{ cm}} = 74 \ll 140 \Rightarrow F_a = 16 \text{ ksi} = 1.12 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$f_a = \frac{F_c}{A} = \frac{3.54}{29.61} = 0.12 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \ll 1.12 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

El perfil rectangular 4 x 2 x 3/16 resiste la carga ejercida  $F_c$ .

## 4.5.6. Análisis de la geometría de las conexiones

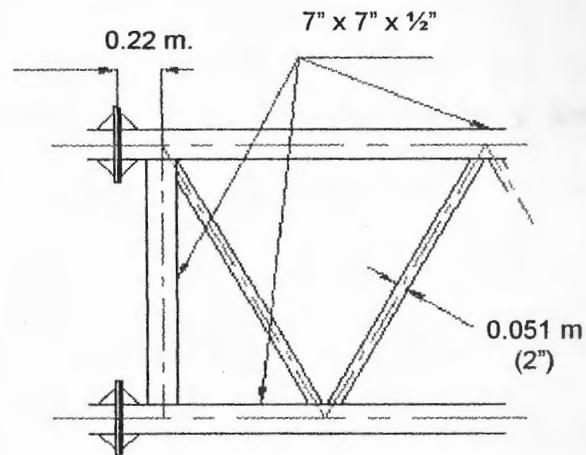


Figura 4.32

La figura 4.32 muestra el tipo de conexión entre secciones de la pluma en donde se ilustra el empleo de bridas unidas con pernos.

Como resultado, las celosías son interrumpidas al crearse las juntas dejando que el cortante transversal existente,  $V_T$ , sea resistido por los nervios.  $V_T$  está determinado previamente en la sección 4.5.5.

El esfuerzo de flexión ocasionado por el cortante en cada conexión viene dado por:

$$M = \frac{V_T}{n} \times d = \frac{6.14 \text{ Ton}}{4} * 0.22 \text{ m} = 0.34 \text{ Ton} \cdot \text{m} \quad n = 4 \text{ esquinas}$$

$$f_b = \frac{M}{S} = \frac{0.34}{396.6 \text{ cm}^3} = 0.001 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

La relación entre los esfuerzos reales y permisibles de flexión es,

$$\frac{f_b}{F_b} = \frac{0.001}{0.66 * 36 \text{ ksi} / (2.20462 * 2.54^2)} = 0.4 \times 10^3 \approx 0$$

El efecto de la conexión sobre los nervios no origina efectos considerables sobre el sistema global. Esto tiene su explicación en que los tubos cuadrados de 7 pulgadas son lo suficientemente resistentes.

#### 5.7. Cálculo de cargas reales

El peso total de la pluma compuesto por nervios de sección cuadrada  $\square 7 \times 7 \times \frac{1}{2}$  y celosías rectangulares  $\square 6 \times 2 \times \frac{3}{16}$  es:

$$\square 7 \times 7 \times \frac{1}{2} \Rightarrow (62.58 \text{ Kg/m}) (4) = 250.31 \text{ Kg/m}$$

$$\square 4 \times 2 \times \frac{3}{16} \Rightarrow (10.22 \text{ Kg/m}) (4) (2) = 81.79 \text{ Kg/m}$$

$H_{WT} < H_s$ , por tanto no se considera en el análisis.

Se calcula la carga compresiva axial,  $F_p$ , en la pluma mediante la ecuación (9) y sin considerar el efecto de  $E_A$  y  $E_p$  sobre la misma :

$$F_p = 2.59P = 2.59 * 74.19 = 192.34 \text{ Ton.}$$

El momento alrededor del eje  $y$ ,  $M_y$ , ocasionado por las cargas laterales sobre la pluma viene dado por:

$$E_p = \frac{S_p}{1.4} = \frac{0.1 \cdot W_p}{1.4} = 0.83 \text{ Ton}$$

$$\begin{aligned} M_{y-\max} &= \left( H_s + \frac{E_A}{2} \right) (35 - 12.1) + E_p (17.5 - 12.1) \\ &= \left( 1.48 + \frac{0.196}{2} \right) * 22.9 + 0.83 * 5.4 = 40.71 \text{ Ton-m} \end{aligned}$$

El momento ejercido en la punta del gancho,  $M_e$ , a un alcance de 8 metros y debido a la excentricidad,  $e$ , dada en la tabla 4.4 es:

$$M_e = Pe = 74.19 * 0.422 \text{ m} = 31.3 \text{ Ton-m}$$

Aplicando la ecuación de interacción (17):

$$\frac{f_a D}{F_a} + \frac{C_{mx1} f_{bx1} D}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}\right) F_{bx}} + \frac{C_{mx2} f_{bx2} D}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}\right) F_{bx}} + \frac{C_{my} f_{by}}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ey}}\right) F_{by}} \leq 1.0$$

El esfuerzo axial  $f_a$  y el esfuerzo de flexión  $f_{by}$  son:

$$f_a = \frac{F_P}{4A_n} = \frac{192.34}{4 * 80 \text{ cm}^2} = 0.601 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$f_{by} = \frac{M_{y-\max}}{2dA_n} = \frac{40.71}{2 * 1.3 * 80} = 0.196 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

Los esfuerzos de flexión,  $f_{bx1}$  y  $f_{bx2}$ , debidos a la carga uniforme,  $M_{DLx}$ , y al ocasionado en la punta de la pluma,  $M_{ex}$ , a una distancia  $x = 25$  m. del extremo de la pluma son:

$$\begin{aligned} M_{DLx} &= \frac{\omega \cos \theta_v x}{2} (L_P - x) \quad \theta_v = 76.79^\circ \\ &= \frac{332.1 * 0.2285 * 25 * (35 - 25)}{2000} = 9.49 \text{ Ton} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$f_{bx1} = \frac{M_{DLx}}{2dA_n} = \frac{9.49}{2 * 1.3 * 80 \text{ cm}^2} = 0.046 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{ex} = M_e \frac{x}{L_p} = 22.36 \text{ Ton} \cdot \text{m}$$

$$f_{bx2} = \frac{M_{ex}}{2dA_n} = \frac{22.36}{2 * 1.3 * 80} = 0.108 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

La ecuación (17) al mantener los coeficientes  $C_{m1}$ ,  $C_{m2}$  y  $C_{my}$  y los esfuerzos permisibles  $F_a$ ,  $F_b$  y  $F'e$  queda de la forma:

$$\frac{0.601 * 1.2}{1.246} + \frac{(0.046 + 0.6 * 0.108) * 1.2 + 0.85 * 0.196}{\left(1 - \frac{0.601}{3.24}\right) * 1.437} \leq 1.0$$

$$0.58 + 0.26 = 0.84 < 1.0$$

La selección de perfiles para los nervios y celosías de la pluma cumplen satisfactoriamente los requisitos de resistencia en la pluma.

#### 4.6. DISEÑO DE BRAZOS RIGIDOS Y LARGUEROS

El diseño del brazo rígido y larguero conectados en el apoyo  $A$  (figura 4.33) se basa en las ecuaciones de las fuerzas determinadas en la sección 4.4.2.

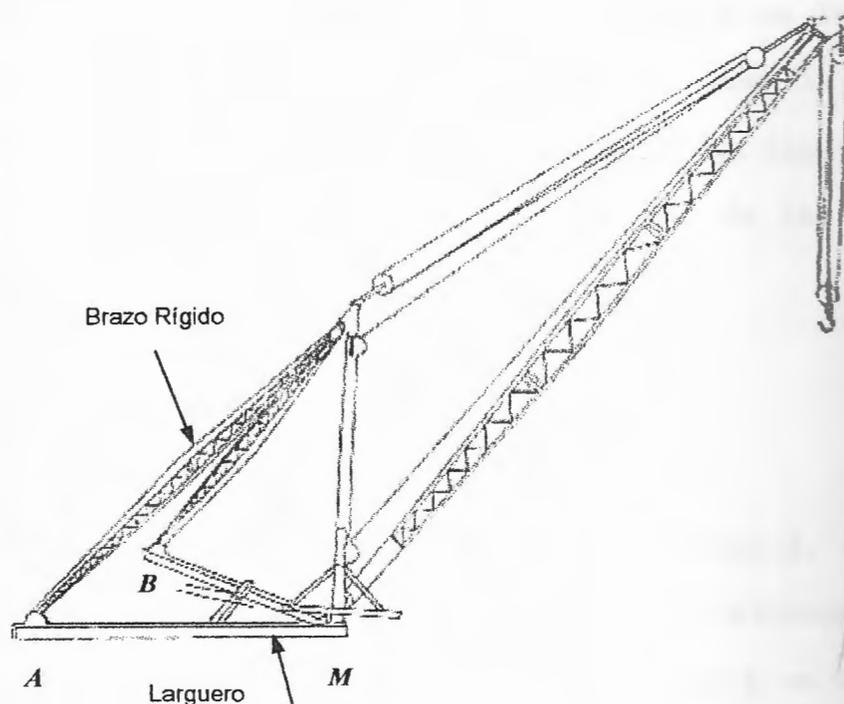


Figura 4.33

En las curvas de influencia (figuras 4.12, 4.13) se muestra que el efecto de la carga  $P$  es crítico cuando esta se ubica a  $\theta_H = 0^\circ$  y a  $\theta_H = 180^\circ$  del rango de rotación. En estas posiciones adquieren los máximos valores de compresión y tensión. Comportamiento similar se obtiene para el brazo rígido y larguero conectados en



el apoyo  $B$  los cuales obtienen sus máximos valores a  $\theta_H = 90^\circ$  y  $\theta_H = 270^\circ$ .

En las ecuaciones a emplearse, los valores  $E_M$ ,  $E_L$ ,  $E_B$  y  $E_A$  se calculan en base a  $E = S/1.4$  siendo  $S_M$ ,  $S_L$ ,  $S_B$  y  $S_A$  los valores de carga debidos al sismo tabulados en la tabla 4.4. Tanto para la carga en el gancho,  $P$ , como la fuerza en la pluma debida al sismo,  $E_p$ , se emplearán los valores determinados en la sección 4.5.7 (Cálculo de las cargas reales).

#### 4.5.1. Brazo Rígido

La fuerza en el brazo rígido en la unión  $A$ ,  $F_{BA}$ , se determina aplicando la ecuación (7) a un alcance de 15 metros ( $\theta_v = 64.62^\circ$ ) y ubicando la pluma a un ángulos de giro  $\theta_H = 0^\circ$  y  $\theta_H = 180^\circ$ . El coeficiente  $\cos r$  es igual a 1.

$$P = 74.72 \text{ Ton}; \quad \theta_v = 64.62^\circ; \quad E_p = 0.83 \text{ Ton}$$

$$F_{BA} = \mp \frac{2.59 * 74.19 \text{ Ton} * 0.429}{0.7071} \mp \left[ 1.3 * 1.027 * 0.904 + \frac{0.882}{2} \right] \frac{1}{0.7071}$$

$$= \mp (116.573 + 2.324) = \mp 118.9 \Rightarrow 120 \text{ Ton}$$

El resultado muestra que el brazo rígido está sometido a compresión (-) y tensión (+) alternadamente. Se opta por diseñar al miembro bajo acción de compresión considerando que involucra el efecto axial y de pandeo en conjunto.

#### 4.6.1.1. Selección de Nervios

La longitud del brazo rígido teórica es aproximada entre los puntos de conexión del brazo con el mástil y el larguero (figura 4.34).

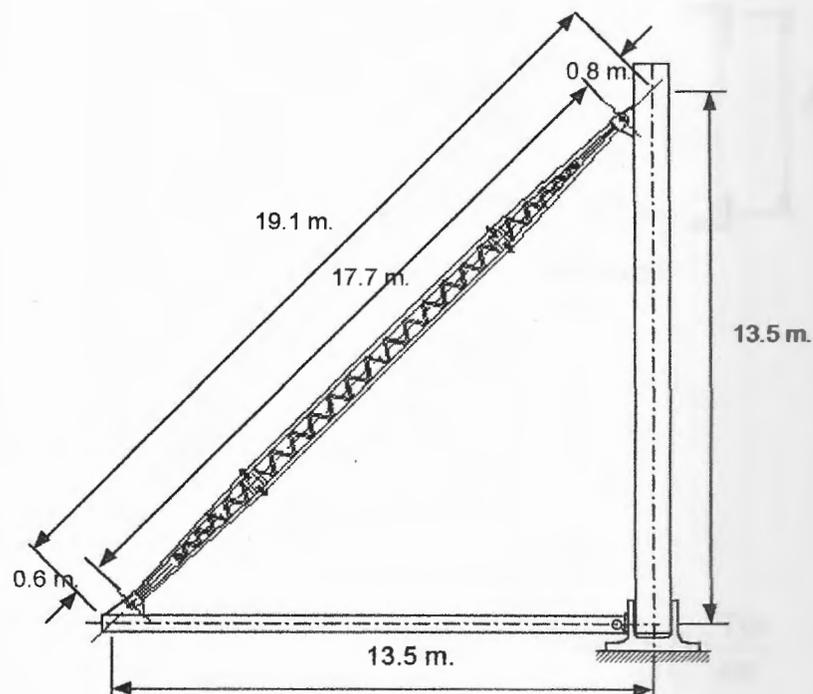


Figura 4.34

El esfuerzo axial de compresión,  $f_a$ , queda expresado:

$$f_a = \frac{F_B}{4A_n} = \frac{30}{A_n}$$

Tal como en la pluma, el brazo rígido estará sometido a flexión por causa de su propio peso ( $w_B$ ). Si bien la fuerza,  $E_B$ , por el sismo contrarresta este efecto no se lo considera para obtener el efecto más crítico. El esfuerzo de flexión,  $f_{bx}$ , debido al momento máximo por carga muerta,  $M_{DL}$ , es:

$$M_{DL} = \frac{w_B \cos 45^\circ l^2}{8} = \frac{110 * 0.7071 * 17.7^2}{8000} = 3.05 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$f_{bx} = \frac{M_{DL}}{2dA_n} = \frac{3.05}{2 * 0.65 * A_n} = \frac{2.343}{A_n}$$

estando  $d$  definido en la figura 4.29 y,  $A_n$ , es el área del nervio por definir. La fórmula de interacción (17) queda de la forma,

$$\frac{f_a D}{F_a} \pm \frac{C_{mx} f_{bx} D}{\left(1 - \frac{f_a}{F_{ex}}\right) F_b} \leq 1.0$$

$$C_{mx} = 1$$

$$F_b \approx (F_a)_{\text{brazo}} \Rightarrow \frac{30 * 1.2}{1.235 * A_n} + \frac{1 * 2.343 * 1.2}{A_n * 1.235 * \left(1 - \frac{30}{4 * 3.057 * A_n}\right)} < 1.0$$

$$\frac{29.15}{A_n} + \frac{2.277}{A_n * (1 - 2.453/A_n)} < 1.0$$

Por prueba y error se halla el  $A_n$  requerido igual a  $32 \text{ cm}^2$ . Para conformar los nervios se elige perfiles angulares de lados iguales por que no se requiere tanta rigidez como la proporcionada por los perfiles tubulares.

Alternativa 1: Nervios:  $5 \times 5 \times \frac{5}{8}$

$$A = 5.86 \text{ pulg}^2 = 37.81 \text{ cm}^2 > 32 \text{ cm}^2$$

$$\omega = 20 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 29.76 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$r_x = r_y = 1.52 \text{ pulg} = 3.86 \text{ cm} \quad r_z = 0.978 \text{ pulg} = 2.48 \text{ cm}$$

Chequeando efectividad del ángulo<sup>1</sup>

$$\frac{b}{t} < \frac{76}{\sqrt{F_y}} \therefore \frac{5}{5/8} = 8 < \frac{76}{\sqrt{36}} = 12.67$$

<sup>1</sup> Specification for the Design, Fabrication and Erection of Structural Steel of Buildings. The Institute, 1980. Sección 1.9.1.2, página 5-30.

El esfuerzo admisible de flexión,  $F_b$ , es igual al esfuerzo admisible axial,  $F_a$ , para la longitud  $l_n$  entre puntos consecutivos de conexión de las celosías (figura 4.37) para el arreglo de la figura 4.27a.

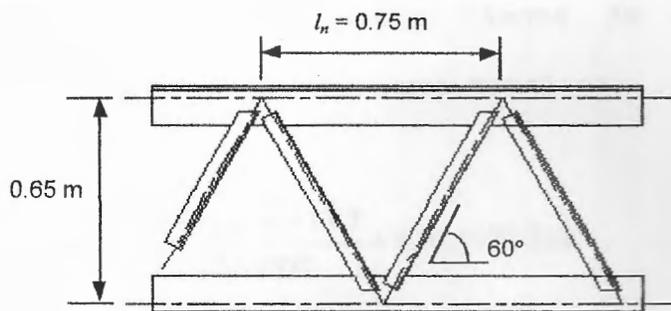


Figura 4.37

$$r = r_x = r_y = 3.86 \text{ cm} \Rightarrow \frac{l_n}{r_z} = \frac{0.75 \text{ m} * 100}{3.86} = 19.43$$

$$\Rightarrow F_b = 20.63 \text{ ksi} = 1.45 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} > 1.235 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

El perfil angular seleccionado 5 x 5 x  $\frac{5}{8}$  cumple los requisitos presentados.

#### 4.6.1.2. Selección de celosías

La sección a utilizar en las celosías, en concordancia con la de los nervios, es del tipo angular de lados

iguales. Se considera que las celosías van a soportar el cortante ejercido en dirección perpendicular al eje del brazo ocasionado por el peso propio del mismo. El cortante máximo causado está dado por,  $V_r = \omega_p l / 2$ . Adicionalmente se cuenta con el esfuerzo cortante adicional e igual al 2 por ciento de la carga compresiva axial,  $F_B$ . El cortante total es,

$$V_T = \frac{\omega_B l}{2} + 0.02 F_B = \frac{110 \text{ kg/m} * 17.7}{2 * 1000} + 0.02 * 120 \text{ Ton}$$

$$= 3.4 \text{ Ton}$$

La fuerza axial,  $F_C$ , en las celosías tiene el valor,

$$F_c = \frac{V_T}{n \text{sen} 60^\circ} = \frac{3.4}{2 * \text{sen} 60^\circ} = 1.97 \text{ Ton} \quad ; \quad n = 2 \text{ caras}$$

$$\text{Para celosía simple: } \frac{l}{r} \leq 140 \therefore r_{\min} = \frac{0.75 * 100}{140} = 0.54 \text{ cm}$$

Alternativa 1: Celosía: 2 x 2 x 1/8

$$A = 0.484 \text{ pulg} = 3.12 \text{ cm}^2$$

$$\omega = 1.65 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 2.46 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

Chequeando la rigidez del ángulo,

$$\frac{b}{t} \leq \frac{76}{\sqrt{F_y}} \quad \therefore \quad \frac{2}{1/8} = 16 \leq 10.75$$

Alternativa 2. Celosía: 2 x 2 x 3/16

$$A = 0.715 \text{ pulg}^2 = 4.61 \text{ cm}^2$$

$$\omega = 2.44 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 3.63 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\frac{b}{t} = \frac{2}{3/16} = 10.667 < 10.748$$

$$r_x = r_y = 0.617 \text{ pulg} = 1.57 \text{ cm} \quad r_z = 0.394 \text{ pulg} = 1 \text{ cm}$$

$$\frac{l}{r_z} = \frac{0.75 * 100}{1} = 75 \Rightarrow F_c = 26.55 \text{ ksi} = 1.87 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$F_a = 15.9 \text{ ksi} = 1.118 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\Rightarrow f_a = \frac{F_c}{A} = \frac{1.97 \text{ Ton}}{4.61} = 0.43 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} < 1.118 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo de flexión,  $f_b$ , causado por el momento ejercido en la unión de la celosía (figura 4.38) es,

$$M = 1.97 \text{ Ton} * (0.569 \text{ pulg}) * 2.54 = 2.85 \text{ Ton} \cdot \text{cm}$$

$$f_b = \frac{Mc}{I} = \frac{2.85 * 0.569 * 2.54}{0.272 \text{ pulg}^4 * 2.54^4} = 0.364 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

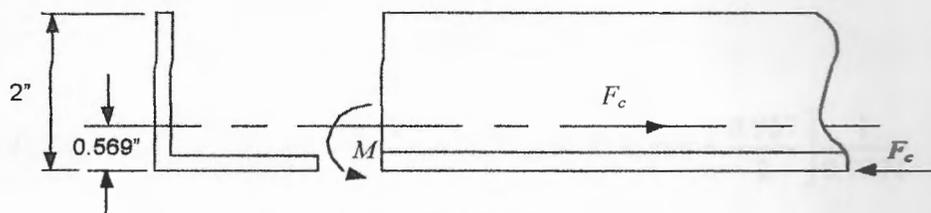


Figura 4.38

El esfuerzo permisible de flexión<sup>1</sup>,  $F_b = 0.6F_y$ . La fórmula de interacción (17) se reduce a,

$$\frac{0.43 * 1.2}{1.118} + \frac{0.364 * 1.2}{0.6 * 2.53 * (1 - 0.43/1.87)} \leq 1.0$$

$$0.46 + 0.37 = 0.83 < 1.0$$

La sección escogida cumple con los requisitos. Se determina el peso del miembro previo a la reevaluación.

$$L5 \times 5 \times \frac{5}{8} \Rightarrow (29.76 \text{ Kg/m}) (4) = 119.05 \text{ Kg/m}$$

$$L2 \times 2 \times \frac{3}{16} \Rightarrow (3.63 \text{ Kg/m}) (4) (2) = 29.05 \text{ Kg/m}$$

$$\text{TOTAL} \quad 148.1 \text{ Kg/m}$$

$$W_B = 148.1 \text{ kg/m} * 17.7 \text{ m.} = 2.62 \text{ Ton}$$

$$E_B = S_B / 1.4 = 0.1 W_B / 1.4 = 0.187 \text{ Ton}$$

Chequeando la carga axial,  $F_B$ ,

$$F_{BA} = \mp \frac{2.59 * 74.19 \text{ Ton} * 0.429}{0.7071} \mp \left[ 1.3 * 1.027 * 0.904 + \frac{0.957}{2} \right] \frac{1}{0.7071}$$

$$= \mp(116.57 + 2.38) = \mp 118.95 \Rightarrow 120 \text{ Ton}$$

El momento de flexión y cortante máximos causados por el peso propio del brazo rígido son,

$$M_{DL} = \frac{\omega_B l^2}{8} = \frac{148.1 * 17.7^2}{8000} = 4.1 \text{ Ton - m}$$

$$V = \frac{\omega_B l}{2} = \frac{148.1 * 17.7}{2000} = 1.31 \text{ Ton}$$

La ecuación de interacción (17) queda:

$$\frac{30 * 1.2}{1.235 * 37.81} + \frac{1 * 3.155 * 1.2}{37.81 * 1.4 * \left( 1 - \frac{30}{4 * 3.057 * 37.81} \right)} < 1.0$$

$$0.77 + 0.08 = 0.85 < 1.0$$

Se concluye que la adición de carga muerta del brazo rígido no influye mayormente en el sistema escogido final. La contribución de momento resulta aceptable.

#### 4.6.2. Larguero

En la construcción de este tipo de grúas existen gran variedad de diseños para el asiento del mástil en donde los largueros y el portamástil pueden estar conectados por pasadores. Esta es la asunción que se toma previo al diseño con el fin de tratar al larguero sujeto a carga axial únicamente. De esta forma se evita la transferencia del momento debido al peso propio del larguero hacia el portamástil. Por último, el momento ejercido por la excentricidad está enteramente resistido por el anclaje del mástil. Un ejemplo de este tipo de asiento se muestra en la figura 4.39.

De la ecuación (8) se obtiene la fuerza axial en el larguero,  $F_{LA}$ . Al igual que con el brazo rígido, al larguero se lo evalúa para un alcance de 15 metros y ángulos de rotación de  $\theta_H = 0^\circ$  y  $\theta_H = 180^\circ$ . Los valores  $E_A$ ,  $E_M$  y  $E_L$  se obtienen de la tabla 4.4 al dividir las

En las tablas de columnas<sup>1</sup> se escogen los perfiles tentativos basado en un valor aumentado de la carga axial,  $F_{LA}$ , por el factor dinámico ( $D = 1.2$ ) y dependiendo de la longitud no arriostrada. Se considera como longitud no arriostrada a la longitud teórica del larguero ( $12.8 \text{ m} = 42'$ ).

Alternativa 1: W14 x 99

$$A = 29.1 \text{ pulg}^2 = 187.74 \text{ cm}^2$$

$$\omega = 99 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 147.33 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$r_x = 6.17 \text{ pulg} = 15.67 \text{ cm}; \quad r_y = 3.71 \text{ pulg} = 9.42 \text{ cm}$$

$$\frac{k \cdot l}{r_y} = \frac{1 \cdot 12.8 \cdot 100}{9.42} = 135.88 \quad \Rightarrow \quad F'_e = 8.08 \text{ ksi} = 0.568 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\Rightarrow \quad F_a = 8.08 \text{ ksi} = 0.568 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\Rightarrow \quad f_a = \frac{F_L}{A} = \frac{85}{187.74} = 0.453 < 0.568$$

El esfuerzo de flexión,  $f_b$ , a causa del peso de la viga es:

<sup>1</sup>AISC. Manual of Steel Construction, 8va. Edition. Chicago: The Institute, 1980. Páginas 3-16 a 3-

$$M = \frac{\omega \cdot l^2}{8000} = \frac{147.33 \cdot 12.8^2}{8000} = 3.02 \text{ Ton} \cdot \text{m}$$

$$S_x = 157 \text{ pulg}^3 = 2572.77 \text{ cm}^3; \quad f_b = \frac{M}{S_x} = \frac{3.02 \cdot 100}{2572.77} = 0.117 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$L_{\text{no-arrist}} = 12.8 \text{ m} > L_u = 37' = 11.28 \text{ m} \quad \therefore \text{No compacta}$$

$$r_T = r_y = 9.42 \text{ cm} \Rightarrow \frac{l}{r_T} = \frac{12.8 \cdot 100}{9.42} = 135.88$$

$$\frac{l}{r_T} = 135.88 \geq \sqrt{\frac{510 \times 10^3 C_b}{F_y}} = 119 \quad C_b = 1.0 \quad F_y = 36 \text{ ksi}$$

$$F_b = \frac{170 \times 10^3 C_b}{(l/r_T)^2} = \frac{170000}{135.88^2} = 9.21 \text{ ksi} = 0.65 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$F_b = \frac{12 \times 10^3 C_b}{ld/A_f} = \frac{12000}{(12.8/0.3048) \cdot 12 \cdot 1.25}$$

$$= 19.05 \text{ ksi} = 1.34 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\Rightarrow F_{b-\text{max}} = 1.34 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

La ecuación de interacción (17) queda de la forma,

$$\frac{f_a D}{F_a} \pm \frac{C_{mx} f_{bx} D}{\left(1 - \frac{f_a}{F_{ex}}\right) F_b} \leq 1.0$$

$$\frac{0.453 \cdot 1.2}{0.568} + \frac{1 \cdot 0.117 \cdot 1.2}{1.34 \cdot (1 - 0.453/0.568)} < 1.0$$

$$0.957 + 0.518 = 1.475 < 1.0$$

El efecto de flexión en la viga resulta bastante acentuado, alrededor del 35%. Para disminuir este valor se escoge un perfil con un valor mejorado de módulo de sección,  $S_x$ .

$$(S_x)_{A-2} = \left(1 + \frac{1.475 - 1}{1.475}\right) \cdot (S_x)_{A-1} = 1.322 \cdot 2572.77 = 3401.3 \text{ cm}^3$$

Alternativa 2: W14 x 132

$$A = 38.8 \text{ pulg}^2 = 250.32 \text{ cm}^2$$

$$\omega = 132 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 196.44 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$r_x = 6.28 \text{ pulg} = 15.95 \text{ cm}; \quad r_y = 3.76 \text{ pulg} = 9.55 \text{ cm}$$

$$S_x = 209 \text{ pulg}^3 = 3424.9 \text{ cm}^3 > 3401.3$$

$$L_u = 47.7' = 14.54 \text{ m} > L_{\text{no-arrío}} = 12.8 \text{ m} > L_c = 15.5' = 4.72 \text{ m}$$

$$\frac{k \cdot l}{r_y} = 134.03 \quad \Rightarrow \quad F'_e = 8.316 \text{ ksi} = 0.584 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\Rightarrow \quad F_a = 8.316 \text{ ksi} = 0.584 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$



$$\Rightarrow f_a = \frac{F_{LA}}{A} = \frac{85 \text{ Ton}}{250.32} = 0.34 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} < 0.584 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo real de flexión,  $f_b$ , es:

$$M_{DL} = \frac{\omega \cdot l^2}{8 \cdot 1000} = \frac{196.44 \cdot 12.8^2}{8000} = 4.023 \text{ Ton} \cdot \text{m}$$

$$f_b = \frac{M_{DL} \cdot 100}{S_x} = \frac{4.023 \cdot 100}{3424.9} = 0.117 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$L_c < L_{\text{no-arriost}} < L_{ur}$$

$$\Rightarrow F_b = 0.6 F_y = 21.6 \text{ ksi} = 1.52 \text{ Ton/cm}^2$$

La ecuación de interacción (17) queda de la forma,

$$\frac{0.34 \cdot 1.2}{0.584} + \frac{1 \cdot 0.117 \cdot 1.2}{1.52 \cdot \left(1 - \frac{0.34}{0.584}\right)} < 1.0$$

$$0.699 + 0.221 = 0.92 < 1.0$$

Chequeo de deformación en el punto medio de la viga.

$$\begin{aligned} \Delta &= \frac{\omega \cdot l^4}{E \cdot I_x} \cdot \left(\frac{5}{384}\right) \\ &= \frac{0.132 \text{ k/pie} \cdot (12.8/0.3048 \text{ pie})^4 \cdot (12 \text{ pulg/pie})^3 \cdot 5}{29000 \text{ ksi} \cdot 1530 \text{ pulg}^4 \cdot 384} \end{aligned}$$

$$= 0.208 \text{ pulg} = 0.529 \text{ cm}$$

Variación  $\Delta M$  :

$$\Delta M = \frac{P\Delta}{M} * 100 = \frac{85 * 0.529 / 100}{4.023} * 100 = 11.17\%$$

$$0.699 + 0.221 * (1 + 0.117) = 0.945 < 1.0$$

El momento  $P\Delta$  debido a la deflexión en el punto medio de la viga resulta ser 12.8% del momento causado por el peso muerto. Se añade únicamente 0.026 al término de pandeo en la fórmula de interacción. Se chequea la fuerza real,  $F_{LA}$ , con el valor real de  $E_L$ .

$$W_L = 196.44 \text{ kg/m} * 12.8 \text{ m.} = 2.51 \text{ Ton}$$

$$E_L = S_L / 1.4 = 0.1 W_L / 1.4 = 0.18 \text{ Ton}$$

$$\Rightarrow F_{LA} = \pm 82.43 \pm \left[ 1.3 * 1.027 * 0.904 + \frac{1.333}{2} \right] = \pm 84.3 \Rightarrow 85 \text{ Ton}$$

La carga real no varía y no es necesario chequeo posterior. La sección W14 x 132 es suficiente para cumplir los requerimientos de resistencia en el larguero.

#### 4.7. SELECCION DE POLEAS Y CABLES

##### 4.7.1. Generalidades

El grupo de poleas y cables a seleccionarse son los pertenecientes al sistema de amantillo y al sistema de carga (figura 4.40).

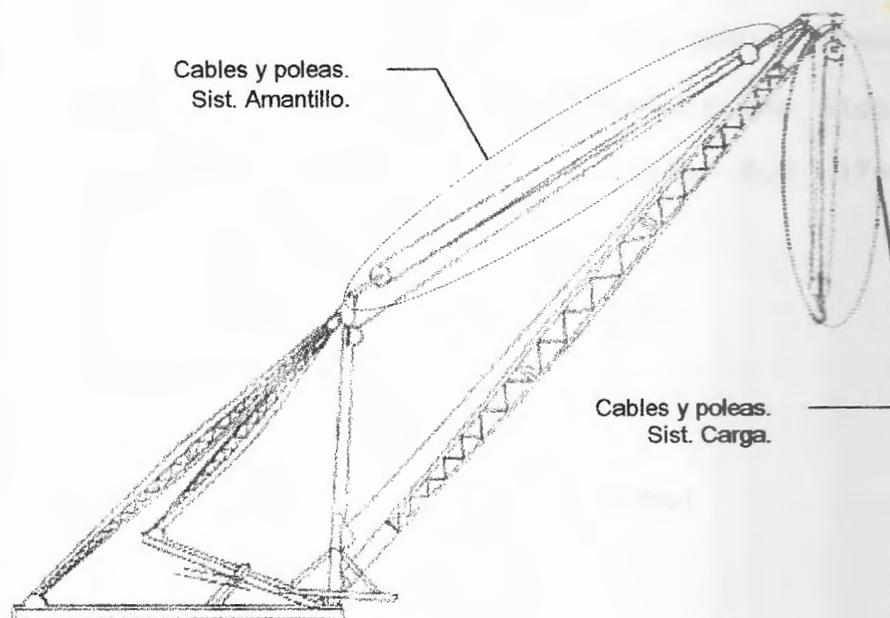


Figura 4.40

Las reglas incluidas en las Especificaciones AISC para el empleo de aceros no se aplica para el caso de cables puesto que los aceros utilizados no constan dentro del grupo usual de los aceptados por la AISC.

Para este caso, su selección se basa en la recomendación provista por fabricantes. Lo que se presenta a continuación, basado en el Union Wire Rope Corporation Handbook "D", 1942, puede usarse como una guía inicial al seleccionar un cable. Los cables de alambre de acero deben estar en concordancia con el Instituto Nacional Americano de Estándares ANSI B30.6 y/o SAE J959.

Los factores de seguridad presentados posteriormente son obtenidos del Hanford Site Hoisting and Rigging Manual, Manual DOE-RL-92-36, Sección 8.0 (Fecha efectiva: Enero 15, 1993).

#### 8.7.2. Sistema del Amantillo

El factor de seguridad  $f_s$  enunciado como:

$$f_s = \frac{R.N.}{T}$$

se encuentra basado en la resistencia mínima a la rotura en un cable nuevo siendo  $R.N.$  la resistencia nominal del cable que depende de la construcción y

diámetro nominal del mismo y  $T$  es la tensión máxima en el cable principal o guía.

Según la norma SAE J959 Artículo 3.3 "todas las fuerzas deben ser consideradas estáticas cuando son producidas por el peso tanto de la pluma como debida a la carga suspendida sin incluirse los efectos ocasionados por movimientos de elevación, descenso, rotación o traslado". Sin embargo, en Guía AISC se recomienda que la carga estática sea incrementada por el factor dinámico  $D = 1.2$  como fue empleado para el diseño de los elementos estructurales en capítulos previos.

Los factores de seguridad para distintas condiciones se muestran a continuación:

Condiciones de operación:

- a. 3.5:1 para cables corredizos que se enrollan sobre tambores o viajan sobre poleas.
- b. 3:1 para cables estáticos o colgantes.

Condiciones de erección de pluma:

- a. 3:1 para cables corredizos
- b. 2.5:1 para cables estáticos o colgantes.

Se escoge el mayor factor entre los presentados,  $fs = 3.5$ , para fines de cálculos. Para el alcance de 15 metros la fuerza  $F_A$  ejercida en la línea de amantillo se calcula empleando la ecuación (11). Esta es multiplicada por el factor dinámico  $D$  para obtener la fuerza  $P_A$  que soportará el aparejo de poleas:

$$F_A = \frac{F_P \cos \theta_V + (E_P + E_A)/2}{\cos \rho}$$

$$F_A = \frac{193.94 \text{ Ton} * 0.4286 + 1.03/2}{\cos 50.39^\circ} = 131.16 \text{ Ton}$$

$$P_A = F_A * D = 131.16 \text{ Ton} * 1.2 = 157.4 \text{ Ton}$$

El número de partes de cable  $N$  a necesitarse en el aparejo puede ser estimado inicialmente por análisis estático donde  $N$  estará en función de la resistencia nominal  $R.N.$  del cable y de la fuerza  $P$  según:

$$R.N. = \frac{P_A * fs}{N}$$

$$R.N. = \frac{157.4 \text{ Ton} * 3.5}{N} = \frac{550.89 \text{ Ton}}{N}$$

$$N \geq \frac{550.89}{R.N.}$$

$N$ : número de partes de cable

$R.N.$ : resistencia nominal del cable, toneladas métricas

Al elevar una carga, el cable principal o guía hacia el tambor no sólo tendrá la mayor velocidad que cualquiera de "las partes" en el aparejo, sino que estará sometido al mayor esfuerzo ya que esta parte asume su proporción de la carga más todo el trabajo necesario para vencer la fricción existente en el aparejo y la consecuente flexión del cable alrededor de cada una de las poleas. Mientras mayor es el número de partes de cable existentes en el aparejo menor es la eficiencia y mayor será la relación entre la tensión en el cable guía y la proporción del esfuerzo debido a la carga.

La tensión máxima  $T$  en el cable guía o principal siguiendo la recomendación del Union Wire Rope Handbook viene dada por:  $T = P_A * f$

$P_A$  es la tensión a soportarse por el aparejo y  $f$  es el factor de tensión en el cable principal. El factor de tensión  $f$  depende del número de partes de cable  $N$  y de la eficiencia del sistema  $E$  según:

$$f = \frac{1}{N * E} \quad \therefore T = \frac{1}{N * E} * P_A$$

La eficiencia del sistema de poleas viene dada por:  
 $E = e^n$ . El valor de  $e$  depende del tipo de rodamiento, siendo  $e = 0.96$  para rodamientos deslizantes y  $e = 0.98$  para rodamientos de bolas. El número de poleas sobre el que los cables se enrollan representado por  $n$  puede tomar valores de  $N$  como  $N - 1$  según el tipo de recorrido que siga el cable guía desde el tambor hasta el aparejo en cuestión (figura 4.41).

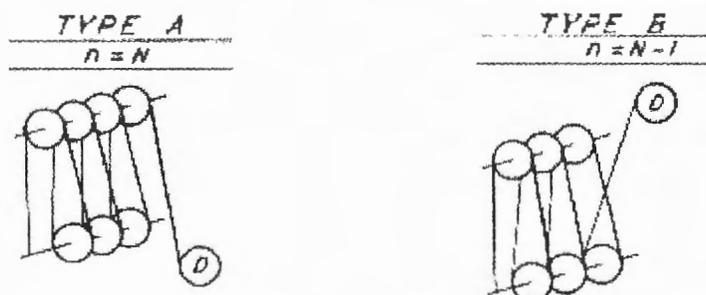


Figura 4.41

Como se observa en la figura 4.42, el recorrido del cable hacia el aparejo de la línea de amantillo es similar al tipo B. Por lo tanto se toma  $n = N - 1$ .

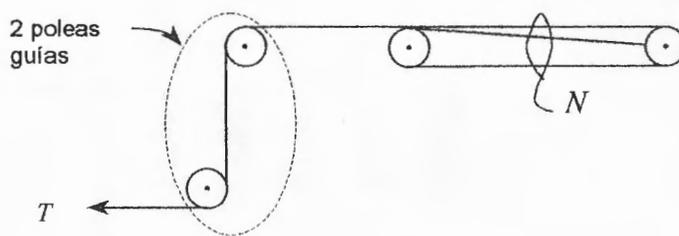


Figura 4.42

Se selecciona el cable de construcción 6 x 37 Seale con núcleo de cable metálico independiente (IWRC, independent wire rope core). Los materiales de los cables metálicos y sus resistencias se indican como grados. De los que se encuentran mayormente en el comercio y están tabulados se escogen el acero mejorado para arados (IPS, improved plow steel) y el acero mejorado para arados de calidad extra (EIP, extra improved plow) ya que ofrecen mayor resistencia.

El diámetro de paso  $D$  de las poleas a seleccionarse, para un cable 6 x 37 está en función del diámetro nominal del alambre  $d$ , según  $D = 26 * d$ .

Los resultados y la selección final son mostrados en la tabla 4.7.

<i>d</i> , pulg	<i>R.N.</i> , Ton		<i>D</i> , pulg	<i>N</i>	<i>n</i> = <i>N</i> - 1	Eficiencia, $E = e^n$		<i>T</i> , Ton		$fs = RNT$	
	IPS	EIP				<i>e</i> = 0.96	<i>e</i> = 0.98	<i>e</i> = 0.96	<i>e</i> = 0.98	<i>e</i> = 0.96	<i>e</i> = 0.98
$\frac{7}{8}$	31.4		22.75	18	17	0.4996		17.5030		1.7940	
			22.75	16	15		0.7093		12.3277		2.5471
		36.1	22.75			0.5421		18.1471		1.9893	
$1 \frac{1}{8}$							0.7386		13.3194		2.7103
	51.3		29.25	11	10	0.6648		21.5224		2.3836	
			29.25	13	12		0.8171		17.5123		2.9294
	51.3		29.25	13	12	0.6127		19.7605		2.5961	
			29.25	14	13		0.7847		15.4291		3.3249
	51.3		29.25	14	13	0.5882		19.1136		2.6840	
		59	29.25	10	9		0.7690		14.6194		3.5090
		59	29.25	10	9	0.6925		22.7277		2.5960	
		29.25	11	10		0.8337		18.8783		3.1253	
	59	29.25	11	10	0.6648		21.5224		2.7413		
		29.25	11	10		0.8171		17.5123		3.3691	
	59	29.25	12	11	0.6382		20.5509		2.8709		
		29.25	12	11		0.8007		16.3806		3.6018	

Tabla 4.7. Opciones de cables admisibles. Línea de Amantillo.

El diámetro nominal de cable más apto es el  $d = 1\frac{1}{8}$ " y puede ser escogido con material grado IPS o EIP. Sin embargo se opta por escoger el cable grado EIP debido a que sólo requiere 12 partes de cable. Si bien el material grado EIP posee un mayor costo éste se compensa con el menor número de poleas y de cables que llevan a un menor peso del sistema.

Las propiedades del cable seleccionado son:

- ✓ Grado: acero mejorado para arados, calidad extra (EIP)
- ✓ Núcleo: cable metálico independiente (I.W.R.C.)
- ✓ Construcción: 6 x 37 SFW (Seale Filler Wire)
- ✓ Torzal: Regular derecho
- ✓  $d = 1\frac{1}{8}$ " pulgadas (28.58 mm)
- ✓  $T = RN/fs = 16.86$  Ton.

Conocido el diámetro de paso de la polea  $D = 29.25$ " (742.95 mm) se determina el material estas. La presión de apoyo  $p$  en función de la tensión del cable  $T$ , diámetro del cable  $d$  y diámetro de la polea  $D$  es,

$$p = \frac{2 * T}{d * D}$$

$$p = \frac{2 * 16.86 \text{ Ton} * 1000}{1.125 * 29.25 * 2.54^2}$$

$$p = 158.83 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 2259.14 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Las poleas deben poseer las siguientes características físicas:

- ✓ Material: Acero al Manganeso,  $p = 2.4 \text{ ksi} > 2.26 \text{ ksi}$
- ✓ Diámetro de paso =  $29 \frac{1}{4}$  pulgadas (742.95 mm)
- ✓ Rodamientos de bola

#### 4.7.3. Sistema de carga

El procedimiento matemático para los cables pertenecientes al aparejo del sistema de carga es similar al mostrado previamente puesto que al elevar el peso en el gancho el cable guía es el que soporta el mayor esfuerzo. El sistema de cables del aparejo no sólo soporta el peso de trabajo sino que se debe adicionar a este el peso propio del aparejo, cables y el gancho. La carga  $P_C$  a soportar por el aparejo del sistema de carga es la suma de la carga levantada  $W$  y el peso muerto del aparejo, cables y gancho ( $M_1$ ). Al

igual que en el sistema del amantillo  $P_c$  será modificada por el factor dinámico  $D$ .

$$P_c = (W + M_1) * D = (65 + 2) * 1.2 = 80.4 \text{ Ton}$$

El arreglo del bloque del sistema de carga es similar al de la línea del amantillo con menor carga por lo tanto no se hacen modificaciones a las fórmulas mostradas anteriormente. El número de poleas se mantiene:  $n = N - 1$ .

La tabla de resultados se muestra a continuación (tabla 4.8).



$d$ , pulg	R.N., Ton		$D$ , pulg	$N$	$n = N - 1$	Eficiencia, $E = e^n$		$T$ , Ton		$fs = RNT$	
	IPS	EIP				$e = 0.96$	$e = 0.98$	$e = 0.96$	$e = 0.98$	$e = 0.96$	$e = 0.98$
$\frac{7}{8}$	31.4		22.75	9	8	0.7214		12.3835		2.5356	
							0.8508		10.5004		2.9904
		36.1	22.75	8	7	0.7514		13.3742		2.6992	
							0.8681		11.5767		3.1183
$1 \frac{1}{8}$	51.3		29.25	6	5	0.8154		16.4342		3.1215	
							0.9039		14.8243		3.4605
	51.3		29.25	7	6	0.7828		14.6734		3.4961	
							0.8858		12.9659		3.9565
		59	29.25	5	4	0.8493		18.9322		3.1164	
							0.9224		17.4334		3.3843
	59	29.25	6	5	0.8154		16.4342		3.5901		
						0.9039		14.8243		3.9799	

Tabla 4.8. Opciones de cables. Línea de Carga

La selección del cable para el aparejo de carga se inclina al cable de acero, diámetro  $d = 1\frac{1}{8}$ " grado EIP - IWRC. Los rodamientos en las poleas pueden ser tanto del tipo deslizante como de bolas; para mantener uniformidad en cuanto a repuestos y tipo de cable se elige los rodamientos de bolas.

Las propiedades físicas del cable son:

- ✓ Grado: acero mejorado para arados, calidad extra (EIP)
- ✓ Núcleo: cable metálico independiente (I.W.R.C.)
- ✓ Construcción: 6 x 37 SFW (Seale Filler Wire)
- ✓ Torzal: Regular derecho
- ✓  $d = 1\frac{1}{8}$ " pulgadas (28.58 mm)
- ✓  $T = RN/fs = 16.86$  Ton.

Las características y dimensión del cable son idénticas al del sistema de amantillo; así mismo, el diámetro de paso para las poleas es  $D = 29.25$ ". Por tanto, las presiones de apoyo requeridas son iguales y el material de las poleas para el sistema de carga es acero al manganeso.

Las características de las poleas y el tipo de rodamientos de bolas se mantienen sin cambio alguno favoreciendo la uniformidad de elementos en stock.

Los diagramas para los sistemas del amantillo (figura 4.43a) y de carga (figura 4.43b) se ilustran a continuación:

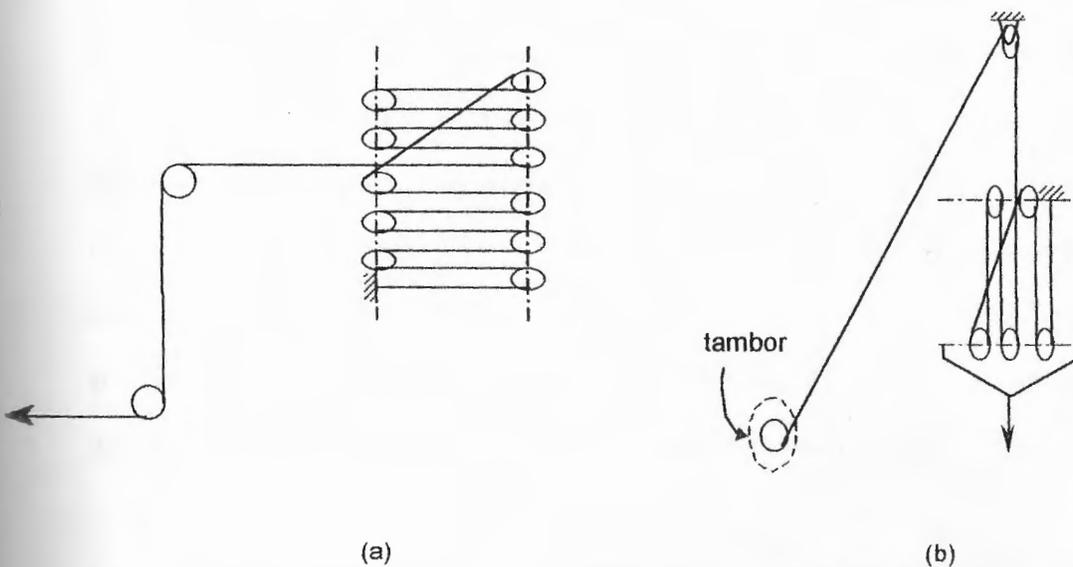


Figura 4.43

- Las reacciones determinadas para la carga levantada de 65 toneladas a 15 metros de alcance no deben excederse al estar bajo otra combinación de carga y alcance.

Previo al trazado de la curva  $W$  vs  $D$  es necesario obtener la curva de capacidad para la Carga Efectiva  $P$ . Utilizando las fórmulas (7), (8), (9), (10) y (11) para las fuerzas axiales en el brazo rígido, larguero, pluma, mástil y línea de amantillo respectivamente, se extraen los valores máximos y mínimos tanto en compresión (-) como en tensión (+); estos se tabulan en la tabla 4.9.

Variación de Fuerzas Axiales con carga levantada de 65 Ton.					
$D$	Fuerzas Axiales, Ton (+ = tensión)				
	Pluma	Amantillo	Larguero	Brazo R.	Mástil
8	-195.95	124.88	45.99	66.57	164.70
			-45.99	-66.57	48.07
10	-195.24	125.94	56.96	82.52	172.46
			-56.96	-82.52	28.15
15	-194.30	131.16	84.36	122.34	189.82
			-84.36	-122.34	-24.51
20	-193.82	139.49	111.73	162.12	202.13
			-111.73	-162.12	-81.89
25	-193.51	151.10	139.04	201.82	207.28
			-139.04	-201.82	-146.29
30	-193.25	167.42	166.27	241.40	200.16
			-166.27	-241.40	-222.75
35	-192.65	206.70	193.07	280.33	129.24
			-193.07	-280.33	-361.88

Tabla 4.9. Fuerzas axiales con carga levantada de 65 Ton.

Se decide que el control de la curva recae en la fuerza axial para el brazo rígido. Tomando como límite la fuerza ejercida en el brazo rígido a 15 metros se determina la carga en el gancho,  $P$ , para el resto de alcances. Partiendo de la ecuación (7) se despeja  $P$ ,

$$\theta_H = 0^\circ \quad E_P = 0.8302 \text{ Ton} \quad E_M = 0.3857 \text{ Ton}$$

$$\cos x = 1 \quad E_A = 0.1964 \text{ Ton} \quad E_B = 0.1872 \text{ Ton}$$

$$P = \frac{F_{BA}|_{D=15} \text{sen}45^\circ - T.S}{2.59 \cos \theta_V}$$

$$T.S. = \left[ 1.3(E_P + E_A) \text{sen} \theta_V + \frac{E_A + E_M + 2E_B}{2} \right]$$

siendo  $T.S.$  el término que involucra las cargas debidas al sismo. De la ecuación (5) se despeja la carga levantada,

$$W = P - (M_1 + M_2).$$

$$(M_1 + M_2) = \frac{W_A}{2} + \frac{W_P}{2} + 2 \text{ Ton} = \frac{2.75 + 11.62}{2} + 2 = 9.19 \text{ Ton}$$

En la tabla 4.11 se presentan los valores de  $P$  y  $W$  para los alcances de 8, 10, 15, 20, 25, 30 y 35 metros. La carga levantada  $W$  se expresa en 0.5 Ton.

$D$ , metros	$\theta_v$ , grados	$F_{BA}$ , Ton	$T.S.$ , Ton	$P$ , Ton	$W$ , Ton
8	76.787	118.95	2.509	74.19	65.0
10	73.398	118.95	2.480	74.19	65.0
15	64.623	118.95	2.377	74.19	65.0
20	55.150	118.95	2.221	55.71	46.5
25	44.415	118.95	1.994	44.66	35.5
30	31.003	118.95	1.646	37.33	28.0
35	0.000	118.95	0.676	32.26	23.0

Tabla 4.11. Cargas  $P$  y  $W$  máximas en función del alcance.

Las respectivas curvas para la Carga en el Gancho,  $P$ , y de Carga Levantada,  $W$ , versus el Alcance,  $D$ , son mostradas en la figura 4.44. La curva de Carga Levantada o de Trabajo,  $W$ , representa la curva de capacidad de la grúa.



#### 4.9. ANALISIS Y DISEÑO DEL MÁSTIL

##### 4.9.1. Fuerzas y Momentos de Diseño.

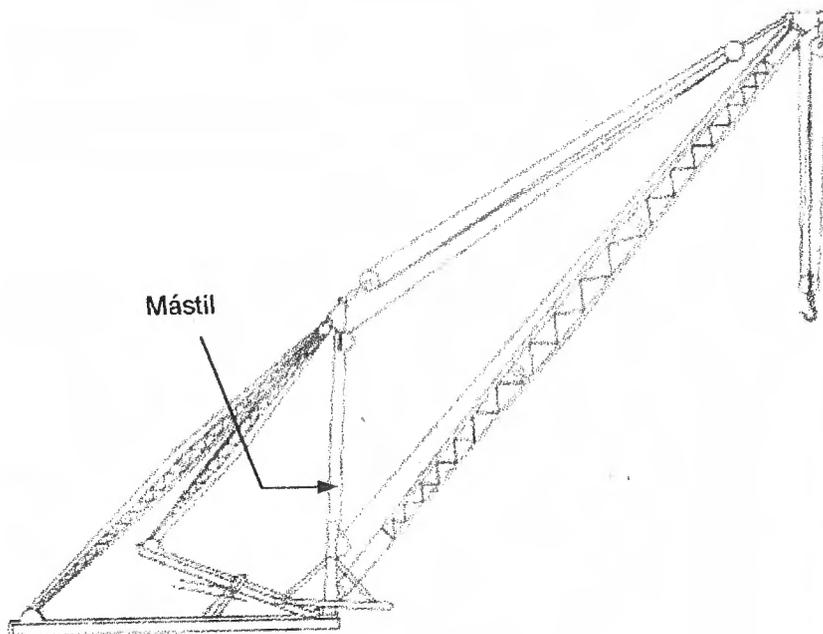


Figura 4.45

Se observa en la figura 4.45 que el mástil tiene conexiones adicionales a las mencionadas con la pluma y el sistema del amantillo. Estas conexiones se ubican alejadas del mismo y se presentan en los esquemas de las figuras 4.46 y 4.47. Su disposición y ubicación respecto al centro del mástil es tentativo y se extraen los siguientes puntos:

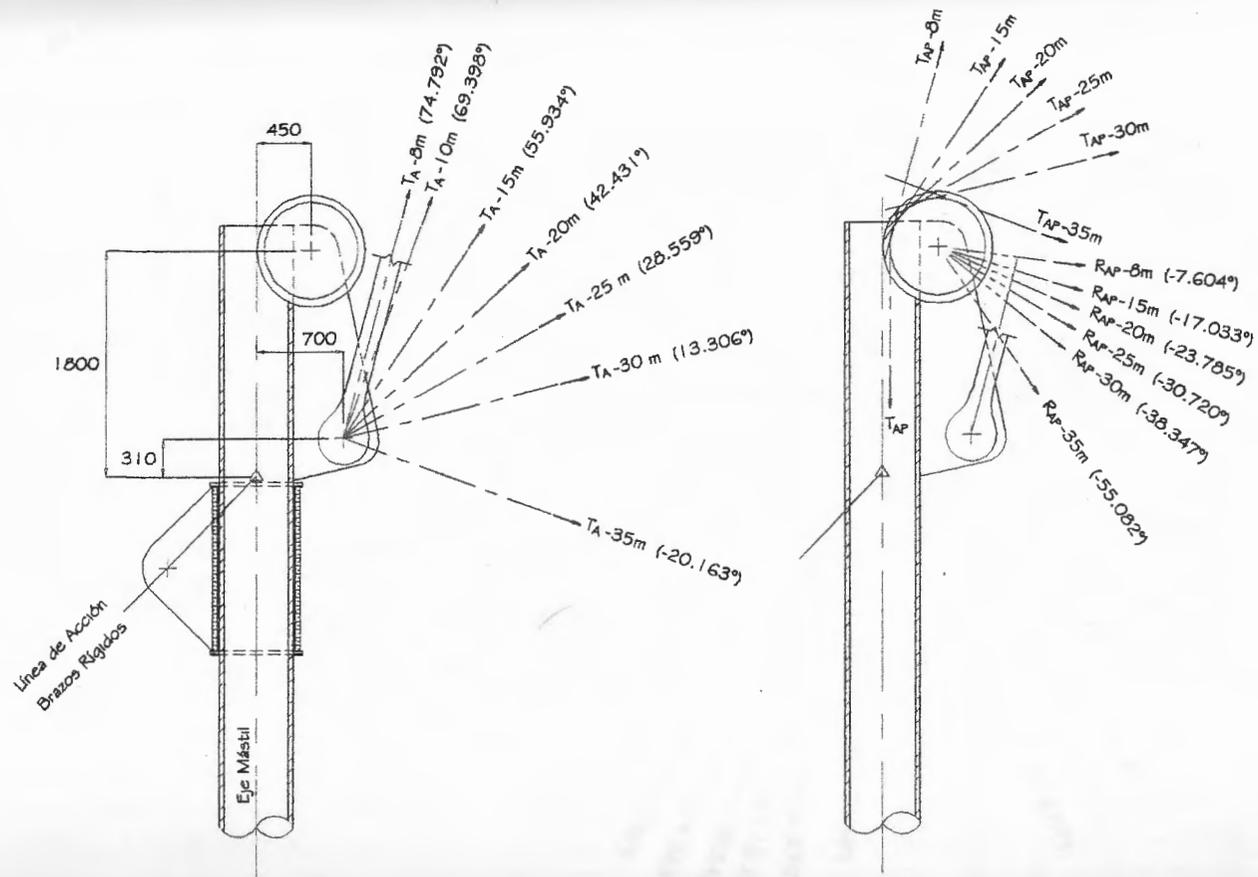


Figura 4.46. Disposición de elementos en el mástil y Líneas de Fuerzas Actuantes. Cabecera del mástil

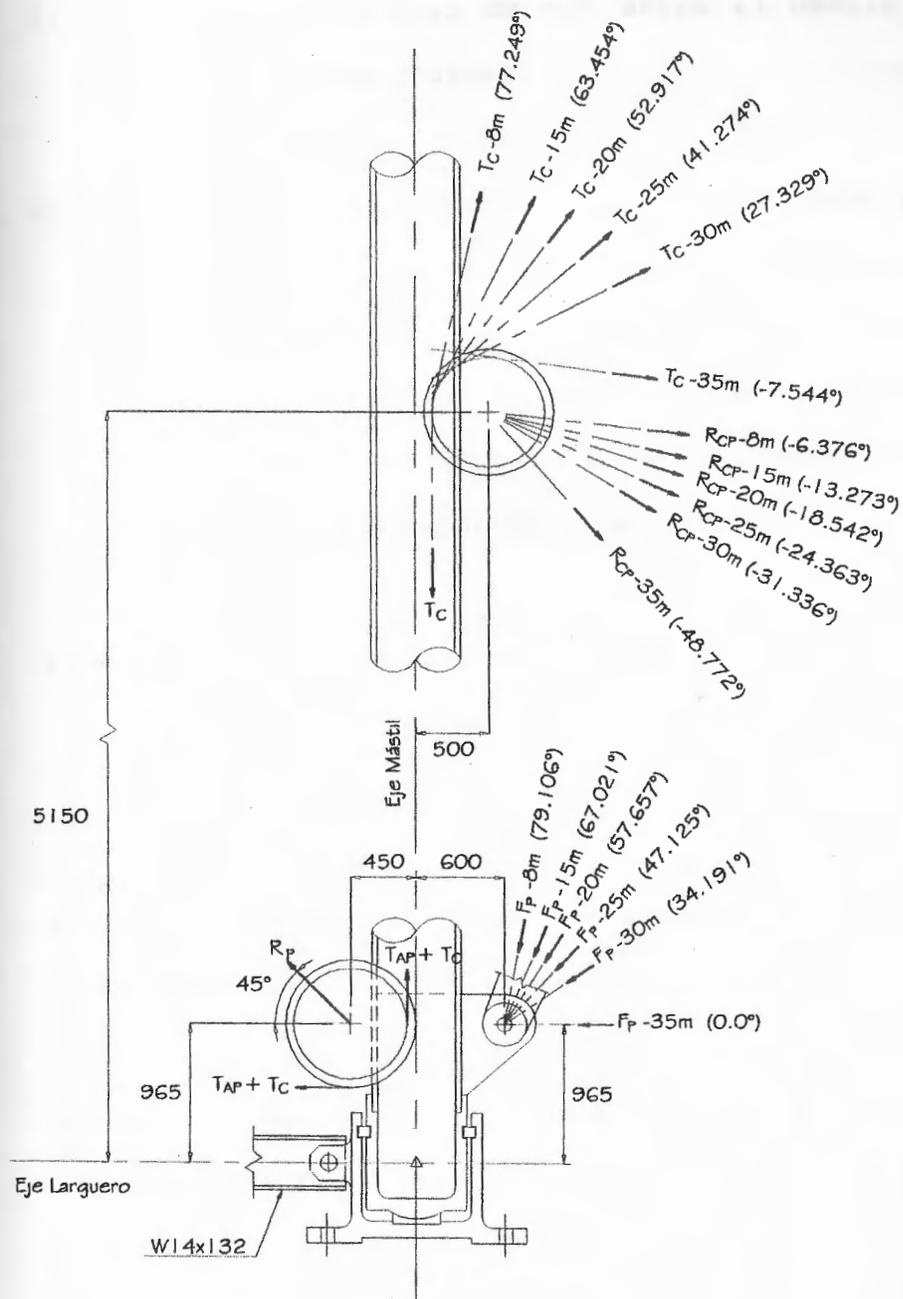


Figura 4.47. Disposición de elementos en el mástil y líneas de fuerzas actuantes. Mitad y base del mástil.

1. Se mantiene un ángulo de  $45^\circ$  entre el mástil y cada uno de los brazos rígidos.
2. Para permitir la rotación, el mástil debe pasar a través de una camisa y girar sobre un cojinete radial en el portamástil. Para transferir la componente vertical de la reacción de los brazos rígidos la camisa se apoya sobre un cojinete de empuje ubicado en la parte superior e inferior de la conexión.
3. El mástil se conecta con la pluma en su parte inferior por conexión de pasador. Similar conexión se tiene para los brazos rígidos.
4. Los cables que van hacia los sistemas del amantillo y de carga se flexionan sobre poleas. El cable guía a la línea de amantillo pasa por una polea ubicada en la cabecera del mástil. El cable guía hacia el sistema de carga pasa sobre otra polea ubicada a cierta distancia del portamástil.
5. Las conexiones con las poleas y con la pluma y los brazos rígidos transmiten cargas a diversas excentricidades.

La fuerza axial y los momentos actuantes sobre el mástil varían según la posición de la pluma en el espacio y por tanto se debe hallar la posición en donde la combinación de momentos y carga axial sea crítica. Las curvas de influencia (figura 4.13) muestran que los máximos valores de  $F_M$  se encuentran cuando la pluma se ubica a  $0^\circ$ ,  $135^\circ$  y  $180^\circ$  de ángulo horizontal  $\theta_H$ . A estos valores se incluye la componente vertical de la compresión adicional en la pluma ( $F_p'$ ) debido a la acción de los tirantes por el movimiento transversal de la pluma, expresada en la ecuación (13). Aplicando la carga en el gancho,  $P$ , (tabla 4.11) se evalúan con la ecuación (10) las fuerzas axiales para todos los alcances disponibles. Los resultados se presentan en la tabla 4.12.

$D$ , metros	$P$ , Tons	$F_p'$ , Tons	$F_M$ , Tons (+ = tensión)	
			$135^\circ$	$(0^\circ, 180^\circ)$
8	74.187	-19.971	32.266	142.684
10	74.187	-19.971	13.354	150.256
15	74.187	-19.971	-35.951	167.110
20	55.714	-21.848	-73.224	129.837
25	44.658	-18.531	-95.138	107.923
30	37.326	-16.331	-114.740	88.321
35	32.258	-14.811	-151.208	51.852

Tabla 4.12. Fuerzas axiales máximas en el mástil.



El efecto del peso propio del mástil y de los brazos rígidos se incluyen una vez determinada la posición crítica. Basado en la figura 4.46 se examina el momento ejercido en la cabecera del mástil. La fuerza en el amantillo,  $F_A$ , no es recibida enteramente por la barra de ojal puesto que el cable guía pasa sobre la polea ubicada en el mástil. Esto significa que de las 12 partes de cable del aparejo del amantillo, 11 partes actúan a través de la barra de ojal ( $T_A$ ) y una de ellas actúa mediante su resultante sobre el pasador de la polea en el mástil. La resultante sobre el pasador de la polea,  $R_{AP}$ , se calcula según la figura 4.48.

$$T_{AP} = F_A/12$$

$$\begin{aligned} R_{AP} &= \sqrt{T_{AP}^2 + T_{AP}^2 + 2T_{AP}^2 \cos(90^\circ - \rho)} \\ &= T_{AP} \sqrt{2 - 2\text{sen}\rho} \\ \rho' &= \frac{\rho - 90^\circ}{2} \end{aligned}$$

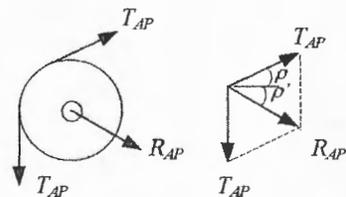


Figura 4.48

La fuerza en el amantillo,  $F_A$ , se determina mediante la ecuación (11). El ángulo  $\rho$  es hallado a escala considerando las conexiones del amantillo en la cabecera del mástil y en la punta de la pluma (figura

de carga. Al igual que el correspondiente a la línea de amantillo, La fuerza en el pasador de la polea  $R_{CP}$  es igual a una fracción del peso soportado por el sistema de carga ( $T_C = 1/6 P_C$ ). Asumiendo al mástil como una viga simplemente apoyada se descompone la reacción en el pasador en sus dos componentes. En la tabla 4.15 se presentan las fuerzas en el pasador de la polea para los distintos alcances.

$$P_C = W + M_1 \quad ; \quad W \text{ se obtiene de la tabla 4.11}$$

$$M_1 = 2 \text{ Ton}$$

$D, m$	$P_C, \text{Ton}$	$T_C, \text{Ton}$	$\phi, \text{grados}$	$R_{CP}, \text{Ton}$	$\phi, \text{grados}$
8	67.00	11.17	77.2485	2.48	-6.376
10	67.00	11.17	73.3821	3.23	-8.309
15	67.00	11.17	63.4542	5.13	-13.2739
20	48.53	8.09	52.9168	5.14	-18.542
25	37.47	6.25	41.2737	5.15	-24.363
30	30.14	5.02	27.3287	5.22	-31.336
35	25.07	4.18	-7.5443	6.29	-48.772

Tabla 4.15. Fuerzas en el pasador de la polea. Línea de Carga.

La componente horizontal de la fuerza  $R_{CP}$  actúa como carga única y la vertical efectúa un momento puntual tal como se observa en las figura 4.49a y 4.49b respectivamente.

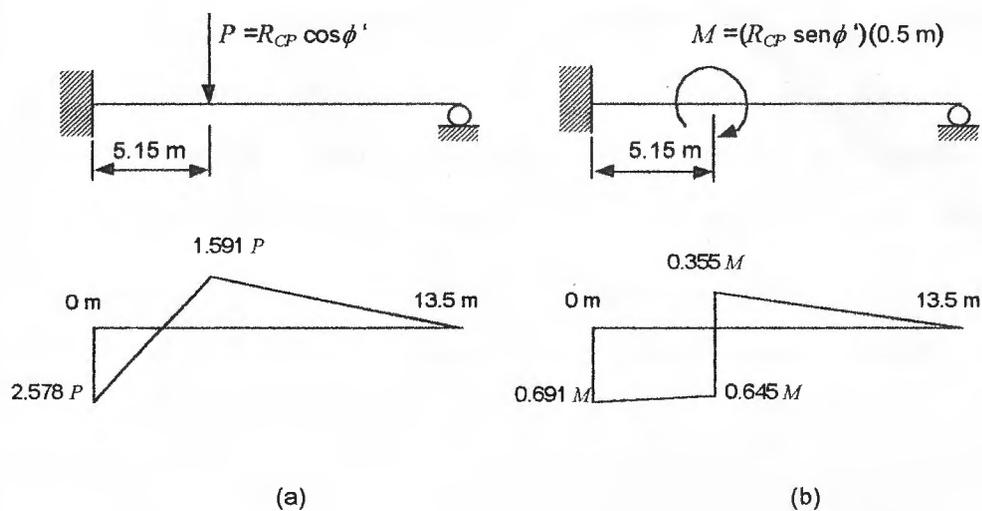


Figura 4.49

Los momentos máximos ( $M_{RH}$ ,  $M_{RV}$ ) a causa de las componentes de la fuerza  $R_{CP}$  se muestran en la tabla 4.16. Los momentos máximos para ambos casos se ubican a la altura del portamástil según se puede observar en la figura 4.49b.

$D$ , m	$M_{RH}$ , Ton-m	$M_{RV}$ , Ton-m
8	-5.423	-0.095
10	-7.027	-0.161
15	-10.980	-0.407
20	-10.730	-0.565
25	-10.327	-0.735
30	-9.819	-0.939
35	-9.114	-1.634

Tabla 4.16. Momentos debidos a la polea. Línea de Carga

El mástil bajo acción del movimiento del sismo soporta un momento ejercido por  $E_M = S_M/1.4$ , siendo  $S_M$  previamente identificado en la tabla 4.2 con el comportamiento del momento similar al mostrado en la figura 4.49a. El momento máximo,  $M_S$ , a la altura del portamástil se mantiene constante para todos los alcances y es igual a:

$$S_M = 0.386 \text{ Ton}$$

$$M_S = \frac{-3 * E_M * (13.5 \text{ m})}{16} = -1.3335 \text{ Ton-m}$$

A continuación se determinan los momentos en la base del mástil según la figura 4.47. Las poleas guía para los cables provenientes del amantillo y del sistema de carga se conectan al mástil mediante un pasador en común. La fuerza en el pasador  $R_P$  es resultado de los efectos ocasionados por la tensión en ambos cables ( $T_{C1}$ ,  $T_{AP}$ ) y, asumiendo que la dirección de llegada y salida de los cables forman un ángulo de  $90^\circ$ , se tiene que el ángulo respecto a la horizontal de esta fuerza es de  $45^\circ$ . Las tablas a continuación muestran los resultados de las fuerzas y momentos actuantes. El efecto de compresión en la pluma se examina para

diferentes alcances. La fuerza compresiva total,  $F_{PT}$ , es la suma del resultado de la ecuación (9) ( $F_p = 2.59 P$ ) y de la fuerza adicional,  $F_p'$  tabulada previamente en la tabla 4.12.

$D, m$	$F_p, \text{Ton}$	$F_{PT}, \text{Ton}$	$\theta_v, \text{grados}$	$T_{AP} + T_C$	$R_p, \text{Ton}$
8	192.34	212.31	79.106	22.88	17.51
10	192.34	212.31	75.734	22.51	17.23
15	192.34	212.31	67.021	22.41	17.15
20	144.44	166.29	57.657	16.87	12.91
25	115.78	134.31	47.125	13.77	10.54
30	96.77	113.10	34.191	11.92	9.12
35	83.63	98.44	0	11.65	8.92

Tabla 4.17. Fuerzas actuantes en la base del mástil.

$D, m$	$M_B, \text{Ton-m. } \curvearrowright \Rightarrow \text{positivo}$		
	$M_{FP}, \text{Ton-m}$	$M_{RP}, \text{Ton-m}$	$M_B, \text{Ton-m}$
8	-86.37	6.38	-86.37
10	-72.97	6.27	-72.97
15	-37.29	6.25	-37.29
20	1.55	4.70	6.26
25	29.13	3.84	32.97
30	52.14	3.32	55.47
35	95.00	3.25	98.24

Tabla 4.18. Momentos en la base del mástil.

En la tabla 4.19 se recopilan los valores de los momentos tabulados en las tablas previas. En esta se observa claramente el predominio de los momentos en

los extremos ( $M_T$  y  $M_B$ ) sobre los momentos máximos ubicados en posiciones intermedias.

D, m	Momentos, Ton-m				
	$M_T$	Momentos en la base			
		$M_B$	$M_{RH}$	$M_{RV}$	$M_S$
8	-76.53	-86.37	-5.423	-0.095	-1.335
10	-68.16	-72.97	-7.027	-0.161	-1.335
15	-50.26	-37.29	-10.980	-0.407	-1.335
20	-23.52	6.26	-10.730	-0.565	-1.335
25	-5.16	32.97	-10.327	-0.735	-1.335
30	25.14	55.47	-9.819	-0.939	-1.335
35	60.88	98.24	-9.114	-1.634	-1.335

Tabla 4.19. Momentos actuantes en el mástil.

Ya determinadas la fuerza en el mástil, se emplean los máximos momentos en el mástil ( $M_T$ ,  $M_{BASE}$ ) en busca de la peor combinación.

D, m	P, Ton	Fuerza en Mástil		$M_{max}$ Ton-m	
		$F_M$ , Ton		$M_T$	$M_{BASE}$
		Tensión	Compresión		
8	74.19	142.684	32.266	-76.534	-90.22
10	74.19	150.256	13.354	-68.165	-81.49
15	74.19	167.110	-35.951	-50.258	-50.02
20	55.71	129.837	-73.224	-23.522	-6.37
25	44.66	107.923	-95.138	-5.161	20.57
30	37.33	88.321	-114.740	25.141	43.37
35	32.26	51.852	-151.208	60.880	86.16

Tabla 4.20. Combinaciones de Fuerzas axiales y Momentos en el mástil.

Si bien las combinaciones más críticas de carga axial y momento se presentan para los alcances de 8 y 35 metros, se excluye al primero porque la tensión máxima existente se reduce al considerar el efecto del peso propio del mástil y brazos rígidos; por otro lado se magnifica para la compresión existente en el alcance a 35 metros. Para este caso además los momentos ocasionan una curvatura simple la cual incrementa el potencial de flexión. El gráfico del momento resultante a lo largo del mástil es mostrado en la figura 4.50.

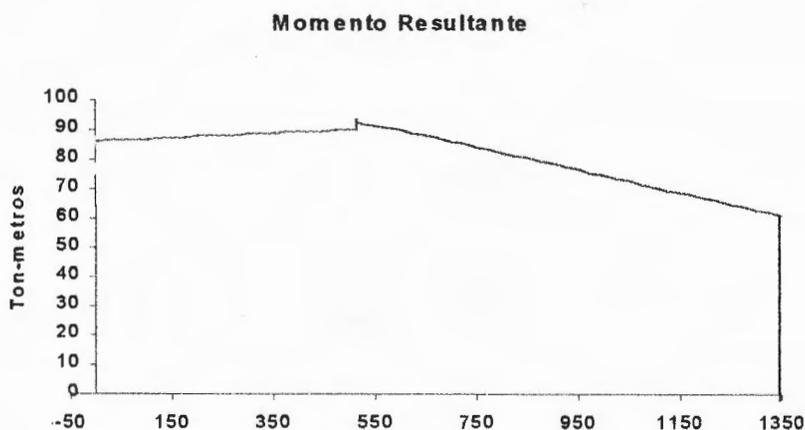


Figura 4.50

Se examina con el momento obtenido en la base por la compresión adicional sobre el mástil debido al peso del mismo. Esta se toma igual a la mitad de los pesos de los brazos rígidos añadido al peso total del mástil

resultando igual a:  $F_{M'} = 8.02$  Ton. La fuerza y momentos que gobiernan el diseño del mástil son:

$$F_{MT} = F_M + F_{M'} = 159.23 \text{ Ton (compresión)}$$

$$M_T = 60.88 \text{ Ton-m}$$

$$M_B = 86.16 \text{ Ton-m}$$

#### 4.9.2. Selección del Mástil

Asumiendo que existe disponibilidad para todos los diámetros de tubos de acero hasta cédula 100 se toma como primer intento un tubo de diámetro exterior 20" cédula 100. Se emplea un acero con esfuerzo de fluencia  $F_y = 36 \text{ ksi} = 2.53 \text{ Ton/cm}^2$ .

Alternativa 1: Tubo,  $D_{ext} = 20"$ ,  $t = 1.281"$

$$I = 2772 \text{ pulg}^4 = 115380 \text{ cm}^4$$

$$A = 75.3 \text{ pulg}^2 = 485.81 \text{ cm}^2$$

$$r = 6.63 \text{ pulg} = 16.84 \text{ cm}$$

$$S = 332 \text{ pulg}^3 = 5440.5 \text{ cm}^3$$

Chequeando para sección compacta, AISC 1.5.1.4.1

$$\frac{d}{t} \leq \frac{3300}{F_y} = \frac{3300}{36 \text{ ksi}} = 91.7$$

$$\frac{20}{1.281} = 15.61 < 91.7$$

Previo al chequeo con las fórmulas de interacción (17) y (18) se determinan los esfuerzos permisibles.

$$k = 0.8,$$

$$\frac{k \cdot l}{r} = \frac{0.8 * 13.5 * 100}{16.84 \text{ cm}} = 64.13 \Rightarrow F_a = 17.03 \text{ ksi} = 1.197 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\Rightarrow F_e' = 36.31 \text{ ksi} = 2.55 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$F_b = 0.66F_y = 0.66 * 36 \text{ ksi} = 23.76 \text{ ksi} = 1.67 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

Los esfuerzos actuantes por axial y flexión son:

$$f_a = \frac{F_{MT}}{A} = \frac{159.23 \text{ Ton}}{485.81 \text{ cm}^2} = 0.328 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$f_b = \frac{M_{\max}}{S} = \frac{86.16 * 100}{5440.5 \text{ cm}^3} = 1.584 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

El coeficiente  $C_m$  para curvatura invertida es:

$$C_m = 0.6 + 0.4 \left( \frac{M_1}{M_2} \right)$$

$$= 0.6 + 0.4 * \left( \frac{60.88}{86.16} \right) = 0.88$$

Aplicando la ecuación (17) e incluyendo el factor dinámico  $D = 1.2$ .

$$\frac{f_a D}{F_a} + \frac{C_m f_b}{\left(1 - \frac{f_a}{F_e}\right) F_b} D \leq 1.0$$

$$\frac{0.328 * 1.2}{1.197} + \frac{0.88 * 1.584 * 1.2}{\left(1 - \frac{0.328}{2.55}\right) * 1.67} \leq 1.0$$

$$0.33 + 1.15 = 1.48 \neq 1.0$$

Se intenta con una sección tubular de cédula 80 y con módulo de sección mejorado puesto que se presencia una sobreutilización en el término de flexión:

$$\frac{1.48 - 1}{1} * 100 = 48.0\% \Rightarrow S_{Alt-2} \geq S_{Alt-1} * (1 + 0.48) = 5440.5 * 1.48$$

$$\geq 8051.94 \text{ cm}^3$$

Alternativa 2: Tubo  $D_{ext} = 24"$ ,  $t = 1.531"$

$$A = 108.1 \text{ pulg}^2 = 697.42 \text{ cm}^2$$

$$\omega = 367.4 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 546.75 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$r = 7.96 \text{ pulg} = 20.22 \text{ cm}$$

$$S = 571 \text{ pulg}^3 = 9357.01 \text{ cm}^3 > 8051.94 \text{ cm}^3$$



La fuerza total en el mástil es modificada por el aumento del peso del mástil ( $\omega = 546.75 > 400 \text{ kg/m}$ ) y la aportación de los brazos rígidos (2.62 Ton).

$$F_{MT} = 151.208 \text{ Ton} + (2.62 + 546.75 * 13.5/1000) = 161.21 \text{ Ton}$$

Los esfuerzos permisibles y actuantes son:

$$\frac{k \cdot l}{r} = \frac{0.8 * 13.5 * 100}{20.22} = 53.41 \Rightarrow F_a = 18.04 \text{ ksi} = 0.2312 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\Rightarrow F_e = 52.36 \text{ ksi} = 3.68 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$f_a = \frac{F_{MT}}{A} = \frac{161.21 \text{ Ton}}{697.42 \text{ cm}^2} = 0.231 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$f_b = \frac{M_{max}}{S} = \frac{86.16 * 100}{9357.01 \text{ cm}^3} = 0.92 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

Alternativa 2: Tubo  $D_{ext} = 24"$ ,  $t = 1.531"$

$$A = 108.1 \text{ pulg}^2 = 697.42 \text{ cm}^2$$

$$\omega = 367.4 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 546.75 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$r = 7.96 \text{ pulg} = 20.22 \text{ cm}$$

$$S = 571 \text{ pulg}^3 = 9357.01 \text{ cm}^3 > 8051.94 \text{ cm}^3$$

La fuerza total en el mástil es modificada por el aumento del peso del mástil ( $\omega = 546.75 > 400 \text{ kg/m}$ ) y la aportación de los brazos rígidos (2.62 Ton).

$$F_{MT} = 151.208 \text{ Ton} + (2.62 + 546.75 * 13.5/1000) = 161.21 \text{ Ton}$$

Los esfuerzos permisibles y actuantes son:

$$\frac{k \cdot l}{r} = \frac{0.8 * 13.5 * 100}{20.22} = 53.41 \Rightarrow F_a = 18.04 \text{ ksi} = 0.2312 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$\Rightarrow F'_e = 52.36 \text{ ksi} = 3.68 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$f_a = \frac{F_{MT}}{A} = \frac{161.21 \text{ Ton}}{697.42 \text{ cm}^2} = 0.231 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

$$f_b = \frac{M_{\max}}{S} = \frac{86.16 * 100}{9357.01 \text{ cm}^3} = 0.92 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$



Manteniendo los valores de  $C_m$  y  $F_b$ , las ecuaciones de interacción (17) y (18) quedan de la forma:

$$\frac{f_a}{F_a} D + \frac{C_m f_b}{\left(1 - \frac{f_a}{F_e}\right) F_b} D \leq 1.0$$

$$\frac{0.231 * 1.2}{1.269} + \frac{0.88 * 0.92 * 1.2}{\left(1 - \frac{0.231}{3.68}\right) * 1.67} \leq 1.0$$

$$0.2184 + 0.6207 = 0.839 < 1.0$$

$$\frac{f_a}{0.6 F_y} D + \frac{f_b}{F_b} D \leq 1.0$$

$$\frac{0.231 * 1.2}{0.6 * 2.53} + \frac{0.92 * 1.2}{1.67} \leq 1.0$$

$$0.1827 + 0.6611 = 0.844 < 1.0$$

El haber elevado el módulo de la sección, incrementando el diámetro junto a un ligero aumento del espesor, resulta favorable y permite a la sección cumplir con las condiciones requeridas. La pérdida de material causado por la ubicación de las poleas puede compensarse con un reforzamiento local interior y aumentando la sección con una camisa exterior.

#### 4.10. ESTRIBOS

Los estribos son miembros de acero que servirán como conectores entre los aparejos y el cuerpo estructural de la grúa. Se presentan dos tipos: barras de ojal y placas conectoras convencionales. Las barras de ojal forman parte de la línea de amantillo y, acoplándose a cada extremo del bloque de poleas, permiten el acople del aparejo del amantillo con la pluma y el mástil. Las placas se utilizan para la unión del bloque de poleas de carga con la punta de la pluma.

En el tipo de unión mediante pasadores el espacio ocupado por el pasador causa una reducción de área mayor que la ocasionada por uniones empernadas por tanto en ambos casos se seguirán las Especificaciones dadas en el AISC<sup>1</sup>.

##### 4.10.1. Estribos del Sistema de Amantillo

Para fines de diseño, los esfuerzos permisibles para las condiciones de operación en la grúa son iguales a los publicados en las Especificaciones AISC. Los incrementos mostrados en la sección 1.5.6 (AISC,

---

<sup>1</sup> AISC. Specification for the Design, Fabrication and Erection of Structural Steel for Buildings. Chicago: The Institute, 1980. Página 5-44, sección 1.14.5.

página 5-26) no se aplican y los ciclos de máxima carga se asumen inferiores a 20,000. Las barras de ojal se diseñarán usando acero con  $F_y = 36$  ksi.

Además de emplear las recomendaciones de la sección 1.5.1.1 en la Especificación AISC, adicionalmente es necesario la sección 1.14.5 para el dimensionamiento de los extremos de la barra ya que la forma de la cabeza de la barra debe ser tal que permita el óptimo flujo de esfuerzos en la vecindad del agujero.

Diseñando por tensión únicamente, la tensión en la línea de amantillo  $F_A$  para un alcance de 15 metros se encuentra determinada previamente en la tabla 4.13. Se multiplica por el factor dinámico  $D$  para obtener la tensión total  $P_A$  sobre la que tiene que diseñarse las barras de ojal,

$$P_A = F_A * D = 134.96 * 1.2 = 161.96 \text{ Ton}$$

Siguiendo la especificación AISC 1.5.1.1 se calcula el área que debe existir en el cuerpo de la barra,  $A_G$  y el área neta transversal en el ojal,  $A_N$ .

$$f_t = \frac{P_A}{nA_G} \leq 0.6F_y \quad n = \text{número de barras} = 2$$

$$\frac{161.96 \text{ Ton}}{2 * A_G} \leq 0.6 * \frac{36 \text{ ksi}}{2.2 \text{ k/Ton} * 2.54 \text{ cm}^2/\text{pulg}^2}$$

$$A_G \geq 53.32 \text{ cm}^2 \quad ; \text{ en el cuerpo de la barra}$$

$$f_t = \frac{P_A}{nA_N} \leq 0.45F_y$$

$$\frac{161.96 \text{ Ton}}{2 * A_N} \leq 0.45 * \frac{36 \text{ ksi}}{2.2 \text{ k/Ton} * 2.54 \text{ cm}^2/\text{pulg}^2}$$

$$A_N \geq 71.1 \text{ cm}^2 \quad ; \text{ en el ojal}$$

Recolectando las recomendaciones de la especificación AISC 1.14.5:

- El ancho del cuerpo de la barra de ojal ( $b_1$ ) no debe exceder 8 veces el espesor ( $t$ ) y este último no debe ser inferior a  $\frac{1}{2}$  pulgada.

$$t > \frac{1}{2} \text{ pulg} = 1.27 \text{ cm}$$

$$A_G \geq b_1 * t = 53.32 \text{ cm}^2$$

$$b_1 \geq \frac{53.32}{t}$$

$$\frac{b_1}{t} \leq 8 \quad \therefore \frac{53.32}{t * t} \leq 8$$

$$t \geq \sqrt{\frac{53.32}{8}} = 2.58 \text{ cm} \quad ; \text{ usar } 3.5 \text{ cm}$$

$$b_1 \geq \frac{53.32}{3.5} = 15.23 \text{ cm; usar } 17 \text{ cm}$$

$$\frac{b_1}{t} = \frac{17 \text{ cm}}{3.5 \text{ cm}} = 4.86 < 8$$

Se emplea barras de lado 17 cm por espesor de 3.5 cm.

- El diámetro del pasador ( $\phi_p$ ) no debe ser menor a  $\frac{7}{8}$  del ancho del cuerpo de la barra ( $b_1$ ).

$$\phi_p \geq \frac{7}{8} b_1 = \frac{7}{8} * 17 \text{ cm} \geq 14.88 \text{ cm}$$

Examinando la resistencia al cortante, aplastamiento y flexión se busca los diámetros mínimos del pasador.

Resistencia al cortante (AISC 1.5.1.2.1):

$$f_v = \frac{P_A}{nA_{\text{pasador}}} = \frac{P_A}{n\phi_p^2 \frac{\pi}{4}} \leq 0.4 \cdot F_y$$

$$\phi_p \geq \sqrt{\frac{4P_A}{0.4F_y n \pi}} = \sqrt{\frac{4 * 161.96 \text{ Ton}}{1.01 * 2 * \pi}} = 10.1 \text{ cm}$$

Resistencia al aplastamiento (AISC 1.5.1.5.1):

$$f_p = \frac{P_A}{n(A_{\text{proy}})_{\text{pasador}}} \leq 0.9 \cdot F_y$$

$$\frac{P_A}{n\phi_p t} \leq 0.9 \cdot F_y \quad \therefore \quad \phi_p \geq \frac{P_A}{0.9F_y n t} = \frac{161.96}{2.278 \cdot 7} = 10.16 \text{ cm}$$

El efecto sobre el pasador es similar al que ocurre en una viga simplemente apoyada. El diagrama de fuerzas en el pasador se representa en la figura 4.51 asumiendo que la placa intermedia posee el doble del espesor que el de las barras de ojal.

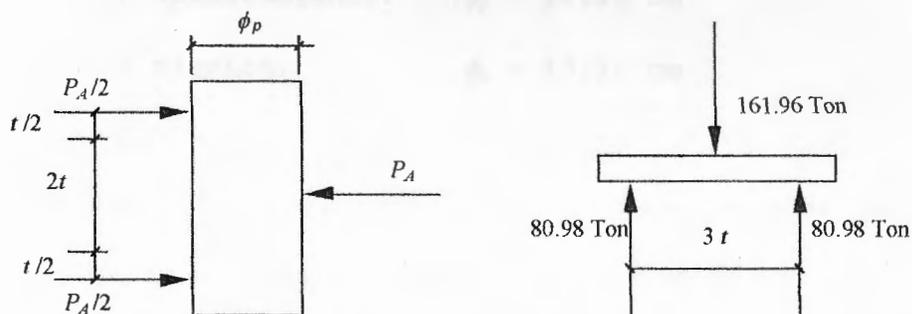


Figura 4.51

$$M_{\text{max}} = \frac{P_A \cdot l}{4} = \frac{P_A \cdot 3t}{4} = \frac{161.96 \cdot 10.5 \text{ cm}}{4} = 425.15 \text{ Ton} \cdot \text{cm}$$

Resistencia a la flexión (AISC 1.5.1.4.3):

$$f_b = \frac{M}{S_{\text{pasador}}} = \frac{M}{\frac{\pi}{32} \phi_p^3} \leq 0.75 F_y$$

$$\phi_p \geq \sqrt[3]{\frac{32M}{0.75 F_y \pi}} = \sqrt[3]{\frac{13605}{1.9 * \pi}} = 13.16 \text{ cm}$$

Los valores  $\phi_p$  mínimos calculados hasta el momento son:

- Según AISC 1.14.5:  $\phi_p = 14.88 \text{ cm}$
- Por cortante:  $\phi_p = 10.1 \text{ cm}$
- Por aplastamiento:  $\phi_p = 10.16 \text{ cm}$
- Por flexión:  $\phi_p = 13.16 \text{ cm}$

- El agujero del pasador ( $\phi_h$ ) no debe exceder de 1/32 pulgadas arriba el diámetro del pasador. Se selecciona el máximo valor de los diámetros mínimos presentados arriba para el pasador ( $\phi_p = 14.88 \text{ cm}$ ),

$$\phi_h = \phi_p + \frac{1}{32} \text{ pulg} = 14.88 + \frac{1}{32} * 2.54 = 14.96 \text{ cm}; \text{ usar } 16 \text{ cm}$$

$$\therefore \phi_p = 15.94 \text{ cm} > 14.88 \text{ cm}$$

- El área neta en la cabeza de la barra ( $A_{N2}$ ) a través del ojal y transversal al eje de la barra, no debe ser

menor de 1.33 o mayor de 1.5 veces el área de la sección transversal del cuerpo de la barra ( $A_{M1}$ ).

Entonces,

$$1.33A_1 \leq A_{N2} \leq 1.5A_1 \quad \therefore \quad A_1 = b_1 t = 17 * 3.5 = 59.5 \text{ cm}^2$$

$$\Rightarrow 79.3 \text{ cm}^2 \leq A_{N2} \leq 89.25 \text{ cm}^2$$

$$A_{N2} = (d_H - \phi_h) t \Rightarrow d_H t - \phi_h t \geq 79.3 \text{ cm}^2$$

$$d_H \geq \frac{79.3 + \phi_h t}{t} = \frac{79.3 + 56}{3.5} = 38.7 \text{ cm} \quad ; \text{ usar } 40 \text{ cm}$$

Se tabulan las características físicas de las barras de ojal en la tabla 4.21. Un esquema de la barra de ojal se proporciona en la figura 4.52.

Material	ASTM A36 ( $F_y = 36 \text{ ksi}$ )
$d_H$	40 cm
$\phi_h$	16 cm
$\phi_p$	15.94 cm
$R_1 \geq d_H$	42 cm
$b_1$	17 cm
$t$	3.5 cm

Tabla 4.21. Dimensiones de las barras de ojal (x2)

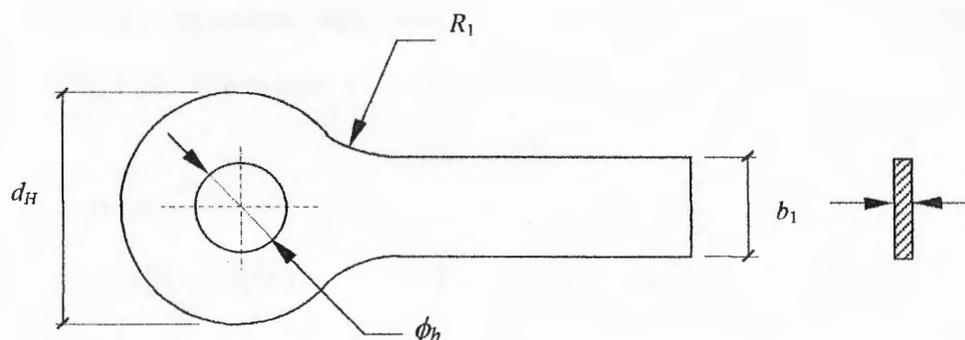


Figura 4.52

#### 4.10.2. Estribos del Sistema de Carga

En el sistema de carga los elementos de unión entre el bloque de poleas (aparejo) y la pluma son del tipo de placas conectadas por pasadores. Esta opción obedece a que los elementos conectores no requieren tener tanta longitud como en la línea de amantillo y, por tanto, no se justifica el costo de fabricación de los extremos en la barra de ojal. El material a emplearse en la fabricación es el acero ASTM A36 ( $F_y = 36$  ksi).

La tensión total  $P_c$  que soportará el par de placas es la suma de la carga levantada  $W$  más el peso del resto de los elementos (aparejos y gancho),  $M_1$ . Al igual que

en el sistema del amantillo,  $P_C$  será modificada por el factor dinámico  $D$ .

$$D = 1.2$$

$$P_C = (W + M_1) * D = (65 + 2) * 1.2 = 80.4 \text{ Ton}$$

El área mínima en el cuerpo de cada placa  $A_G$  y el área neta transversal al eje y a través del pasador,  $A_N$ , en cada una, siguiendo las recomendaciones en la sección 1.5.1.1 del Manual AISC.

$$f_t = \frac{P_C}{nA_G} \leq 0.6F_y \quad \therefore A_G \geq \frac{P_C}{0.6F_y n} \quad n = \text{número de placas} = 2$$

$$A_G \geq \frac{80.4 \text{ Ton}}{0.6 * 2.53 \text{ Ton/cm}^2 * 2} = 26.47 \text{ cm}^2 \quad ; \text{ en el cuerpo de la placa}$$

$$f_t = \frac{P_C}{nA_N} \leq 0.45F_y \quad \therefore A_N \geq \frac{P_C}{0.45F_y n}$$

$$A_N \geq \frac{80.4 \text{ Ton}}{0.45 * 2.53 \text{ Ton/cm}^2 * 2} = 35.29 \text{ cm}^2, \text{ a través del agujero del pasador}$$

Se prueba con una placa de espesor  $t = 1.2 \text{ cm}$  (7/16") y lado  $b = 25 \text{ cm}$  (1")  $\Rightarrow A_G = bt = 25 * 1.2 = 30 \text{ cm}^2 > 26.47 \text{ cm}^2$

El diámetro mínimo del pasador  $\phi_p$  según la sección 1.5.1.2.1 es,

$$f_v = \frac{P_c}{nA_{\text{pasador}}} = \frac{P_c}{n\phi_p^2 \frac{\pi}{4}} \leq 0.4 \cdot F_y$$

$$\phi_p \geq \sqrt{\frac{4P_c}{0.4F_y n \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80.4 \text{ Ton}}{0.4 \cdot 36 / (2.2 \cdot 2.54^2) \cdot 2 \cdot \pi}} = 7.11 \text{ cm}$$

Siguiendo las recomendaciones dadas en sección 1.14.5 de las especificaciones AISC se determina las características de las placas.

- El diámetro del agujero del pasador  $\phi_h$  no deberá ser menor de 1.25 veces la distancia menor desde el filo del agujero hasta el filo de la placa  $d_e$  (figura 4.53).

$$\phi_h \geq 1.25d_e$$

$$d_e = \frac{(b - \phi_h)}{2} \therefore \phi_h \geq 1.25 \frac{(b - \phi_h)}{2}$$

$$2\phi_h \geq 1.25b - 1.25\phi_h$$

$$3.25\phi_h \geq 1.25b$$

$$\phi_h \geq \frac{1.25}{3.25}b ; b = 25 \text{ cm}$$

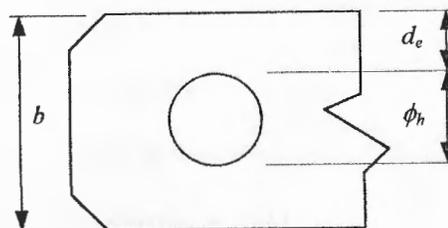


Figura 4.53

$$\phi_h \geq 9.62 \text{ cm} ; \text{usar } 10.5 \text{ cm}$$

- El diámetro del agujero del pasador  $\phi_h$  no deberá ser superior a  $1/32''$  sobre el diámetro del pasador  $\phi_p$ .

$$\phi_p \geq \phi_h - \frac{1}{32} \text{ pulg} = \phi_h - 0.079 \text{ cm}$$

$$\phi_p \geq 10.421 \text{ cm} ; \text{usar } 10.43 \text{ cm} > 7.11 \text{ cm}$$

Se chequea el espesor de la placa  $t$  basado en el área neta requerida  $A_N$ . El espesor requerido  $t_R$  sería,

$$A_N = (b - \phi_h)t_R \quad \therefore t_R = \frac{A_N}{(b - \phi_h)}$$

$$t_R = \frac{34.5 \text{ cm}^2}{25 \text{ cm} - 10.5 \text{ cm}}$$

$$t_R = 2.4 \text{ cm} \not\leq t = 1.2 \text{ cm} \Rightarrow \text{Usar placas de refuerzo}$$

Las placas de refuerzo se ubican en cada extremo de la placa y a cada lado del agujero del pasador; en total 4 placas de ancho  $b_p$  y espesor  $t_p$  (figura 4.54).

$$t + 2t_p \geq t_R \quad \therefore t_p \geq \frac{t_R - t}{2}$$

$$t_p \geq \frac{2.4 - 1.2}{2} = 0.6 \text{ cm} ; \text{usar } 0.8 \text{ cm}$$

$$A = (b - \phi_h)t + (b_p - \phi_h)2t_p \geq A_N \quad \therefore$$

$$b_p \geq \frac{A_N - (b - \phi_h)t}{2t_p} + \phi_h$$

$$b_p \geq \frac{34.5 - (25 - 10.5) * 1.2}{2 * 0.8} + 10.5$$

$$b_p \geq 10.7 + 10.5 = 21.2 \text{ cm} ; \text{usar } 22.5 \text{ cm}$$

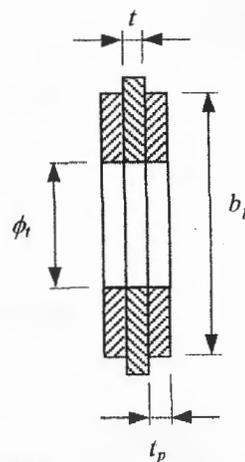


Figura 4.54

El espesor total perpendicular al eje,  $t_T$ , y a través del agujero del pasador es,

$$t_T = t + 2t_p = 1.2 + 2 * 0.8 = 2.8 \text{ cm}$$

Resistencia al aplastamiento (AISC 1.5.1.5.1):

$$f_p = \frac{P_C}{n(A_{\text{proy}})_{\text{pasador}}} = \frac{P_C}{2 * \phi_p * t_T} \leq F_p = 0.9F_y \quad n = 2$$

$$\frac{78.6 \text{ Ton}}{2 * 10.43 * 2.8} \leq 0.9 * \frac{36 \text{ ksi}}{2.2 \text{ k/Ton} * (2.54 \text{ cm})^2 / \text{pulg}^2}$$

$$1.35 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} < 0.9 * 2.53 = 2.28 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

Análogo a la barra de ojal de la línea de amantillo, el momento  $M$  ejercido sobre el pasador en la placa conectora es

$$M_{\max} = \frac{P_C \cdot l}{4} = \frac{P_C \cdot 3t_r}{4} = \frac{78.6 \cdot 8.4}{4} = 165.06 \text{ Ton} \cdot \text{cm}$$

Resistencia al pandeo (AISC 1.5.1.4.3):

$$f_b = \frac{M}{S_{\text{pasador}}} = \frac{M}{\frac{\pi}{32} \phi_p^3} \leq F_b = 0.75F_y$$

$$\frac{165.06 \text{ Ton} \cdot \text{cm}}{\frac{\pi}{32} (10.43 \text{ cm})^3} \leq 0.75 * \frac{36 \text{ ksi}}{2.2 \text{ k/Ton} * (2.54 \text{ cm})^2 / \text{pulg}^2}$$

$$1.5 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} < 0.75 * 2.53 = 1.9 \frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}$$

La placa cumple los requerimientos respecto a la resistencia al aplastamiento y al pandeo.

- La distancia transversal desde el filo del agujero del pasador hasta el filo la placa ( $d_e$ ), no debe exceder por 4 veces el espesor  $t_r$  del agujero del pasador.

$$d_e = \frac{(b - \phi_h)}{2} = \frac{25 - 10.5}{2} = 7.25 \text{ cm}$$

$$\frac{d_e}{t_p} = \frac{7.25}{2.8} = 2.6 < 4$$

- El área neta mínima detrás del agujero del pasador medida paralela al eje de la placa ( $A_{NL}$ ), no debe ser menor que las  $\frac{2}{3}$  partes del área neta a través del agujero del pasador  $A_N$ .

El largo de la placa de refuerzo es  $l_p$  y la distancia desde el centro del pasador hasta el filo de la placa, paralelo al eje se identifica por  $c$ , figura 4.55.

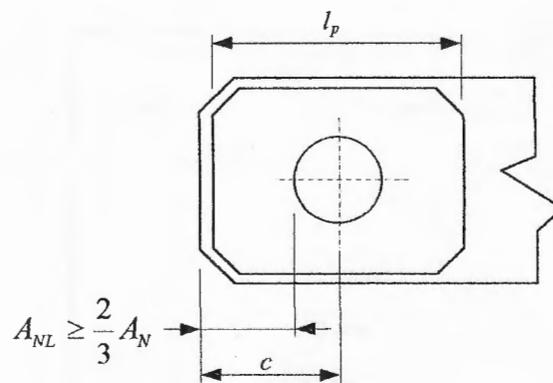


Figura 4.55

$$\left. \begin{aligned} A_{NL} &= \left( c - \frac{\phi_h}{2} \right) t + \left( \frac{l_p}{2} - \frac{\phi_h}{2} \right) 2t_p \\ A_N &= (b - \phi_h) t + (b_p - \phi_h) 2t_p \end{aligned} \right\} A_{NL} \geq \frac{2}{3} A_N$$

$$c \approx \frac{l_p}{2} \therefore A_{NL} = \left( \frac{l_p}{2} - \frac{\phi_h}{2} \right) (t + 2t_p)$$

$$\left( \frac{l_p}{2} - 5.25 \right) * (1.2 + 2 * 0.8) \geq \frac{2}{3} [(25 - 10.5) * 1.2 + (22.5 - 10.5) * 2 * 0.8]$$

$$l_p \geq \frac{24.4 + 14.7}{1.4} = 27.93 \text{ cm} ; \text{usar } 30 \text{ cm}$$

El filo de la placa se ubica a  $c = 16.5$  cm del eje del pasador en la dirección paralela al eje de la placa.

Se muestran las características de las placas conectoras en la tabla 4.22.

Material	ASTM A36 ( $F_y = 36$ ksi)
Longitud $L$	3 m. (de centro a centro del pasador)
$b$	25 cm
$t$	1.2 cm
$b_p$	22.5 cm
$t_p$	0.8 cm
$l_p$	30 cm
$\phi_h$	10.5 cm
$\phi_p$	10.43 cm
$c$	16.5 cm

Tabla 4.22. Dimensiones de placas conectoras

#### 4.11. PLACAS DE APOYO

El dimensionamiento de las placas de apoyo se basan en las provisiones presentadas en el manual AISC. Se inicia con el análisis de las reacciones en los apoyos  $A$ ,  $B$  y  $C$  y culmina con el diseño de las placas de apoyo en el punto  $A$  y  $B$ . Debido a que no se conoce la geometría del portamástil se excluye el diseño del asiento en el apoyo  $C$ .

##### 4.11.1. Análisis. Reacciones $A_x$ , $A_z$ , $B_y$ , $B_z$ .

Proveniente de la sección "Análisis de la Grúa de Brazos Rígidos" (sección 4.4) y analizando la figura 4.8 se contempla que la reacción  $A_z$  máxima para todos los alcances se encuentra cuando la pluma está con ángulo de rotación  $\theta_H = 0^\circ$  y  $\theta_H = 180^\circ$  y el movimiento del sismo asumido en similar dirección. Al mismo tiempo, los valores máximos correspondientes a la reacción  $B_z$  son iguales a los de  $A_z$  y se ubican a  $\theta_H = 90^\circ$  y  $\theta_H = 270^\circ$ . La reacción  $A_z^1$  a un alcance  $D = 15$  m se determina a continuación. A estos valores se

---

<sup>1</sup> Sección 4.4.1. página 47.

incluye el efecto de la carga muerta del larguero y brazo rígido acoplados en el soporte A:

$$A_z = +2.59P \cos\theta_v \cos\theta_H + \left[ 1.3(E_P + E_A) \operatorname{sen}\theta_v + \frac{(E_A + E_M + 2E_B)}{2} \right] \cos\theta_H \cos x$$

$$E_P = 0.83 \text{ Ton} \quad E_A = 0.196 \text{ Ton}$$

$$E_M = 0.527 \text{ Ton} \quad E_B = 0.187 \text{ Ton}$$

$$W_B = 2.62 \text{ Ton} \quad W_L = 2.65 \text{ Ton}$$

$$D = 15 \text{ m} \Rightarrow P = 78.19 \text{ Ton} \quad ; \quad \theta_v = 67.021^\circ$$

$$A_z = \pm 76.86 \text{ Ton} - (2.62 + 2.65)/2$$

$$A_{z-1} = +74.23 (\theta_H = 180^\circ)$$

$$A_{z-2} = -79.495 (\theta_H = 0^\circ)$$

Las reacciones máximas  $A_x$  y  $B_y$  adquieren valores iguales a  $\theta_H = 90^\circ$  y  $\theta_H = 180^\circ$  respectivamente; estos valores dependen únicamente de la magnitud del sismo mas no debido a la distancia  $D$  ni la carga en el gancho  $P$ . Asumiendo la dirección del sismo perpendicular al plano formado por el larguero y el brazo rígido, la reacción máxima  $A_x^1$  resulta ser:

$$A_x = + \frac{E_B + E_L}{2} \operatorname{sen}\theta_H \cos x$$

<sup>1</sup> Sección 4.4.1, página 48.

$$E_L = 0.189 \text{ Ton}$$

$$\text{sen}\theta_H = 1; \quad \text{cos}x = 1$$

$$A_x = \frac{E_B + E_L}{2} = \frac{0.187 + 0.189}{2} = 0.188 \text{ Ton}$$

#### 4.11.2. Análisis. Reacciones $C_x$ , $C_y$ , $C_z$ .

Examinando la ecuación presentada en la sección 4.4.1 y la figura 4.8 se tiene que la reacción  $C_z$  máxima ocurre cuando la pluma está en posición  $\theta_H = 135^\circ$ . Asumiendo la dirección del sismo en la misma dirección el valor máximo se obtiene para  $D = 15$  metros a continuación. Se incluyen adicionalmente el efecto del peso de los brazos rígidos, mástil, largueros, sistema de amantillo y la pluma.

$$C_z = P[1 + 2.59 \text{cos}\theta_v (\text{sen}\theta_H - \text{cos}\theta_H)] + \left[ 1.3 (E_P + E_A) \text{sen}\theta_v + \frac{(E_A + E_M + 2E_B)}{2} \right] (\text{sen}\theta_H - \text{cos}\theta_H) \text{cos}x$$

$$\theta_H = 135^\circ; \quad \text{cos}x = 1$$

$$D = 15 \text{ m} \Rightarrow P = 78.19 \text{ Ton} \quad ; \quad \theta_v = 67.021^\circ$$

$$W_M = 7.38 \text{ Ton} \quad W_B = 2.62 \text{ Ton} \quad W_L = 2.65 \text{ Ton}$$

$$W_A = 2.75 \text{ Ton} \quad W_P = 11.62 \text{ Ton}$$

$$C_z = 182.88 \text{ Ton} + W_M + 2 * (W_B + W_L)/2 + (W_P + W_A)/2$$

$$= 182.88 + 7.38 + 5.27 + 7.19 = 202.72 \text{ Ton}$$

Las reacciones  $C_x$  y  $C_y$  conforme las ecuaciones mostradas a continuación<sup>1</sup> obtienen sus máximos en  $\theta_H = (90^\circ, 270^\circ)$  y  $\theta_H = (0^\circ, 180^\circ)$  respectivamente. Tomando el sismo en la misma dirección y alcance  $D = 15 \text{ m}$ , el resultado es:

$$C_x = + \left[ E_P + E_A + E_M + \frac{3}{2}(E_B + E_L) \right] \text{sen} \theta_H \cos x$$

$$\text{sen} \theta_H = 1; \cos x = 1 \Rightarrow C_x = 2.12 \text{ Ton}$$

$$C_y = - \left[ E_P + E_A + E_M + \frac{3}{2}(E_B + E_L) \right] \cos \theta_H \cos x$$

$$\cos \theta_H = 1; \cos x = 1 \Rightarrow C_y = 2.12 \text{ Ton}$$

Considerando el efecto ocasionado por la polea ubicada cercana al portamástil, la cual conduce las líneas del amantillo y de carga, se examina la fuerza horizontal

<sup>1</sup> Sección 4.4.1, página 49.

adicional. Este valor es la suma de las tensiones acarreadas por los cables:  $(T_{AP} + T_C) = 2 * (16.86 \text{ Ton}) = 33.72 \text{ Ton}$ . Multiplicando por el factor dinámico  $D = 1.2$  y añadiéndole a cada una de las reacciones  $C_x$  y  $C_y$  para obtener el caso más crítico los resultados finales son:

$$C_x = C_y = 1.2 * 33.72 \text{ Ton} + 2.12 = 42.6 \text{ Ton}$$

#### 4.11.3. Diseño de las placas de apoyo en soportes A y B

Puesto que las reacciones son iguales en ambos apoyos A y B se dimensiona las placas en base al apoyo A. Puesto que el cortante ( $A_x \approx 0.2 \text{ Ton}$ ) es mucho menor con respecto a la reacción  $A_z = 79.5 \text{ Ton}$  y asumiendo que el espacio a ocupar por los pernos de anclaje no afecta al comportamiento de la placa de asiento, se desprecia el efecto del cortante ejercido en el apoyo A.

Es esencial que las reacciones en el asiento sean distribuidas sobre un área lo suficientemente grande para mantener la presión promedio sobre el terreno. Las normas en el Manual AISC (página 2-47) dictan las



siguientes reglas para el diseño de placas de asiento (figura 4.56):

Siendo:

$R$  = reacción en la viga, kips

$A = B \times N$  = Area de la placa, pulgadas cuadradas

$F_b$  = Esfuerzo permisible de pandeo sobre la placa, ksi

$F_p$  = Presión de asiento permisible en el soporte, ksi

$f_p$  = Presión de asiento real en el soporte, ksi

$k$  = distancia desde la base de la viga hasta el reborde del filete en el alma, pulgadas (obtenido de las dimensiones dadas en tablas).

$t$  = espesor de la placa, pulgadas

$t_w$  = espesor en el alma del larguero, pulgadas

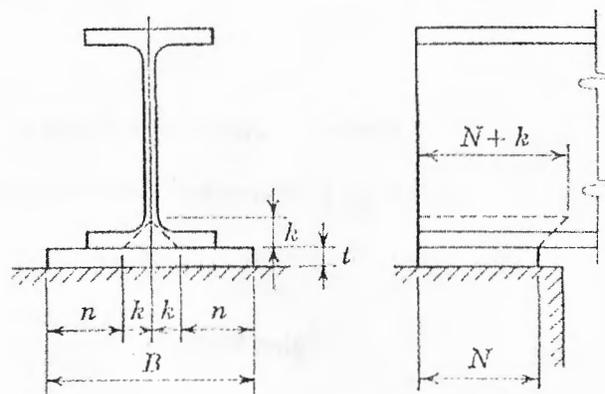


Figura 4.56

La reacción en la viga,  $R$ , se asume uniformemente distribuida sobre la placa sobre un área  $N \times 2k$ . La placa de asiento es considerada como una carga uniformemente distribuida sobre la mampostería. Este valor de  $R$  es tomado de la reacción máxima  $A_z$ .

Para la viga W14 x 132, sus dimensiones físicas presentes en la tabla dada en la página 1-23 del Manual AISC son:  $k = 1 + 11/16 = 1.688$ " y  $t_w = 0.645$ ". La mínima longitud de asiento  $N$ , tomando en cuenta la inestabilidad del alma mediante el uso de la fórmula 1.10-9 (Especificación AISC) es:

$$N = \frac{A_z}{0.75F_y \times t_w} - k = \frac{79.5 \text{ Ton} * 2.20462 \text{ k/Ton}}{0.75 * 36 * 0.645} - 1.688$$

$$N_{\min} = 8.38"$$

El área requerida,  $A_R$ , tomando  $F_p = 0.25$  ksi (Manual AISC página 5-26, sección 1.5.5) es:

$$A_R = \frac{A_z}{F_p} = \frac{175.27 \text{ k}}{0.25 \text{ ksi}} = 701.08 \text{ pulg}^2$$

## V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. Se concluye que la estructura de la grúa puede ser construída localmente ya que existe la capacidad y técnica suficiente como para diseñar y fabricar el equipo proporcionando con toda seguridad el mismo servicio que cualquier otra importada. Así mismo no se requiere conseguir materiales importados puesto que perfiles de acero A36 pueden conseguirse fácilmente.
2. Una de las ventajas más reconocibles del empleo del manual se observa en la selección de las celosías tanto de la pluma como de los brazos rígidos (secciones 4.5.4, 4.5.5 y 4.6.1 respectivamente). En este caso la determinación de fuerzas en las cuerdas y celosías es reemplazada por un valor 0.02 del valor compresivo aplicado a la pluma.
3. Durante el desarrollo de la tesis se ha cubierto el dimensionamiento de los componentes principales de la grúa, mostrándose satisfactoriamente la naturaleza del sistema estructural. Se recomienda que se continúe con la etapa del

diseño de mecánico que cubre la selección de rodamientos, lubricación y selección de motores para los movimientos vertical y horizontal de la pluma. Así mismo que se prosiga con la selección de la rueda de giro y el mecanismo de transmisión de potencia hacia la misma.

4. Con las recomendaciones presentadas en la Guía para el Análisis de Grúas de Brazos Rígidos y de Tirantes (AISC) se cumplen con las normas técnicas, exigencias y estandarizaciones requeridas internacionalmente con bastante seguridad puesto que las normas dictadas en la Guía son obtenidas por experiencias y análisis.
  
5. El peso total del equipo podría haber sido aligerado si se hubiera trabajado con perfiles de acero ASTM 588 al ser un acero aleado de alta resistencia. Esto provee ventajas al sistema desde dos puntos. La reducción de peso en la pluma no solo minimiza las deflexiones por peso propio sino que al disminuir considerablemente la carga efectiva en el gancho eleva, de igual manera, la carga de trabajo permisible a mayores alcances permitiendo el traslado de cargas más pesadas. La segunda ventaja reside en la propiedad anticorrosiva del acero ASTM 588.

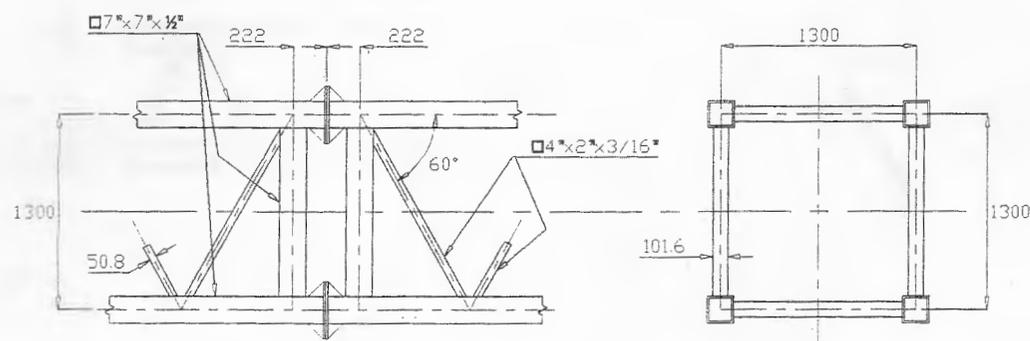
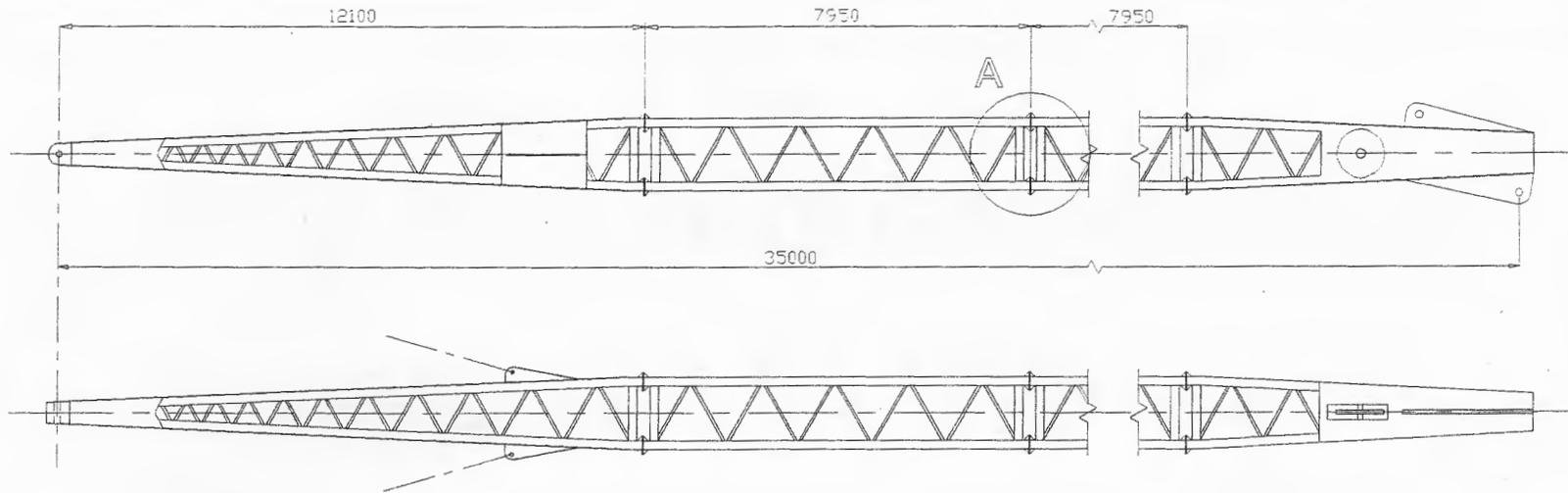
6. Al considerar los costos elevados e incapacidad de encontrarlos fácilmente en el medio se optó por el empleo de perfiles de acero A36 demostrando su capacidad para resistir las cargas y efectos presentados.

APENDICES

**APENDICES**

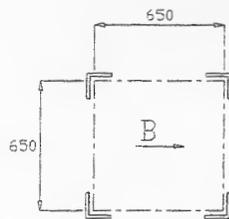
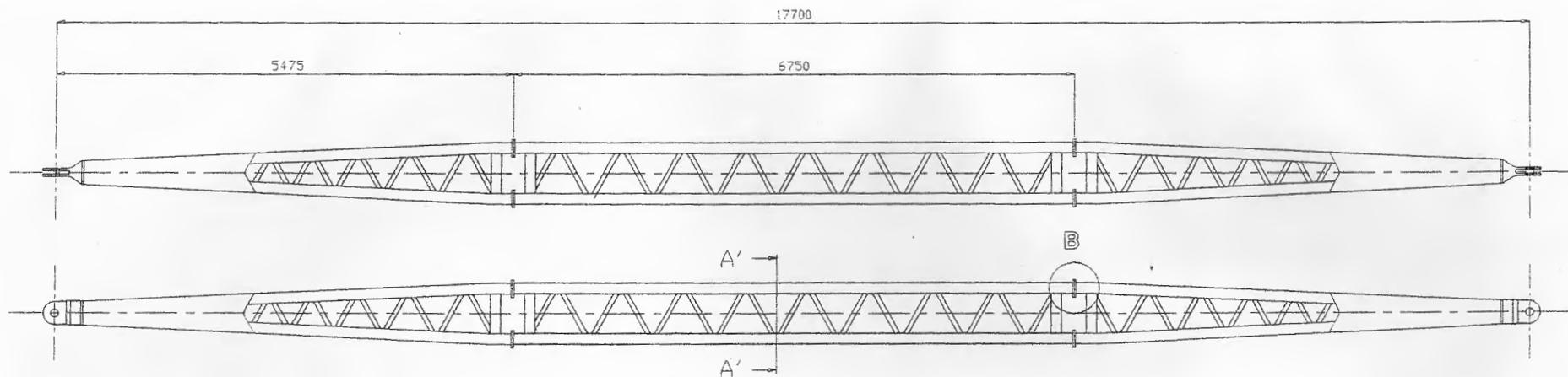
## BIBLIOGRAFIA

1. Avallone & Baumeister, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, México: McGraw-Hill, 1995.
2. McCormac Jack C., Análisis Estructural, México: Harla, 1983.
3. AISC, Guide for the Analysis of Guy and Stiffleg Derricks (Chicago: The Institute, 1974).
4. Timoshenko & Gere, Theory of Elastic Stability (2da. Edición, New York, McGraw-Hill, 1961).
5. AISC, Manual of Steel Construction (AISC Manual) (AISC, Chicago, 1980).
6. Shigley & Mischke, Diseño en Ingeniería Mecánica, México: McGraw-Hill, 1996.
7. Union Wire Rope Corporation Handbook "D", 1942.
8. SAE Standards, Volumen 2 (Society of American Engineers), 1986

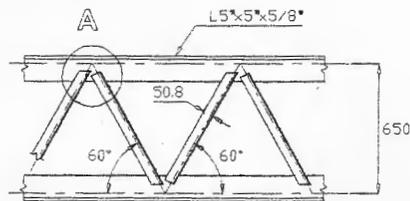


DETALLE A (Escala 1:450)

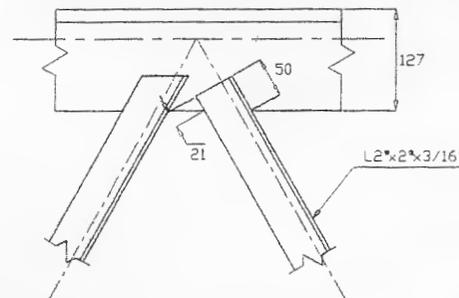
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA	
DISEÑO		VILLACIS, J.		
DIBUJO				
REVISO				
ESCALA	Diagrama General. Pluma			
1:150				
LAMINA				Plano 1



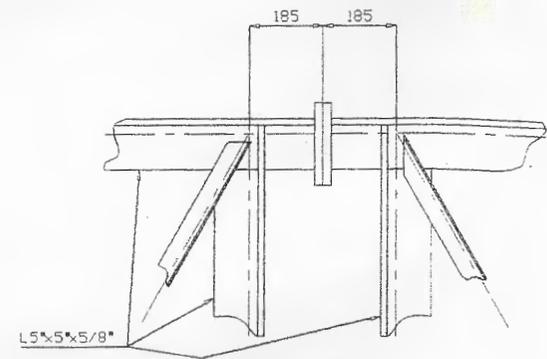
Corte A'-A'  
(Escala 1:150)



Vista B



DETALLE A (Escala 1:600)



DETALLE B (Escala 1:300)

	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA	ESPOL
DISEÑO		VILLACIS J		
DIBUJO				
REVISO				
ESCALA	Diagrama General. Brazo Rígido			
LAMINA				
				Plano 2