

ANÁLISIS Y DISEÑO ESTRUCTURAL DE FLOTADORES TIPO CATAMARÁN APLICADO A LA
AERONAVE PIPER PA-18

JULIÁN FELIPE CARVAJAL HURTADO
ROBERTO ALEJANDRO NIÑO BETANCOURT

FUNDACION UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERIA AERONAUTICA
BOGOTA, D.C.
2006

ANÁLISIS Y DISEÑO ESTRUCTURAL DE FLOTADORES TIPO CATAMARÁN APLICADO A LA
AERONAVE PIPER PA-18

JULIÁN FELIPE CARVAJAL HURTADO
ROBERTO ALEJANDRO NIÑO BETANCOURT

MONOGRAFIA PARA OPTAR AL TITULO DE
INGENIERO AERONAUTICO

DIRECTOR:
ANDREAS GRAVENHOST
INGENIERO MECÁNICO Y AEROESPACIAL

FUNDACION UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERIA AERONAUTICA
BOGOTA, D.C.

2006

NOTA DE ACEPTACIÓN

Firma del Presidente del Jurado

Firma del Jurado

Firma del Jurado

BOGOTA D.C., AGOSTO 24 DE 2006

A Dios por permitirme la sabiduría, dedicación y esfuerzo, con mucho amor a mis padres por su apoyo incondicional, en especial a Glorita por la sonrisa que me brinda cada vez que llego a casa, a mis abuelos, a mis hermanos, a mis sobrinos y demás familiares.

ROBERTO A. NIÑO BETANCOURT

A Dios por permitirme la sabiduría, el esfuerzo y la vida para concluir este trabajo de grado, a Dios, a mis padres, a mis hermanos, a mi abuela, a mis tíos, con mucho cariño a Juliana Sofía.

JULIAN F. CARVAJAL HURTADO

AGRADECIMEINTOS

A través del desarrollo de este trabajo de Grado surgieron muchos problemas e interrogantes, los cuales fueron despejados gracias al conocimiento de ciertas personas y al esfuerzo personal. Los autores hacen un reconocimiento a todas las personas que de una u otra forma fueron una guía para que este trabajo de grado fuera posible.

Agradecemos a Andreas Gravenhorst por haber sido el director de este trabajo de grado, por el conocimiento y experiencia que aportó al mismo, a Jorge Canal por sus valiosos comentarios, sugerencias y explicaciones en las consideraciones que se deben tener en cuenta en el análisis estructural de flotadores, a el ingeniero Ferrer García por su amabilidad y colaboración en cuanto a información técnica de la aeronave Piper PA-18, a Jorge Cruz y Nelson Correa por la instrucción que se recibió en el manejo de los programas Solid Edge y Algor respectivamente, a los profesores de la universidad los libertadores por su noble labor, a los autores de las fuentes consultadas por los conocimientos que nos brindaron.

Julián Felipe Carvajal agradece de manera especial a sus padres Liliana y Bernardo, a hermanos Sandra, Iván y Marcela, a tíos, especialmente a José Luís por su apoyo incondicional, por la amistad y amabilidad brindada durante toda la vida, a la abuela Oliva, a Jenny y Familia, y a compañeros de Universidad.

Por su parte, Roberto Niño agradece a la abuela Angelina, a sus padres Roberto y Gloria por su gran apoyo y comprensión, a Andrea Rodríguez, David Muñoz y a sus compañeros de clase por ser una mano amiga en los momentos más difíciles a través de esta etapa universitaria.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCION	34
1. HIDROAVIONES, FLOTADORES Y FUNDAMENTOS FÍSICOS	36
1.1 DEFINICIÓN Y TIPOS DE HIDROAVIONES	36
1.1.1 Hidroavión con flotador central	37
1.1.2 Hidroavión con doble flotador	38
1.1.3 Canoa voladora	38
1.1.4 Anfibio	39
1.2 DEFINICIÓN Y TIPOS DE FLOTADORES	40
1.2.1 Forma de hidropiano	40
1.2.2 Catamarán	40
1.2.3 Flotadores de persianas o de aletas	41
1.2.4 Forma canoa	41
1.3 FUNDAMENTOS FÍSICOS	41

1.3.1 Fluido	41
1.3.2 Fluido incompresible	42
1.3.3 Fluido compresible	42
1.3.4 Densidad	42
1.3.5 Peso específico	42
1.3.6 Presión	42
1.3.7 Viscosidad	43
1.3.8 Principio de Arquímedes	43
1.3.9 Metacentro	44
2. PARAMETROS DE DISEÑO	46
2.1 FLOTABILIDAD Y ESTABILIDAD ESTÁTICA	46
2.1.1 Estabilidad lateral y longitudinal	47
2.2 RESISTENCIA Y SUSTENTACIÓN HIDRODINÁMICA	51
2.3 SPRAY	52
2.4 ESTABILIDAD DINÁMICA SOBRE EL AGUA	56

2.5 MANIOBRABILIDAD Y CONTROL	57
2.6 HABILIDAD PARA OPERAR EN CIERTOS ESTADOS MARITIMOS	58
3. ESPECIFICACIONES DE LA AERONAVE PIPER PA-18 -150	60
3.1 CALCULO DE PESOS TEORICOS DE OPERACIÓN	61
3.2 CALCULO DE VELOCIDADES DE PERDIDA	65
3.3 PESO Y BALANCE	67
4. DISEÑO DE FLOTADORES	74
4.1 DIMENSIONES DEL FLOTADOR	75
4.2 DETERMINACION DE LA LÍNEA DE AGUA ESTATICA	84
4.3 ESTABILIDAD DIRECCIONAL DEL HIDROAVIÒN	86
5. CARGAS DE AGUA	88
5.1 FACTORES DE CARGA EN EL FLOTADOR	88
5.1.1 Caso de aterrizaje en el rediente	89
5.1.2 Casos de aterrizaje de popa y proa	89
5.2 ATERRIZAJES SIMETRICOS, ASIMETRICOS Y DISPOSICION DE CARGAS	93

5.2.1 Aterrizajes simétricos	93
5.2.2 Aterrizaje asimétrico en hidroaviones de flotador doble	94
5.3 PRESIONES EN EL FONDO DEL FLOTADOR	95
5.3.1 Presiones locales	95
5.3.2 Presiones distribuidas	97
6. ANÁLISIS ESTRUCTURAL	99
6.1 CONSIDERACIONES Y DEFINICIONES BÁSICAS EN RESISTENCIA DE MATERIALES	100
6.1.1 Fractura	100
6.1.2 Deformación	100
6.1.3 Estabilidad y Pandeo	100
6.1.4 Concepto de esfuerzo	101
6.1.5 Esfuerzo normal directo	102
6.1.6 Esfuerzo cortante directo	102
6.1.7 Concepto de deformación	105
6.1.8 Modulo de elasticidad	105

6.1.9 Momento de inercia	105
6.1.10 Tubos	106
6.1.11 Concepto de los elementos finitos	106
6.2 CALCULO DE LAS REACCIONES EN LOS PUNTOS DE SUJECIÓN DEL FLOTADOR	109
6.2.1 Carga de agua de aterrizaje en la proa	110
6.2.2 Carga de agua de aterrizaje en el paso (CG)	115
6.2.3 Carga de agua de aterrizaje en la popa	119
6.2.4 Carga de agua de aterrizaje asimétrico	124
6.3 DISEÑO DE STRUTS	128
6.3.1 Método de análisis de columnas	135
6.3.2 Selección del cable tensor	141
6.4 DISEÑO DE TORNILERIA EN LAS UNIONES DE LOS SOPORTES AL FLOTADOR Y FUSELAJE	142
6.4.1 Tornillo del apoyo "A"	143
6.4.2 Tornillo del apoyo "B"	150

6.4.3 Tornillo del apoyo "C"	157
6.4.4 Tornillos del apoyo "D"	163
6.5 DISEÑO DE TORNILLOS PASADORES EN LAS UNIONES DE LOS FITTING A LOS SOPORTES	180
6.5.1 Pasador del strut 1	180
6.5.2 Pasador del strut 2	184
6.5.3 Pasador del strut "3A y 3C"	187
6.5.4 Pasador del strut "4C y 4B"	190
6.5.5 Pasador del strut "5B y 5D"	193
6.6 FLUJO DE CORTADURA	197
6.7 DISEÑO DE FITTING	206
6.7.1 Verificación de fitting	211
6.8 ANALISIS DE ELEMENTOS DEL FLOTADOR POR MEDIO DE ALGOR	215
6.8.1 Pieles inferiores	215
6.8.2 Soportes	219
6.8.3 Refuerzos (stringers)	223

6.8.4 Cuadernas	227
7. PROTECCIÓN CONTRA LA CORROSIÓN EN HIDROAVIONES	232
8. ANÁLISIS DE COSTOS	234
9. CONCLUSIONES	235
10. RECOMENDACIONES	237
BIBLIOGRAFÍA	238
ANEXOS	241

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Desplazamiento del casco vs. Altura de la ola	59
Cuadro 2. Características de la Aeronave Piper PA-18-150 Super Cub	60
Cuadro 3. Calculo peso vacío Piper PA-18 con flotadores y struts instalados	62
Cuadro 4. Calculo peso mínimo de aterrizaje PIPER PA-18	62
Cuadro 5. Fracciones de peso promedio Piper PA-18	70
Cuadro 6. Pesos estimados Piper PA-18	71
Cuadro 7. Reporte Peso y Balance Piper PA-18	72
Cuadro 8. Dimensiones cuaternas del flotador catamarán	84
Cuadro 9. Relación de distancia r_x	91
Cuadro 10. Factores de reacción del agua n_w	92
Cuadro 11. Factores de cargas de agua evaluadas a diferentes pesos de operación, Piper PA-18	93
Cuadro 12. Cargas de aterrizaje simétrico más altas	94

Cuadro 13. Presiones en el Fondo del Flotador	98
Cuadro 14. Reacciones en A y B para el caso de carga en proa	111
Cuadro 15. Reacciones en A y B para el caso de carga en el paso (C.G)	116
Cuadro 16. Reacciones en A y B para el caso de carga en popa	120
Cuadro 17. Reacciones en A y B para el caso de carga asimétrica	125
Cuadro 18. Reacciones para los puntos de apoyo de C y D	129
Cuadro 19. Esfuerzos y fuerzas axiales para el caso de aterrizaje en la proa	131
Cuadro 20. Esfuerzos y fuerzas axiales para el caso de aterrizaje en el paso (C.G.)	132
Cuadro 21. Esfuerzos y fuerzas axiales para el caso de aterrizaje en la popa	133
Cuadro 22. Esfuerzos y fuerzas axiales cargas asimétricas	134
Cuadro 23. Áreas calculadas y áreas estandarizadas con su respectivo factor de seguridad para cada strut.	135
Cuadro 24. Verificación de Struts por Pandeo	140
Cuadro 25. Cables de control	141
Cuadro 26. Tornillos normalizados para los puntos de unión de los soportes al flotador y al fuselaje	179

Cuadro 27. Flujo de cortadura para la cuaderna de 1/5 del forebody	199
Cuadro 28. Flujo de cortadura para la cuaderna ubicada debajo del CG	199
Cuadro 29. Flujo de cortadura aplicado en la cuaderna maestra	200
Cuadro 30. Flujo de cortadura para la cuaderna del 85% del afterbody	200
Cuadro 31. Calculo del número de remaches	202
Cuadro 32. Cargas últimas para el diseño de los fitting 3, 4, 5, 6, 7 y 8	212
Cuadro 33. Verificación de fitting por corte, apoyo, desgarre y tensión	214

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Comparación entre hidroplano e hidroavión	36
Figura 2. Hidroavión con flotador central	37
Figura 3. Hidroavión con doble flotador	38
Figura 4. Canoa volante	39
Figura 5. Canoa volante anfibia	39
Figura 6. Anfibio de doble flotador	40
Figura 7. Tipos de flotadores	41
Figura 8. Fuerza de empuje	43
Figura 9. Estabilidad de un buque	43
Figura 10. Cuerpo flotante levemente inclinado para muestra de altura metacéntrica	45
Figura 11. Cuerpo flotante estable e inestable	45
Figura 12. Altura Metacéntrica Lateral en un Floatplane	48
Figura 13. Altura metacéntrica lateral Piper PA-18	50

Figura 14. Altura metacéntrica longitudinal Piper PA-18	51
Figura 15. Fases del hidroavión en amaraje	52
Figura 16. Efecto de la sección transversal en la deflexión del spray	55
Figura 17. Sección transversal de los flotadores diseñados	56
Figura 18. Tipos de rediente y orificios compensadores de vacío	57
Figura 19. Factor de carga de impacto vs. Manga del flotador	76
Figura 20. Resultante de la reacción del agua para un casco con y sin rediente	80
Figura 21. Sección transversal del flotador catamarán	82
Figura 22. Tipos de acampanamiento	84
Figura 23. Línea de agua estática	85
Figura 24. Dimensiones para el cálculo del coeficiente de estabilidad direccional R_{vd}	86
Figura 25. Factor de peso de la estación del casco	90
Figura 26. Definición de ángulos en el fondo del flotador	96
Figura 27. Distribución transversal de presiones	96
Figura 28. Columna en compresión que ilustra el pandeo	101
Figura 29. Esfuerzo directo de tensión y compresión	102

Figura 30. Ilustración de corte simple	104
Figura 31. Ilustración de corte doble	104
Figura 32. Conceptos de discretización	108
Figura 33. Puntos de sujeción de la estructura del montante	110
Figura 34. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en la proa (Algor)	110
Figura 35. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en la proa	111
Figura 36. Diagrama de solidó libre para el caso de aterrizaje en la proa	111
Figura 37. Sección de corte N° 1 (Proa)	112
Figura 38. Sección de corte N° 2 (Proa)	112
Figura 39. Sección de corte N° 3 (Proa)	113
Figura 40. Sección de corte N° 4 (Proa)	113
Figura 41. Diagrama de cortantes y momentos flectores para el caso de aterrizaje en la proa	114
Figura 42. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en el paso (C.G) (Algor)	115
Figura 43. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en el paso (C.G)	115
Figura 44. Diagrama de solidó libre para el caso de aterrizaje en el paso (C.G)	116

Figura 45. Sección de corte N° 1 (Paso)	117
Figura 46. Sección de corte N° 2 (Paso)	117
Figura 47. Diagrama de cortantes y momentos flectores caso de aterrizaje en el paso	118
Figura 48. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en la popa (Algor)	119
Figura 49. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en la popa	119
Figura 50. Diagrama de solidó libre para el caso de aterrizaje en la popa	120
Figura 51. Sección de corte N° 1 (Popa)	121
Figura 52. Sección de corte N° 2 (Popa)	121
Figura 53. Sección de corte N° 3 (Popa)	122
Figura 54. Sección de corte N° 4 (Popa)	122
Figura 55. Diagrama de cortantes y momentos flectores para el caso de aterrizaje en la popa	123
Figura 56. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje asimétrico (Algor)	124
Figura 57. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje asimétrico	124
Figura 58. Diagrama solidó libre para el caso de aterrizaje asimétrico	125
Figura 59. Sección de corte N° 1 (Asimétrico)	126
Figura 60. Sección de corte N° 2 (Asimétrico)	126

Figura 61. Diagrama de cortantes y momentos flectores para el caso de aterrizaje asimétrico	127
Figura 62. Esfuerzos axiales para el caso de aterrizaje en la proa	131
Figura 63. Esfuerzos axiales para el caso de aterrizaje en el paso (C.G.)	132
Figura 64. Esfuerzos axiales para el caso de aterrizaje en la popa	133
Figura 65. Esfuerzos axiales para el caso de aterrizaje asimétrico	133
Figura 66. Sección Transversal Strut.	136
Figura 67. Tipos de Conexión en Columnas	136
Figura 68. Cable de Control Flexible 1X19	141
Figura 69. Puntos de unión de los soportes a los flotadores y al fuselaje	142
Figura 70. Soporte D	164
Figura 71. Unión entre los fitting y los soportes	197
Figura 72. Diagrama Explicativo para el Flujo de Cortadura	198
Figura 73. Falla por corte	201
Figura 74. Falla por apoyo	207
Figura 75. Falla por desgarre	208

Figura 76. Falla por tensión	208
Figura 77. Deformaciones y esfuerzos en carga de proa	216
Figura 78. Deformaciones y esfuerzos con carga de rediente	217
Figura 79. Deformaciones y esfuerzos con carga de popa	218
Figura 80. Soportes del montante	219
Figura 81. Deformación y esfuerzos del soporte A, en tracción	221
Figura 82. Deformación y esfuerzos del soporte A, en compresión	222
Figura 83. Designación refuerzos en el flotador	223
Figura 84. Análisis de esfuerzos y deformaciones stringer 1	224
Figura 85. Análisis de esfuerzos y deformaciones stringer 2	225
Figura 86. Análisis de esfuerzos y deformaciones stringer 3	226
Figura 87. Análisis del Conjunto Piel Inferior con Cuadernas	227
Figura 88. Cuadernas consideradas críticas	228
Figura 89. Análisis cuaderna a 1/5 del forebody	229
Figura 90. Cuaderna situada debajo del c.g. de la aeronave	230
Figura 91. Cuaderna al 85% del afterbody	231

LISTA DE GRAFICAS

	pág.
Grafica 1. Efecto de la relación forebody/manga vs. Características de spray	54
Grafica 2. Peso de componentes de la aeronave vs. Peso bruto de diseño	68
Grafica 3. Ubicación del C.G Horizontal y Vertical	73
Grafica 4. Angulo dead rise en el afterbody vs. Longitud, profundidad del rediente y ángulo del afterbody	83

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Datos de peso para aeronaves de un solo motor	241
Anexo B. Distancias desde los CG delantero y trasero a las cuernas de 1/5 forebody y 85% afterbody	245
Anexo C. Propiedades materiales seleccionadas en el diseño	247
Anexo D. Tubos perfilados	248
Anexo E. Dimensiones fitting 3, 4, 5, 6 ,7 y 8	250
Anexo F. Dimensiones del montante	252
Anexo G. Dimensiones del flotador catamarán	255
Anexo H. Soportes A, B, C y D	258
Anexo I. Tablas normalizadas de tornillos y pasadores	263

LISTA DE ABREVIATURAS

La siguiente nomenclatura se usó para el diseño de los flotadores.

A = Lift, (Kgf).

b = Manga

β = Angulo dead rise

β_k = Angulo dead rise hacia la quilla.

C.B. = Centro de flotación.

C_C = Constante de la columna

C.G. = Centro de gravedad

C_L = Coeficiente de sustentación

C_{Δ_0} = Coeficiente de carga bruta = $\frac{\Delta_0}{wM^3}$

d = Densidad

E = Eslora, longitud del flotador

G = Peso teórico para el diseño de los flotadores, (Kgf)

g = Aceleración de la gravedad = $9,81 \frac{m}{s^2} = 32,174 \frac{ft}{s^2} = 386,1 \frac{in}{s^2}$

G.M. = Altura metacéntrica

l_{st} = Distancia horizontal desde el rediente al centro de flotación, (m)

K = Coeficiente de spray = $\frac{\Delta_0}{\gamma_F M L_f^2}$

k = Factor de fijación para los extremos de una columna

L = Eslora

L_a = Longitud del afterbody

L_e = Longitud efectiva

L_f = Longitud del forebody

m = Masa

M = Manga

Mc = Metacentro

MAC = Cuerda media aerodinámica

P = Puntal

P_I = Carga de impacto, (Kgf)

P_a = Carga crítica permisible

P_{Cr} = Carga crítica de pandeo

R = Rediente

R_i = Radio interno

r_{min} = Radio de giro

$S_{H.T.}$ = Area de estabilizador horizontal

S_R = Razón de esbeltez

S_Y = Resistencia a la cedencia del material

$S_{V.T.}$ = Area de Estabilizador Vertical

S_w = Area alar

t_{st} = Distancia vertical desde el fondo de la quilla en el rediente a la línea de agua, (m).

τ_a, τ = Esfuerzo cortante

V = Volumen

V_S = Volumen sumergido

V_{so} = Velocidad de perdida en configuración de aterrizaje

V_{S1} = Velocidad de perdida en el peso teórico de decolaje

W = Gross weight Piper PA-18

W_E = Peso vacío

$W_{E+Floats}$ = Peso vacío con flotadores

W_G = Peso bruto

W_{ML} = Peso mínimo de aterrizaje

W_{TO} = Peso máximo de decolaje

W_2 = Peso teórico de taxeo

W_3 = Peso teórico de decolaje

$\Delta_0 = \Delta$ = Peso

γ_{AGUA} = Peso específico del agua dulce = $1000 \frac{Kgf}{m^3} = 62,4 \frac{Lbf}{ft^3}$

γ_F = Peso específico del fluido

α = Angulo entre la horizontal y la tangente a la quilla en el paso (°).

δ = Angulo entre el forebody y el afterbody (°)

ϕ = Diámetro

σ = Esfuerzo calculado

σ_S = Resistencia a la fluencia

σ_a = Esfuerzo admisible

$\sigma_{abr}, \sigma_{br}$ = Esfuerzo de apoyo

σ_{at}, σ_t = Esfuerzo de tensión

σ_{ac}, σ_c = Esfuerzo de compresión

σ_{ab}, σ_b = Esfuerzo flector

\bar{x} = Distancia horizontal desde el datum line hasta el centro de gravedad

\bar{y} = Distancia vertical horizontal desde el water line hasta el centro de gravedad

GLOSARIO

AFTERBODY: es el cuerpo a popa en el fuselaje del flotador.

ALCAD: capa de aluminio puro que se deposita sobre las aleaciones de aluminio para protegerlas contra la corrosión.

ALODINE: tratamiento químico de ácido crómico que se aplica sobre el aluminio antes de ser pintado no solo para proteger el material si no también para mejorar el enlace con la pintura

ANODIZADO: proceso que consiste en obtener de manera artificial, películas de oxido de aluminio en la superficie del metal, de mucho mas espesor y con mejores características de protección que las capas naturales, estas se obtienen mediante procesos químicos y electrolíticos.

CATAMARAN: *(del nombre de una canoa india)* sistema de flotación que consta de dos barquillas o flotadores gemelos, las cuales producen la menor cantidad de ola, y la superficie perfilada, causa la mínima resistencia de carena.

CARGA LIMITE: cargas máximas esperadas en servicio de la aeronave o producto.

CARGA ULTIMA: carga límite multiplicada por un factor de seguridad

CENTRO DE BOYAMIENTO: ó centro de flotación, es el punto sobre el cual se considera que actúan todas las fuerzas de empuje.

DEAD RISE: altura del fondo en V de cascos y flotadores, diferencia entre la quilla y la arista.

ESLORA: es el largo del flotador.

FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION (FAA): máxima autoridad aeronáutica en Estados Unidos, Administración Federal de Aviación.

FOREBOFY: es el cuerpo a proa en el fuselaje del flotador.

GROSS WEIGHT: máxima Carga Bruta permisible con la que puede operar la aeronave sin sufrir daños estructurales.

INERCIA: resistencia que opone un cuerpo a cambiar su estado de movimiento o reposo. Es un factor, y como tal, un instrumento usado por los ingenieros para calcular el aumento aparente del peso de los objetos sometidos a una aceleración.

MANGA: ancho máximo del flotador, que habitualmente es la sección donde se encuentra el rediente.

METHOD-FUEL-FRACTION: es un método por medio del cual se puede estimar el peso de combustible quemado para cada fase de vuelo. En este método cada fase esta definida como la relación entre el peso al inicio y el peso al final de la fase respectiva.

PAYLOAD: carga paga llevada por la aeronave.

PAR-AL-KETONE: es una mezcla de las fracciones oxidadas controladas de petróleo en una solución solvente. Es un inhibidor excelente de la corrosión para uso en piezas que están expuestas al ataque corrosivo del ambiente. Se recomienda para cables de control. Puede ser aplicado con cepillo, rociado, o sumergiendo las piezas.

PERFORMANCE: actuación, comportamiento, rendimiento, resultados de eficiencia, maniobra, desempeño y comportamiento funcional.

PESOS MAXIMO DE OPERACIÓN (PMO): son los pesos máximos a los cuales la aeronave esta certificada para operar, sin presentar daño estructural. Estos pesos son: Peso Máximo de Taxeo, Peso Máximo de Decolaje, Peso Máximo de Aterrizaje.

PRIMER: cebador, pintura de imprimación pintura, de color verde, que se aplica de fondo para proteger las superficies de la corrosión

RADIO DE GIRO: es la resistencia que opone un cuerpo a girar sobre un eje que pasa su centro de centro de gravedad si toda la masa del cuerpo se considera concentrada en un punto.

REDIENTE: se denomina así al escalón que quiebra la discontinuidad de la parte inferior del flotador.

STERNPOST: miembro vertical donde termina el flotador.

RESUMEN

Este trabajo de grado contempla la definición, y tipos de flotadores e hidroaviones, se explican las condiciones que se deben cumplir en el diseño, especificaciones de la aeronave Piper PA-18-150, dimensionamiento de los flotadores, cálculo de las cargas de agua basado en normativa FAR 23, y se concluye con el análisis estructural de los flotadores apoyado en la tecnología asistida por computador CAD-CAE.

Cinco palabras claves:

- ***Aeronáutica.***
- ***Hidroaviación.***
- ***Flotador Catamarán.***
- ***Elementos Finitos.***
- ***Análisis Estructural.***

JUSTIFICACIÓN

Colombia esta bañada por dos océanos Atlántico y Pacífico. Las cuencas hídricas están determinadas así: *Cuenca del Orinoco*: compuesta por los ríos Arauca, Meta, Vichada, Inirida y Guaviare; *Cuenca Amazónica*: compuesta por los ríos de Vaupes, Apaporis, Caqueta y Putumayo; *Cuenca del Océano Pacífico*: los principales ríos son el Mira, el Patia y el San Juan; *Cuenca del Litoral Atlántico*: conformada por el principal y mayor Río de Colombia el Magdalena y su afluente el Cauca, que constituyen 14300 Km. de vías navegables, siendo esto paradójico, nuestra nación no tiene hidroaviación.

Los hidroaviones, son aquellas máquinas voladoras que en su tren de aterrizaje están provistas de flotadores, lo cual permite su permanencia, desplazamiento, aterrizaje y despeje sobre superficies de agua, haciendo del hidroavión una aeronave versátil. Promoviendo la operación del hidroavión en Colombia se hace posible el desplazamiento de personas, productos perecederos, medicina y ayudas en situaciones oportunas.

Con el funcionamiento y operación del hidroavión, el gobierno podría ejercer una excelente presencia estatal llevando a cabo ayudas a zonas damnificadas en forma oportuna, promoviendo el desarrollo social, movimiento mercantil y la economía del país. Creando a su vez una cultura aeronáutica a seguir.

Solamente las naciones que han desarrollado su propia industria aeronáutica han ejercido soberanía y presencia real en su territorio, siendo ejemplo países como Canadá, EE.UU. y Brasil. La evolución de las aeronaves en el último siglo ha sido sorprendente, e innumerables han sido los servicios que ha prestado a la humanidad, ya sea en tiempos de paz, de guerra, de alegría o de tragedia.

OBJETIVO GENERAL

Realizar el análisis y cálculo estructural de un flotador, basados en un Hidroavión estilo catamarán o de doble flotador, teniendo en cuenta deformaciones, esfuerzos y las características que proceden para el estudio de la cualidad de flotabilidad y estabilidad.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Exponer las cualidades y limitaciones de los hidroaviones.
2. Exponer y aplicar las consideraciones que se emplean en el diseño de flotadores para aeronaves.
3. Determinar los esfuerzos y cargas que intervienen en los flotadores de un hidroavión.
4. Analizar los tipos de esfuerzos y deformaciones que soportan los flotadores y su estructura de sujeción al fuselaje.
5. Conocer las regulaciones y normas que rigen el diseño de los flotadores.
6. Aplicar los programas asistidos por computador CAD y CAE en el diseño y análisis estructural de los flotadores.
7. Aplicar los conceptos de mecánica de fluidos y de materiales, en el análisis y cálculo estructural de los flotadores aplicado a la aeronave seleccionada anteriormente, cumpliendo con todos los requisitos ya establecidos.

INTRODUCCIÓN

Colombia posee una ubicación geopolítica estratégica que le permite ser el país más central del continente americano, y paso obligado de rutas aéreas que comunican las tres Américas. Colombia posee 1.141.748 km² de área terrestre, su área marina es de 928.660 km², el único país de Sudamérica con islas y costas tanto en el Pacífico como en el Atlántico, con 14300 km. de vías navegables; nación donde a pesar de su inmensidad de recursos hídricos no hay hidroaviación. Con el diseño y posible desarrollo de este proyecto se pretende incentivar la industria aeronáutica en Colombia, siendo primordial que el estado proporcione los elementos necesarios para el desarrollo de ésta, permitiendo la inversión de capital nacional y extranjero.

En 1910 sobre el Étang de Berre (Francia), el Ingeniero Henri Fabre realiza el primer despegue y acuatizaje de un hidroavión equipado con flotadores diseñados y construidos por el mismo, denominado hidroaeroplano. Empezando así el desarrollo de la hidroaviación en todo el mundo. A partir de entonces se construyeron numerosos aparatos de este género: entre ellos el primer hidroavión con flotadores de barquilla, tipo catamarán de Farman; el hidroavión de flotador único, de Curtiss, y por último el primer hidroavión de casco, de Donet-Lévêque, en 1912.

Este trabajo de grado presenta el diseño de flotadores tipo catamarán aplicado a la Piper PA-18, su objetivo es analizar estructuralmente los flotadores y el montante de éstos a la aeronave, haciendo uso de programas CAD y CAE, teniendo presente las características que se deben reunir para que el flotador diseñado obtenga un performance aceptable. En este trabajo no se tuvo en cuenta el estudio aerodinámico e hidrodinámico detallado, ni el análisis de las fuerzas de aceleración que aumentan el peso de los componentes cuando la aeronave efectúa un viraje, ya que esto supone el tema para un nuevo trabajo de grado. Tampoco el estudio de mercadeo y Análisis financiero que demostrara la viabilidad del proyecto.

En el primer capítulo se parte de la definición y exploración de los tipos de hidroaviones y flotadores, para tener un conocimiento preeliminar de las diferentes configuraciones, y ubicar al lector en el tipo

de flotador específico que se eligió, aclarando criterios de selección, y analizando los fundamentos físicos en los cuales están basados los flotadores.

El segundo capítulo, se dedicó para analizar los parámetros de diseño que deben reunir los flotadores. A partir de este estudio, se optimizó el diseño preliminar de los mismos, se calculó la estabilidad lateral y longitudinal como también el Coeficiente de Spray "K".

Las especificaciones de la aeronave, pesos teóricos de operación, velocidades de pérdida y el corrimiento del centro de gravedad son tratados en el capítulo tercero. El diseño de los flotadores se contempla en el capítulo cuarto: se parte de un factor primordial como es el peso, y a partir de éste se determina el volumen que requieren los flotadores para soportar el peso máximo de la aeronave; Se plantean las dimensiones de los flotadores, teniendo presente las características mencionadas en el capítulo dos, extrapolando la información disponible en diversas fuentes y teniendo en cuenta un criterio de ingeniería en la selección de los parámetros; se determina la línea de agua estática y la estabilidad direccional del hidroavión.

A partir de los pesos teóricos de operación y las velocidades de pérdida, se determinaron los factores de reacción del agua, cargas de aterrizaje y presiones en el fondo del flotador, las cuales se contemplan en el capítulo quinto bajo las condiciones de FAR 23, como requerimiento para ejecutar el análisis estructural de los flotadores, el cual se desarrolló en el capítulo seis. En éste capítulo las reacciones en los puntos de apoyo del montante del flotador, diseño de struts, tortillería, soportes, fittings y flujo de cortadura, se calcularon con las cargas de aterrizaje. Con las presiones en el fondo del flotador se analizaron las pieles inferiores, stringers y cuadernas, por medio del programa Algor.

Las técnicas para la prevención de la corrosión en hidroaviones son explicadas en el capítulo siete, llevándose a cabo una comparación entre las normas recomendadas y los requerimientos mínimos, y se explica cual de las dos clases es más conveniente. En el último capítulo se presenta un análisis de los costos que conllevó la realización de este trabajo de grado.

1. HIDROAVIONES, FLOTADORES Y FUNDAMENTOS FÍSICOS.

1.1 DEFINICIÓN Y TIPOS DE HIDROAVIONES

El hidroavión es un tipo de aeronave diseñada y construida especialmente para que pueda maniobrar, decolar, acuatizar y permanecer en el agua después del vuelo.

Los hidroaviones o hidroaeroplanos conocidos por desempeñar su operación en agua, no deben confundirse con el hidroplano, que es un vehículo con especie de canoa automóvil no voladora, cuya superficie sumergida tiene una forma apropiada para producir una reacción hidrodinámica sustentadora durante su marcha.

Figura 1. Comparación entre hidroplano e hidroavión.



Fuente: www.cronovenecia.it

El principio del hidroavión está fundado en las reacciones del agua sobre los flotadores o el casco. A gran velocidad, poco antes del despegue, los flotadores del hidroavión planean y su peso es progresivamente compensado, ya no por elemento líquido, si no por la sustentación de las alas. En este momento el aparato inicia el despegue. El casco del hidroavión debe satisfacer numerosas condiciones o requisitos: constituye una síntesis armónica en las que se conjugan las exigencias

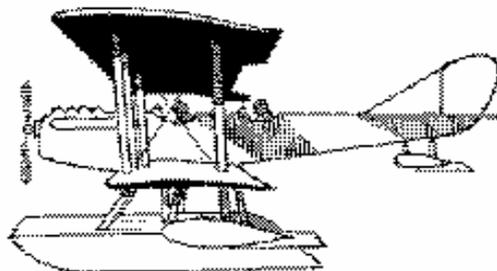
hidrodinámicas en el momento del despegue y los imperativos aerodinámicos del vuelo. El casco ha de poseer la solidez necesaria para resistir choques a gran velocidad contra las olas, al despegar o al acuatizar, y conservar al tiempo un grado de ligereza satisfactorio que le confiera buenas cualidades de vuelo.

Generalmente, debido al mayor peso del flotador, aumenta el peso vacío de la aeronave y baja la capacidad de su carga útil. La consideración primaria en la construcción del flotador es el empleo de material resistente, de peso ligero, para que el diseño estructural ejerza un funcionamiento óptimo.

Existen varias clases de hidroaviones y cada uno de estos reciben su nombre por la disposición del flotador, ya que los flotadores pueden ser aislados o formar parte del fuselaje, aquí es donde los flotadores empieza a ser protagonistas del desarrollo de la Hidroaviación, siendo los siguientes los más reconocidos:

1.1.1 Hidroavión con flotador central. Cuando forma parte del fuselaje el hidroavión suele llamarse también canoa volante. El flotador aislado puede ser único o doble; la primera disposición suele llevar flotadores auxiliares en los extremos de las alas para evitar que éstas toquen en el agua si el aeroplano se inclina lateralmente, los cuales pueden ser de forma fuselada, de mínima resistencia al avance, o terminando por debajo en una chapa inclinada que levante al ala al tocar el agua por la reacción aerodinámica creada.

Figura 2. Hidroavión con flotador central.



Fuente: Hidroaviación. Aerotecnia capítulo 23.

1.1.2 Hidroavión con doble flotador. La disposición general de los hidroaviones de doble flotador, es análoga a la de los aviones terrestres. El flotador doble tiene la ventaja de adaptarse mejor al tren de aterrizaje de un avión terrestre, cuando se trata de convertirle en hidro, con sólo sustituir las ruedas por flotadores.

En todos estos sistemas de flotadores aislados se suele colocar en el extremo de la cola otro flotador auxiliar, análogo a los de las alas, para evitar que aquélla entre en el agua si el hidroavión toma una posición demasiado encabritada.

Figura 3. Hidroavión con doble flotador.



Fuente: Hidroaviación. Aerotecnia capítulo 23.

1.1.3 Canoa voladora. Las canoas voladoras difieren del hidroavión con flotador central en que el grupo motopropulsor debe estar situado más alto para evitar que la hélice no pueda tocar el agua, y dejar a distancia el fuselaje flotador, por lo cual en estos hidroaviones la propulsión suele pasar por encima del centro de gravedad y el de presiones.

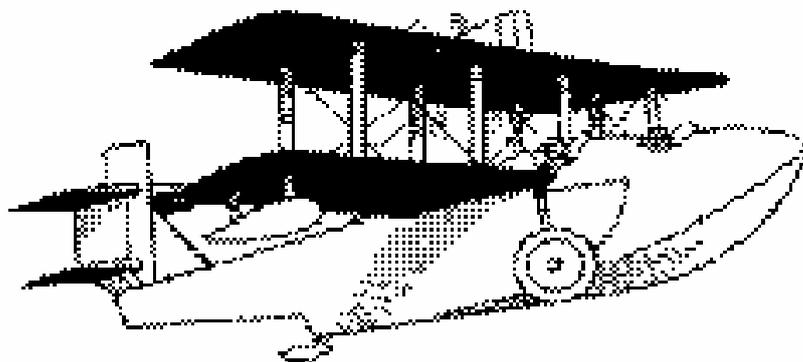
Figura 4. Canoa volante.



Fuente: Hidroaviación. Aerotecnia capítulo 23

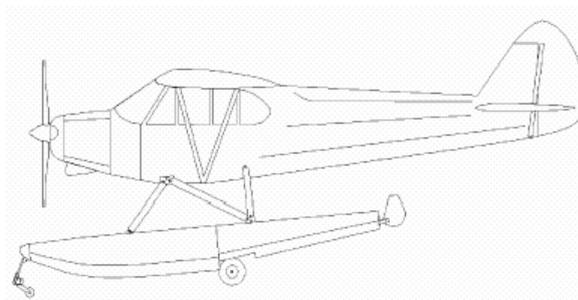
1.1.4 Anfibio. Existe una clase de aeroplanos dotados de tren de aterrizaje y de flotadores, que pueden partir y descender indistintamente en tierra y en agua, llamados anfibios. Generalmente tienen la forma de canoa volante con ruedas que son levantadas a voluntad del piloto para que no toquen el agua en los acuatizajes. Otro sistema es el de tener las ruedas semicultas dentro de los flotadores dobles, dejando al descubierto sólo la parte que ha de tocar en tierra en el aterrizaje.

Figura 5. Canoa volante anfibia.



Hidroaviación. Aerotecnia capítulo 23

Figura 6. Anfibio de doble flotador.



Fuente: Wipline flotas model 2100 parts manual.

1.2 DEFINICIÓN Y TIPOS DE FLOTADORES

El hidroavión se clasifica según la disposición del flotador a la cual se encuentre diseñado, por ejemplo si es utilizado en el fuselaje de la aeronave (canoa Volante) o cuando se reemplazan los trenes convencionales por flotadores dobles (catamarán). El flotador es la parte esencial del hidroavión, ya que el trabajo desarrollado por éste es de suma importancia para su operación.

El flotador es un elemento impermeable al agua que permite al hidroavión o al aeroplano anfibia despejar o amarar, sirve también para proporcionarle estabilidad cuando está posado sobre el agua. Los flotadores reciben su clasificación dependiendo de su forma, siendo las más comunes las siguientes:

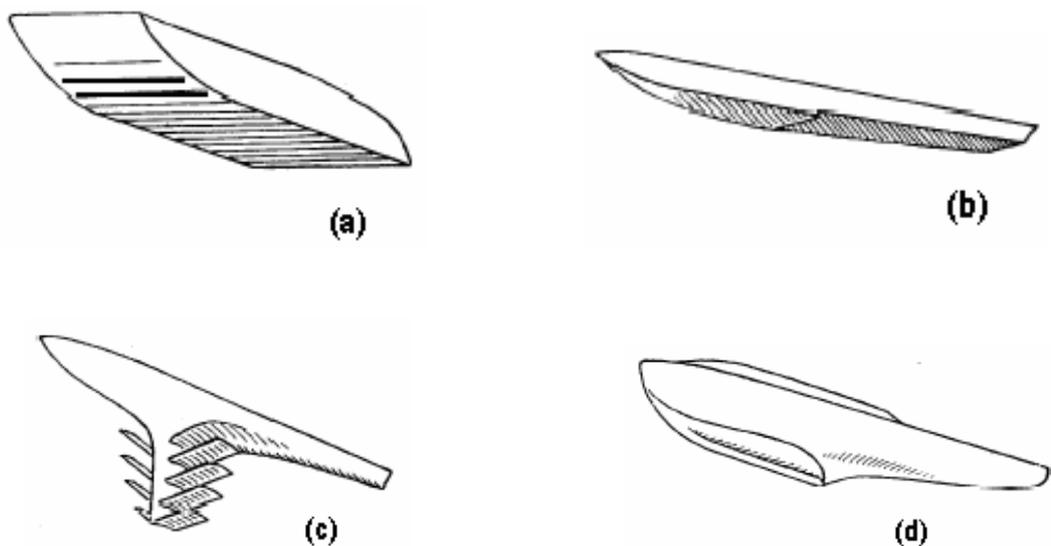
1.2.1 Forma de hidroplano. El flotador tiene una parte plana inclinada, que forma un ángulo de ataque con el agua, que al recibir su reacción sustentadora se eleva y disminuye la parte sumergida. Véase figura 7(a).

1.2.2 Catamarán. (del nombre de una canoa india): Sistema de flotación que consta de dos barquillas o flotadores gemelos, las cuales producen la menor cantidad de ola, y la superficie perfilada, causa la mínima resistencia de carena. Véase figura 7(b).

1.2.3 Flotadores de persianas o de aletas. Constituidos por varias chapas metálicas superpuestas en forma de superficies sustentadoras, generalmente inclinado lateralmente hacia el centro del aeroplano, adaptados al cuerpo flotante, originando una reacción sustentadora en el agua, de buen rendimiento por su forma perfilada elevando el hidroavión a medida que la velocidad aumenta, disminuyendo el numero de superficies sumergidas y la resistencia al agua. Véase la Figura 7 (c).

1.2.4 Forma canoa. En esta se consigue la minina resistencia por una proa afilada que corta mejor el agua. Véase la figura 7(d).

Figura 7. Tipos de flotadores.



Fuente: Hidroaviación. Aerotecnia capitulo 23

1.3 FUNDAMENTOS FÍSICOS

1.3.1 Fluido. Sustancia que cambia su forma continuamente siempre que este sometida a un esfuerzo cortante (τ), sin importar que tan pequeño sea.

1.3.2 Fluido incompresible. Aquel que presenta cambios muy pequeños en su densidad a pesar de estar sometido a grandes presiones. Se supone que su densidad es constante para los cálculos.

1.3.3 Fluido compresible. Cuando la densidad de un fluido no puede considerarse constante bajo condiciones estáticas.

1.3.4 Densidad. Es la masa de la unidad de volumen de una sustancia

$$d = \frac{m}{V} \quad (1.1)$$

Donde: d = densidad

m = masa

V = volumen

1.3.5 Peso específico. Es el peso de la unidad de volumen de una sustancia

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (1.2)$$

Donde: γ = peso específico

W = Peso

V = Volumen

1.3.6 Presión. Es la magnitud de la fuerza ejercida perpendicularmente por unidad de área de la superficie (magnitud escalar)

$$P = \frac{F}{A} \quad (1.3)$$

Donde: P = Presión

F = Fuerza

A = Area

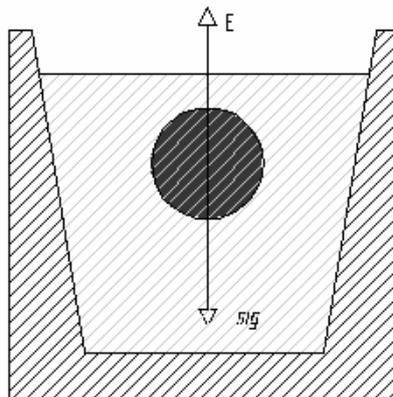
1.3.7 Viscosidad. Propiedad de un fluido que tiende a oponerse a su flujo cuando se le aplica una fuerza. La fuerza con la que una capa de fluido en movimiento arrastra consigo a las capas adyacentes de fluido determina su viscosidad, que se mide con un recipiente llamado viscosímetro.

1.3.8 Principio de Arquímedes. Cuando un cuerpo se encuentra total o parcialmente sumergido en un fluido experimenta una fuerza ascendente que actúa sobre él, llamada **fuerza de flotación o Empuje**. La fuerza de flotación o empuje hidrostático de cualquier cuerpo en el agua, según el **principio de Arquímedes**, es igual al peso del fluido desalojado por la parte del cuerpo sumergida en el fluido.

$$E = \gamma V_s \quad (1.4)$$

Donde, γ es el peso específico del fluido, y V_s es el volumen del cuerpo sumergido.

Figura 8. Fuerza de empuje.

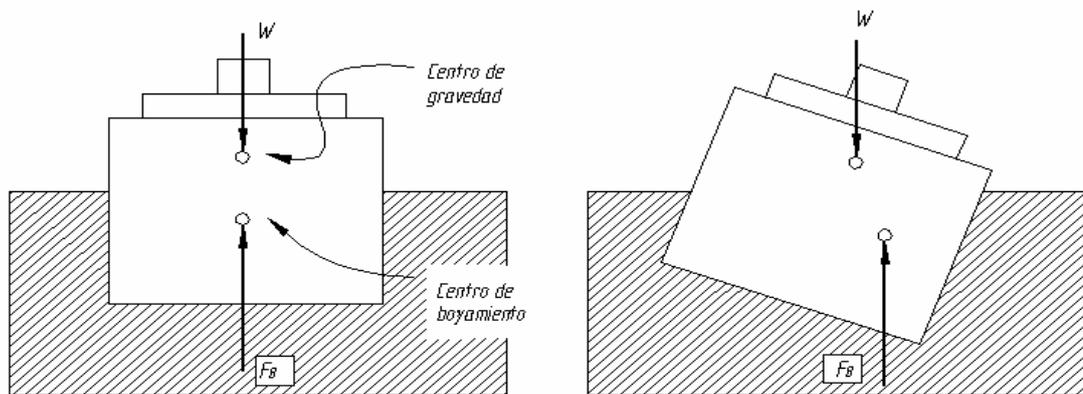


Fuente: Autores

Una aplicación del Principio de Arquímedes, es el cálculo del volumen de agua desplazada por los flotadores para que puedan soportar el peso bruto de la aeronave, siendo el peso, el factor determinante en el diseño del flotador, porque de él se obtienen las demás características.

1.3.9 Metacentro. La fuerza de flotación de un cuerpo siempre actúa a través del centroide del volumen desplazado, mientras que el peso lo hace a través del centro de gravedad. Estas características pueden hacer que un cuerpo parcial o totalmente sumergido sea estable o inestable. Considérese inicialmente un cuerpo en flotación. Si al inclinar levemente el cuerpo, existen fuerzas hidrostáticas que tienden a hacer volver al cuerpo a su posición original, se dice que el cuerpo es estable, por el contrario, si estas fuerzas tienden a alejar el cuerpo de su posición inicial, se dice que el cuerpo es inestable, véase Figura 9.

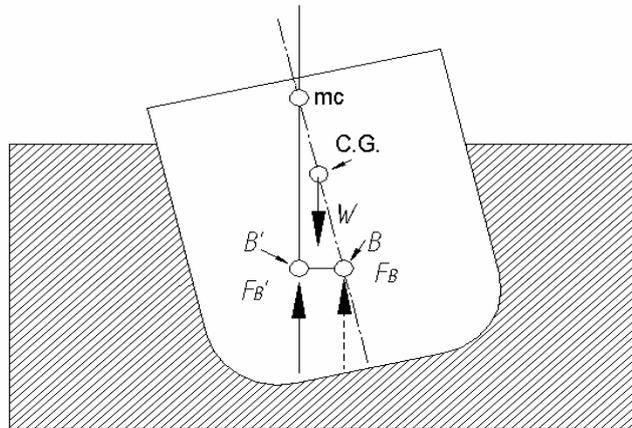
Figura 9. Estabilidad de un buque.



Fuente: Mecánica de fluidos

La estabilidad de un cuerpo flotante depende directamente del metacentro, siendo éste la intersección del vector resultante de la fuerza de empuje, con un plano vertical que pasa por el centro de gravedad del cuerpo y por el eje alrededor de la cual se estudia la estabilidad, véase figura 10.

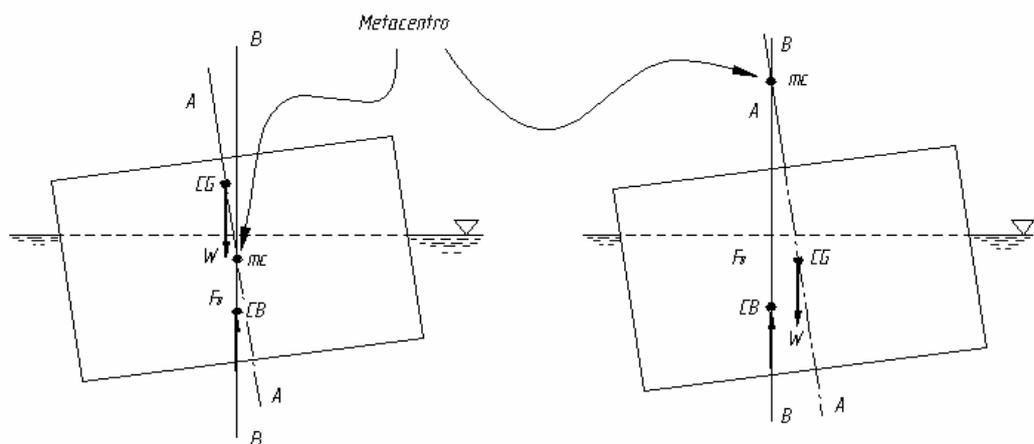
Figura 10. Cuerpo flotante levemente inclinado para muestra de altura metacéntrica.



Fuente: Mecánica de fluidos

De forma general, la diferenciación entre estabilidad e inestabilidad puede hacerse al observar el punto de intersección del eje (A-A) del cuerpo flotante, con la línea de acción del empuje (B-B). A este punto se le conoce con el nombre de metacentro (mc). Observando la figura 11 se deduce que el cuerpo flotante es estable si el CG está por debajo del mc e inestable si su CG está por encima del mc.

Figura 11. Cuerpo flotante estable e inestable.



Fuente: Mecánica de fluidos e hidráulica.

2. PARAMETROS DE DISEÑO.

Existen ciertas condiciones básicas que se deben tener en cuenta para que el diseño de hidroaviones y flotadores, obtenga un performance aceptable en su operación. Se señalan las siguientes condiciones:

1. Flotabilidad y estabilidad estática.
2. Resistencia y sustentación hidrodinámica.
3. Spray.
4. Estabilidad dinámica sobre el agua.
5. Maniobrabilidad y control.

2.1 FLOTABILIDAD Y ESTABILIDAD ESTÁTICA

Cuando la aeronave se encuentra en el agua aparecen estos dos factores de gran importancia. La *flotabilidad* del hidroavión se obtiene por el fluido desalojado por los flotadores. Es preciso, que el diseño de los flotadores sea el adecuado para que la flotabilidad sea garantizada para la máxima carga admisible.

Para un cuerpo que flota en la interfaz de dos fluidos, el empuje es igual al peso, esto es, *un cuerpo que flota desplaza un volumen de fluido equivalente a su propio peso.*

$$E = W = \gamma_F V_S \quad (2.1)$$

Donde, E = Empuje

W = Peso

γ_F = Peso específico del fluido

V_S = Volumen sumergido

La *estabilidad estática* de los hidroaviones depende como en el caso de los barcos, de las posiciones relativas del centro de gravedad de la nave y de su metacentro. La estabilidad aumenta cuando la distancia del centro de gravedad y el metacentro sea mayor, siempre y cuando éste (mc) se encuentre por encima de él. Cuando el metacentro queda por debajo del centro de gravedad, el hidroavión es inestable. Si ambos puntos coinciden, el equilibrio es indiferente.

2.1.1 Estabilidad lateral y longitudinal. Uno de los factores importantes en el diseño de hidroaviones, es la estabilidad estática sobre el agua. Se consideran dos casos: *la estabilidad lateral y longitudinal*. Los hidroaviones equipados con flotadores dobles, generalmente presentan estabilidad lateral satisfactoria, por la separación horizontal de sus flotadores. Las canoas volantes requieren el uso de flotadores auxiliares en los planos, para asegurar la estabilidad lateral, mientras que la estabilidad longitudinal es asegurada por el diseño de cascos robustos.

A continuación se presenta el cálculo de las alturas metacéntricas para los flotadores diseñados. En el estudio de las alturas metacéntricas lateral y longitudinal, W S. Diehl¹, presenta las ecuaciones (2.2), (2.3), (2.4) y (2.5), que se derivan de una fórmula convencional de la arquitectura naval, y en sus deducciones, se supone que el área del fondo de los flotadores es rectangular. Vale la pena aclarar que estas ecuaciones corresponden a aproximaciones satisfactorias para las alturas metacéntricas. Véase la figura 12.

- Estabilidad Lateral.

$$GM = \frac{19,5 * Ls^2 b}{\Delta} \quad (2.2)$$

¹DIEHL, W. S. Technical Notes National Advisory Committee for Aeronautics No. 183 Static Stability of Seaplane Floats and Hulls. s.l. : NACA, Marzo 1924. p. 3, 5 – 6.

Donde: GM = Estabilidad Lateral

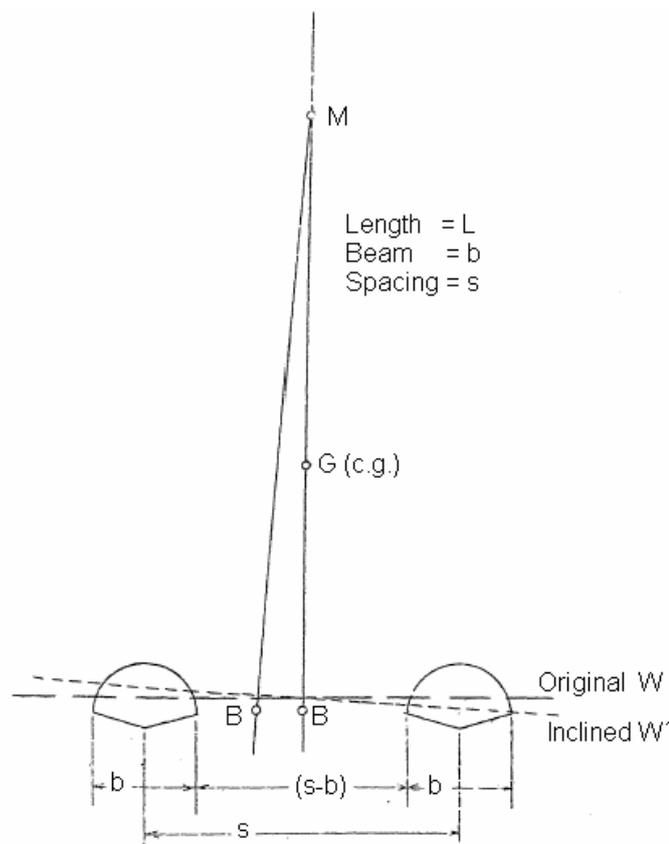
L = Eslora o longitud de los flotadores

s = Espaciamiento entre flotadores o trocha

b = Manga

Δ = peso bruto en libras.

Figura 12. Altura Metacéntrica Lateral en un Floatplane



Fuente: Technical Notes National Advisory Committee for Aeronautics No. 183

- Estabilidad Longitudinal.

$$GM = \frac{2,1nbL^3}{\Delta} \quad (2.3)$$

Donde: GM = Estabilidad Longitudinal

L = Eslora o longitud de los flotadores

n = Número de flotadores

b = Manga

Δ = Peso bruto en libras.

La altura metacéntrica (GM) es aproximadamente una función lineal del Gross Weight. Entonces, para la altura metacéntrica lateral:

$$GM = 13 + 0,002W \quad (2.4)$$

Donde, GM es la altura metacéntrica lateral, y W es el Gross Weight.

Y para la altura metacéntrica longitudinal:

$$GM = 15 + 0,002W \quad (2.5)$$

Donde, GM es la altura metacéntrica longitudinal, y W es el Gross Weight.

GM esta en ft y el Gross Weight W en Lbf.

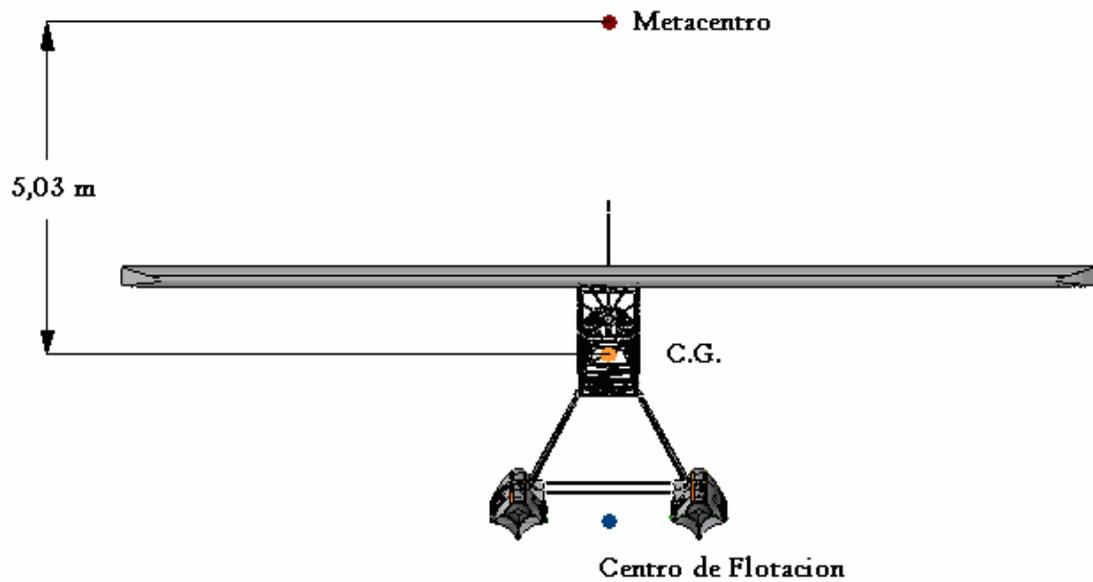
La aplicación que se dio a estas formulas, en el diseño de los flotadores tipo catamarán, es la siguiente:

De la ecuación (2.4) se calculó la altura metacéntrica lateral:

$$GM = 13 + 0,002(1750 \text{ Lbf})$$

$$\therefore GM = 16,5 \text{ ft} = 5,0292 \text{ m}$$

Figura 13. Altura metacéntrica lateral Piper PA-18



Fuente: Autores.

Reemplazando el valor de la altura metacéntrica lateral en la ecuación (2.2) y despejando s , se obtuvo la longitud de trocha entre los flotadores*. Se debe tener en cuenta que los valores L y b (eslora y manga) son calculados en ... sección 4.1...

$$GM = \frac{19,5Ls^2b}{\Delta}$$

$$\therefore s = 6,528 \text{ ft} = 1,9897 \text{ m}$$

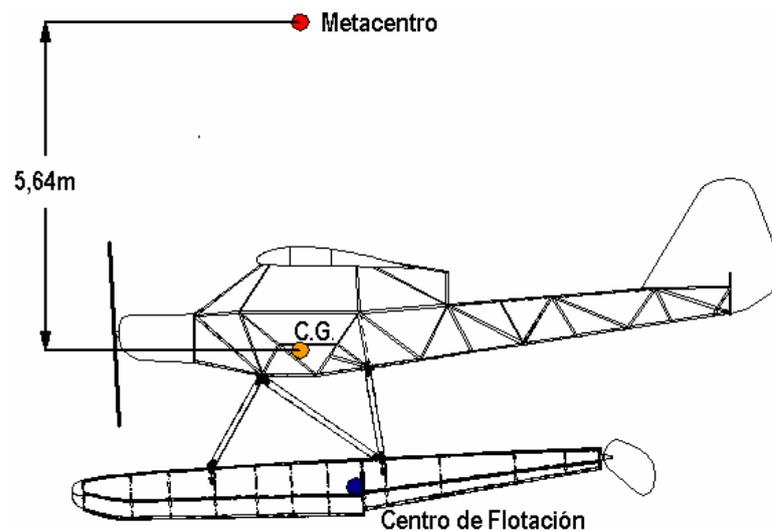
* Este valor se midió transversalmente de quilla a quilla entre flotadores.

De la ecuación (2.5) se calculó la altura metacéntrica longitudinal:

$$GM = 15 + 0,002(1750Lbf)$$

$$\therefore GM = 18,5 \text{ ft} = 5,6388 \text{ m}$$

Figura 14. Altura metacéntrica longitudinal Piper PA-18.



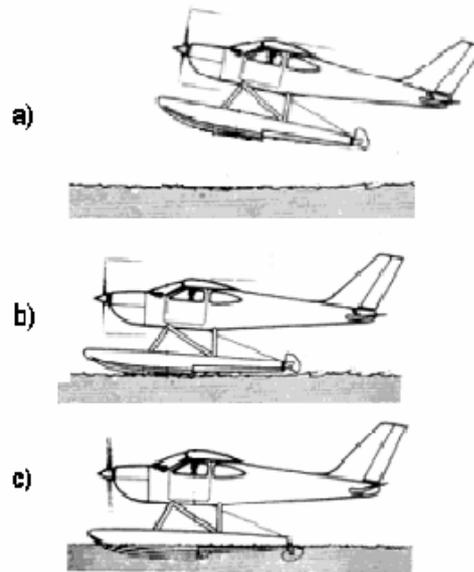
Fuente: Autores.

Después de determinar las alturas metacéntricas lateral y longitudinal, y al compararlas con el centro de gravedad de la aeronave, se concluye que los flotadores diseñados presentan buenas características de estabilidad lateral y longitudinal.

2.2 RESISTENCIA Y SUSTENTACIÓN HIDRODINÁMICA

Estos dos factores ofrecen gran interés durante las operaciones del despegue y amaraje. Cuando el hidroavión amara ocurren tres fases sucesivas: 1) La mayor parte de la sustentación es aerodinámica, ver figura 15a, 2) Ya en contacto con el agua, su principal sustentación es hidrodinámica, ver figura 15b, y 3) Por su baja velocidad, prácticamente toda la sustentación es hidrostática, ver figura 15c. Durante el despegue las fases se producen de forma inversa.

Figura 15. Fases del hidroavión en amaraje.



Fuente: Autores

La sustentación hidrodinámica se produce por el movimiento relativo de las partes sumergidas del hidroavión (flotadores), con un determinado ángulo de ataque, en su avance sobre el agua. En los hidroaviones esta sustentación se logra por medio de flotadores con fondos en forma de "V" (Quilla), con el fin de reducir la carga de impacto y el peso estructural, al ser mas eficaces para la sustentación hidrostática. La resistencia hidrodinámica se debe a tres causas: resistencia por fricción superficial, resistencia inducida por la formación de olas y presión normal opuesta al avance.

2.3 SPRAY

El spray se origina por la presión máxima que se desarrolla en la zona de entrada en el agua del fondo de planeo hidrodinámico del flotador. Existen dos tipos de rocciones: 1) los producidos en el amaraje, al entrar en contacto el fondo del flotador con el agua, y 2) los debidos a la proyección de agua hacia arriba y hacia atrás por las aristas de la zona de flotación de los flotadores, que se producen durante todo el recorrido del hidroavión en el agua.

Hay varios métodos en la reducción del spray. Uno de ellos es curvar el fondo del flotador, desde la quilla hacia la arista (acampanamiento), o bien colocar chapas separadoras en dicha arista, de modo que las líneas de corriente de agua del roción tropiezan con ellas y se desvíen, siendo además arrastradas por el aire hacia la superficie del agua. También influye favorablemente contra los rociones el aumento de la relación Eslora/Manga.

El análisis de las características de spray en el diseño de los flotadores, se basó en el coeficiente de spray K , presentado por David Thurston en *Design for Flying*. Por tratarse de flotadores Catamarán, el análisis se hizo para un solo flotador considerando la mitad del peso de la aeronave. El procedimiento que se siguió fue calcular el coeficiente spray K , y después compararlo con los valores de la Gráfica 1. Puesto que el coeficiente spray K , calculado para los flotadores catamarán, es $0,0675 < K < 0,0825$, la característica de spray obtenida es satisfactoria.

Coeficiente de spray K :

$$K = \frac{\Delta o}{\gamma_F M L_f^2} \quad (2.6)$$

Donde: γ_F Peso específico del agua = 62,4 Lbf/ft³ = 1000 Kgf/m³

M = Manga maestra* = 0,5989 m = 1,9649 ft

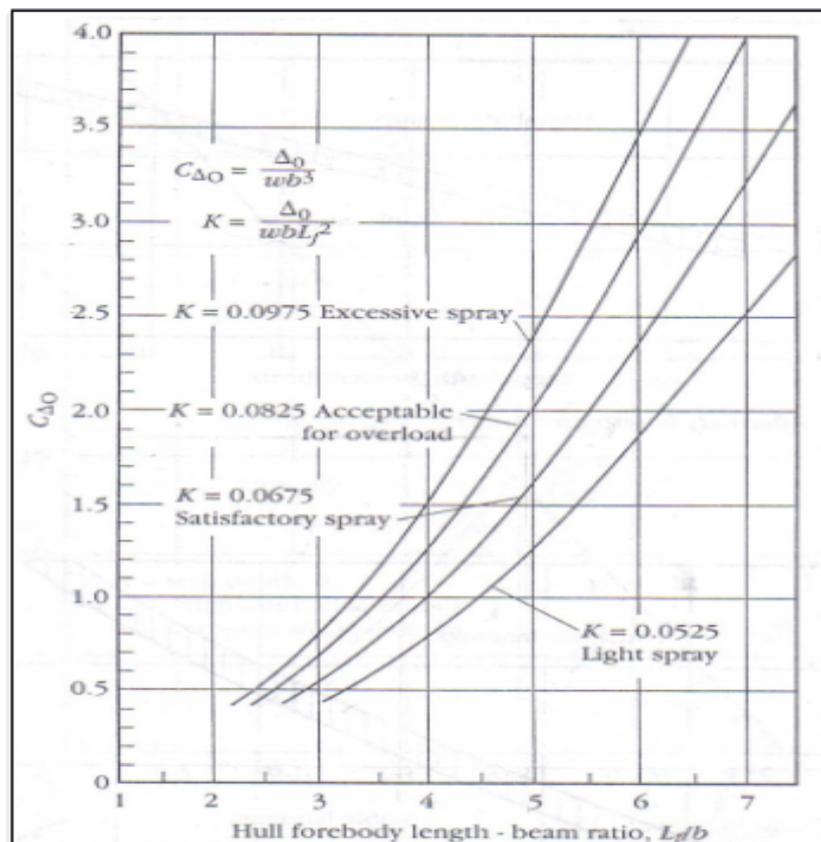
L_f = Longitud del forebody* = 2,9646 m = 9,7246 ft

*Valores presentados en la sección 4.1.

$$K = \frac{875 \text{ lbf}}{\left(62,4 \frac{\text{Lbf}}{\text{ft}^3}\right) (1,9649 \text{ ft}) (9,7246 \text{ ft})^2}$$

$$\therefore K = 0,0755$$

Grafica 1. Efecto de la relación forebody/manga vs. Características de spray.

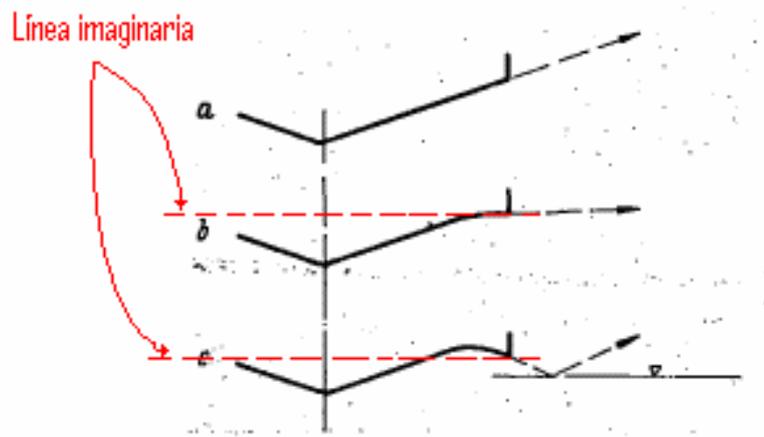


Fuente: Design for Flying. 2 ed.

El spray no debe oscurecer peligrosamente la visión de los pilotos o dañar las hélices u otras partes del hidroavión ó anfíbio durante el taxeo, despeje y aterrizaje. El control del spray toma lugar en el fondo del flotador cerca de las aristas. El agua es aplanada cuando la sección se dobla hacia la

horizontal, según la figura 16b con un radio de curvatura no muy pequeño. Con una sección recta (figura 16a) los rociones de agua continúan la dirección del fondo, mientras con curvatura pronunciada en la arista (figura 16c) estos se dirigen contra la superficie dónde se refleja a un ángulo alto. Según explica W. Sottorf², una curvatura en la arista que se pronuncia más allá de una línea imaginaria horizontal, tiene un efecto muy desfavorable sobre el choque de aterrizaje y por lo tanto es evitada.

Figura 16. Efecto de la sección transversal en la deflexión del spray.

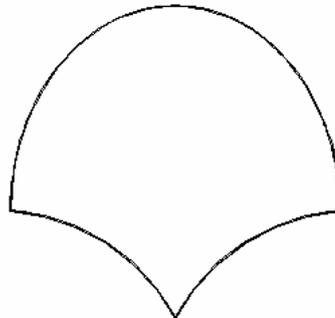


Fuente: Technical memorandum No. 860

Para el diseño de la sección transversal de los flotadores, se empleó un fondo acampanado, con aristas dobladas hacia los extremos, figura 17.

²NEWES, E. Die Stosskräfte an Seeflugzeugen bei Starts und Landungen. Citado por Sottorf, W. Technical Memorandum National Advisory Committee for Aeronautics No. 860 The Design of Flotas. Washington : N.A.C.A. 1937. p.9.

Figura 17. Sección transversal de los flotadores diseñados.



Fuente: Autores

2.4 ESTABILIDAD DINÁMICA SOBRE EL AGUA

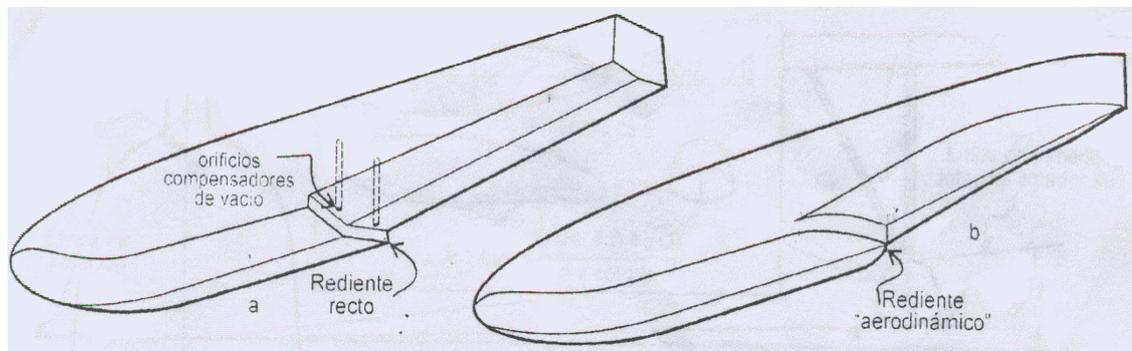
Ofrece gran interés en su aspecto longitudinal, ya que la inestabilidad en este sentido origina diversos tipos de cabeceo, tanto a pequeños como a grandes ángulos de asiento de los flotadores. Este cabeceo longitudinal es llamado delfineo. Con respecto al delfineo, FAR 23 señala que un hidroavión o anfíbio no puede tener características peligrosas o incontrolables de delfineo a cualquier velocidad normal de operación en el agua³.

A pequeños ángulos de asiento, el delfineo se produce por la variación de la distribución longitudinal de presiones, debida a la curvatura de la zona de flotación, lo que se corrige aplanando el fondo del flotador delante del paso, por lo menos 1,5 veces la manga.

³ESTADOS UNIDOS. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. Federal Aviations Regulations (FAR) Subchapter C – Aircraft : Part 23 Airworthiness Standards: Normal, Utility, Acrobatic, and Commuter Category Airplanes. Estados Unidos : FAA, 1999. p. 104

Para grandes ángulos de sienta, la parte posterior del fuselaje se sumerge en el agua (lo mismo ocurre con los flotadores, en su caso), debido a la succión que se crea en la misma. Para disminuir el efecto de succión es preciso ventilar la zona posterior del fondo de planeo hidrodinámico del flotador introduciendo de algún modo, una capa de aire entre la flotador y el agua, mediante un escalón, que puede ser recto, elíptico, etc..., o bien con un sistema de ranuras, a través de las cuales se hace pasar aire de los compresores del motor, buscando en cada caso el mínimo incremento de la resistencia hidrodinámica.

Figura 18. Tipos de rediente y orificios compensadores de vacío.



Fuente: Ultralivianos y experimentales

2.5 MANIOBRABILIDAD Y CONTROL

La estabilidad direccional del hidroavión depende de la relación longitud/separación transversal de los flotadores. Por lo tanto, en el proyecto de un hidroavión ha de tenerse en cuenta dicha relación, ya que la maniobrabilidad óptima va ligada a un determinado grado de estabilidad ... sección 4.3 ..., al que debe llegarse sin sobrepasarlo.

Los hidroaviones con flotadores dobles, suelen llevar estabilizadores direccionales en los flotadores. El control direccional puede realizarse con un timón similar al de los barcos, cuya efectividad esta condicionada a que el hidroavión lleve el ángulo de asiento adecuado para que dicho timón se sumerja en el agua. Es frecuente, según el tipo de aparato, el empleo de los flaps de agua, situados

en ambos costados del casco del fuselaje de canoa o bien en los flotadores dobles, la deflexión diferencial de estos flaps permite el control direccional del hidroavión sobre el agua, mientras que la deflexión conjunta y en el mismo sentido de ambos se utiliza como dispositivo de frenado. El control de los mandos aerodinámicos en el agua solo es posible a grandes velocidades.

Puesto que el objetivo de este Trabajo de Grado es el análisis estructural, el estudio de la estabilidad direccional se contempló de forma breve. Sin embargo, el comportamiento hidrodinámico y aerodinámico podría ser analizado en estudios posteriores.

2.6 HABILIDAD PARA OPERAR EN CIERTOS ESTADOS MARITIMOS

La capacidad que posee un hidroavión para operar en ciertos estados marítimos, está ligada a la altura de ola. Si la superficie del agua está en calma, el hidroavión despegará al obtener la velocidad necesaria, sin dificultad, pero si está agitada, varía continuamente la reacción que recibe el flotador, ocasionando cabeceos que compuestos con el efecto ascendente o descendente de las olas, unas veces se favorece la maniobra de despegue y otras se perjudica, resultando que, en este caso, y si no se trata de un hidroavión con exceso de potencia, es imposible determinar ni aun aproximadamente el espacio que necesitará recorrer por el agua para despegar, puesto que el azar puede presentar una ola favorable en una posición oportuna del aeroplano que lo lance al aire, o, por el contrario, hacer que una serie de olas actúen perjudicialmente a la partida.

Algunos valores reales de la capacidad del estado de mar son de uso práctico. Hay una gran tendencia a desestimar la altura de la ola, con resultados igualmente desafortunados. Los reportes de servicio indican que las siguientes capacidades de altura de ola pueden ser previstas seguramente, dependiendo de las condiciones del estado de mar, véase cuadro 1.

Cuadro 1. Desplazamiento del casco vs. Altura de la ola.

<i>Desplazamiento del Casco (Lbf)</i>	<i>Altura de ola (ft)</i>
2000	1
4000	1,75-2
8000	2,5
20000	3,5
60000	5
100000	6

Fuente: Design for Flying. 2 ed.

Puesto que se debe establecer una altura de ola que sea segura para la operación del hidroavión, con base en el cuadro 1 se estimó una altura de ola de 0,85 ft para un desplazamiento de 1750 Lbf de los flotadores Catamarán.

3. ESPECIFICACIONES DE LA AERONAVE PIPER PA-18-150.

Los siguientes datos fueron tomados del Type Certificated Data Sheet N° 1A2, el cual corresponde a la aeronave PIPER PA-18.

Cuadro 2. Características de la Aeronave Piper PA-18-150 Super Cub

ESPECIFICACIONES DE LA AERONAVE PIPER PA-18	
ENGINE	Lycoming O-320
ENGINE LIMITS	All operations, 2700 r.p.m. (150 hp)
DATUM	WING LEADING EDGE
CERTIFICATION BASIS	TYPE CERTIFICATION No. 1A2
GROSS WEIGHT (lbf)	1750
EMPTY WEIGHT (Standard) (lbf)	930
USEFUL LOAD (lbf)	820
WING AREA (sq ft)	178,5
LENGTH (ft)	22,5
HEIGHT (ft)	6,7
PROPELLER	Sensenich M74DM ó 74DM6
PROP DIAMETER (max in)	74
WING LOADING	10
BAGGAGE CAPACITY (Lbf)	50
FUEL	80/87 Minimum Grade Aviation Gasoline
FUEL CAPACITY (Gal)	36
FUEL CONSUMPTION (gal /hrs) (75% power)	9
OIL CAPCITY	8 Quarts
CRUISING RANGE (75% power)	460
NUMBER OF SEATS	2

Fuente: Aircraft Specification N° 1A2

3.1 PESOS TEORICOS DE OPERACIÓN PIPER PA-18-150

Puesto que la aeronave Piper PA-18-150 fue aprobada en el año 1954, y por tratarse de una aeronave cuyo peso es relativamente bajo (1750Lbf), la información de los pesos de operación es insuficiente. Dicha información es necesaria para calcular los factores de carga de agua n_w y cargas de aterrizaje ... véase sección 5.... Por esta razón, se hizo una estimación de los pesos teóricos de operación. Para aeronaves civiles, el peso máximo de descolaje W_{TO} y el peso bruto W_G son frecuentemente iguales, aunque hay excepciones. Para el análisis del Fuel-Fraction-Method, en este trabajo de Grado, el W_{TO} y el W_G se supusieron iguales.

A partir del Peso Vacío y del Peso Bruto de la aeronave, que es la información disponible, se estimó el Peso Vacío con flotadores*, Peso Teórico de Aterrizaje*, Peso Teórico de Taxeo*, y Peso Teórico de Decolaje*. También se calculó la nueva capacidad de carga útil ó payload.

El Peso Vacío de la Piper PA-18 150 es de 930 Lbf. Puesto que se van a montar flotadores en lugar del tren de aterrizaje, el Peso Vacío de la aeronave aumenta y su capacidad de carga útil disminuye. Para calcular el Peso Vacío de la aeronave con flotadores instalados, del Peso Vacío Standard se restó el peso del tren de aterrizaje, y se sumó el peso estimado de los flotadores y struts. Con respecto a la estimación inicial del peso de los flotadores, Juan Luís Barrionuevo señala: "si no se tienen datos de otros flotadores, para un calculo inicial, se estima un 15% del peso total de la aeronave"⁴.

⁴BARRIONUEVO, Juan Luís. Diseño de Flotadores. Argentina : El autor, s.f. p. 3.

*Pesos teóricos de operación

**Este peso corresponde a la suma de los ítems 201(a), 202(d) y 204(h) del TCDS de la aeronave Piper PA-18.

Cuadro 3. Calculo peso vacío Piper PA-18 con flotadores y struts instalados.

<i>Componente</i>	<i>Peso (Lbf)</i>
Peso Vacío	930
Tren de aterrizaje**	37
Flotadores	262,5
Struts del flotador	32,5
<i>Peso Vacío + Flotadores</i>	1188

Fuente: Autores.

En el cálculo del Peso Mínimo de Aterrizaje, se consideró el Peso Vacío con flotadores, el peso de un tripulante y una reserva de combustible de 4,5 galones, para así suponer el caso más crítico, ya que los factores de carga n_w son inversamente proporcionales al peso.

Cuadro 4. Calculo peso mínimo de aterrizaje PIPER PA-18

<i>Componente</i>	<i>Peso (Lbf)</i>
Peso Vacío + Flotadores	1188
1 piloto	170
4,5 Gal. Fuel	27
<i>Peso de Aterrizaje</i>	1385

Fuente: Autores.

La metodología empleada para calcular el Peso Teórico de Taxeo, y Peso Teórico de Decolaje se basó en el Fuel-Fraction-Method [Método de Fracción de Combustible]. A propósito del Fuel-Fraction Jan Roskam⁵, explica que es un método que se utiliza para determinar el combustible quemado por la aeronave, método en el cual, la misión de la aeronave es dividida en varias fases, y a cada fase corresponde un valor numérico que se asigna dependiendo del tipo de aeronave.

El Fuel-Fraction es una relación de pesos al comienzo y al final de cada fase de la misión del avión. Como se supuso que el W_G para la Piper PA-18 es igual W_{TO} , lo que se hizo fue tomar los valores de Fuel-Fraction para las tres primeras fases de la misión (encendido, taxeo y decolaje) e ir reemplazando hasta hallar el Peso Teórico de Taxeo y Peso Teórico de Decolaje respectivamente.

$$\begin{aligned} \text{Fase 1. Encendido del motor} &= \frac{W_1}{W_{TO}} = 0,995 \\ W_1 &= 0,995W_{TO} \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \text{Fase 2. Taxeo} &= \frac{W_2}{W_1} = 0,99 \\ W_2 &= 0,99W_1 = 0,99 * 0,995W_{TO} \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\text{Peso teórico de taxeo} = (0,99)(0,995)(1750\text{Lbf})$$

$$\therefore \text{Peso teórico de taxeo} = 1723,8375\text{Lbf} = 781,9327\text{Kgf}$$

⁵ROSKAM, Jan. Preliminary Sizing of Airplanes. Ottawa, Kansas : Roskam Aviation and Engineering Corporation, 1985. p. 21 - 24. (Airplane Design ; no. 1)

$$\text{Fase 3.} \quad \text{Decolaje} = \frac{W_3}{W_2} = 0,996$$

$$W_3 = 0,996W_2 = 0,996 * 0,99 * 0,995W_{TO} \quad (3.3)$$

$$\text{Peso teórico de decolaje} = W_3 = (0,996)(0,99)(0,995)(1750\text{Lbf})$$

$$\therefore \text{Peso teórico de decolaje} = 1716,9422\text{Lbf} = 778,805\text{Kgf}$$

Seguidamente se calculó la nueva capacidad de carga útil de la aeronave con los flotadores catamarán. Esta carga útil fue designada como Carga Útil $_{\text{Floatplane}}$, que significa la carga útil en configuración de Floatplane:

$$\text{Carga Útil}_{\text{Floatplane}} = \text{Peso Bruto} - \text{Peso vacío con flotadores} \quad (3.4)$$

$$\text{Carga Útil}_{\text{Floatplane}} = (1750 - 1188) \text{ Lbf}$$

$$\therefore \text{Carga Útil}_{\text{Floatplane}} = 562\text{Lbf}$$

Al comparar la carga útil y el peso vacío de la aeronave en configuración terrestre (820Lbf y 930Lbf respectivamente), con la Carga Útil $_{\text{Floatplane}}$ y peso vacío con flotadores (562Lbf y 1188Lbf), se advierte que el convertir una aeronave terrestre en hidroavión aumenta su versatilidad, pero disminuye su capacidad de carga útil al aumentar su peso vacío.

La carga útil es la suma del peso del combustible, pasajeros, equipaje y carga. El nuevo peso de equipaje y carga que puede llevar la aeronave en configuración de floatplane es:

$$\text{Carga Útil}_{\text{Floatplane}} = W_F + W_{\text{CREW}} + W_{\text{BAGGAGE}} + W_{\text{CARGA}} \quad (3.5)$$

Donde, Carga Útil_{Floatplane} = Carga útil en configuración de Floatplane:

W_F = Peso del combustible

W_{CREW} = Peso de la Tripulación

$W_{BAGGAGE} + W_{CARGA}$ = Peso de equipaje y carga

$$W_F^* = 36 \text{ gall} \left(\frac{6 \text{ Lbf}}{1 \text{ gall}} \right) = 216 \text{ Lbf}$$

$$W_{CREW} = 2 \text{ Passenger} \left(\frac{170 \text{ Lbf}}{1 \text{ Passenger}} \right) = 340 \text{ Lbf}$$

$$562 \text{ Lbf} = 216 \text{ Lbf} + 340 \text{ Lbf} + W_{BAGGAGE} + W_{CARGA}$$

$$\therefore W_{BAGGAGE} + W_{CARGA} = 6 \text{ Lbf.}$$

3.2 CALCULO DE VELOCIDADES DE PERDIDA

Una vez se determinados los pesos teóricos de operación, se calcularon las velocidades de perdida. Para el cálculo de la velocidad de entrada en perdida sin motor, Jan Roskam⁶ nos presenta la siguiente ecuación:

$$V_S = \sqrt{\frac{2W}{C_{L_{MAX}} S \rho}} \quad (3.6)$$

⁶ROSKAM, p. 102 – 103.

* W_F se calculó conociendo que 1 galon de combustible pesa 6 Lbf.

Donde, $C_{L_{MAX}}$ = Coeficiente de sustentación máximo de despegue con flaps arriba (clean).

W = Peso Bruto

S = Area alar = 178,5 ft².

ρ = Presión atmosférica Standard a nivel del mar = 0,002377 $\frac{slug}{ft^3}$

$C_{L_{MAX_L}}$ = Coeficiente de sustentación máximo en configuración de aterrizaje.

$C_{L_{MAX_{TO}}}$ = Coeficiente de sustentación máximo en configuración de decolaje.

Con base en la formula (3.6) se calcularon las velocidades de perdida V_{SO} y V_{S1} . Los valores para los coeficientes de sustentación son $C_{L_{MAX_L}} = 2,1^*$ y $C_{L_{MAX_{TO}}} = 1,6^*$. El Peso Bruto de la aeronave Piper PA-18-150 Super Cub es de 1750Lbf y el Peso Teórico de Decolaje W_3 ...véase numeral 3.1... es de 1716,9422Lbf.

V_{SO}^{**} = Velocidad de perdida, con flaps extendidos en configuración de aterrizaje y sin efecto de torbellino de hélice.

$$V_{SO} = \sqrt{\frac{2W_G}{C_{L_{MAX_L}} S \rho}} = \sqrt{\frac{2(1750 \text{ Lbf})}{(2,1)(178,5 \text{ ft}^2)(0,002377 \frac{slug}{ft^3})}} \quad (3.7)$$

*Estos datos fueron tomados en base a valores de coeficientes de sustentación máximos presentados por Jan Roskam en su libro Airplane Design Part I: Preliminary sizing of airplanes.

**Esta velocidad fue evaluada con el peso bruto, para prever la condición más crítica.

$$\therefore V_{SO} = 62,6745 \frac{\text{ft}}{\text{s}} = 37,1032KT = 42,7439mph$$

V_{S1} = Velocidad de pérdida a Peso Teórico de Decolaje, con flaps extendidos en configuración de descolaje,

$$V_{S1} = \sqrt{\frac{2W_3}{C_{L_{MAXTO}} S \rho}} = \sqrt{\frac{2(1716,9422Lbf)}{(1,6)(178,5 \text{ ft}^2)(0,002377 \frac{\text{slug}}{\text{ft}^3})}} \quad (3.8)$$

$$\therefore V_{S1} = 71,1212 \frac{\text{ft}}{\text{s}} = 42,1038KT = 48,5047mph$$

3.3 PESO Y BALANCE

Al convertir la aeronave Piper PA-18 en un hidroavión, su centro de gravedad varía. Por tanto se hace necesario hacer un nuevo peso y balance con el objeto de verificar que los CG siguen estando en los límites para los cuales la aeronave está certificada

En el análisis del peso y balance de la Piper PA-18, se tomo información del certificado tipo, y se estimaron algunos pesos de componentes, porque este tipo de información no se encontraba disponible en el momento en que se realizó el análisis. El procedimiento empleado para estimar estos pesos, se basó en dos fuentes: Jan Roskam, en *Component Weight Stimation*, y David Thurston, en *Design for Flying*.

Del certificado tipo se tomaron los pesos y centros de gravedad del motor, hélice, batería, tanques de combustible y oil cooler, ver cuadro 7.

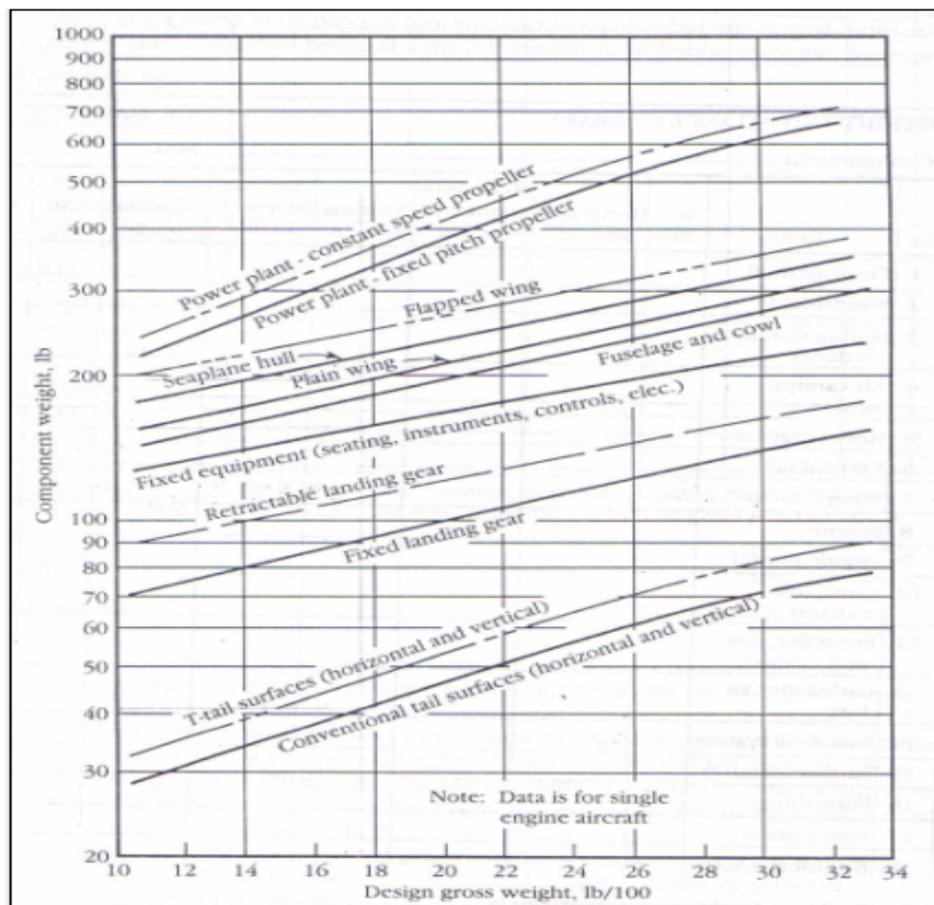
En Design for Flying, David Thurston, nos presenta la grafica 2, la cual es una guía de diseño preeliminar para estimar los pesos básicos, en aeronaves de un solo motor. En base a esta grafica se estimaron algunos pesos para la aeronave Piper PA-18, los cuales son presentados a continuación:

Peso Superficies de cola = 41 Lbf

Peso Planos = 197 Lbf

Peso Fuselaje = 215 Lbf

Grafica 2. Peso de componentes de la aeronave vs. Peso bruto de diseño.



Fuente: Design for Flying 2 ed.

El peso de los instrumentos+aviónica, nacelle, Controles de superficies, Sistema de Aire acondicionado, fueron estimados por el Método de las fracciones de peso. Jan Roskam⁷ explica, que en este método, se supone que dentro de cada categoría de aeronave es posible expresar el peso de los componentes como una fracción de uno de los siguientes pesos:

W_{TO} = Peso de Decolaje

W_G = Peso bruto de diseño

W_E = Peso Vacío.

A continuación se presenta el procedimiento empleado para estimar los pesos de los componentes por medio del método de las fracciones de peso.

1. Se listaron los pesos para la Piper PA-18:

$W_{TO} = W_G = 1750$ Lbf

$W_E = 1188$ Lbf

$W_{BAGGAGE} + W_{CARGA} = 6$ Lbf

$W_{PL} = 562$ Lbf

$W_{CREW} = 340$ Lbf

$W_F = 216$ Lbf

2. Dentro de los grupos de aeronaves presentadas por Jan Roskam, se seleccionó la categoría aeronaves de un solo motor. Esta categoría es la que mejor se ajusta al tipo de aeronave Piper PA-18. Se identificaron aquellas aeronaves que podrían ser usadas para estimar las fracciones de peso. Se escogieron la Cessna 150 y Cessna 172, por que son las aeronaves que tienen un peso similar al de la Piper PA-18 y por que su estructura primaria es metálica. El Anexo A, contiene datos del peso de los componentes para aeronaves de un solo motor.

⁷ROSKAM, Jan. Component Weight Estimation: Ottawa, Kansas : Roskam Aviation and Engineering Corporation, 1985. 3 p. (Airplane design ; no. 5)

3. Se elaboró una lista de los componentes de la aeronave para los cuales se necesitaba estimar los pesos. Por razones de practicidad, únicamente se consideraron los siguientes pesos.

Controles de Superficie

Instrumentos + Aviónica

Nacelle

Heating and ventilating System

Los pesos para el sistema eléctrico y el sistema de combustible no se estimaron, puesto que se conocían los pesos de la batería y los tanques de combustible, que son los componentes que tienen un peso más representativo en cada sistema respectivamente.

El peso del aceite y combustible atrapado se desprecia, porque las líneas para estos sistemas no son muy grandes y su longitud es corta.

4. Del anexo A se escogieron las fracciones de peso más apropiadas a ser usadas. El cuadro 5 lista estas fracciones y su valor promedio.

Cuadro 5. Fracciones de peso promedio Piper PA-18

Item	Cessna 150	Cessna 172	Piper Promedio
Nacelle Group/WG	0,015	0,012	0,0135
Surface control/GW	0,0177	0,0141	0,0159
Avionics + Instrument/GW	0,00171	0,00182	0,00177
Air Cond. System/GW	0,00057	0,00054	0,00056

Fuente: Autores

5. Los pesos de los componentes se estimaron multiplicando el Peso Bruto de la Piper PA-18 por las fracciones de peso promedio, ver cuadro 6.

Cuadro 6. Pesos estimados Piper PA-18

Componente	Peso estimado (Lbf)
Nacelle Group/GW	24
Surface control/GW	28
Avionics + Instrument/GW	3
Air Cond. System/GW	1

Fuente: Autores

Los C.G. para los componentes del cuadro 7, se basó en la metodología presentada por Jan Roskam⁸, en la cual, los componentes de una aeronave son divididos en tres grupos: *Componentes estructurales, componentes de la planta de poder y equipo fijo*; y la localización de sus respectivos centros de gravedad se da con base a una longitud horizontal y vertical del componente.

El C.G. de la nacelle se considera aplicado al 40% de su longitud. Los centros de gravedad de los controles de vuelo, aire acondicionado, instrumentos + aviónica se estimaron de acuerdo a los esquemas de cada componente. Estos esquemas se encuentran en el Manual de aeronave Piper PA-18. El centro de gravedad para los planos se consideró al 40% de la MAC. Los datos del C.G. del fuselaje, empenaje, flotadores y struts fueron hallados por medio del programa Solig Edge, véase grafica 3.

El análisis de peso y balance se presenta en el cuadro 7. Las coordenadas \bar{x} y \bar{y} del centro de gravedad de la aeronave, se hallaron al hacer la sumatoria de las columnas 6 y 8, y dividir las por la sumatoria de la columna 4.

⁸ROSKAM, Component Weight Estimation, Op. cit., 113-116 p. (Airplane design ; no. 5)

$$\bar{x} = \frac{\sum \text{Momentos Horizontales}}{\sum \text{Pesos}} = \frac{20735,04 \text{Lbf} * \text{in}}{1188 \text{Lbf}} = 17,454 \text{in}$$

$$\bar{y} = \frac{\sum \text{Momentos Horizontales}}{\sum \text{Pesos}} = \frac{95555,59 \text{Lbf} * \text{in}}{1188 \text{in}} = 80,434 \text{in}$$

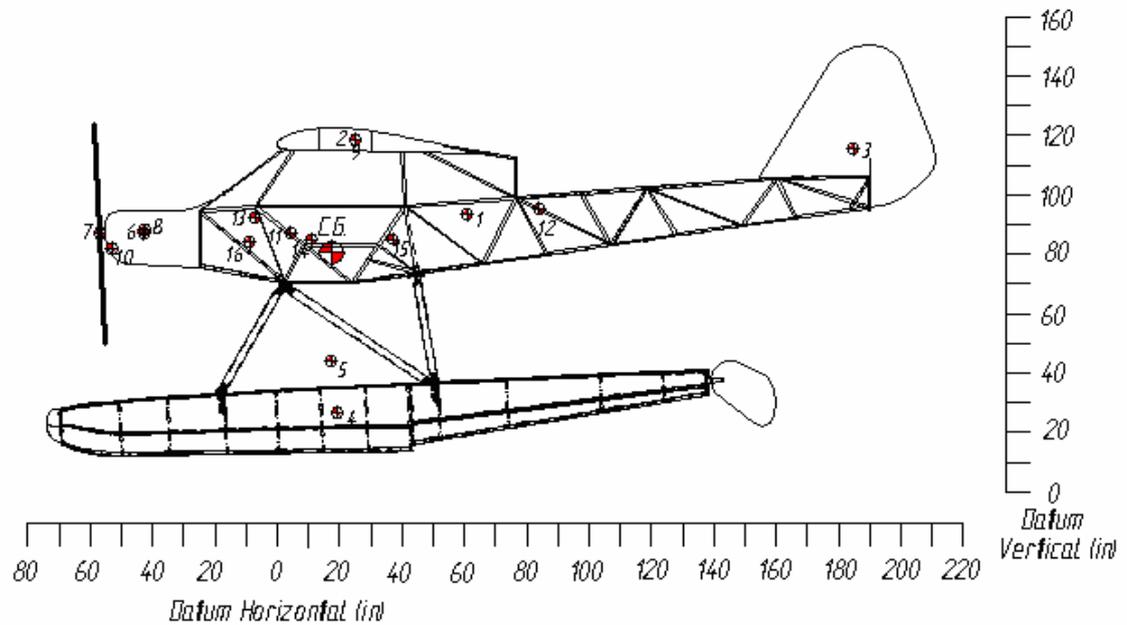
Cuadro 7. Reporte Peso y Balance Piper PA-18

No.	Item	Peso (Lbf)	Brazo Horizontal (in)	Momento Horizontal (Lbf.in)	Brazo Vertical (in)	Momento Vertical (Lbf.in)
I	1 Fuselaje	215	60,9	13093,5	93,22	20042,3
	2 Planos	197	25,2	4964,4	118,61	23366,17
	3 Empenaje	41	184,7	7572,7	115,32	4728,12
	4 Flotadores	262,5	19,2	5040	26,76	7024,5
	5 Strut	32,5	17,3	562,25	44	1430
II	6 Motor	244	-42,75	-10431	86,94	21213,36
	7 Helice	30	-57	-1710	86,94	2608,2
	8 Nacelle *	47	-42,5	-1997,5	88	4136
	9 Tanques de Combustible	16	25	400	118,39	1894,24
	10 Oil Cooler	3	-53	-159	82	246
III	11 Controles de Vuelo	28	4,23	118,44	87,12	2439,36
	12 Bateria	28	84	2352	95,23	2666,44
	13 Instrumentos, Avionica	3	-7,25	-21,75	92,33	276,99
	14 Seat 1	20	11	220	85	1700
	15 Seat 2	20	37	740	85	1700
	16 Air Cond. System/GW	1	-9	-9	83,91	83,91
Empty Weight		1188		20735,04		95555,59
C.G del Hidroavión			17,454		80,434	
Desplazamiento del C.G con el Hidroavión Cargado						
Fuel		216	25	5400	118,39	25572,24
Passanger 1		170	11	1870	85	14450
Passanger 2		170	37	6290	85	14450
Baggage + Carga		6	57	342	78	468
Gross Weight		1750		34637,04		150495,83
C.G del Hidroavión			19,793		85,998	

Fuente: Autores

* Al peso de la Nacelle se le sumó un peso estimado del montante del motor de 23Lbf.

Grafica 3. Ubicación del C.G Horizontal y Vertical.



Fuente: Autores.

Del cuadro 7 se observa que los nuevos centros de gravedad están en las estaciones 17,4 y 19,7. Se verifica que los CG después de quitar el tren convencional y montar los flotadores diseñados, siguen estando en los límites para los cuales la aeronave fue certificada, estos son 14 y 20 in para el CG delantero y CG trasero respectivamente*.

*Los límites de los centros de gravedad fueron tomados del Type Certificated Data Sheet N° 1A2

4. DISEÑO DE FLOTADORES.

En el diseño del flotador se utilizó una forma fuselada o currentilínea, con el fin de ayudar a disminuir el arrastre del flotador. Para este capítulo también es importante resaltar que el factor de seguridad, en cualquier tipo de diseño es una cualidad de suma importancia. Las FAR 23.303 recomiendan un factor de seguridad con un valor de 1.5 para ser usado en los cálculos de diseño⁹.

En el diseño de los flotadores tipo catamarán, se consideró un Peso de Diseño mayor al Gross Weight de la aeronave, con el objeto que los flotadores así diseñados se puedan aplicar a otras aeronaves con pesos similares. Sin embargo, el análisis estructural, se realiza con el peso de cada aeronave en particular.

Gross weight Piper PA-18= 1750Lbf = 793,8Kgf

Peso teórico = 1850Lbf = 839,16Kgf

$$\therefore \frac{\text{Peso Teórico}}{2} = \frac{1850Lbf}{2} = 925Lbf = 419,58Kgf$$

Con respecto a hidroaviones de flotador doble, las FAR 23 dicen, que en cada flotador se considera la mitad del peso de la aeronave¹⁰. Para el diseño de los flotadores se consideró un Peso teórico igual a 1850Lbf. En el cálculo del volumen de agua desplazado por los flotadores, se tuvo en cuenta un 80% de exceso de flotabilidad¹¹, razón por la cual, el volumen de los flotadores se multiplica por un factor de 1,8. Despejando el volumen de la ecuación (1.2), tenemos que:

⁹ESTADOS UNIDOS. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Op. cit., p. 105.

¹⁰Ibid., p.117.

¹¹Ibid., p.131.

$$V = 1,8 \frac{w}{\gamma} \quad (4.1)$$

Donde, V= volumen

w = Peso teórico/2

γ = Peso específico del fluido

$$V = \frac{1,8 \frac{w}{2}}{\gamma_{agua}} = \frac{1,8(419,58 \text{ Kgf})}{1000 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3}} = 0,7552 \text{m}^3$$

$$\therefore V = 0,7552 \text{ m}^3 = 26,6696 \text{ft}^3$$

4.1 DIMENSIONES DEL FLOTADOR

Las dimensiones del flotador se empezaron a calcular con base en bibliografía diversa sobre el tema, extrapolándose la información mas específica para así llegar al criterio de diseño final. A continuación se calculan la dimensión de la manga y el puntal de la sección maestra, la eslora, el Forebody y Afterbody, el rediente, los ángulos Dead rise y el ángulo de afterbody.

La manga es el ancho máximo del flotador, que habitualmente es la sección donde se encuentra el rediente. Como señala Sottorf¹², las mangas para un sistema de flotador varían entre

$0,7 \sqrt[3]{\frac{w}{\gamma_{agua}}}$ y $1,4 \sqrt[3]{\frac{w}{\gamma_{agua}}}$. Una manga más estrecha tiene una formación de spray pesada,

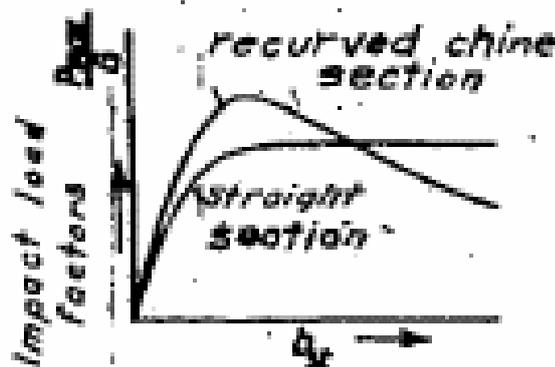
¹²SOTTORF, W. Technical Memorandum National Advisory Committee for Aeronautics No. 860 The Design of Floats. Washington : N.A.C.A, 1937. p.7.

mientras que una manga mas ancha presenta un spray ligero. La elección entre estos dos rangos presenta ventajas y desventajas:

La formación del spray se reduce enormemente con el aumento de la manga. Sin embargo, en la fase antes del despegue, la resistencia adicional producida por el spray sobre el afterbody, aumenta con el ancho de la manga.

Con aristas curvas, el factor de impacto disminuye al aumentar la manga, de acuerdo a la Figura 19. Por otro lado, el peso estructural se incrementa con la manga, así que una manga máxima es inadecuada.

Figura 19. Factor de carga de impacto vs. Manga del flotador



Fuente: Technical memorandum N.A.C.A. No. 860

Teniendo presente lo anterior, se escogió un coeficiente multiplicativo de 0,8 para hallar la manga:

$$\text{Manga} = 0,8 \sqrt[3]{\frac{w}{\gamma_{\text{agua}}}} \quad (4.2)$$

Donde, w = peso teórico/2

γ_{agua} = Peso específico del agua dulce

$$Manga = 0,8 \sqrt[3]{\frac{419,58 Kgf}{1000 \frac{Kgf}{m^3}}}$$

$$\therefore Manga = 0,5989m = 23,5787in$$

Con el valor obtenido anteriormente se calculó la eslora, la cual es la longitud del flotador. La relación entre la eslora y la manga tiene un fuerte efecto sobre la resistencia de agua y el impacto de aterrizaje. Un casco más ancho tiene una resistencia de agua más baja debido a su mejor habilidad de planeo pero sufre un impacto de aterrizaje más alto. Las relaciones Eslora/manga varían desde 6 hasta 9, un flotador más largo con igual manga es más favorable en cuanto a resistencia y estabilidad. Por esta razón, en el dimensionamiento del flotador, se escogió la máxima relación:

$$Eslora = 9 * Manga \quad (4.3)$$

$$Eslora = (9)(0,5989m)$$

$$\therefore Eslora = 5,3901m = 212,2087in$$

Obtenido el valor de la eslora se fijaron para el diseño del flotador ciertos parámetros, en el cual se incluye la curvatura del top del forebody, con el objeto que el flotador adquiriera una forma más aerodinámica.

$$Curvatura \text{ del Top para el forebody} = 33\% \text{ Eslora} \quad (4.4)$$

$$\therefore Curvatura \text{ del Top para el forebody} = 0,33(5,3901) = 1,7787m = 70,0276in$$

De la observación de diferentes flotadores, se estimó la longitud del paragolpes:

$$Longitud \text{ paragolpes} = 2,05\% \text{ Eslora} \quad (4.5)$$

$$\therefore Longitud \text{ paragolpes} = 0,0205(5,3901m) = 0,1105m = 4,3504in$$

El puntal es el alto de la cuaderna. Juan Luís Barrionuevo, propone que la altura del puntal varíe entre 10 y 15% de la eslora¹³. El puntal se eligió de 10,5% de la eslora, porque un puntal muy alto aumenta el peso estructural. Una razón secundaria, corresponde a la estética del Hidroavión.

$$\begin{aligned} \text{Puntal} &= 10,5\% \text{ Eslora} && (4.6) \\ \text{Puntal} &= 0,105(5,3901\text{m}) \\ \therefore \text{Puntal} &= 0,566\text{m} = 22,2835\text{in} \end{aligned}$$

El forebody en un flotador es el cuerpo a proa. El afterbody es el cuerpo a popa. El fondo del forebody de un flotador o casco, se diseña con mucha similitud a la superficie inferior de una lancha rápida. Sin embargo, el diseño de su parte posterior se diferencia: mientras que en una lancha rápida se busca viajar en un ángulo de inclinación longitudinal (cabeceo) casi constante y, por lo tanto, todo el contorno del fondo es construido en una línea recta continua; el casco o flotador de un hidroavión se debe diseñar para permitirle al mismo girar o cabecear (Encabritado) hasta aumentar el ángulo de ataque del ala y ganar la mayor sustentación para despegues y aterrizajes. Esto se consigue dotando al fondo del flotador de una discontinuidad llamada rediente.

Los argumentos referentes a la relación $\frac{\text{Forebody}(L_f)}{\text{Eslora}(E)}$, definen la ubicación del paso ó rediente.

La disminución o aumento de esta relación tiene efectos favorables en las primeras y ultima fases de despegue respectivamente. Según Sottorf¹⁴, una relación de $\frac{L_f}{E} = 0,55$ se considera como un buen valor para flotadores.

¹³BARRIONUEVIO, Op. cit., p.2.

¹⁴SOTTORF, Op. cit., p. 11.

$$\begin{aligned} \text{Forebody} &= 0,55 \cdot \text{Eslora} & (4.7) \\ \text{Forebody} &= 0,55(5,3901\text{m}) \\ \therefore \text{Forebody} &= 2,9646\text{m} = 116,7165\text{in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Afterbody} &= \text{Eslora} - \text{Forebody} & (4.8) \\ \text{Afterbody} &= (5,3901 - 2,9646)\text{m} \\ \therefore \text{Afterbody} &= 2,4255\text{m} = 95,4921\text{in} \end{aligned}$$

El rediente es una discontinuidad o escalón en el fondo del flotador. Daniel Jiménez Hidalgo muestra la necesidad del uso del rediente en los flotadores citando lo siguiente:

El flotador no debe, en sus distintas posiciones de navegación, alterar el *equilibrio de las fuerzas* que actúan sobre el aeroplano, las cuales deben pasar lo más próximo posible al centro de gravedad ... es necesario que la resultante de la reacción del agua sobre el flotador pase por el centro de gravedad. Durante el reposo esta reacción es vertical, pero en la marcha se inclina hacia atrás. Para corregir esto, se adopta una forma que haga adelantar la reacción del agua sobre el flotador, cuando éste se pone en marcha, la cantidad suficiente para que siga pasando por el centro de gravedad, véase figura 20.

Esto se consigue haciendo que la superficie inferior del flotador no sea continua, sino que, a una cierta distancia de la proa, próxima a la vertical del centro de gravedad, o un poco por atrás, se interrumpa formando un escalón (rediente) que obliga al agua a separarse del fondo del flotador, cuando éste está en marcha, desde el rediente hacia atrás, con lo que la reacción, R , queda aplicada a la parte delantera¹⁵.

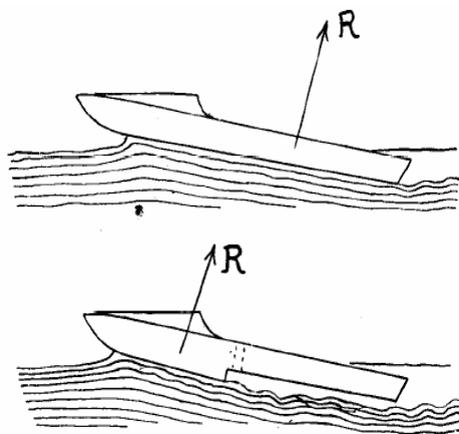
¹⁵JIMENEZ HIDALGO, Daniel. Hidroaviación. s.l. s.n. 1999. p. 511 - 512

El rediente puede ser recto en la vista de plano, o puede tener una forma elíptica para disminuir el Drag aerodinámico. El paso debe estar localizado en un ángulo aproximado de 10° a 20° detrás de CG de la aeronave, siendo escogido para el diseño una localización de 20° .

Para un casco convencional un paso profundo es preferible a uno poco profundo, porque una mayor profundidad en el contorno del fondo del casco provee una mejor ventilación del rediente, lo cual resulta en punto de despegue mejorado, menores límites de ajustes cruciales y tendencias de cabeceo y delfineo reducidas. Una limitante en la profundidad del paso es el drag que se produce.

Para conseguir una ventilación adicional se debe diseñar la manga en el paso ligeramente mas estrecha que el ancho máximo del cuerpo a proa delante del paso, comenzando así la convergencia hacia el sternpost.

Figura 20. Resultante de la reacción del agua para un casco con y sin rediente.



Fuente: Hidroaviación. Aerotecnia capítulo 23.

La altura del rediente y el ángulo del afterbody tienen un efecto importante sobre las cualidades del flotador al en las fases del despegue. A máxima resistencia, una pequeña profundidad de paso y un

pequeño ángulo de afterbody son ventajosos, sin embargo, justo antes de la salida la mayor profundidad de paso y altos ángulos de afterbody son útiles.

Con respecto a la altura del rediente David Thurston¹⁶, presenta el 9% de la manga, como un valor satisfactorio para hidroaviones pequeños. En cuanto al ángulo de afterbody, Sottorf¹⁷, señala 7°, como un valor promedio aceptable.

$$\text{Rediente} = 9\% \text{ Manga} \quad (4.9)$$

$$\text{Rediente} = (0,09)(0,5989\text{m})$$

$$\therefore \text{Rediente} = 0,0539\text{m} = 2,122\text{in}$$

$$\therefore \text{Angulo del Afterbody} = 7^\circ$$

Cuando el fondo se encuentra pobremente diseñado, durante el despeje se genera un movimiento en el eje transversal denominado delfineo (cabeceo dinámico) que puede llegar a ser desagradable y hasta peligroso si es que se sumerge la proa. Para evitar el delfineo la parte desde el rediente hacia la proa debe ser de perfil recto por lo menos 1.5 veces la manga maestra:

$$\text{Longitud recta para evitar delfineo} = 1,5M \quad (4.10)$$

$$\text{Longitud recta para evitar delfineo} = 1,5(0,5989\text{m})$$

$$\therefore \text{Longitud recta para evitar delfineo} = 0,8984\text{m} = 35,37\text{in}$$

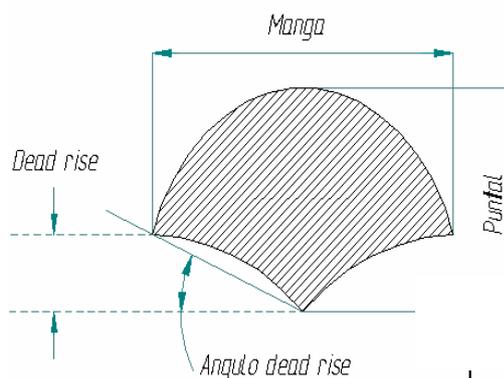
¹⁶THURSTON, David. Design for Glying. 2 ed. Estados Unidos : TAB Books, 1995. p.252.

¹⁷SOTTORF, Op. cit., p.10.

Para evitar el efecto destructor de la reacción del agua en la operación de un hidroavión, se puede dotar al flotador, en su parte destinada a tocar primeramente el agua, de un saliente afilado, o **quilla**, que se prolongue en la proa, y de forma que aumente gradualmente la sección sumergida. A menos que se trate de una aeronave muy ligera, el fondo en V es obligatorio.

La altura y el ángulo del fondo en V es llamada Dead rise, y ángulo Dead rise, respectivamente, ver Figura 21. Para el diseño de los flotadores tipo catamarán, el ángulo Dead rise de la manga maestra es de 33° , este se incrementó hacia la proa 40° para cortar mejor las olas, y en el afterbody se redujo a 25° para una estabilidad teórica del casco, según la Grafica 4.

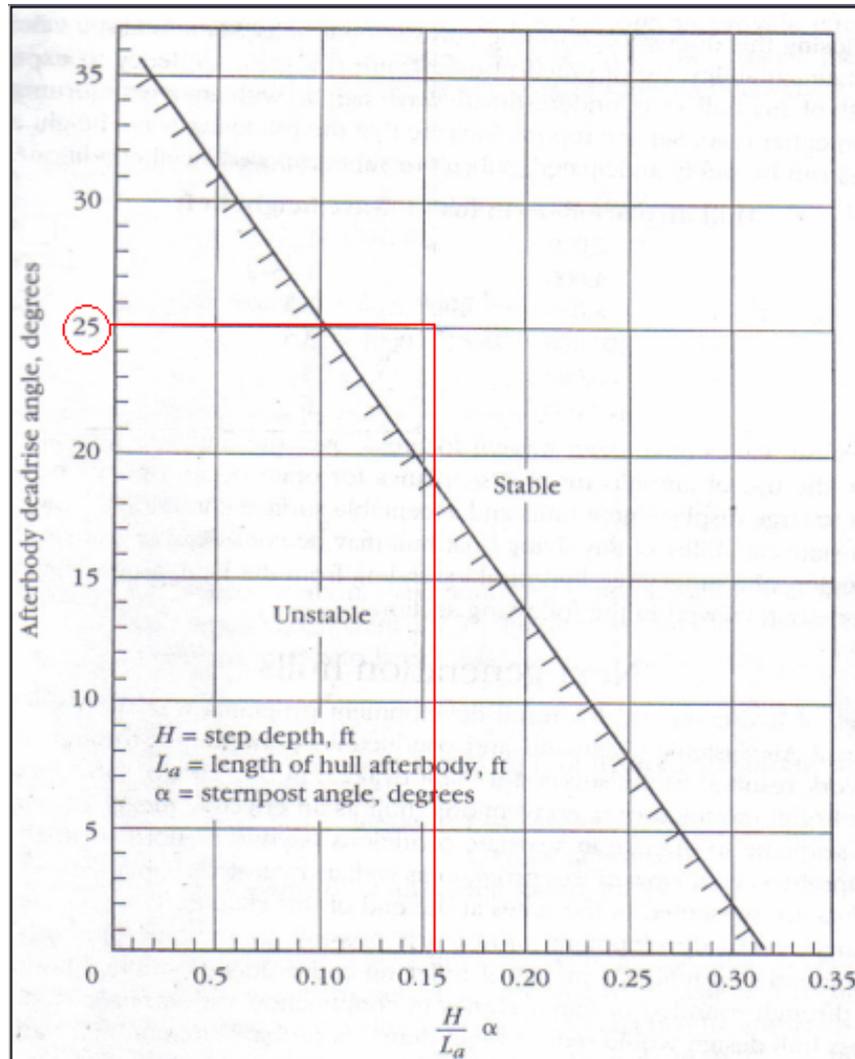
Figura 21. Sección transversal del flotador catamarán



Fuente: Autores.

Uno de los problemas del fondo en "V" es la generación de spray y/o salpicadura de agua. La primera afecta la hidrodinámica de los flotadores mientras la segunda a los componentes de la aeronave como son la hélice, motor, planos y empenaje. Para contrarrestar este efecto se aplicó al diseño del fondo en "V", un acampanamiento en entre la quilla y la arista. Si el diseño del flotador ya se encuentra construido, se pueden adaptar en los bordes laterales de las aristas, una aleta longitudinal que deflece el agua. Para obtener una idea de los diferentes tipos de acampanamiento véase la Figura 22:

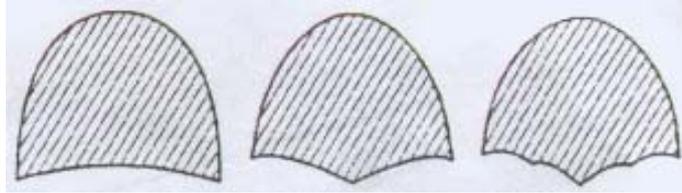
Grafica 4. Angulo dead rise en el afterbody vs. Longitud, profundidad del rediente y ángulo del afterbody.



Fuente: Design for flying

Anteriormente se calculó la manga y el puntal de la cuaderna maestra, de estos valores se determinaron las dimensiones de las demás cuerdas mostradas en la Cuadro 8, las cuales cumplen con la función de darle forma al flotador y al mismo tiempo rigidez y resistencia.

Figura 22. Tipos de acampanamiento.



Fuente: Ultralivianos y experimentales.

Cuadro 8. Dimensiones cuadernas del flotador catamarán.

Cuaderna #	Puntal (in)	Manga (in)	Distancia desde Proa (in)
1	11,8	12,25	4,35
Bow Load	18,66	21,78	23,34
2	19,6	23,09	39,5
3	20,6	24,55	57,68
4	21,2	25,36	73,62
Step Load	22	25,62	87,82
5	22,4	25,57	103,1
MM	23	25,39	116,72
MM-A	20,6	25,53	116,72
6	16,6	24,57	126,33
7	17	24,07	147,64
8	13,2	20,27	178,45
Stern Load	10,8	16,34	197,89
9	9	13,14	212,21

Fuente: Autores.

4.2 DETERMINACION DE LA LINEA DE AGUA

Se siguió el siguiente procedimiento: 1) se calculó el volumen de agua que requiere desplazar un flotador para soportar la mitad del peso de la aeronave (396,9 Kgf), sin tener en cuenta el 80% de exceso de flotabilidad; 2) una línea de agua estática fue supuesta y dibujada sobre el flotador. Entonces, por medio de Solid Edge se calculó el volumen de solo aquellas partes del flotador que están debajo de la línea de agua supuesta. 3) El volumen calculado se multiplicó por el peso

específico del agua dulce (1000Kgf/m³) para determinar el peso de la aeronave que puede ser soportado por esa cantidad de liquido desplazado, como se muestra en la Figura 23. Para este volumen el peso que podrá soportar cada flotador será de 399 Kgf ó 879,63Lbf.

Despejando el volumen de la ecuación (1.2):

$$V = \frac{W_G/2}{\gamma_{agua}} \quad (4.11)$$

Donde, V = Volumen en un flotador

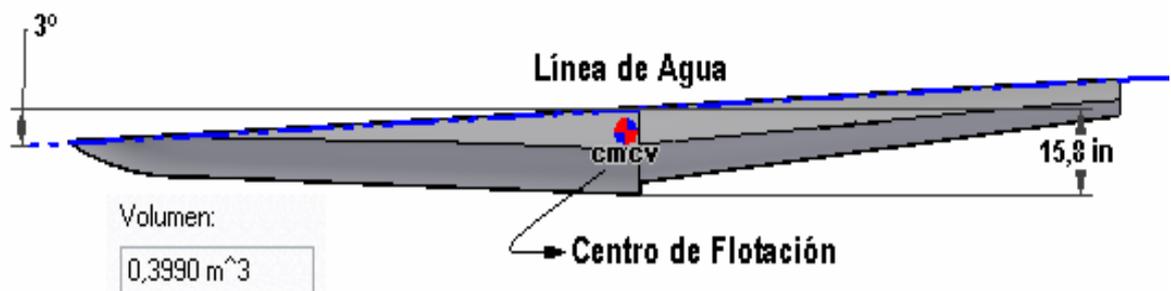
$$W_G/2 = \text{Peso bruto}/2$$

$$\gamma_{agua} = \text{Peso especifico del agua}$$

$$V = \frac{396,9 \text{ Kgf}}{1000 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3}}$$

$$\therefore V = 396,9 \text{ m}^3$$

Figura 23. Línea de agua estática.

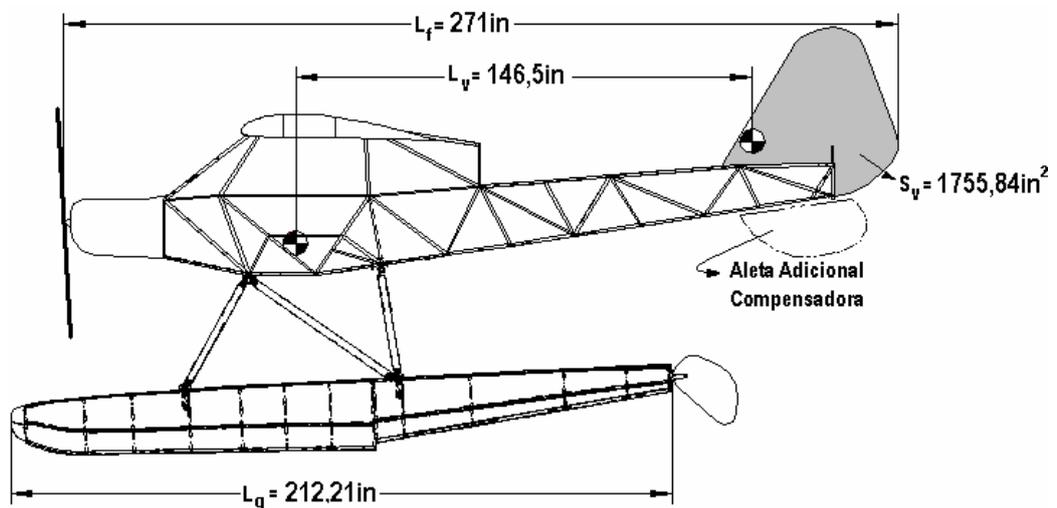


Fuente: Autores.

4.3 ESTABILIDAD DIRECCIONAL

Al agregar flotadores a una aeronave de operación terrestre, la aerodinámica se afecta en la estabilidad direccional. En algunos casos se deben instalar aletas auxiliares para obtener la superficie vertical necesaria dentro de los márgenes aceptables. Juan Luís Barrionuevo¹⁸ muestra la ecuación (4.12) para calcular el coeficiente de estabilidad direccional, éste se debe mantener en un rango de 0,008 a 0,012.

Figura 24. Dimensiones para el cálculo del coeficiente de estabilidad direccional R_{vd} .



Fuente: Autores.

$$R_{vd} = \frac{S_v \cdot L_v}{L_f^3 + 2L_g^3} \quad (4.12)$$

¹⁸BARRIONUEVIO, Op. cit., p.3.

Donde, Rvd = coeficiente de estabilidad direccional

S_v = Superficie estabilizador vertical

L_v = Distancia del C.G. al 25% CAM estabilizador vertical

L_f = Largo del fuselaje = 271in

L_g = Largo del Flotador = 212,21m

La superficie del estabilizador vertical, calculada por medio de Solid Edge, es de 1755,84in². La distancia desde el C.G. al 25% del CAM del estabilizador vertical es 146,5in, reemplazando en (4.12):

$$Rvd = \frac{(1755,84in^2)(146,5in)}{(271in)^3 + 2(212,21in)^3}$$
$$\therefore Rvd = 0,0066$$

El coeficiente de estabilidad direccional calculado no se encuentra en el rango ya establecido, por consiguiente se requiere adicionar un aleta vertical como se muestra en la figura 24 hasta completar la superficie requerida, la cual se determinó despejando S_v de la ecuación (4.12), y asignando un valor promedio para Rvd de 0,01:

$$S_v = \frac{(0,01)((271in)^3 + 2(212,21in)^3)}{(146,5in)}$$

$$\therefore S_v = 2663,17in^2$$

La aleta compensadora vertical deberá tener una superficie de 907,33in², la cual resulta de la diferencia entre la superficie vertical calculada 2663,17in² y la superficie del estabilizador vertical 1755,84in².

5. CARGAS DE AGUA.

Las cargas de agua en el del diseño de los flotadores son de suma importancia ya que con ellas se empieza a observar el análisis del flotador con respecto al estado en que se encuentre. Las FAR 23 señalan, que a menos que se haga un análisis detallado de las cargas de agua, las secciones 23.521 a la 23.537 aplican para determinar las cargas de agua¹⁹.

Las FAR Parte 23, en su sección de *Water loads* [cargas de agua], hablan de dos tipos de esfuerzos a ser soportados por los flotadores: Factores de carga y presiones en el fondo del flotador. Con las reacciones generadas por las cargas de agua se diseñaron los strut, pasadores, fitting y soportes. Mientras que, con las presiones sobre el fondo del flotador, se diseñaron las pieles inferiores, stringer, y cuadernas.

La estructura del flotador debe estar diseñada para resistir las cargas de agua que se desarrollan durante el despegue y aterrizaje, en cualquier actitud de vuelo que probablemente ocurra en operación normal a velocidades de descenso vertical y de avance apropiadas bajo las más severas condiciones.

5.1 FACTORES DE CARGA SOBRE EL FLOTADOR

El cálculo de las reacciones de agua n_w es el siguiente:

¹⁹ESTADOS UNIDOS. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Op. cit., p. 117.

5.1.1 Caso de aterrizaje en el rediente.

$$n_w = \frac{c_1 V_{SO}^2}{(\tan^{2/3} \beta) W^{1/3}} \quad (5.1)$$

5.1.2 Casos de aterrizaje de popa y proa.

$$n_w = \frac{c_1 V_{SO}^2}{(\tan^{2/3} \beta) W^{1/3}} \times \frac{K_1}{(1 + r_x^2)^{2/3}} \quad (5.2)$$

Donde: n_w = factor de carga de reacción del agua (la reacción del agua dividida por el peso de la aeronave)

C_1 = factor empírico de operaciones del hidroavión igual a 0,012

V_{SO}^* = velocidad de pérdida del hidroavión en nudos, con flaps extendidos en la posición apropiada de aterrizaje igual a $37,1032KT$

β = ángulo dead rise en la estación longitudinal en la que el factor de carga esta siendo determinado, según el cuadro 13

W^{**} = peso mínimo de aterrizaje de la aeronave, igual a 1385 Lbf

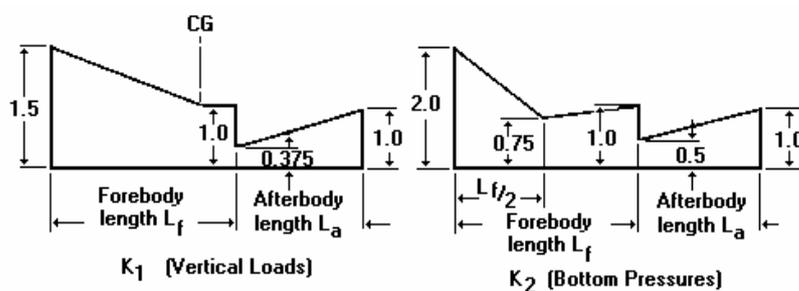
K_1 = factor empírico del peso de la estación del casco, de acuerdo con la figura 25.

*Velocidad de pérdida calculada en el numeral ... 3.2 ...

**Peso mínimo de aterrizaje, calculado en la sección ... 3.1 ... Es de resaltar que los factores de carga n_w fueron evaluados con éste peso, porque la relación es inversamente proporcional, y se busca predecir el factor más alto.

A propósito de los factores K_1 , las FAR Part 23 explican lo siguiente: Las fuerzas externas de *Bow*, *Step and Stern landing cases*, son calculadas para ser soportadas por el flotador en si mismo usando un valor del coeficiente K_1 de 1,5 adelante del flotador y $K_1 = 1$ atrás del flotador; las cargas a ser soportadas por la instalación de la aeronave son calculadas con K_1 al 80%, es decir con $K_1 = 1,2$ adelante y $K_1 = 0,8$ atrás, por la flexibilidad de la instalación²⁰.

Figura 25. Factor de peso de la estación del casco.



Fuente: Apéndice I, FAR Part 23 – Seaplane loads

r_x = relación de distancia, medida paralela al eje de referencia del casco, desde el centro de gravedad del hidroavión a la estación longitudinal del casco en la cual el factor de carga está siendo calculado a los radios de giro en cabeceo del hidroavión, el eje de referencia del casco es una línea recta, en el plano de simetría, tangencial a la quilla en el rediente.

$$r_x = \frac{\text{distancias desde el C.G. del hidroavión a la estación longitudinal del flotador}}{\text{Radio de giro en cabeceo}} \quad (5.3)$$

²⁰ESTADOS UNIDOS. FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Op. cit., p. 118

Si se toma el C.G. de un avión y se elige un sistema de coordenadas, en el que el eje Z sea hacia arriba, el eje Y hacia la derecha, y el eje X hacia delante, el *pitching moment of inertia* [momento de inercia en cabeceo] es sobre el eje Y. Richard Hiscocks, sugiere un valor de radio de giro en pitch de $0,176 \cdot L_o$, donde L_o es la longitud total de la aeronave²¹. Con base en este valor, se estimó el radio de giro para la Piper PA-18:

$$\text{Radio de giro en pitch} = 0,176 \cdot L_o \quad (5.4)$$

$$\text{Radio de giro en pitch} = 0,176(271\text{in})$$

$$\therefore \text{Radio de giro en pitch} = 47,696$$

Teniendo las distancias desde los CG delantero (FWD) y CG trasero (AFT) de la aeronave Piper PA-18 a las estaciones longitudinales del flotador en las que se calculan las cargas de aterrizaje de proa y popa* columnas 2 y 3 cuadro 9, y el radio de giro en pitch, se evaluaron las r_x con la ecuación (5.3) columnas 5 y 6 cuadro 9. Donde, $r_{x \text{ C.G. FWD}}$ es la relación de distancias medidas desde el CG delantero y $r_{x \text{ C.G. AFT}}$ es la relación de distancias medidas desde el CG trasero.

Cuadro 9. Relación de distancia r_x

Cuaderna No.	C.G. FWD (in)	C.G. AFT (in)	Radio de Giro (in)	$r_{x \text{ C.G. FWD}}$	$r_{x \text{ C.G. AFT}}$
1/5 Forebody	64,5	68,5	47,696	1,3523	1,4362
85% Afterbody	109,4	105,4	47,696	2,2937	2,2098

Fuente: Autores.

²¹D. HISCOCKS, Richard. Design of Light Aircraft. Canadá : Patricia Hiscocks, 1995. p. 123

*Distancias medidas en Solid Edge ... véase anexo B ...

De las formulas (5.1) y (5.2) se calcularon los factores de reacción de agua para los casos de aterrizaje de rediente, proa y popa. Estos dos últimos se evaluaron con las relaciones de distancia $r_{x \text{ C.G. FWD}}$ y $r_{x \text{ C.G. AFT}}$ calculadas en el cuadro 9. Los resultados se muestran en la cuadro 10. Donde $n_{w \text{ C.G. FWD}}$ es el factor de reacción del agua evaluado con $r_{x \text{ C.G. FWD}}$ y $n_{w \text{ C.G. AFT}}$ es el factor de reacción de agua evaluado con $r_{x \text{ C.G. AFT}}$. De las columnas 6 y 7 del cuadro 10, se observa que el mayor n_w para el aterrizaje de Proa se da para el CG delantero y para el aterrizaje de Popa se da para el CG trasero.

Cuadro 10. Factores de reacción del agua n_w

	β	K_1	$r_{x \text{ C.G. FWD}}$	$r_{x \text{ C.G. AFT}}$	$n_{w \text{ C.G. FWD}}$	$n_{w \text{ C.G. AFT}}$
Bow landing cases	35,7943	1,37	1,3523	1,4362	1,6683	1,5823
Stern landing cases	26,4797	0,9063	2,2937	2,2098	0,8315	0,8668
Step landing cases	33,9594				n_w 2,5491	

Fuente: Autores.

Las cargas de agua se deben calcular para cada peso máximo de operación hasta el peso teórico de aterrizaje, excepto que, para la condición de decolaje, se debe usar el peso máximo para taxeo en agua y carrera de despegue.

Una vez determinados los factores de carga n_w , estos se multiplicaron por la mitad de los pesos máximos de operación de la aeronave ... véase sección 3.1 ... y por un factor de seguridad de 1,5. Esto es así ya que en cada flotador se considera la mitad del peso de la aeronave. Estos valores se resumieron en el cuadro 11.

Cuadro 11. Factores de cargas de agua evaluadas a diferentes pesos de operación, Piper PA-18.

	W Lbf	Factor de Diseño η	Bow Landing Cases (Lbf)		Stern Landing Cases (Lbf)		Step Landing Cases (Lbf)
			$n_{W\ CG\ FWD}$	$n_{W\ CG\ AFT}$	$n_{W\ CG\ FWD}$	$n_{W\ CG\ AFT}$	n_W
Empty Weight	594	1,5	1486,4553	1409,8293	740,8665	772,3188	2271,2481
Taxi Weight	861,9189	1,5	2156,9090	2045,7214	1075,0283	1120,6670	3295,6762
Takeoff Weight	858,4711	1,5	2148,2810	2037,5382	1070,7281	1116,1841	3282,4930
Landing Weight	692,5	1,5	1732,9466	1643,6141	863,7206	900,3885	2647,8776
Gross Weight	875	1,5	2189,6438	2076,7688	1091,3438	1137,6750	3345,6938

Fuente: Autores.

En la aplicación de las cargas de agua, las Normas FAR Part 23, dicen que éstas cargas pueden distribuirse sobre el fondo del flotador, para evitar cargas cortantes y momentos de flexión excesivos en el punto de aplicación de la carga, usando presiones no menores que aquellas discutidas en ... Sección 23.533 de las FAR 23..., la cual habla sobre las presiones en el fondo del casco. El cálculo de estas presiones se contempla en la sección ... 5,3 ...

5.2 ATERRIZAJES SIMETRICOS, ASIMETRICOS Y DISPOSICION DE CARGAS

5.2.1 Aterrizajes simétricos. Para aterrizajes simétricos de proa, rediente y popa las fuerzas externas son iguales a los factores límites de carga de agua calculados en la sección ... 5,1... multiplicados por el Peso Bruto de la aeronave y por un factor de seguridad de 1,5, es decir:

$$\text{Landing load} = n_w * \text{Gross Weight} * 1,5 \quad (5.5)$$

El análisis estructural se desarrolló con base en Landing Load [cargas de aterrizaje] evaluadas con la mitad del Gross Weight de la aeronave Piper PA-18, puesto que con ese peso, es la condición más severa que deben resistir los flotadores.

Para aterrizajes simétricos de rediente, la carga de agua resultante debe ser aplicada en la quilla, a través del centro de gravedad, y debe ser dirigida perpendicularmente a la línea de quilla.

Para aterrizajes simétricos de proa, la carga de agua resultante se debe aplicar en la quilla, a un quinto de la distancia longitudinal desde la proa al rediente, y debe estar dirigida perpendicularmente a la línea de la quilla.

Para aterrizajes simétricos de popa, la carga de agua resultante debe ser aplicada en la quilla, al 85% de la distancia longitudinal desde el rediente a la popa, y debe estar dirigida perpendicular a la línea de la quilla.

Un resumen de las cargas de agua más altas para los casos de aterrizaje simétrico de proa, rediente y popa es presentado en el cuadro 12.

Cuadro 12. Cargas de aterrizaje simétrico más altas.

Casos de Aterrizaje	Carga (Lbf)
Carga de aterrizaje de Proa (1/5 forebody)	2189,6438
Carga de aterrizaje de Rediente	3345,6938
Carga de aterrizaje de Popa (85% afterbody)	1137,6750

Fuente: Autores

5.2.2 Aterrizaje asimétrico en hidroaviones de flotador doble. Las cargas asimétricas consisten de una carga ascendente aplicada en el rediente de cada flotador y de una carga lateral aplicada en un flotador, dirigida hacia dentro, perpendicularmente al plano de la simetría situado en la mitad entre la quilla y las líneas de arista del flotador, en la misma estación longitudinal que la carga ascendente. Los valores para la carga ascendente y lateral son:

$$\text{Carga Ascendente} = 0,75(\text{Step Landing Load}) \quad (5.6)$$

$$\text{Carga Ascendente} = 0,75(3345,6938\text{Lbf}) = 2509,2704\text{Lbf}$$

$$\therefore \text{Carga Ascendente} = 2509,2704\text{Lbf}$$

$$\begin{aligned} \text{Carga Lateral} &= 0,25 \cdot \text{Tan}\beta(\text{Step landing load}) && (5.7) \\ \text{Carga Lateral} &= (0,25)(\text{Tan } 33,9594)(3345,6938\text{Lbf}) = 563,3128\text{Lbf} \\ \therefore \text{Carga Lateral} &= 563,3128\text{Lbf} \end{aligned}$$

5.3 PRESIONES EN EL FONDO DEL FLOTADOR

La estructura del flotador, incluyendo cuadernas, stringers, y *recubrimientos* inferiores, se diseñaron bajo esta sección.

5.3.1 Presiones locales. Para el diseño de *recubrimientos* inferiores, stringers y sus accesorios a la estructura de apoyo, se aplicaron las siguientes distribuciones de presión:

Para un *fondo no acampanado*, la presión en la arista del flotador es 0,75 veces la presión en la quilla, y las presiones entre la quilla y la arista varían linealmente, de acuerdo con la Figura 27. La presión en la quilla en p.s.i. es:

$$P_K = \frac{C_2 K_2 V_{S1}^2}{\text{Tan } \beta_K} \quad (5.8)$$

Donde, P_k = presión en la quilla (p.s.i.);

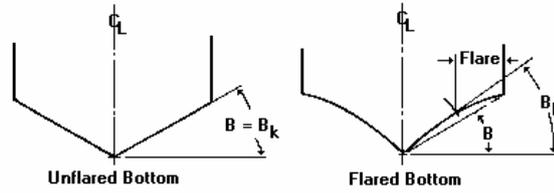
$$C_2 = 0,00213$$

K_2 = Factor de peso de la estación de casco, de acuerdo con la Figura 25.

V_{S1} = Velocidad de pérdida del hidroavión (nudos) en el peso teórico de despegue del agua con flaps extendidos en la posición apropiada de despegue, igual a $42,1038KT$

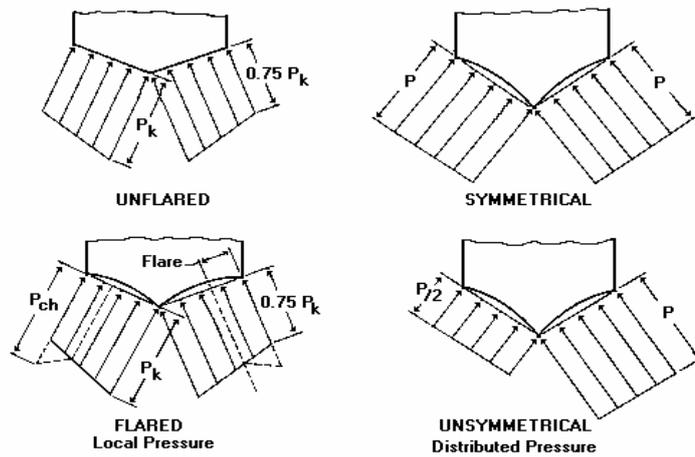
B_K = Angle of Dead Rise at keel [ángulo de Dead Rise en la quilla] , véase figura 26.

Figura 26. Definición de ángulos en el fondo del flotador.



Fuente: Apéndice I, FAR Part 23 – Seaplane loads

Figura 27. Distribución transversal de presiones.



Fuente: Apéndice I, FAR Part 23 – Seaplane loads

Para un *fondo acampanado*, la presión al comienzo del acampanamiento es la misma que aquella para un fondo no acampanado, y la presión entre la arista y el comienzo del acampanamiento varía linealmente, de acuerdo con la Figura 27. La distribución de presión es igual a la descrita anteriormente para un fondo no acampanado, excepto que la presión en la arista se calcula de la siguiente forma:

$$P_{ch} = \frac{C_3 K_2 V_{S1}^2}{\tan \beta} \quad (5.9)$$

Donde, P_{ch} = presión en la arista (p.s.i.)

$$C_3 = 0,0016$$

K_2 = Factor de peso de la estación del casco, de acuerdo con la figura 29.

V_{s1} = Velocidad de pérdida del hidroavión (nudos) con el peso teórico de despegue del agua flaps extendidos en la posición apropiada de despegue, igual a 42,1038KT

β = Ángulo de Dead Rise en la estación apropiada.

El área sobre la cual estas presiones son aplicadas debe simular las presiones que ocurren durante altos impactos localizados sobre el casco o flotador, pero no se necesitan extender sobre un área que induciría esfuerzos críticos en las cuadernas o en la estructura total.

5.3.2 Presiones distribuidas. Para el diseño de la estructura de arista, quilla y cuadernas se aplicaron las siguientes distribuciones de presión:

Las *presiones simétricas* son calculadas a continuación:

$$P = \frac{C_4 K_2 V_{s0}^2}{\tan \beta} \quad (5.10)$$

Donde, P = presión (p.s.i.);

$$C_4 = 0,078 C1$$

K_2 = Factor de peso de la estación del casco, determinado de acuerdo con la sección 28.

V_{s0} = velocidad de pérdida del hidroavión (nudos) con flaps de aterrizaje extendidos en la posición apropiada y sin efecto de torbellino de la hélice, igual a 37,1032 KT

β = ángulo de Dead Rise en la estación apropiada.

La *distribución asimétrica de presión* consiste en la presión calculada con la ecuación (5.10), donde sobre un lado de la línea central del flotador se ejerce la presión completa y sobre el otro extremo la mitad de esa presión, de acuerdo con la figura 27.

Estas presiones son uniformes y se deben aplicar simultáneamente sobre todo fondo del flotador. Las cargas obtenidas deben ser portadas en la estructura lateral (Sidewall Structure) del casco, pero no necesitan ser transmitidas en una dirección a proa y popa como cargas de flexión y cortante.

Los valores de las presiones en la quilla P_k , presión en la arista P_{ch} y presión distribuida P , se sintetizaron en el cuadro 13.

Cuadro 13. Presiones en el Fondo del Flotador.

Presiones en el fondo del flotador (p.s.i.)						
Cuaderna #	K_2	β	β_k	P_k	P_{ch}	P
1	1,9068	43,1306	52,5354	5,5176	5,7733	2,7511
Bow Load	1,5	35,7943	44,6459	5,7343	5,9003	2,8116
2	1,1545	34,1375	43,2063	4,6412	4,8297	2,3015
3	0,7645	33,7668	42,8447	3,1125	3,2432	1,5454
4	0,8154	33,8986	42,9412	3,3085	3,4420	1,6402
Step Load	0,9762	33,9594	42,9873	3,9546	4,1113	1,9591
5	0,9415	33,9388	42,97	3,8163	3,9682	1,8909
MM	1	33,8861	42,9276	4,0594	4,2232	2,0124
MM-A	1	30,97	40,1191	4,4810	4,7261	2,2521
6	0,5503	29,3901	38,2588	2,6350	2,7712	1,3205
7	0,6619	26,4051	35,5864	3,4927	3,7811	1,8018
8	0,8232	25,8688	35,1751	4,4104	4,8152	2,2945
Stern Load	0,925	26,4797	35,9765	4,8115	5,2669	2,5098
9	1	26,8869	36,5548	5,0927	5,5940	2,6656

Fuente: Autores.

6. ANALISIS ESTRUCTURAL.

En este capítulo se elaboró el análisis estructural de los flotadores: reacciones en los puntos de sujeción del montante, diseño de struts, tortillería, flujo de cortadura, fittings, pieles inferiores, soportes, stringer y cuadernas. Para este análisis se hicieron una serie de suposiciones, como es la idealización de la estructura basándose en que un análisis exacto de la misma por lo general no es posible ya que sus componentes no se comportaran simétricamente; que las propiedades del material son elásticos lineales, que la estructura del montante y los flotadores es simétrica; la omisión del estudio aerodinámico e hidrodinámico, por consiguiente se lleva la estructura a una situación manejable para el cálculo, teniendo presente las condiciones críticas estructurales. Para obtener un criterio de diseño razonable se concluye el análisis, con la ayuda del programa Algor, el cual está basado en la teoría de los elementos finitos.

Es de resaltar que la función del ingeniero aeronáutico es proyectar y/o calcular la estructura con las cargas máximas esperadas en la operación, aplicando los conceptos de resistencia de materiales, para lograr que el esfuerzo que se produce en el material del componente no sobrepase las propiedades mecánicas del mismo y garantice un nivel de seguridad óptimo.

En primera instancia, con las cargas de aterrizaje calculadas en el capítulo 5, véase ... numeral 5.2.1 y 5.2.2 ..., y por medio del programa Algor, se determinaron los esfuerzos sobre el flotador, y las reacciones en los puntos de sujeción de los struts a el flotador, para cada caso de aterrizaje. Con estas reacciones, se calcularon las fuerzas axiales de los struts y las reacciones en los puntos de apoyo de éstos al fuselaje, para cada caso de aterrizaje.

El diseño de los struts, se llevo a cavo con las fuerzas axiales más altas. La tortillería para los puntos de unión entre el flotador y el fuselaje a los soportes se diseño con las mayores reacciones. Los tornillos pasadores que unen los soportes con los fitting se calcularon con los esfuerzos axiales más altos de los strut involucrados.

El flujo de cortadura fue analizado en solo cuatro cuadernas del flotador, que se consideran las más críticas. Los fitting fueron se verificaron por cuatro tipos de falla: por corte, apoyo, desgarre y tensión. Las pieles inferiores, stringer y cuadernas fueron analizadas con las presiones discutidas en la ... sección 5.3...

6.1 CONSIDERACIONES Y DEFINICIONES BÁSICAS EN RESISTENCIA DE MATERIALES

Para el diseño de cualquier producto, maquina o estructura se debe garantizar que este cumpla con los requerimientos para lo cual se ha diseñado, teniendo en cuenta las cargas a las que el producto se encontrará sometido para que este pueda asumir un funcionamiento óptimo.

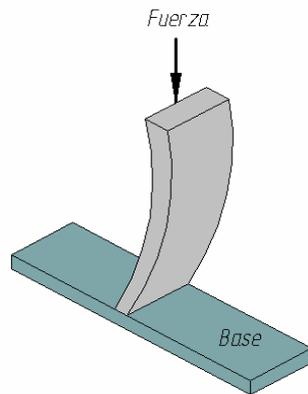
Existen tres situaciones en la que un elemento o producto diseñado puede llegar a colapsar estructuralmente. A continuación se aclara brevemente cada una de ellas:

6.1.1 Fractura. Cuando una fuerza es aplicada a un componente, el material asignado para el diseño debe ser capaz de soportar las cargas a la que va hacer sometido, de no cumplir con esta cualidad, el material del componente tiende a fracturarse completamente.

6.1.2 Deformación. Es el cambio en dimensión de una pieza al aplicarle una carga. Debe cuidarse que las propiedades mecánicas de la pieza no se sobrepasen, ya que si se excede el límite de deformación elástica del material de la pieza, quedaría deformada permanentemente.

6.1.3 Estabilidad y Pandeo. Una estructura puede colapsar por causa de que alguno de sus apoyos más importantes no mantengan la forma en una situación de carga aplicada. Se puede tomar como ejemplo una viga vertical recibiendo una carga a compresión en dirección hacia abajo, haciendo que la fuerza tienda a pandear la viga o haciéndola que pierda su estado original, para situaciones críticas con cargas aplicadas constantes la viga se colapsaría y por consiguiente la estructura se desplomaría.

Figura 28. Columna en compresión que ilustra el pandeo.



Fuente: Resistencia de Materiales Aplicada

Para evitar esta situación se recomienda a los fabricantes, la especificación del material, forma y tamaños apropiados de las secciones transversales que se encuentran sometidas a fuerzas de compresión.

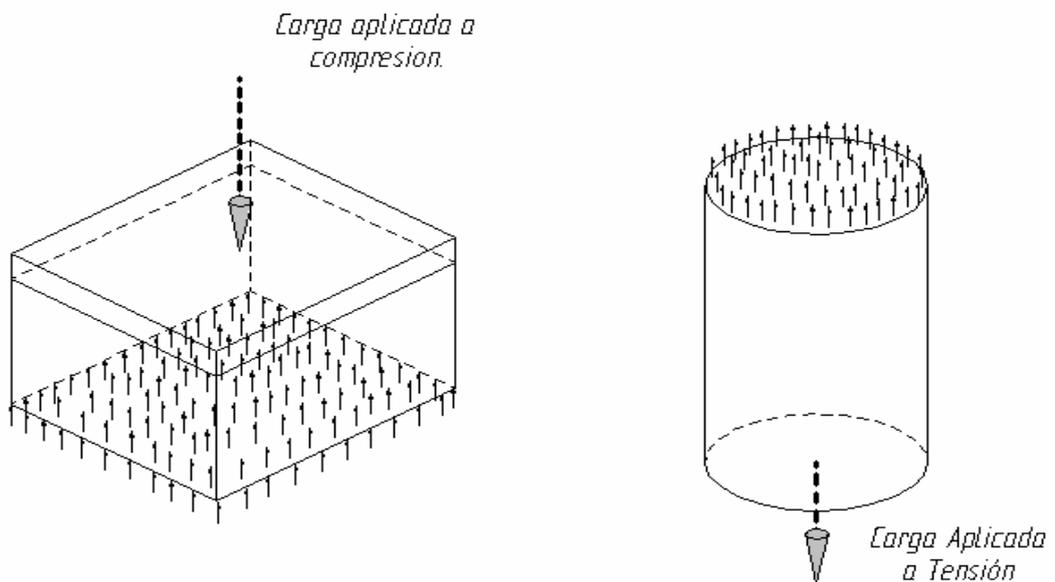
6.1.4 Concepto de esfuerzo. “Esfuerzo es la resistencia interna que ofrece un área unitaria del material del que está hecho un miembro para una carga aplicada externa”²², la importancia de la frase descrita está totalmente ligada al interés de las fuerzas que actúan interiormente en cada unidad de área, preocupándose en la seguridad que puede brindar un diseño estructural. De la anterior definición se desprende la siguiente fórmula:

$$\text{Esfuerzo}(\sigma) = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} = \frac{F}{A} \quad (6.1)$$

²²MOTT, L. Robert. Resistencia de materiales aplicada. 3 ed. Mexico : Prentice-Hall Hispanamericana, 1996. 9 p.

6.1.5 Esfuerzo normal directo. Se denomina esfuerzo normal directo a la carga aplicada de forma perpendicular al área transversal del componente a el cual se le calcula el esfuerzo, cumpliendo uniformidad del esfuerzo sobre el área de resistencia. Este esfuerzo normal directo puede ser de compresión o de tensión, cuando el esfuerzo es a compresión el material del componente tiende a ser aplastado produciendo corte en el mismo, y cuando el esfuerzo es a tensión el material tiende a romperse por estiramiento sus fibras, la Figura 29 ilustra estos hechos.

Figura 29. Esfuerzo directo de tensión y compresión.



Fuente: Resistencia de materiales aplicada.

6.1.6 Esfuerzo cortante directo. Se conoce como esfuerzo cortante a la fuerza que es aplicada a una determinada área del componente, haciendo que el material obtenga una fractura o corte directo.

$$\text{Esfuerzo cortante } (\tau) = \frac{\text{Fuerza aplicada}}{\text{Área cortante}} = \frac{F}{A} \quad (6.2)$$

Cuando queremos obtener una ranura en el algún punto del componente o un corte por perforación, deberemos saber la longitud del perímetro de la forma cortada y esta multiplicarla por el espesor de la lámina.

$$A_s = \text{Perímetro} * \text{espesor} = p * t \quad (6.3)$$

Existen dos situaciones de corte dependiendo del número de áreas que se vean afectadas, a continuación explicaremos brevemente cada situación:

* **Corte Simple.** Cuando se introduce un perno, remache o pasador donde se ve afectada solo el área de una sección transversal, se denominara esfuerzo cortante simple, lo que produce el corte de su área transversal es la fuerza aplicada perpendicularmente al eje del pasador. Despejando el área de la ecuación (6.2):

$$A = \frac{F}{\tau} \quad (6.4)$$

$$A_{\text{CIRCULO}} = \pi * R^2 \quad (6.5)$$

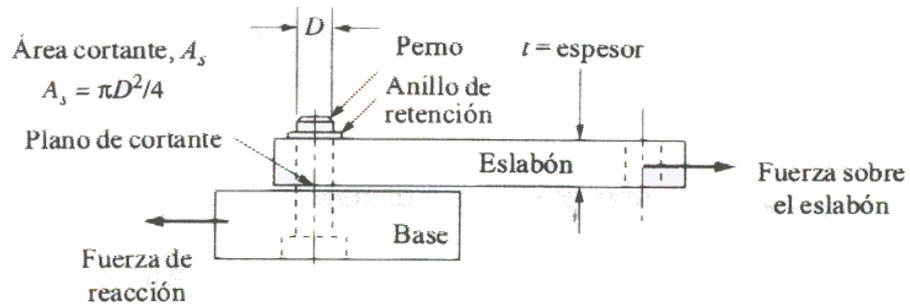
$$\tau_{ADM.MAT.CORTE} = 0,25 * \sigma_{ADM.MAT} \quad (6.6)$$

Reemplazando (6.5) y (6.6) en (6.4):

$$\pi(R)^2 = \frac{F}{\tau_{ADM.MAT.CORTE}} \Rightarrow R = \sqrt{\frac{F}{\pi * \tau_{ADM.MAT.CORTE}}} \quad (6.7)$$

Donde, F	=	Fuerza cortante
R	=	Radio
τ	=	Esfuerzo cortante
$\tau_{ADM.MAT.CORTE}$	=	Tensión admisible del material en corte
$\sigma_{ADM.MAT}$	=	Esfuerzo admisible del material

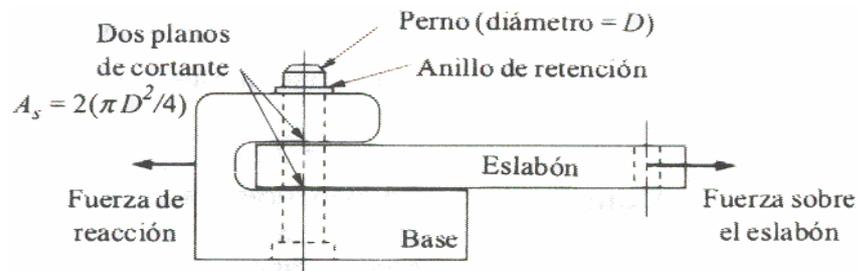
Figura 30. Ilustración de corte simple.



Fuente: Resistencia de materiales aplicada.

* **Corte Doble.** En el corte doble se aplica la misma teoría que en el corte simple, pero se debe tener en cuenta que en esta ocasión se ven afectadas dos áreas, siendo así dos secciones transversales tenidas en cuenta para el desarrollo de la fórmula. De la ecuación (6.7):

Figura 31. Ilustración de corte doble.



Fuente: Resistencia de Materiales Aplicada.

$$2 * \pi(R)^2 = \frac{F}{\tau_{ADM.MAT.CORTE}} \Rightarrow R = \sqrt{\frac{F}{2 * \pi * \tau_{ADM.MAT.CORTE}}} \quad (6.8)$$

Donde, F = Fuerza cortante
 R = Radio
 $\tau_{ADM.MAT.CORTE}$ = Tensión admisible del material en corte

6.1.7 Concepto de deformación. Conocida también como deformación unitaria, sucede por la influencia de carga aplicada a un miembro o componente, haciendo que el material cambie su forma inicial. Las deformaciones de una estructura sometida a carga se deben calcular y limitar en el diseño, según la aplicación a la que vaya a ser sometida. La letra con que se designó fue épsilon (ϵ), y es igual a la deformación total de la pieza entre la longitud original de la misma.

$$\text{Deformación} = \epsilon = \frac{\text{Deformación total}}{\text{longitud original}} \quad (6.9)$$

6.1.8 Modulo de elasticidad. Cuando queremos obtener el valor de rigidez de un material hablamos del Modulo de Elasticidad, este se calcula teniendo en cuenta el esfuerzo normal de un elemento trabajando a tensión o compresión entre la deformación correspondiente del mismo. Con un valor de E alto existe una deformación menor para un esfuerzo dado con un valor de E bajo.

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (6.10)$$

Donde, E = Modulo de Elasticidad

σ = Esfuerzo Normal

ϵ = Deformación

6.1.9 Momento de inercia. Es la resistencia que un cuerpo en rotación opone al cambio de su velocidad de giro. El momento de inercia de un componente depende de su masa y de la distancia que ésta tenga al eje de rotación. El momento de inercia no es una cantidad única y fija, ya que al rotar el componente en un eje distinto la distribución de su masa con relación al nuevo eje varía.

6.1.10 Tubos. Los tubos o secciones circulares huecas, son muy eficientes para utilizarlas como vigas, miembros de torsión y columna. La colocación uniforme del material lejos del centro del tubo aumenta el momento de inercia para una cantidad dada de material. La forma cerrada de su sección transversal le da un alto grado de resistencia y de rigidez a la torsión como a la flexión.

6.1.11 Concepto de los elementos finitos. A continuación se discutirán brevemente algunos elementos esenciales del Análisis por Elementos Finitos (FEA), señalando los aspectos que en los análisis e interpretación de resultados se tuvieron en cuenta en la verificación de las partes diseñadas.

El método de los elementos finitos es una herramienta poderosa que la ingeniería tiene para el análisis de un amplio rango de problemas en los diversos campos de ésta. Este método se aplica en el análisis térmico, de vibraciones, flujo de fluidos, electrostático y tuberías.

Elementos esenciales del Análisis por Elementos Finitos FEA

El FEA es una aproximación numérica que se usa para resolver los problemas de ingeniería, basado en las formulas de los manuales de ingeniería y cálculos a mano con los que los ingenieros han acostumbrado validar su trabajo tradicionalmente. La Diferencia primaria entre los métodos clásicos y elementos finitos es:

- El método clásico considera a las estructuras como un continuo cuyo comportamiento es gobernado por ecuaciones diferenciales ordinarias o parciales.
- El método del elemento finito considera un dominio de estudio en la estructura para ser ensamblada en partículas finitas de tamaño pequeño.

El comportamiento de estas partículas y de la estructura total es obtenido al formular un sistema de ecuaciones algebraicas que pueden ser fácilmente resueltas con el uso del computador. Las partículas finitas de tamaño pequeño son llamadas elementos finitos.

Los puntos donde los elementos finitos son interconectados se llaman nodos o puntos nodales. El método para el análisis consiste en una discretización en simples formas geométricas llamadas Elementos Finitos.

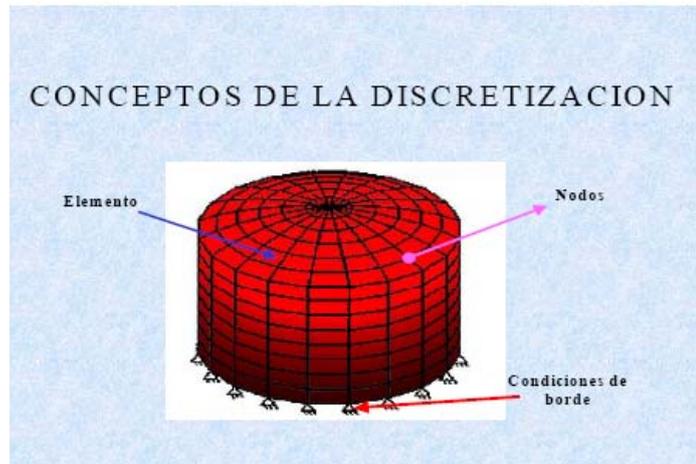
Un nodo es la localización de una coordenada en el espacio donde los DOF son definidos. Los DOF (Degree of Freedom) son los grados de libertad en traslación y rotación sobre los tres ejes coordenados. Los DOF de un punto representan el movimiento posible del mismo debido a la(s) carga(s) de la estructura.

Un elemento es una relación matemática que define como los grados de libertad de un nodo relaciona al siguiente. Estos elementos pueden ser líneas (vigas), áreas (placas 2-d o 3-d) o sólidos (ladrillo). Este también relaciona cómo las desviaciones crean esfuerzos.

Las condiciones de frontera o restricciones representan la forma como está apoyado el modelo geométrico, se refieren a la delimitación que de las posibilidades de desplazamiento o deformación en una o en otra dirección se hace a la geometría para poder analizarla. Las condiciones o límites de frontera, no son más que la restricción de los posibles Grados de Libertad (DOF = Degree Of Freedom) disponibles en la estructura.

Un modelo de elemento finito es una representación discreta de la parte continua física que está analizándose. La representación discreta se refiere a la discretización y/o linealización que el programa hace en las geometrías para poderlas analizar. Esta representación discreta se genera usando nodos y elementos. Los nodos son los puntos de conexión para formar los elementos. Los nodos son los puntos discretos en la parte física donde el análisis predice las respuestas de la parte en cuestión debido a las cargas aplicadas. Esta respuesta se define mediante los grados nodales de libertad (DOF). Para el análisis de esfuerzos, seis grados de libertad son posibles en cada nodo (tres componentes de traslación y tres componentes de rotación). Dependiendo del tipo del elemento seleccionado (por ejemplo, viga, placa, Elementos en 2-D y/o 3-D, etc.), se determina el número de grados requeridos de libertad para cada nodo.

Figura 32. Conceptos de discretización.



Fuente: Guía No.3. Conceptos básicos – Análisis estático Lineal. Sena Centro Colombo Italiano.

La retícula de elementos que une a los nodos comunes comprende la malla.

Determinar si el elemento estará sometido a condiciones estáticas o dinámicas es el primer paso para hacer cualquier tipo de análisis de esfuerzos. Entre las opciones de análisis que ofrece Algor, las partes del flotador fueron estudiadas con análisis estático lineal de esfuerzos. Aunque en realidad el flotador de una aeronave está sometido a cargas de impacto, estos eventos es posible analizarlos de forma estática, puesto que las cargas de aterrizaje se presentan espaciadas en el tiempo, y no se repiten constantemente en intervalos cortos de tiempo.

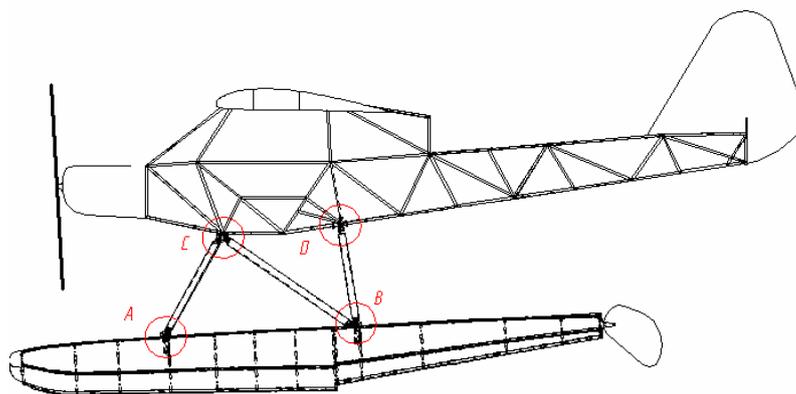
Las opciones de análisis en el modelamiento determinan cuán fácil es interpretar los resultados. Por ejemplo, si se hace un análisis estático lineal de esfuerzos, un perfil en un solo instante estará disponible. Los esfuerzos mostrados tienen que ser interpretados de alguna manera, tal como comparar los valores con el esfuerzo de fluencia del material usado en el modelo.

En el programa Algor se consideran tres fases: Pre-procesador, Procesador y Post-procesador. En la primera etapa, la geometría del modelo es discretizada utilizando un preprocesador de dibujo, es decir el modelo es dividido en elementos finitos generándose una maya. En esta fase el usuario interviene, asignando la calidad del enmallado, en la aplicación externa de fuerzas concentradas, fuerzas uniformes y/o distribuidas, y momentos, definiendo las condiciones de frontera, materiales y seleccionando el tipo de análisis. Las dos fases restantes son automáticamente ejecutadas por el software del computador. En la etapa de Procesador, se formula un sistema de ecuaciones algebraicas que pueden ser fácilmente resueltas con el uso del computador. El programa calcula los esfuerzos, reacciones u otra información pertinente al post-procesador. La salida de los resultados puede ser gráfica o como texto

6.2 CALCULO DE LAS REACCIONES EN LOS PUNTOS DE SUJECIÓN DEL FLOTADOR

A continuación se calcularon las reacciones a las que estarán sometidos los puntos de sujeción de los flotadores con los struts. Para el cálculo de las reacciones de los puntos de sujeción A y B de los flotadores, se dibujó el diagrama de cuerpo libre de un flotador, idealizándolo como un elemento rígido. Estos puntos de sujeción a los strut fueron analizados como apoyos de tipo pasador.

Figura 33. Puntos de sujeción de la estructura del montante



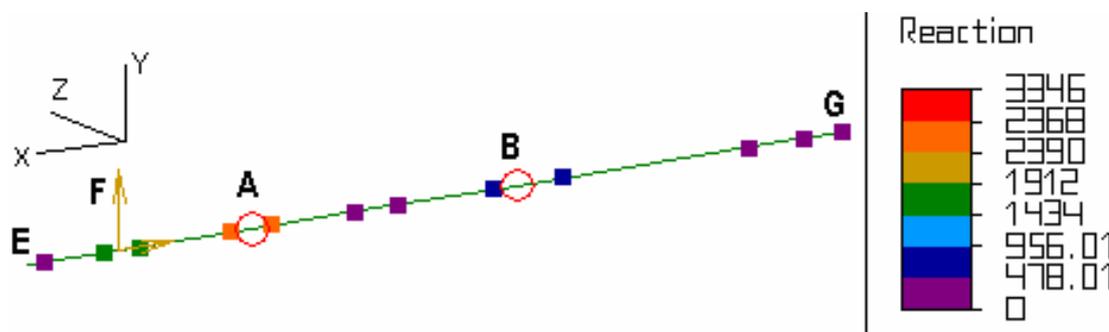
Fuente: Autores

Se tomaron en cuenta, los casos en que el flotador se encuentra sometido a las mayores cargas de agua de aterrizaje*, siendo aplicadas en tres partes fundamentales como lo son la Proa, Paso y Popa, donde cada una se analizó por aparte para así obtener las reacciones más altas para cada caso. Estas reacciones se determinaron haciendo uso del programa *Algor*.

Para las figuras 33,41, 47 y 55 las flechas de color amarillo representan las componentes de las cargas de agua, y los círculos de color rojo los apoyos de tipo pasador. Los casos de aterrizaje simétrico de proa, rediente y popa se analizaron de forma bidimensional en le plano Y-X, mientras que la condición de aterrizaje asimétrico fue considerada en el plano Z-X.

6.2.1 Carga de aterrizaje en la proa

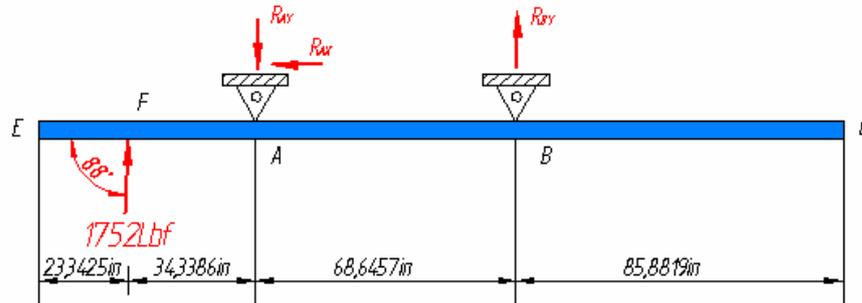
Figura 34. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en la proa (Algor).



Fuente: Autores.

*Cargas calculadas en las secciones ... 5.2.1 y 5.2.2 ... multiplicadas por 0.8

Figura 35. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en la proa.



Fuente: Autores.

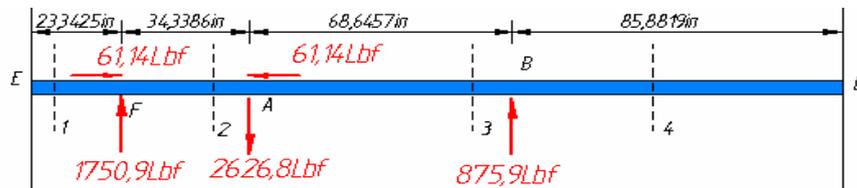
Sólido libre. Las reacciones en A y B se determinaron en el programa Algor, considerando el flotador como un sólido rígido, obteniendo las reacciones mostradas en el cuadro 14.

Cuadro 14. Reacciones en A y B para el caso de carga en proa.

Reacciones en A y B para el Caso de Aterrizaje en Proa	
R_{Ax} (Lbf)	-61,14
R_{Ay} (Lbf)	-2626,75
R_{Az} (Lbf)	0
R_{Bx} (Lbf)	0
R_{By} (Lbf)	875,85
R_{Bz} (Lbf)	0
Σ Vectorial para R_A (Lbf)	Σ Vectorial para R_B (Lbf)
2627,46	875,85

Fuente: Autores.

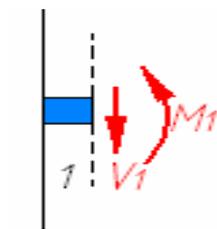
Figura 36. Diagrama de sólido libre para el caso de aterrizaje en la proa.



Fuente: Autores

Fuerza cortante y momento flector. Para el análisis de los esfuerzos cortantes y momentos flectores se hicieron cuatro cortes considerando un diagrama de sólido de libre para cada corte, se determinaron las fuerzas internas a la izquierda de cada sección, suponiendo que V y M son positivos en las direcciones mostradas.

Figura 37. Sección de corte N° 1 (Proa)

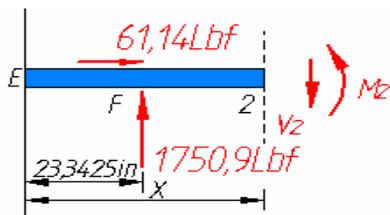


Fuente: Autores

Sección 1:

$$\begin{aligned}
 + \uparrow \sum F_Y = 0: & \quad 0 - V = 0 & \quad \therefore V_1 = 0 \\
 \curvearrowright + \sum M = 0: & \quad 0 + M_{(x)} = 0 & \quad \therefore M_1 = 0
 \end{aligned}$$

Figura 38. Sección de corte N° 2 (Proa)



Fuente: Autores

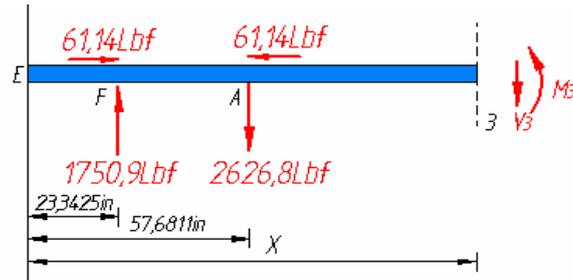
Sección 2:

$$\begin{aligned}
 + \uparrow \sum F_Y = 0: & \quad (\text{Sen } 88)(1752 \text{ Lbf}) - V = 0 & \quad \therefore V_2 = 1750,9 \text{ Lbf}
 \end{aligned}$$

$$+\curvearrowright \sum M = 0: \quad -(\text{Sen } 88)(1752\text{Lbf})(X - 23,3425\text{in}) + M_{(x)} = 0$$

$$\therefore M_2 = (1750,9X - 40871,15)\text{Lbf.in}$$

Figura 39. Sección de corte N° 3 (Proa)



Fuente: Autores

Sección 3:

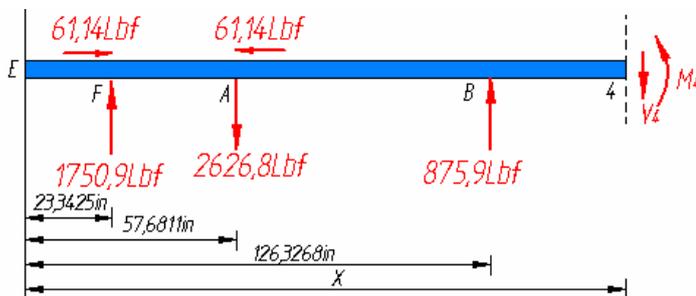
$$+ \uparrow \sum F_y = 0: \quad (\text{Sen } 88)(1752\text{Lbf}) - 2626,8\text{Lbf} - V = 0$$

$$\therefore V_3 = -875,9\text{Lbf}$$

$$+\curvearrowright \sum M = 0: \quad -(\text{Sen } 88)(1752\text{Lbf})(X - 23,3425\text{in}) + (2626,8\text{Lbf})(X - 57,6811\text{in}) + M_{(x)} = 0$$

$$\therefore M_3 = (-875,9X + 110645,6)\text{Lbf.in}$$

Figura 40. Sección de corte N° 4 (Proa)



Fuente: Autores

Sección 4:

$$+\uparrow \sum F_y = 0: \quad (\text{Sen } 88)(1752\text{Lbf}) - 2626,8\text{Lbf} + 875,9\text{Lbf} - V = 0$$

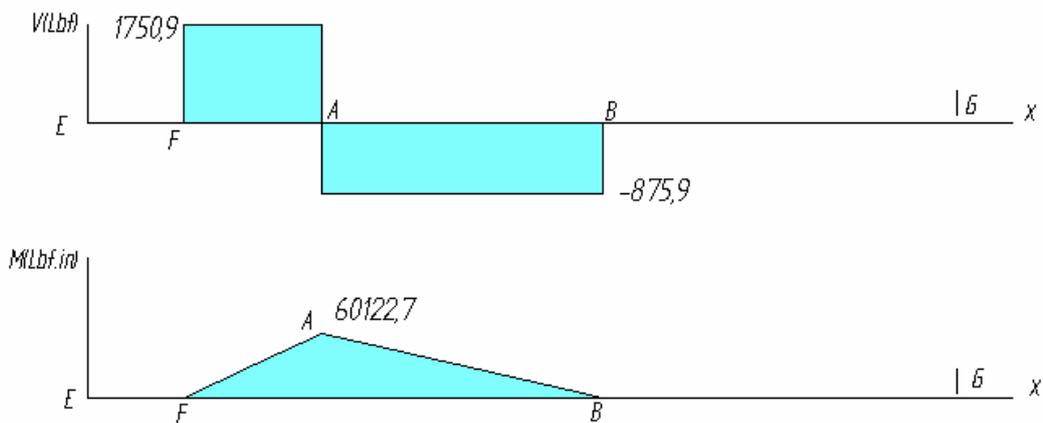
$$\therefore V_4 = 0$$

$$+\curvearrowright \sum M = 0: \quad -(\text{Sen } 88)(1752\text{Lbf})(X - 23,3425\text{in}) + (2626,8\text{Lbf})(X - 57,6811\text{in}) - (875,9\text{Lbf})(X - 126,3268\text{in}) + M_{(x)} = 0$$

$$\therefore M_4 = 0$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector. La fuerza cortante es constante y el momento flector varía linealmente, por tanto se obtuvieron los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se muestran.

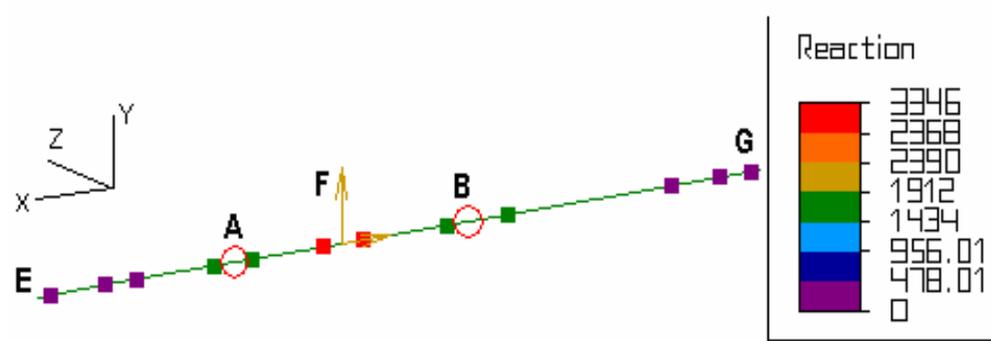
Figura 41. Diagrama de cortantes y momentos flectores para el caso de aterrizaje en la proa.



Fuente: Autores

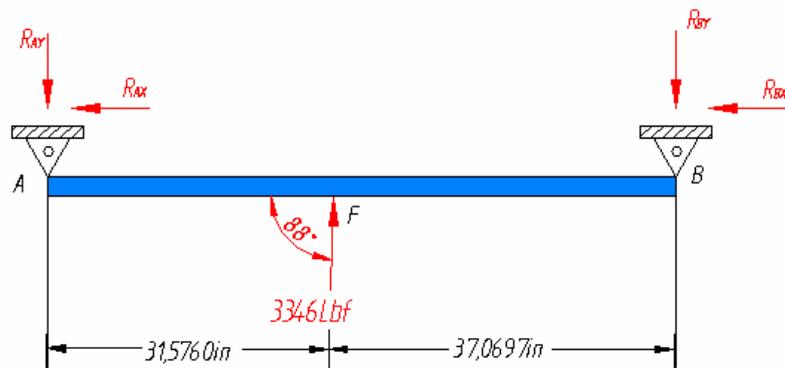
6.2.2 Carga de agua de aterrizaje en el paso (C.G.)

Figura 42. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en el paso (C.G.) (Algor).



Fuente: Autores.

Figura 43. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en el paso (C.G.).



Fuente: Autores

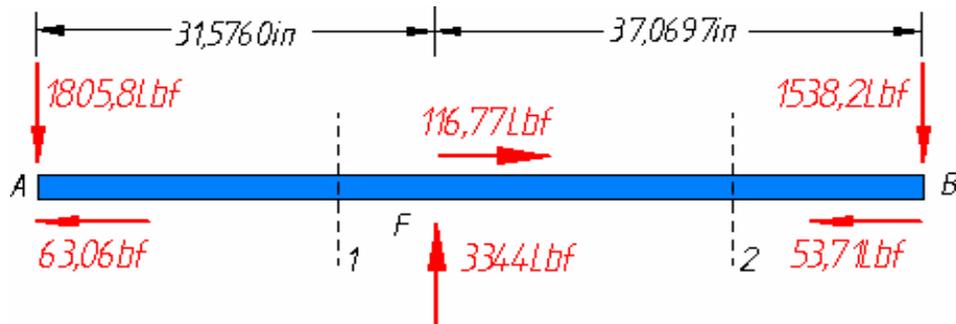
Sólido libre. Las reacciones en A y B se determinaron en el programa Algor, considerando el flotador como un sólido rígido, obteniendo las reacciones mostradas en la Cuadro 15:

Cuadro 15. Reacciones en A y B para el caso de carga en el paso (C.G).

Reacciones en A y B para el Caso de Aterrizaje en el Paso (C.G)	
R_{AX} (Lbf)	-63,0581
R_{AY} (Lbf)	-1805,83
R_{AZ} (Lbf)	0
R_{BX} (Lbf)	-53,7119
R_{BY} (Lbf)	-1538,17
R_{BZ} (Lbf)	0
Σ Vectorial para R_A (Lbf)	Σ Vectorial para R_B (Lbf)
1806,93	1539,11

Fuente: Autores.

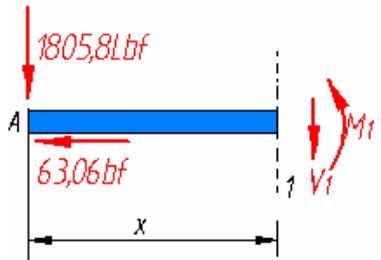
Figura 44. Diagrama de sólido libre para el caso de aterrizaje en el paso (C.G).



Fuente: Autores

Fuerza cortante y momento flector. Para el análisis de de los esfuerzos cortantes y momentos flectores se hicieron dos cortes considerando un diagrama de sólido de libre para cada corte, se determinaron las fuerzas internas a la izquierda de cada sección, suponiendo que V y M son positivos en las direcciones mostradas.

Figura 45. Sección de corte N° 1 (Paso)



Fuente: Autores

Sección 1:

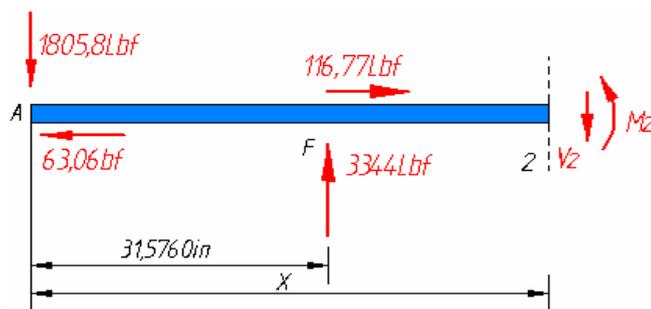
$$+\uparrow \sum F_y = 0: \quad -1805,8\text{Lbf} - V = 0$$

$$\therefore V_1 = -1805,8\text{Lbf}$$

$$\curvearrow + \sum M = 0: \quad (1805,8\text{Lbf})(X) + M_{(X)} = 0$$

$$\therefore M_1 = -(1805,8 * X)\text{Lbf.in}$$

Figura 46. Sección de corte N° 2 (Paso)



Fuente: Autres

Sección 2:

$$+\uparrow \sum F_y = 0: \quad -1805,8\text{Lbf} + (\text{Sen } 88)(3346\text{Lbf}) - V = 0$$

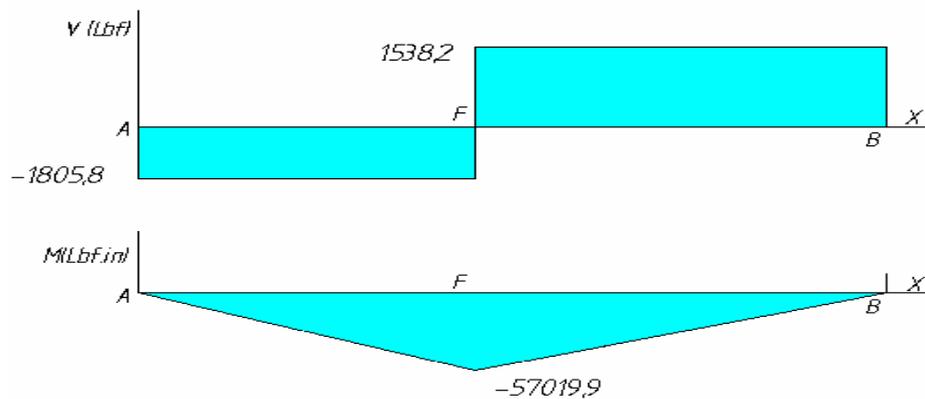
$$\therefore V_2 = 1538,2\text{Lbf}$$

$$\curvearrowright + \sum M = 0: \quad (1805,8\text{Lbf})(X) - (\text{Sen } 88)(3346\text{Lbf})(X - 31,5760\text{in}) + M_{(X)} = 0$$

$$\therefore M_2 = (1538,2X - 105590)\text{Lbf.in}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector. La fuerza cortante es constante y el momento flector varía linealmente, por tanto se obtuvieron los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se muestran.

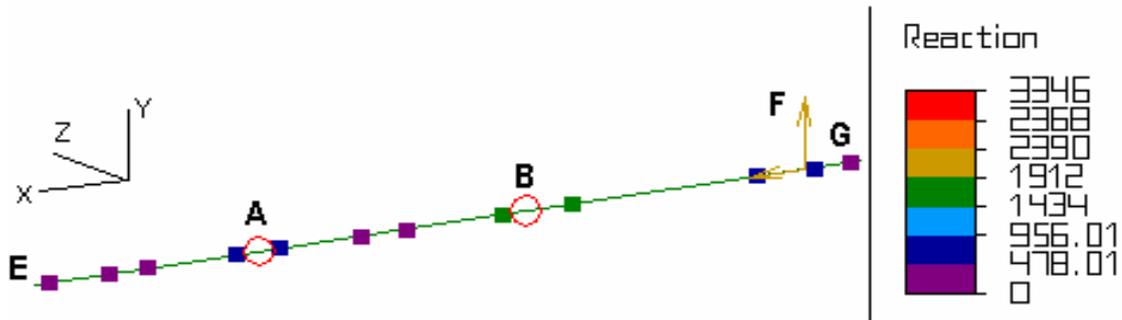
Figura 47. Diagrama de cortantes y momentos flectores caso de aterrizaje en el paso



Fuente: Autores.

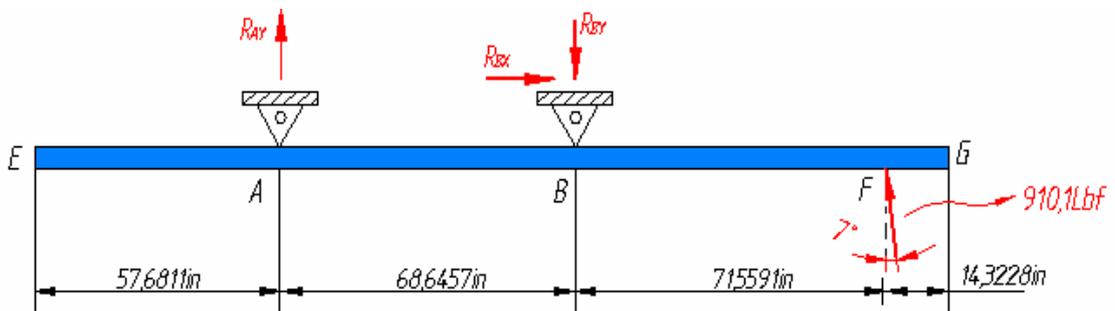
6.2.3 Carga de agua de aterrizaje en la popa

Figura 48. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en la popa (Algor).



Fuente: Autores.

Figura 49. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje en la popa.



Fuente: Autores.

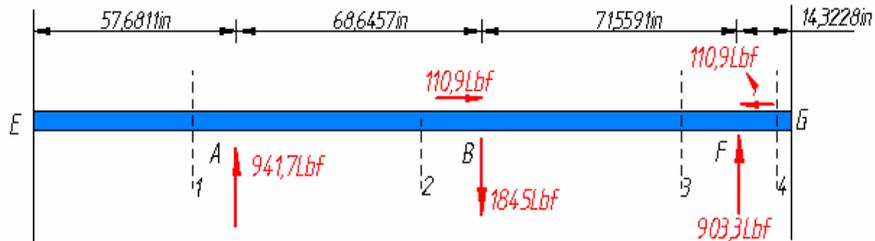
Sólido libre. Las reacciones en A y B se determinaron en el programa Algor, considerando el flotador como un sólido rígido, obteniendo las reacciones mostradas en el cuadro 16.

Cuadro 16. Reacciones en A y B para el caso de carga en popa.

Reacciones en A y B para el Caso de Aterrizaje en Popa	
R_{AX} (Lbf)	0
R_{AY} (Lbf)	941,658
R_{AZ} (Lbf)	0
R_{BX} (Lbf)	110,9
R_{BY} (Lbf)	-1844,98
R_{BZ} (Lbf)	0
Σ Vectorial para R_A (Lbf)	Σ Vectorial para R_B (Lbf)
941,658	1848,31

Fuente: Autores.

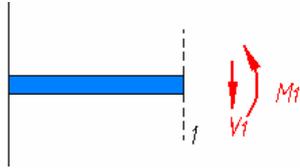
Figura 50. Diagrama de sólido libre para el caso de aterrizaje en la popa.



Fuente: Autores.

Fuerza cortante y momento flector. Para el análisis de de los esfuerzos cortantes y momentos flectores se hicieron cuatro cortes considerando un diagrama de sólido de libre para cada corte, se determinaron las fuerzas internas a la izquierda de cada sección, suponiendo que V y M son positivos en las direcciones mostradas.

Figura 51. Sección de corte N° 1 (Popa)



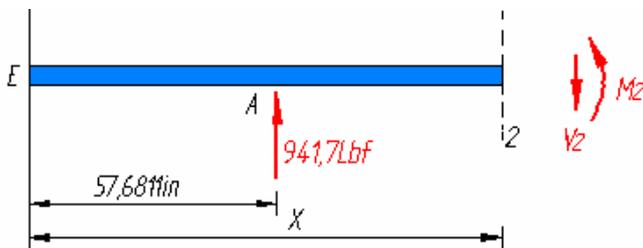
Fuente: Autores.

Sección 1:

$$+ \uparrow \sum F_Y = 0: \quad 0 - V = 0 \quad \therefore V_1 = 0$$

$$\curvearrowright + \sum M = 0: \quad 0 + M_{(x)} = 0 \quad \therefore M_1 = 0$$

Figura 52. Sección de corte N° 2 (Popa)



Fuente: Autores.

Sección 2:

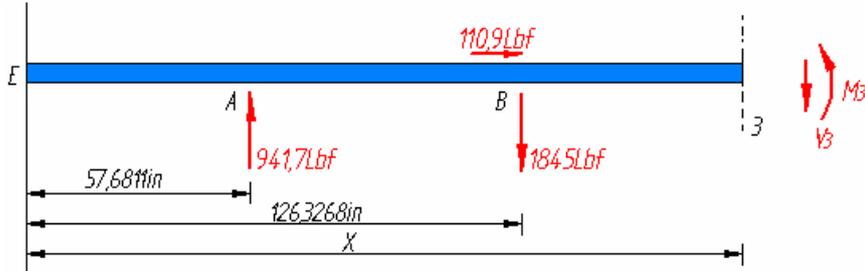
$$+ \uparrow \sum F_Y = 0: \quad 941,7\text{Lbf} - V = 0$$

$$\therefore V_2 = 941,7\text{Lbf}$$

$$\curvearrowright + \sum M = 0: \quad -(941,7\text{Lbf})(X - 57,6811\text{in}) + M_{(x)} = 0$$

$$\therefore M_2 = (941,7X - 54318,3)\text{Lbf.in}$$

Figura 53. Sección de corte N° 3 (Popa)



Fuente: Autores.

Sección 3:

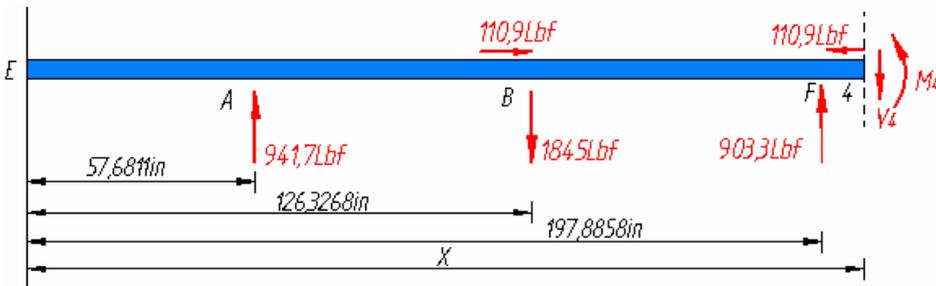
$$+\uparrow \sum F_y = 0: \quad 941,7\text{Lbf} - 1845\text{Lbf} - V = 0$$

$$\therefore V_3 = -903,3\text{Lbf}$$

$$+\curvearrowright \sum M = 0: \quad -(941,7\text{Lbf})(X - 57,6811\text{in}) + (1845\text{Lbf})(X - 126,3268\text{in}) + M_{(X)} = 0$$

$$\therefore M_3 = (-903,3X + 178754,7)\text{Lbf.in}$$

Figura 54. Sección de corte N° 4 (Popa)



Fuente: Autores.

Sección 4:

$$+\uparrow \sum F_z = 0: \quad 941,7\text{Lbf} - 1845\text{Lbf} + (\text{Cos } 7)(910,1\text{Lbf}) - V = 0$$

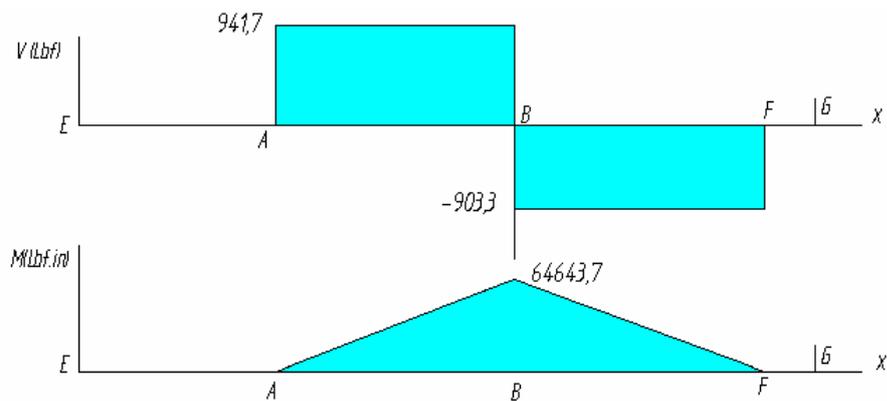
$$\therefore V_4 = 0$$

$$+\curvearrowright \sum M = 0: \quad - (941,7\text{Lbf})(X - 57,6811\text{in}) + (1845\text{Lbf})(X - 126,3268\text{in}) - (\text{Cos } 7)(910,1\text{Lbf})(X - 197,8858\text{in}) + M_{(x)} = 0$$

$$\therefore M_4 = 0$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector. La fuerza cortante es constante y el momento flector varía linealmente, por tanto se obtuvieron los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se muestran.

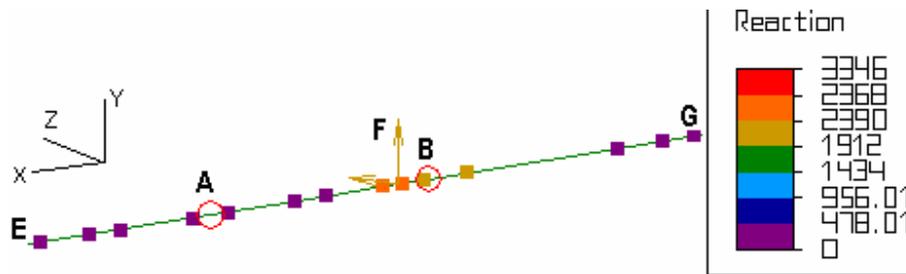
Figura 55. Diagrama de cortantes y momentos flectores para el caso de aterrizaje en la popa.



Fuente: Autores

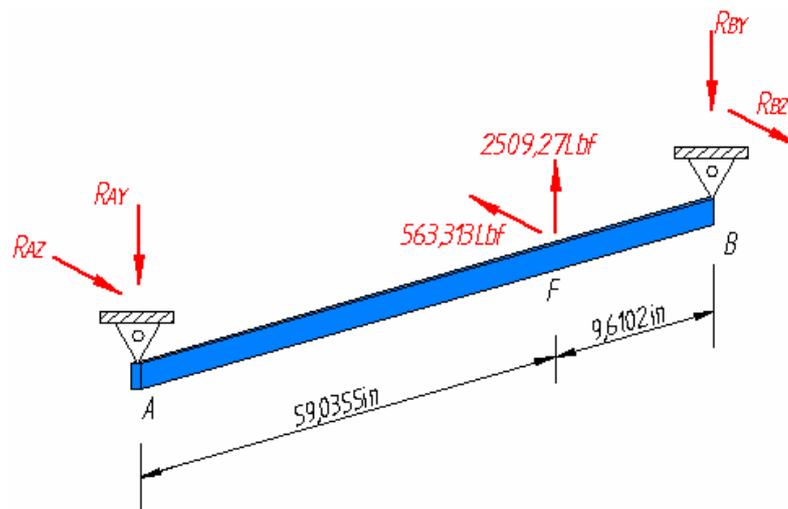
6.2.4 Carga de agua de aterrizaje asimétrico

Figura 56. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje asimétrico (Algor).



Fuente: Autores.

Figura 57. Diagrama de carga de agua para el caso de aterrizaje asimétrico.



Fuente: Autores.

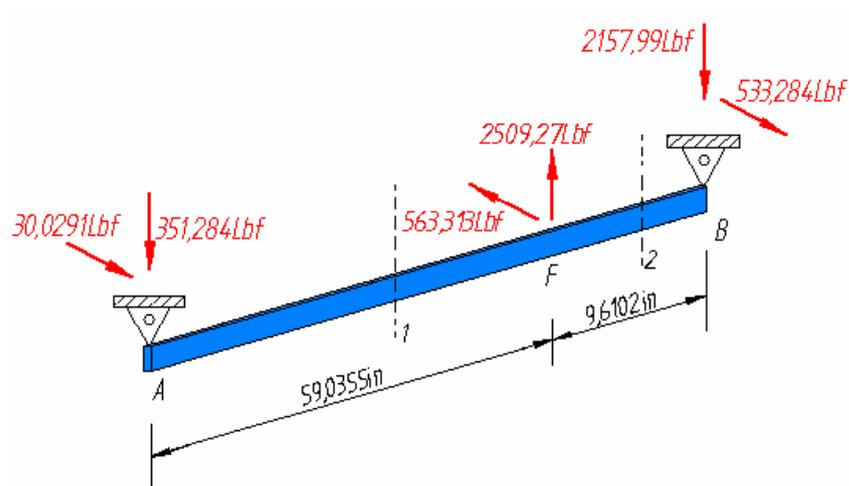
Sólido libre. Al igual que en los casos anteriores las reacciones en A y B se determinaron con el programa Algor, obteniendo las reacciones mostradas en el cuadro 17.

Cuadro 17. Reacciones en A y B para el caso de carga asimétrica.

Reacciones en A y B para el Caso de Aterrizaje Asimétrico	
R_{AX} (Lbf)	0
R_{AY} (Lbf)	-351,284
R_{AZ} (Lbf)	30,0291
R_{BX} (Lbf)	0
R_{BY} (Lbf)	-2157,99
R_{BZ} (Lbf)	533,284
Σ Vectorial para R_A (Lbf)	Σ Vectorial para R_B (Lbf)
352,565	2222,9

Fuente: Autores.

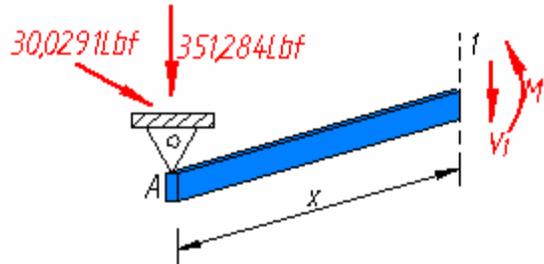
Figura 58. Diagrama sólido libre para el caso de aterrizaje asimétrico.



Fuente: Autores

Fuerza cortante y momento flector. Para el análisis de de los esfuerzos cortantes y momentos flectores se hicieron dos cortes considerando un diagrama de sólido de libre para cada corte, se determinaron las fuerzas internas a la izquierda de cada sección, suponiendo que V y M son positivos en las direcciones mostradas.

Figura 59. Sección de corte N° 1 (Asimétrico).



Fuente: Autores

Sección 1:

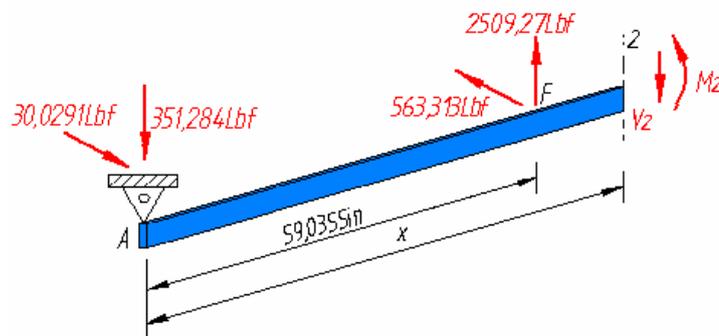
$$+\uparrow \sum F_y = 0: \quad -351,284 \text{Lbf} - V = 0$$

$$\therefore V_1 = -351,284 \text{Lbf}$$

$$\curvearrowright + \sum M = 0: \quad (351,284 \text{Lbf})(X) + M_{(X)} = 0$$

$$\therefore M_1 = -(351,284 * X) \text{Lbf.in}$$

Figura 60. Sección de corte N° 2 (Asimétrico).



Fuente: Autores

Sección 2:

$$+\uparrow \sum F_y = 0: \quad -351,284\text{Lbf} + 2509,27\text{Lbf} - V = 0$$

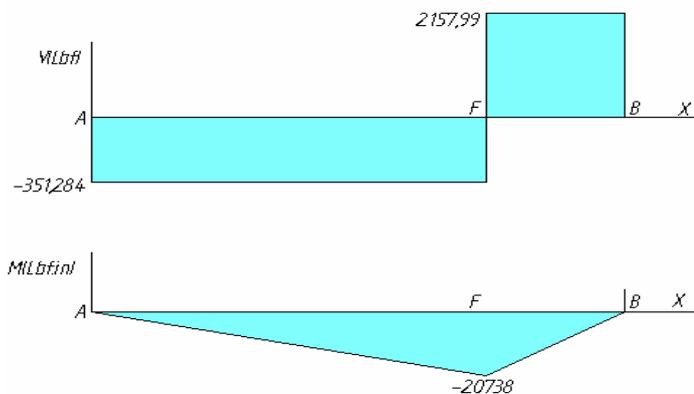
$$\therefore V_2 = 2157,99\text{Lbf}$$

$$\curvearrowright + \sum M = 0: \quad (351,284\text{Lbf})(X) - (2509,27\text{Lbf})(X - 59,0355\text{in}) + M_{(X)} = 0$$

$$\therefore M_2 = (2157,99X - 148136)\text{Lbf.in}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector. La fuerza cortante es constante y el momento flector varía linealmente, por tanto se obtuvieron los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se muestran.

Figura 61. Diagrama de cortantes y momentos flectores para el caso de aterrizaje asimétrico.



Fuente: Autores.

De los casos anteriores se observa que las reacciones mas altas para los apoyos A y B se dan en para el aterrizaje de Proa y aterrizaje asimétrico respectivamente. Basándose en estas reacciones se llevo a cabo el diseño de la tortillería para estos puntos, véase ... secciones 6.4.1 y 6.4.2 ...

6.3 DISEÑO DE STRUTS

El criterio de diseño de para los strut se basó en los elementos rígidos, los cuales solo pueden trabajar a esfuerzos axiales, en los que se supone que las uniones son perfectas, y que no se considera el peso de los elementos.

Por inspección la estructura del montante no es una estructura rígida, puesto que no todos sus elementos forman triángulos. Además, por sus tipos de apoyo, es una estructura redundante, en la que el número de incógnitas es mayor al número de ecuaciones estáticas disponibles para resolver el sistema. Por esta razón se tuvieron en cuenta los siguientes criterios para el diseño de los strut del montante para el flotador:

I. *La estructura se analizó en Algor.* Para que el sistema pudiera llevar a cabo el análisis, los strut se asimilaron como elementos beam. Con estos tipos de análisis el programa calcula los esfuerzos axiales, esfuerzos cortantes y momentos flectores para cada componente, sin embargo los strut se diseñaron solo con los esfuerzos axiales.

La ubicación del flotador determina la disposición del montante y distancias para cada strut ... véase Anexo F ..., con estas distancias y considerando las reacciones en A y en B calculadas para los cuatro casos de aterrizaje (Proa, Rediente, Popa y Asimétrico) ... cuadros 14, 15, 16 y 17 ... se hizo un boceto del montante en el programa Algor para cada caso, asignando inicialmente un área transversal de 0,07508 in²*. De esta forma el programa calculó los esfuerzos axiales para cada strut, también con este análisis se determinaron las reacciones para los puntos de apoyo de C y D, que se muestran en el cuadro 18.

*Área transversal de un tubo de 1in con un espesor de 0,049in

Cuadro 18. Reacciones para los puntos de apoyo de C y D.

Reacciones en C y D para cada Carga de Aterrizaje		
	Reacciones en C (Lbf)	Reacciones en D (Lbf)
1/5 Cuerpo a Proa	4530,93	2490,19
Debajo C.G.	2682,56	1246,29
85% Cuerpo a Popa	1839,53	2879,25
Carga Asimétrica	683,59	2919,21
	Reacción Mayor en "C" (Lbf)	Rección Mayor en "D" (Lbf)
	4530,93	2919,21

Fuente: Autores

Los esfuerzos axiales son presentados por medio de colores en las figuras 62, 63, 64 y 65 en donde los colores fríos (morado, verde, azul) representan los esfuerzos menores, mientras los colores calidos (Amarillo, anaranjado, rojo) representan los esfuerzos más altos. Es de destacar que los esfuerzos de compresión, el programa los presenta con valores negativos, mientras que los esfuerzos de tensión los presenta con valor positivo. Los esfuerzos axiales que soportan los struts, en cada caso de aterrizaje, son presentados en la columna 2 de los cuadros 19, 20, 21 y 22.

II. Fuerzas Axiales. La fuerza axial de cada strut se calculó multiplicando los esfuerzos axiales por el área asignada inicialmente (007508 in²). Estos valores son presentados en la columna 3 de los cuadros 19, 20, 21 y 22.

III. Selección del Material. Se asignó un material para los struts: **Acero 4130**, el cual es una aleación al Cromo-Molibdeno, combina la soldabilidad con la facilidad de fabricación, capaz de desarrollar buena fuerza y ha sido por años el estándar de la industria aeronáutica, posee un esfuerzo admisible en tensión $\sigma_{admisible} = 90000 \text{ p.s.i.}$ Sus demás características son presentadas en el Anexo C.

IV. *Área Calculada*. De las fuerzas axiales mas altas en tensión y compresión ... cuadros 19, 20, 21 y 22 ... y con el esfuerzo admisible del material asignado en el paso III, se hallaron las áreas calculadas, columna 3 del cuadro 23 . De la ecuación (6.1):

$$A_{Calculada} = \frac{Fuerza}{\sigma_{Admisible}} \quad (6.11)$$

Donde, $A_{Calculada}$ = Área calculada

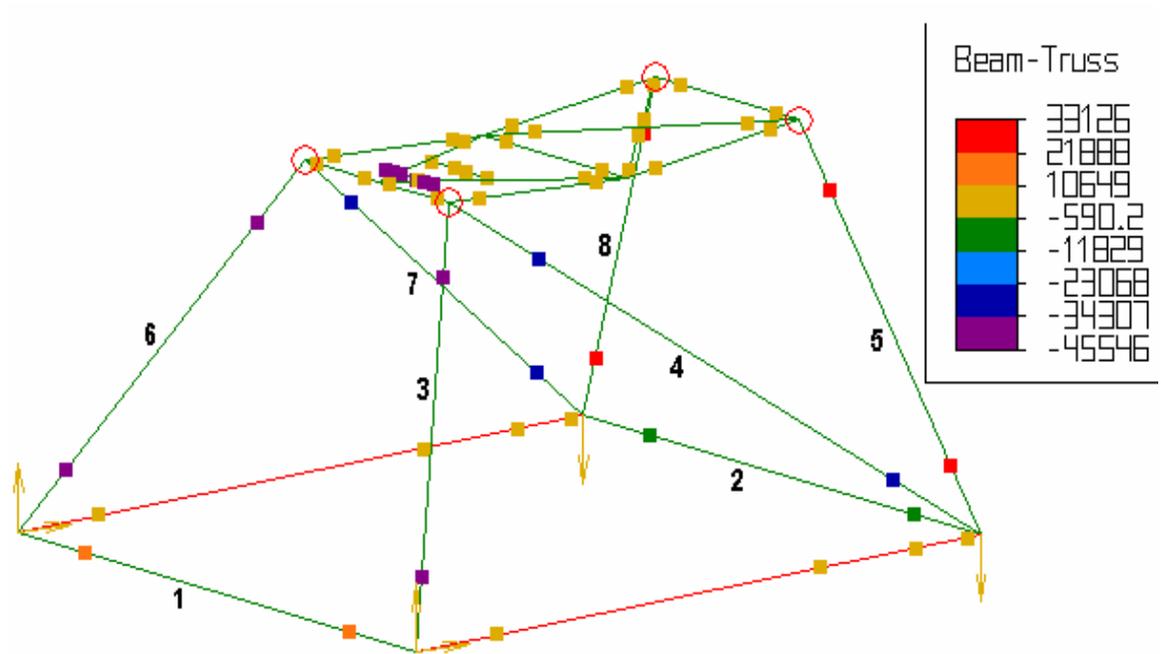
$\sigma_{Admisible}$ = Esfuerzo admisible del material

V. *Área Estándar*. Los tubos que se que se utilizaron en el diseño de los struts son perfilados, véase Anexo D. Según este Anexo, los tubos perfilados presentan unas equivalencias en tubos redondos de acuerdo al tipo de esfuerzo al que trabajen (tensión o compresión). Las áreas transversales equivalentes en tensión y compresión también son presentadas en el Anexo D.

De acuerdo a las áreas calculadas en el paso IV, se compararon y se seleccionaron áreas normalizadas, y con estas áreas normalizadas en tensión o compresión se conocieron las dimensiones de los tubos perfilados que se utilizaron en el diseño. Estas dimensiones son presentadas en el cuadro 24.

VI. *Factor de Seguridad*. De la relación de las áreas comerciales y las áreas calculadas se determinó un factor de seguridad para cada strut. Estos valores se presentan en el Cuadro 23.

Figura 62. Esfuerzos axiales para el caso de aterrizaje en la proa.



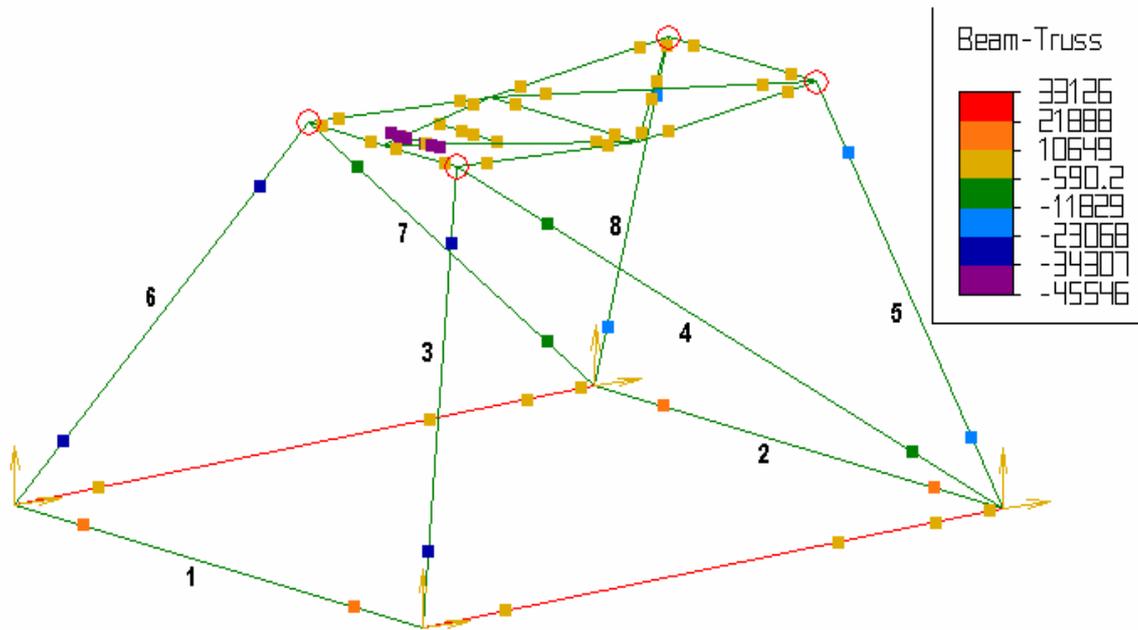
Fuente: Autores.

Cuadro 19. Esfuerzos y fuerzas axiales para el caso de aterrizaje en la proa.

	Esfuerzo (p.s.i)	Fuerza Axial (Lbf)	
Strut 1	21030	1578,9324	Tensión
Strut 2	-6528	-490,1222	Compresión
Strut 3	-45550	-3419,8940	Compresión
Strut 4	-29490	-2214,1092	Compresión
Strut 5	33130	2487,4004	Tensión
Strut 6	-45550	-3419,8940	Compresión
Strut 7	-29490	-2214,1092	Compresión
Strut 8	33130	2487,4004	Tensión

Fuente: Autores.

Figura 63. Esfuerzos axiales para el caso de aterrizaje en el paso (C.G.)



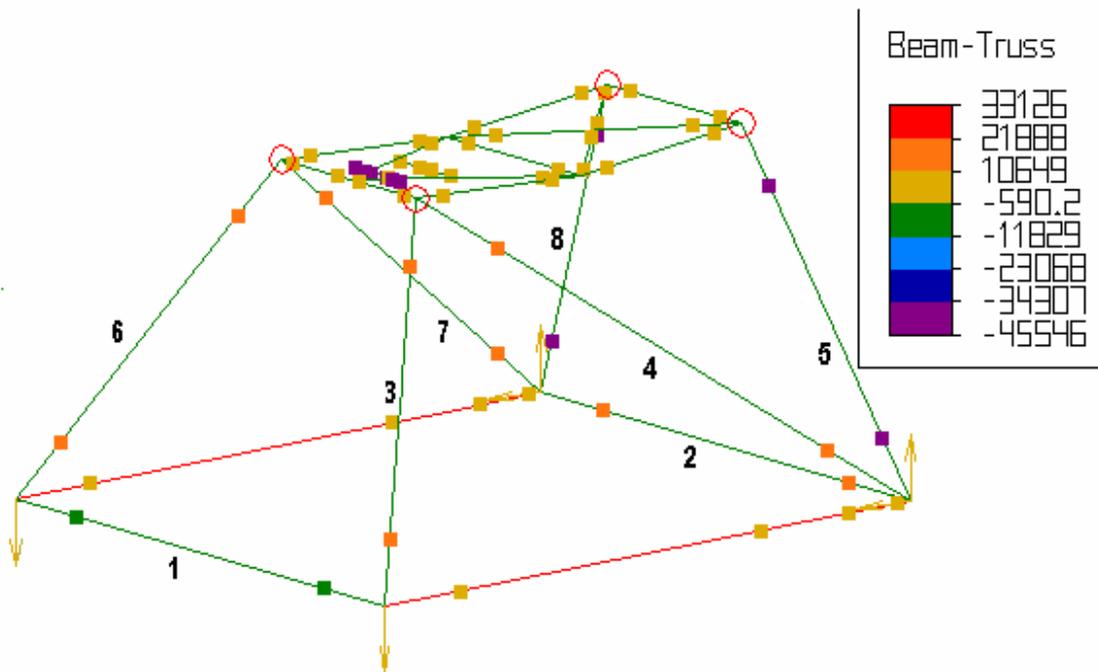
Fuente: Autores.

Cuadro 20. Esfuerzos y fuerzas axiales para el caso de aterrizaje en el paso (C.G.)

	Esfuerzo (p.s.i)	Fuerza Axial (Lbf)	
Strut 1	14470	1086,4076	Tensión
Strut 2	12100	908,468	Tensión
Strut 3	-31300	-2350,004	Compresión
Strut 4	-10940	-821,3752	Compresión
Strut 5	-16600	-1246,328	Compresión
Strut 6	-31300	-2350,004	Compresión
Strut 7	-10940	-821,3752	Compresión
Strut 8	-16600	-1246,328	Compresión

Fuente: Autores.

Figura 64. Esfuerzos axiales para el caso de aterrizaje en la popa



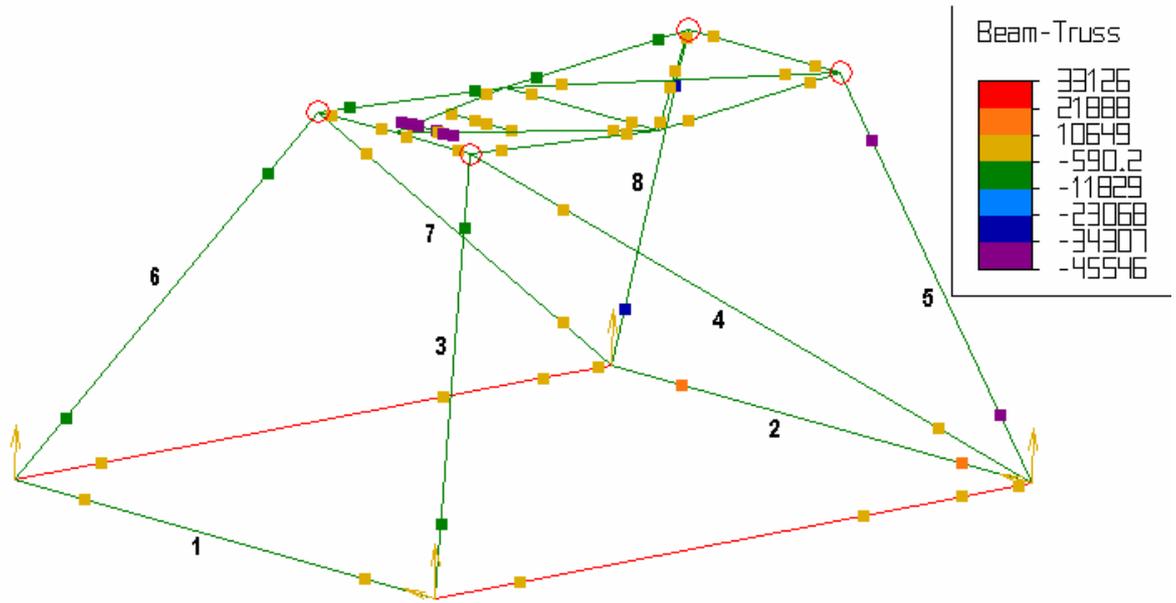
Fuente: Autores.

Cuadro 21. Esfuerzos y fuerzas axiales para el caso de aterrizaje en la popa.

	Esfuerzo (p.s.i)	Fuerza Axial (Lbf)	
Strut 1	-7535	-565,7278	Compresión
Strut 2	14290	1072,8932	Tensión
Strut 3	16340	1226,8072	Tensión
Strut 4	14470	1086,4076	Tensión
Strut 5	-38320	-2877,0656	Compresión
Strut 6	16340	1226,8072	Tensión
Strut 7	14470	1086,4076	Tensión
Strut 8	-38320	-2877,0656	Compresión

Fuente: Autores.

Figura 65. Esfuerzos axiales para el caso de aterrizaje asimétrico.



Fuente: Autores.

Cuadro 22. Esfuerzos y fuerzas axiales cargas asimétricas

	Esfuerzo (p.s.i)	Fuerza Axial (Lbf)	
Strut 1	2635	197,8358	Tensión
Strut 2	13250	994,81	Tensión
Strut 3	-7747	-581,64476	Compresión
Strut 4	5368	403,02944	Tensión
Strut 5	-38650	-2901,842	Compresión
Strut 6	-6463	-485,24204	Compresión
Strut 7	3124	234,54992	Tensión
Strut 8	-33990	-2551,9692	Compresión

Fuente: Autores.

Cuadro 23. Áreas calculadas y áreas estandarizadas con su respectivo factor de seguridad para cada strut.

	Fuerza Axial (Lbf)	A calculada (in²)	A standar (in²)	Factor de Seguridad
Strut 1	1578,9324	0,01754	0,09433	5,38
Strut 2	1072,8932	0,01192	0,09433	7,91
Strut 3	-3419,894	0,03800	0,0847	2,23
Strut 4	-2214,1092	0,02460	0,09433	3,83
Strut 5	-2901,842	0,03224	0,0847	2,63
Strut 6	-3419,894	0,03800	0,0847	2,23
Strut 7	-2214,1092	0,02460	0,09433	3,83
Strut 8	-2901,842	0,03224	0,0847	2,63

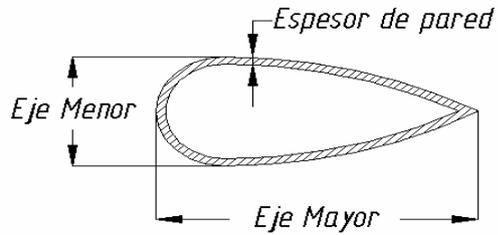
Fuente: Autores.

6.3.1 Método de análisis de columnas. Una vez determinadas las dimensiones de los struts, éstos fueron verificados por pandeo, según el método de Análisis de columnas presentado por Robert L. Mott²³. Se conocen los siguientes datos:

1. Longitud real struts L, columna 8 del Cuadro 24.
2. La manera de conectar la columna a los apoyos (conexión de pasador)
3. La forma de la sección transversal de los strut y sus dimensiones, columnas 2,3 y 4 del cuadro 24.
4. Material de la columna: Acero 4130, Modulo de Elasticidad, $E = 30\,000\,000 \text{ Lbf/in}^2$, la resistencia a la cedencia, $S_y = 70\,000 \text{ Lbf/in}^2$.

²³MOTT, Op. Cit., p. 515.

Figura 66. Sección Transversal Strut.

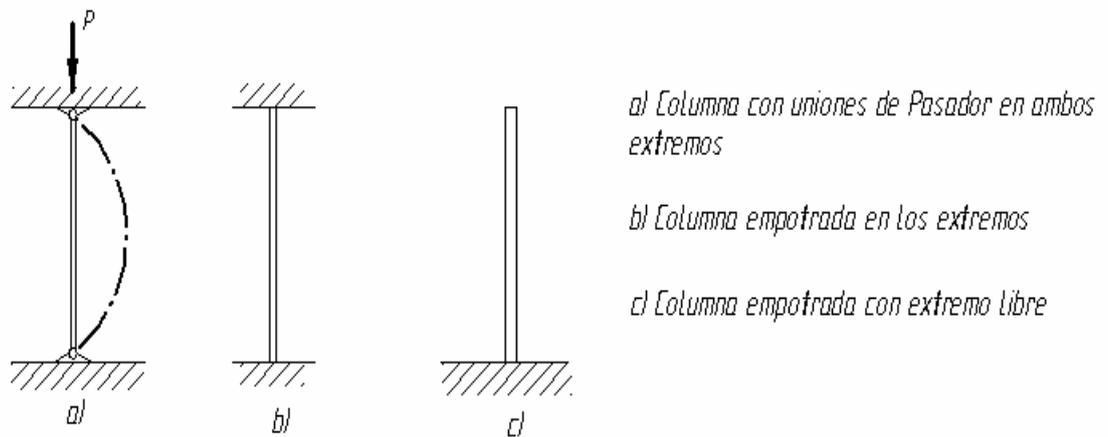


Fuente: Autores.

Procedimiento:

1. Se determinó un factor de fijación de los extremos, $k = 1,0$ (uno), para el tipo de conexión entre los struts y sus apoyos, el cual corresponde a una conexión de pasador, según la figura 67.

Figura 67. Tipos de Conexión en Columnas.



Fuente: Resistencia de Materiales Aplicada, Robert L. Mott.

2. Se calculó la longitud efectiva, columna 9 del cuadro 24.

$$L_e = k \cdot L \quad (6.12)$$

Donde, L_e = Longitud efectiva del strut

K = Factor de fijación de la columna

L = Longitud real del strut

3. Se determinó el radio de giro mínimo r_{\min} de la sección transversal para cada strut, por medio del programa Solid-Edge. Los datos se muestran en las columnas 5 y 6 del cuadro 24.

4. Se calculó la razón de esbeltez SR , columna 10 del cuadro 24.

$$SR = \frac{L_e}{r_{\min}} \quad (6.13)$$

Donde, SR = Razón de esbeltez

L_e = Longitud efectiva

r_{\min} = Radio de giro mínimo de la sección transversal

5. Con el modulo de elasticidad, E , y la resistencia a la cedencia, S_y , del material, se calculó la constante de la columna C_c . Esta se presenta en la columna 11 del cuadro 24.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (6.14)$$

Donde, C_c = Constante de la columna

E = Modulo de elasticidad

S_y = Resistencia a la cedencia del material

6. Se comparó el valor de la razón de esbeltez, SR , con la constante de la columna C_c , aplicando las siguientes condiciones:

a. Si $SR > C_c$, la columna es larga; se usa la formula de Euler para calcular la carga critica de pandeo.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{SR^2} \quad (6.15)$$

Donde, P_{cr} = Carga Crítica de pandeo
 E = Modulo de elasticidad
 A = Área de la sección transversal
 SR = Razón de esbeltez

b. Si $SR < C_c$, la columna es corta. Se usa la formula de J. B. Johnson para calcular la carga critica de pandeo.

$$P_{cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y (SR)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (6.16)$$

Donde, P_{cr} = Carga Crítica de pandeo
 A = Área de la sección transversal
 S_y = Resistencia a la cedencia del material
 SR = Razón de esbeltez
 E = Modulo de elasticidad

Puesto que para todos los strut, $SR > C_c$, los strut clasifican como columna larga. Se usó la fórmula de Euler para calcular la carga crítica de pandeo, columna 12 del cuadro 24.

7. Se especificó un factor de diseño, $N = 1,5$.

8. Se calculó la carga crítica permisible P_a , columna 14 del cuadro 24.

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} \quad (6.17)$$

Donde, P_a = Carga crítica permisible de pandeo

P_{cr} = Carga Crítica de pandeo

N = Factor de diseño

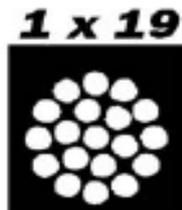
Cuadro 24. Verificación de Struts por Pandeo.

	TUBO PERFILADO			RADIO DE GIRO		AREA TRANSVERSAL	LONGITUD REAL	LONGITUD EFECTIVA	RELACIÓN DE ESBELTEZ	CONSTANTE DE LA COLUMNA	CARGA CRÍTICA	CARGA ADMISIBLE
	EJE MAYOR	EJE MENOR	THICKNESS	r_x (in)	r_y (in)	(in ²)	L (in)	Le (in)	SR	Cc	Pcr (Lbf)	Pa (Lbf)
Strut 1	1,685	0,714	0,049	0,241	0,504	0,182	55,118	55,118	229,041	91,977	1027,228	684,819
Strut 2	1,685	0,714	0,049	0,241	0,504	0,182	55,118	55,118	229,041	91,977	1027,228	684,819
Strut 3	2,360	1	0,049	0,344	0,715	0,259	39,370	39,370	114,535	91,977	5841,362	3894,241
Strut 4	2,697	1,143	0,049	0,395	0,820	0,297	54,528	54,528	137,940	91,977	4623,194	3082,130
Strut 5	2,360	1	0,049	0,344	0,715	0,259	36,024	36,024	104,799	91,977	6977,032	4651,354
Strut 6	2,360	1	0,049	0,344	0,715	0,259	39,370	39,370	114,535	91,977	5841,362	3894,241
Strut 7	2,697	1,143	0,049	0,395	0,820	0,297	54,528	54,528	137,940	91,977	4623,194	3082,130
Strut 8	2,360	1	0,049	0,344	0,715	0,259	36,024	36,024	104,799	91,977	6977,032	4651,354

Fuente: Autores

6.3.2 Selección de cable tensor. Los cables tensores se fabrican de un material resistente a la corrosión, y son cables hiperestáticos, los cuales le proporciona rigidez a la estructura del montante, y disminuyen las vibraciones. Se seleccionó un cable tensor galvanizado con un diámetro de 5/32 in y construcción 1X19. Este cable posee un esfuerzo a la rotura de 3300 Lbf. Dividiendo la fuerza que resiste esta cable por un factor de seguridad de 1,5 se obtiene una resistencia de 2200 Lbf, la cual es mayor a los esfuerzos axiales de los strut 1 y 2.

Figura 68. Cable de Control Flexible 1X19



Fuente: Aircraft Spruce & Specialty Company

Cable formado de 19 alambres. Su mayor area metálica le hace el más fuerte pero también el menos flexible. Es generalmente usado como refuerzo o riostra, alambres anti-arrastre.

Cuadro 25. Cables de control.

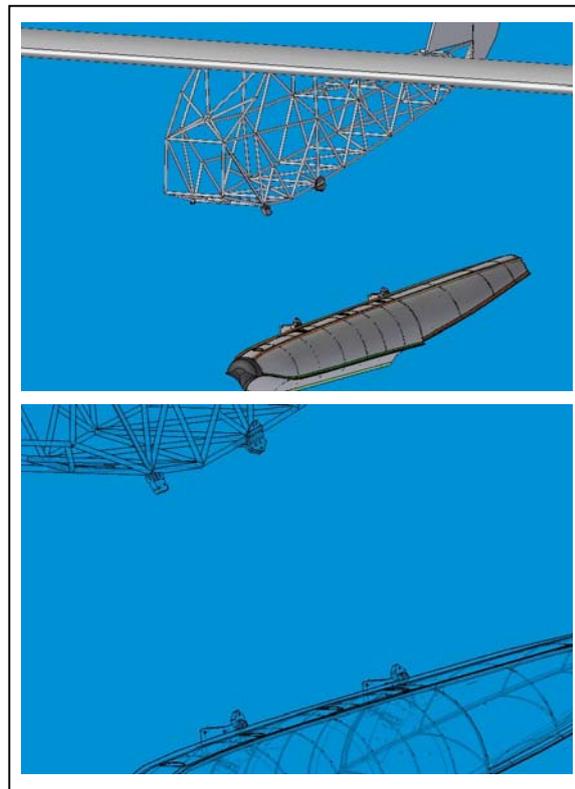
Cable Dia. (In.)	Con-Struc-tion	Breaking Strength (Lbs.)	
		Galva-nized	Stain-less
1/16	7x7	480	480
3/32	7x7	920	920
3/32	7x19	1000	920
1/8	1x19	2100	2100
1/8	7x19	2000	1760
5/32	1x19	3300	3300
5/32	7x19	2800	2400
3/16	7x19	4200	3700
1/4	7x19	7000	6400

Fuente: Aircraft Spruce & Specialty Company

6.4 DISEÑO DE TORNILERIA EN LAS UNIONES DE LOS SOPORTES AL FLOTADOR Y FUSELAJE

Después de hacer el análisis estático y de determinar las reacciones en los apoyos A, B, C y D se seleccionaron las reacciones más altas, y con estas se diseñaron los tornillos pasadores de cabeza cilíndrica con hexágono interior. El material seleccionado para el diseño de los tornillos pasadores fue acero AISI 4130, el cual posee la cualidad de resistencia para usos generales, flechas, engranajes, pernos, etc., su Resistencia a la Fluencia es $\sigma_{Fluencia} = 1590Mpa = 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$. A continuación se presenta el cálculo del diámetro del tornillo estandarizado y su trabajo a tracción y corte.

Figura 69. Puntos de unión de los soportes a los flotadores y al fuselaje.



Fuente: Autores

6.4.1 Tornillo del apoyo "A". El tornillo para el apoyo A se diseñó tomando las reacciones más altas ya calculadas en la sección ... 6.2 ... para este punto, se hizo una suma vectorial, y se obtuvo una reacción total de:

$$RA = \sqrt{RA_y^2 + RA_x^2} \quad (6.18)$$

Donde, RA = Reacción del apoyo A
 RA_y, RA_x = Componentes de la reacción RA en X e Y.

$$RA = \sqrt{((2626,75Lbf)^2 + (61,14Lbf)^2)}$$

$$\therefore RA = 2627,46Lbf = 1191,82Kgf$$

- **Calculo del tornillo a tracción**

1. Se calculó el radio interno del tornillo R_i, con la ecuación (6.19).

$$\pi(R_i)^2 = \frac{\kappa * F}{\sigma_A} \Rightarrow R_i = \sqrt{\frac{\kappa * F}{\pi * \sigma_A}} * \eta \quad (6.19)$$

Donde, K = Coeficiente de Intersección o tensado, se asignó un coeficientes sin intersecciones con un valor K = 1,35

η = Factor de Seguridad de 2.

F = Fuerza en el apoyo A de 1191,82Kgf.

R_i = Radio interno del tornillo

σ_A = Tensión admisible del material = $162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$

$$R_I = \sqrt{\frac{1,35 * 1191,82 \text{Kgf}}{\pi * 162,18 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}} * 2 = 3,6 \text{mm} \quad \therefore R_I = 3,6 \text{mm}$$

$$\varnothing = 2R_I = 2 * (3,6 \text{mm}) \quad \therefore \varnothing_I = 7,2 \text{mm}$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo.

Sistema Métrico

M10x1 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 10 \text{mm}$ y paso métrico de 1 mm.

Verificación del Tornillo

3. Se halló la altura métrica, con la ecuación (6.20).

$$HM = 0,86 \text{ PM} \quad (6.20)$$

Donde, HM = Altura métrica

PM = Paso métrico

$$HM = 0,86 * 1 \text{mm} = 0,86 \text{mm} \quad \therefore HM = 0,86 \text{mm}$$

4. Se calculó el \varnothing_I , ecuación (6.21).

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \quad (6.21)$$

Donde, \varnothing_I = Diámetro interno

\varnothing_E = diámetro externo

$$\varnothing_1 = 10 - 2(0,86\text{mm}) = 8,28\text{mm}$$

$$\therefore \varnothing_1 = 8,28\text{mm}$$

5. Se calculó la tensión a tracción del tornillo, ecuación (6.22).

$$\gamma_{\text{Tracción}} = \frac{F}{\pi * R_1^2} \quad (6.22)$$

Donde, $\gamma_{\text{Tracción}}$ = Esfuerzo de tracción

F = Fuerza de Tracción

R_1 = Radio interno del tornillo

$$\gamma_{\text{Tracción}} = \frac{1191,82\text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{8,28\text{mm}}{2}\right)^2} = 22,13 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \gamma_{\text{Tracción}} = 22,13 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

6. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.23).

$$\eta_{\text{Tracción}} = \frac{\sigma_{\text{Fluencia}} \text{Material Tornillo}}{\sigma_{\text{Tracción Tornillo}}} \quad (6.23)$$

Donde, $\sigma_{\text{Fluencia}} \text{Material Tornillo}$ = Tensión admisible del material del tornillo

$\sigma_{\text{Tracción Tornillo}}$ = Tensión a tracción del tornillo

$$\eta_{\text{Tracción}} = \frac{162,18 \frac{\text{Lbf}}{\text{mm}^2}}{22,13 \frac{\text{Lbf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{\text{Tracción}} = 7,3$$

Sistema Ingles

$\frac{3}{8}$ * 16 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55° , diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{3}{8}$ " y N° de filetes en 1" = 16.

Verificación del Tornillo

4. Se halló el paso métrico, ecuación (6.24).

$$PM = \frac{25,4mm}{N^\circ de Filetes} \quad (6.24)$$

Donde, PM = Paso métrico
N° de filetes = Numero de filetes en 1 pulgada

$$PM = \frac{25,4mm}{16} = 1,59mm \quad \therefore PM = 1,59mm$$

5. Utilizando la ecuación (6.25), se halló la altura métrica,:

$$HM = 0,96.PM \quad (6.25)$$

Donde, HM = Altura métrica
 PM = Paso métrico

$$HM = 0,96 * 1,59mm = 1,53 mm \quad \therefore HM = 1,53mm$$

6. Utilizando la ecuación (6.21), se calculó el \varnothing_I :

$$\varnothing_I = 25,4mm * \left(\frac{3}{8}\right) - 2 * (1,53mm) = 6,47mm \quad \therefore \varnothing_I = 6,47mm$$

7. Utilizando la ecuación (6.22), se calculó la tensión a tracción del tornillo:

$$\gamma_{Tracción} = \frac{1191,82 \text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{6,47 \text{mm}}{2}\right)^2} = 36,25 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \gamma_{Tracción} = 36,25 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

8. Utilizando la ecuación (6.23), se determinó el factor de diseño:

$$\eta_{Tracción} = \frac{162,18 \frac{\text{Lbf}}{\text{mm}^2}}{36,25 \frac{\text{Lbf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 4,5$$

- Cálculo del tornillo a corte

1. Se calculó el R_i del tornillo multiplicando la ecuación (6.8) por un factor de diseño η :

$$2 * \pi (R_i)^2 = \frac{F}{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}$$

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{2 * \pi * \tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}} * \eta \quad (6.26)$$

Donde, R_i = Radio interno del tornillo
 F = Fuerza en el apoyo A de 1191,82Kgf
 $\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}$ = Tensión admisible en corte del material
 $= 0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$
 η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_I = \sqrt{\frac{1191,82 \text{Kgf}}{2 * \pi * 40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}} * 2 = 4,3 \text{mm} \quad \therefore R_I = 4,3 \text{mm}$$

$$\varnothing = 2R_I = 2 * (4,3 \text{mm}) \quad \therefore \varnothing_I = 8,6 \text{mm}$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo.

Sistema Métrico

M12x1,5 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 12 \text{mm}$ y paso métrico de 1,5mm.

Verificación del Tornillo

3. Se halló la altura métrica, ecuación (6.20)

$$HM = 0,86 \text{ PM} \Rightarrow HM = 0,86 * 1,5 \text{mm} = 1,29 \text{mm} \quad \therefore HM = 1,29 \text{mm}$$

4. Se calculó el \varnothing_I , ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 12 - 2(1,29 \text{mm}) = 9,42 \text{mm} \quad \therefore \varnothing_I = 9,42 \text{mm}$$

5. Se calculó la tensión a corte del tornillo, ecuación (6.27).

$$\tau_{\text{Corte}} = \frac{F}{\pi * R_I^2} \quad (6.27)$$

Donde, τ_{Corte} = Esfuerzo de corte

F = Fuerza de Corte

R_I = Radio Interno del Tornillo

$$\tau_{Corte} = \frac{1191,82 \text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{9,42 \text{mm}}{2}\right)^2} = 17,1 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \tau_{Corte} = 17,1 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

6. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.28).

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} \quad (6.28)$$

Donde, $\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}$ = Tensión admisible del material en corte

$\tau_{CorteTornillo}$ = Esfuerzo de corte

$$\eta_{Corte} = \frac{40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}{17,1 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2,4$$

Sistema Inglés

$\frac{1}{2}$ * 12 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{1}{2}$ " y N° de filetes en 1" = 12.

Verificación del Tornillo

3. Se halló el paso métrico, ecuación (6.24).

$$PM = \frac{25,4 \text{mm}}{N^\circ \text{ de Filetes}} = \frac{25,4 \text{mm}}{12} = 2,12 \text{mm} \quad \therefore PM = 2,12 \text{mm}$$

4. Se halló la altura métrica, ecuación (6.25).

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 2,12mm = 2,04 mm \quad \therefore HM = 2,04mm$$

5. Se calculó el \emptyset_I , ecuación (6.21).

$$\emptyset_I = \emptyset_E - 2HM \Rightarrow \emptyset_I = 25,4mm * \frac{1}{2} - 2 * (2,04mm) = 8,62mm \quad \therefore \emptyset_I = 8,62mm$$

6. Se calculó la tensión a corte del tornillo, ecuación (6.27).

$$\tau_{Corte} = \frac{F}{\pi * R_I^2} = \frac{1191,82Kgf}{\pi * \left(\frac{8,62mm}{2}\right)^2} = 20,4 \frac{Kgf}{mm^2} \quad \therefore \tau_{Corte} = 20,4 \frac{Kgf}{mm^2}$$

7. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.28):

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{20,4 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2$$

6.4.2 Tornillo del apoyo "B". Seguidamente se diseñó el tornillo para el apoyo B, con las reacciones mas altas ya calculadas en la sección ... 6.2 ... para este punto, se hizo un suma vectorial, y se obtuvo una reacción total de:

$$RB = \sqrt{RB_Y^2 + RB_Z^2} \quad (6.29)$$

Donde, RB = Reacción del apoyo B
 RB_y, RB_z = Componentes de la reacción RB en X y Z.

$$RB = \sqrt{((2157,99Lbf)^2 + (533,284Lbf)^2)}$$

$$\therefore RB = 2222,9Lbf = 1008,3Kgf$$

- Cálculo del tornillo a tracción

1. Se calculó el R_i del tornillo. De la ecuación (6.19).

$$R_i = \sqrt{\frac{K * F}{\pi * \sigma_A}} * \eta$$

Donde, K = Coeficiente de Intersección o tensado, se asignó un coeficientes sin intersecciones con un valor K = 1,35

η = Factor de Seguridad de 2.

F = Fuerza en el apoyo B de 1008,3Kgf.

R_i = Radio interno del tornillo

σ_A = Tensión admisible del material = $162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$

$$R_i = \sqrt{\frac{1,35 * 1008,3Kgf}{\pi * 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 3,3mm \quad \therefore R_i = 3,3mm$$

$$\varnothing_i = 2R_i = 2 * (3,3mm) \quad \therefore \varnothing_i = 6,6mm$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo:

Sistema Métrico

M8x1 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 8\text{mm}$ y paso métrico de 1mm. Serie 4.

Verificación del Tornillo

3. Se halló la altura métrica. De la ecuación (6.20):

$$HM = 0,86 PM \Rightarrow HM = 0,86 * 1\text{mm} = 0,86\text{mm} \quad \therefore HM = 0.86\text{mm}$$

4. Se calculó el \varnothing_I . De la ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 8 - 2 (0,86\text{mm}) = 6,28\text{mm} \quad \therefore \varnothing_I = 6,28\text{mm}$$

5. Se calculó la tensión a tracción del tornillo. De la ecuación (6.22):

$$\gamma_{Tracción} = \frac{F}{\pi * R_I^2} = \frac{1008,3\text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{6,28\text{mm}}{2}\right)^2} = 32,6 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \gamma_{Tracción} = 32,6 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

6. Se determinó el factor de diseño. De la ecuación (6.23):

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia}^{MaterialTornillo}}{\sigma_{TracciónTornillo}} = \frac{162,18 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}{32,6 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 5$$

Sistema Ingles

$\frac{3}{8}$ * 16 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55° , diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{3}{8}$ " y N° de filetes en 1" = 16.

Verificación del Tornillo

3. Se halló el paso métrico. De la ecuación (6.24):

$$PM = \frac{25,mm}{N^\circ de Filetes} = \frac{25,4mm}{16} = 1,6mm \quad \therefore PM = 1,6mm$$

4. Se halló la altura métrica. De la ecuación (6.25):

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 1,6mm = 1,5mm \quad \therefore HM = 1,5mm$$

5. Se calculó el \varnothing_I . De la ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 25,4mm * \left(\frac{3}{8}\right) - 2 * (1,5mm) = 6,5mm \quad \therefore \varnothing_I = 6,5mm$$

6. Se calculó la tensión a tracción del tornillo. De la ecuación (6.22):

$$\gamma_{Tracción} = \frac{F}{\pi * R_1^2} = \frac{1008,3Kgf}{\pi * \left(\frac{6,5mm}{2}\right)^2} = 30,4 \frac{Kgf}{mm^2} \quad \therefore \gamma_{Tracción} = 30,4 \frac{Kgf}{mm^2}$$

7. Se determinó el factor de diseño. De la ecuación (6.23):

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia} MaterialTornillo}{\sigma TracciónTornillo} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{30,4 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 5,3$$

- Cálculo del tornillo a corte

1. Se calculó el R_i del tornillo. De la ecuación (6.26):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{2 * \pi * \tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}} * \eta$$

Donde, R_i = Radio interno del tornillo
 F = Fuerza en el apoyo B de 1008,3Kgf.1191,82Kgf
 $\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}$ = Tensión admisible en corte del material
 $= 0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}$
 η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_i = \sqrt{\frac{1008,3Kgf}{2 * \pi * 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 4mm \quad \therefore R_i = 4mm$$

$$\varnothing = 2R_i = 2 * (4mm) \quad \therefore \varnothing_1 = 8mm$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo:

Sistema Métrico

M10x1 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 10\text{mm}$ y paso métrico de 1mm.

Verificación del Tornillo

3. Se halló la altura métrica, ecuación (6.20):

$$HM = 0,86 PM \Rightarrow HM = 0,86 * 1\text{mm} = 0,86\text{mm} \quad \therefore HM = 0,86\text{mm}$$

4. Se calculó el \varnothing_I , ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 10 - 2(0,86\text{mm}) = 8,28\text{mm} \quad \therefore \varnothing_I = 8,28\text{mm}$$

5. Se calculó la tensión a corte del tornillo, ecuación (6.27):

$$\tau_{Corte} = \frac{F}{\pi * R_I^2} = \frac{1008,3\text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{8,28\text{mm}}{2}\right)^2} = 18,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \tau_{Corte} = 18,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

6. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.29):

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} = \frac{40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}{18,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2,2$$

Sistema Ingles

$\frac{1}{2}$ * 12 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55° , diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{1}{2}$ " y N° de filetes en 1" = 12.

Verificación del Tornillo

3. Se halló el paso métrico, ecuación (6.24):

$$PM = \frac{25,4mm}{N^\circ de Filetes} = \frac{25,4mm}{12} = 2,12mm \quad \therefore PM = 2,12mm$$

4. Se halló la altura métrica, ecuación (6.25):

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 2,12mm = 2,04 mm \quad \therefore HM = 2,04mm$$

5. Se calculó el \varnothing_i , ecuación (6.21):

$$\varnothing_i = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_i = 25,4mm * \left(\frac{1}{2}\right) - 2 * (2,04mm) = 8,62mm \quad \therefore \varnothing_i = 8,62mm$$

6. Se calculó la tensión a corte del tornillo, ecuación (6.27):

$$\tau_{Corte} = \frac{F}{\pi * R_I^2} = \frac{1008,3Kgf}{\pi * \left(\frac{8,62mm}{2}\right)^2} = 17,3 \frac{Kgf}{mm^2} \quad \therefore \tau_{Corte} = 17,3 \frac{Kgf}{mm^2}$$

7. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.28):

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{17,3 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2,3$$

6.4.3 Tornillo del apoyo "C". Posteriormente se diseñó el tornillo para el apoyo C, teniendo en cuenta las reacciones mas altas ya calculadas en la sección ... 6.3 ... para este punto, se hizo un suma vectorial, y se obtuvo una reacción total de:

$$RC = \sqrt{RC_x^2 + RC_y^2 + RC_z^2} \quad (6.30)$$

Donde, RC = Reacción del apoyo C

RC_x, RC_y, RC_z = Componentes de la reacción RC en X, Y y Z.

$$RC = \sqrt{((342,249Lbf)^2 + (3865,08Lbf)^2 + (2339,51)^2)}$$

$$\therefore RC = 4530,93Lbf = 2055,23Kgf$$

- Cálculo del tornillo a tracción

1. Calculo el R_t del tornillo. De la ecuación (6.19).

$$R_t = \sqrt{\frac{\kappa * F}{\pi * \sigma_A}} * \eta$$

Donde; K = Coeficiente de Intersección o tensado, se asignó un coeficientes sin intersecciones con un valor K = 1,35

η = Factor de Seguridad de 2.

F = Fuerza en el apoyo C de 2055,23 Kgf.

R_i = Radio interno del tornillo

σ_A = Tensión admisible del material = $162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$

$$R_i = \sqrt{\frac{1,35 * 2055,23 Kgf}{\pi * 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 4,7mm \quad \therefore R_i = 4,7mm$$

$$\varnothing_i = 2R_i = 2 * (4,7mm) \quad \therefore \varnothing_i = 9,4mm$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo.

Sistema Métrico

M12x1,5 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 12mm$ y paso métrico de 1,5mm. Serie 4.

Verificación del Tornillo

3. Con la ecuación (6.20) se halló la altura métrica:

$$HM = 0,86 PM \Rightarrow HM = 0,86 * 1,5mm = 1,29mm \quad \therefore HM = 1,29mm$$

4. Con la ecuación (6.21) se calculó el \varnothing_i :

$$\varnothing_i = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_i = 12 - 2(1,29mm) = 9,42mm \quad \therefore \varnothing_i = 9,42mm$$

5. Con la ecuación (6.22) se calculó la tensión a tracción del tornillo:

$$\gamma_{Tracción} = \frac{F}{\pi * R_f^2} = \frac{2055,23Kgf}{\pi * \left(\frac{9,42mm}{2}\right)^2} = 29,5 \frac{Kgf}{mm^2} \quad \therefore \gamma_{Tracción} = 29,5 \frac{Kgf}{mm^2}$$

6. Con la ecuación (6.23) se determinó el factor de diseño:

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia} MaterialTornillo}{\sigma_{TracciónTornillo}} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{29,5 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 5,5$$

Sistema Ingles

$\frac{1}{2}$ * 12 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{1}{2}$ " y N° de filetes en 1" = 12.

Verificación del Tornillo

3. Con la ecuación (6.24) se halló el paso métrico.

$$PM = \frac{25,mm}{N^{\circ} de Filetes} = \frac{25,4mm}{12} = 2,12mm \quad \therefore PM = 2,12mm$$

4. Con la ecuación (6.25) se halló la altura métrica:

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 2,12mm = 2,04mm \quad \therefore HM = 2,04mm$$

5. Con la ecuación (6.21) se calculó el \varnothing_i :

$$\varnothing_1 = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_1 = 25,4\text{mm} * \left(\frac{1}{2}\right) - 2 * (2,04\text{mm}) = 8,62\text{mm} \quad \therefore \varnothing_1 = 8,62\text{mm}$$

6. Con la ecuación (6.222) se calculó la tensión a tracción del tornillo:

$$\gamma_{Tracción} = \frac{F}{\pi * R_1^2} = \frac{2055,23\text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{8,62\text{mm}}{2}\right)^2} = 35,2 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \gamma_{Tracción} = 35,2 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

7. Con la ecuación (6.23) se determinó el factor de diseño:

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia} \text{MaterialTornillo}}{\sigma_{TracciónTornillo}} = \frac{162,18 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}{35,2 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 4,6$$

- **Calculo del tornillo a corte**

1. De la ecuación (6.26) se determinó el R_1 del tornillo. Debido a la forma del soporte C, véase ... Anexo H..., el tornillo está sometido a cuatro áreas de corte.

$$4 * \pi (R_1)^2 = \frac{F}{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}} \Rightarrow R_1 = \sqrt{\frac{F}{4 * \pi * \tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}} * \eta$$

Donde, R_1 = Radio interno del tornillo
 F = Fuerza en el apoyo C de 2055,23 Kgf
 $\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}$ = Tensión admisible en corte del material
 $= 0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$
 η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_I = \sqrt{\frac{2055,23 \text{Kgf}}{4 * \pi * 40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}} * 2 = 4 \text{mm} \quad \therefore R_I = 4 \text{mm}$$

$$\varnothing = 2R_I = 2 * (4 \text{mm}) \quad \therefore \varnothing_I = 8 \text{mm}$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo:

Sistema Métrico

M14x1,5 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 14 \text{mm}$ y paso métrico de 1,5mm.

Verificación del Tornillo

4. Se halló la altura métrica, ecuación (6.20):

$$HM = 0,86 PM \Rightarrow HM = 0,86 * 1,5 \text{mm} = 1,29 \text{mm} \quad \therefore HM = 1,29 \text{mm}$$

5. Se calculó el \varnothing_I , ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 14 - 2 (1,29 \text{mm}) = 11,42 \text{mm} \quad \therefore \varnothing_I = 11,42 \text{mm}$$

6. Se calculó la tensión a corte del tornillo, ecuación (6.27):

$$\tau_{\text{Corte}} = \frac{F}{\pi * R_I^2} = \frac{2055,23 \text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{11,42 \text{mm}}{2}\right)^2} = 20,1 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \tau_{\text{Corte}} = 20,1 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

7. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.28):

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{20,1 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2$$

Sistema Ingles

$\frac{5}{8}$ * 11 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{5}{8}$ " y N° de filetes en 1" = 11.

Verificación del Tornillo

4. Se halló el paso métrico, ecuación (6.24):

$$PM = \frac{25,4mm}{N^\circ de Filetes} = \frac{25,4mm}{11} = 2,3mm \quad \therefore PM = 2,3mm$$

5. Se halló la altura métrica, ecuación (6.25):

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 2,3mm = 2,2mm \quad \therefore HM = 2,2mm$$

6. Se calculó el \varnothing_I , ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 25,4mm * \left(\frac{5}{8}\right) - 2 * (2,2mm) = 11,48mm \quad \therefore \varnothing_I = 11,48mm$$

7. Se calculó la tensión a corte del tornillo, ecuación (6.27):

$$\tau_{Corte} = \frac{F}{\pi * R_t^2} = \frac{2055,23Kgf}{\pi * \left(\frac{11,48mm}{2}\right)^2} = 20 \frac{Kgf}{mm^2} \quad \therefore \tau_{Corte} = 20 \frac{Kgf}{mm^2}$$

8. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.28):

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{20 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2$$

6.4.4 Tornillos del apoyo "D". En el diseño de la tortillería para este apoyo se hicieron las siguientes consideraciones:

Los tornillos 1 y 5 se diseñaron de forma similar a los tornillos 10 y 11. En el diseño de tornillos 1 y 5, la mitad de la reacción del apoyo D ... sección 6.3 ... se distribuyó en cada tornillo. Para este caso, los tornillos están en corte doble. Véase figura 70

$$RD = \sqrt{RD_x^2 + RD_y^2 + RD_z^2} \quad (6.31)$$

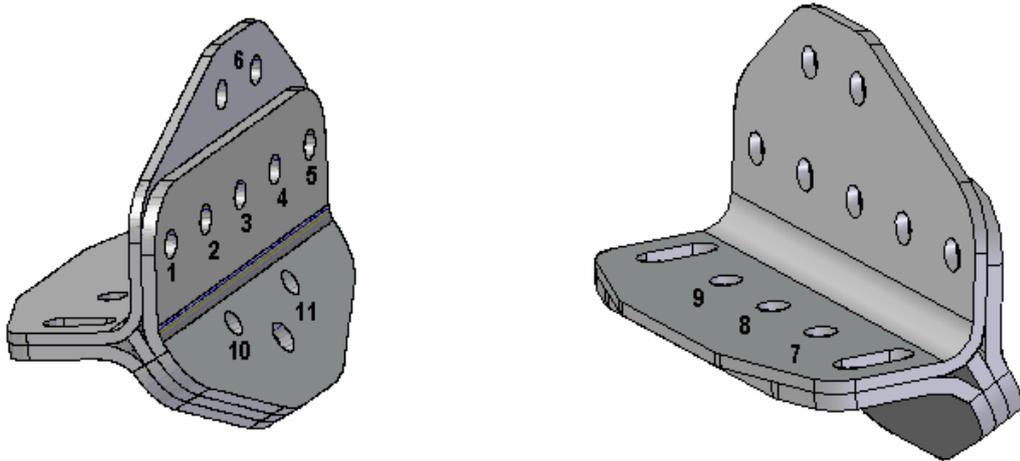
Donde, RD = Reacción del apoyo D

RD_x, RD_y, RD_z = Componentes de la reacción RC en X, Y y Z.

$$RD = \sqrt{((634,237Lbf)^2 + (2347,47Lbf)^2 + (1615,21Lbf)^2)}$$

$$\therefore RD = 2919,21Lbf = 1324,15Kgf$$

Figura 70. Soporte D



Fuente Autores

$$\therefore \frac{RD}{2} = 1459,61Lbf = 662,08Kgf$$

$$\therefore \frac{RD}{3} = 973,07Lbf = 441,4Kgf$$

- Calculo del tornillo a tracción

1. Calculo el R_t del tornillo, de la ecuación (6.19):

$$R_t = \sqrt{\frac{\kappa * F}{\pi * \sigma_A}} * \eta$$

Donde, K = Coeficiente de Intersección o tensado, se asignó un coeficientes sin intersecciones con un valor K = 1,35

F = R_D/2 = Mitad de la fuerza en el apoyo D de 662,08 Kgf.

η = Factor de Seguridad de 2

R_i = Radio interno del tornillo

σ_A = Tensión admisible del material = $162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$

$$R_i = \sqrt{\frac{1,35 * 662,08 Kgf}{\pi * 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 2,7mm \quad \therefore R_i = 2,7mm$$

$$\varnothing_i = 2R_i = 2 * (2,7mm) \quad \therefore \varnothing_i = 5,4mm$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo:

Sistema Métrico

M8x1 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 8mm$ y paso métrico de 1mm. Serie 4.

Verificación del Tornillo

3. Se halló la altura métrica, de la ecuación (6.20):

$$HM = 0,86 PM \Rightarrow HM = 0,86 * 1mm = 0,86mm \quad \therefore HM = 0,86mm$$

4. Se calculó el \varnothing_i , de la ecuación (6.21):

$$\varnothing_i = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_i = 8 - 2(0,86mm) = 6,28mm \quad \therefore \varnothing_i = 6,28mm$$

5. Se calculó la tensión a tracción del tornillo, de la ecuación (6.22):

$$\gamma_{Tracción} = \frac{F}{\pi * R_l^2} = \frac{662,08Kgf}{\pi * \left(\frac{6,28mm}{2}\right)^2} = 21,4 \frac{Kgf}{mm^2} \quad \therefore \gamma_{Tracción} = 21,4 \frac{Kgf}{mm^2}$$

6. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.23):

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia} MaterialTornillo}{\sigma_{TracciónTornillo}} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{21,4 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 7,6$$

Sistema Ingles

$\frac{5}{16}$ * 18 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{5}{16}$ " y N° de filetes en 1" = 18.

Verificación del Tornillo

3. Se halló el paso métrico, de la ecuación (6.24):

$$PM = \frac{25, mm}{N^\circ deFiletes} = \frac{25,4mm}{18} = 1,41mm \quad \therefore PM = 1,41mm$$

4. Se halló la altura métrica, de la ecuación (6.25):

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 1,41mm = 1,35mm \quad \therefore HM = 1,35mm$$

5. Se calculo el \emptyset_i , de la ecuación (6.21):

$$\emptyset_i = \emptyset_E - 2HM \Rightarrow \emptyset_i = 25,4\text{mm} * \left(\frac{5}{16}\right) - 2 * (1,35\text{mm}) = 5,24\text{mm} \quad \therefore \emptyset_i = 5,24\text{mm}$$

6. Se calculó la tensión a tracción del tornillo, de la ecuación (6.22):

$$\gamma_{Tracción} = \frac{F}{\pi * R_i^2} = \frac{662,08\text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{5,24\text{mm}}{2}\right)^2} = 30,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \gamma_{Tracción} = 30,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

7. Se determino el factor de diseño, de la ecuación (6.23):

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia} \text{MaterialTornillo}}{\sigma_{TracciónTornillo}} = \frac{162,18 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}{30,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 5,3$$

- **Calculo del tornillo a corte**

1. Se calculó el R_i del tornillo, de la ecuación (6.26):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{2 * \pi * \tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}} * \eta$$

Donde, R_i	= Radio interno del tornillo
F	= $R_D/2$ = Mitad de la fuerza en el apoyo D de 662,08 Kgf.
$\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}$	= Tensión admisible en corte del material
	= $0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$
η	= Factor de Seguridad de 2.

$$R_I = \sqrt{\frac{662,08 \text{Kgf}}{2 * \pi * 40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}} * 2 = 3,2 \text{mm} \quad \therefore R_I = 3,2 \text{mm}$$

$$\varnothing = 2R_I = 2 * (3,2 \text{ mm}) \quad \therefore \varnothing_I = 6,4 \text{mm}$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo.

Sistema Métrico

M10x1 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 10 \text{mm}$ y paso métrico de 1mm.

Verificación del Tornillo

3. Se halló la altura métrica, de la ecuación (6.20):

$$HM = 0,86 \text{ PM} \Rightarrow HM = 0,86 * 1 \text{mm} = 0,86 \text{mm} \quad \therefore HM = 0,86 \text{mm}$$

5. Se calculó el \varnothing_I , de la ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 10 - 2 (0,86 \text{mm}) = 6,28 \text{mm} \quad \therefore \varnothing_I = 6,28 \text{mm}$$

6. Se calculó la tensión a corte del tornillo, de la ecuación (6.27):

$$\tau_{\text{Corte}} = \frac{F}{\pi * R_I^2} = \frac{662,08 \text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{6,28 \text{mm}}{2}\right)^2} = 12,3 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \tau_{\text{Corte}} = 12,3 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

7. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.28):

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{12,3 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 3,3$$

Sistema Ingles

$\frac{1}{2}$ * 12 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55° , diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{1}{2}$ " y N° de filetes en 1" = 12.

Verificación del Tornillo

4. Se halló el paso métrico, de la ecuación (6.24):

$$PM = \frac{25,4mm}{N^\circ de Filetes} = \frac{25,4mm}{12} = 2,12mm \quad \therefore PM = 2,12mm$$

5. Se halló la altura métrica, de la ecuación (6.25):

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 2,12mm = 2,04mm \quad \therefore HM = 2,04mm$$

6. Se calculó el \varnothing_I , de la ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 25,4mm * \left(\frac{1}{2}\right) - 2 * (2,04mm) = 8,62mm \quad \therefore \varnothing_I = 8,62mm$$

7. Se calculó la tensión a corte del tornillo, de la ecuación (6.7):

$$\tau_{Corte} = \frac{F}{\pi * R_l^2} = \frac{662,08 \text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{8,62}{2}\right)^2} = 11,35 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \tau_{Corte} = 11,35 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

8. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.28):

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} = \frac{40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}{11,35 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 3,6$$

Los tornillos 2, 3 y 4 se diseñaron de la misma manera que los tornillos 7, 8 y 9. Para este cálculo la reacción RD se distribuyó uniformemente sobre los tornillos 2, 3 y 4. Véase figura 70.

- **Calculo del tornillo a tracción**

1. Se calculó el R_l del tornillo, de la ecuación (6.19):

$$R_l = \sqrt{\frac{K * F}{\pi * \sigma_A}} * \eta$$

Donde, K = Coeficiente de Intersección o tensado, se asignó un coeficientes sin intersecciones con un valor K = 1,35

F = $F_D/3$ = Fuerza en el apoyo D de 441,4Kgf

R_l = Radio interno del tornillo

σ_A = Tensión admisible del material = $162,18 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$

η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_I = \sqrt{\frac{1,35 * 441,4 \text{Kgf}}{\pi * 162,18 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}} * 2 = 2,2 \text{mm} \quad \therefore R_I = 2,2 \text{mm}$$

$$\varnothing_I = 2R_I = 2 * (2,2 \text{mm}) \quad \therefore \varnothing_I = 4,4 \text{mm}$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo.

Sistema Métrico

M6x0,5 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 6 \text{mm}$ y paso métrico de 0,5mm. Serie 4.

Verificación del Tornillo

3. Se halló la altura métrica, de la ecuación (6.20):

$$HM = 0,86 PM \Rightarrow HM = 0,86 * 0,5 \text{mm} = 0,43 \text{mm} \quad \therefore HM = 0,43 \text{mm}$$

4. Se calculó el \varnothing_I , ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 6 - 2(0,43 \text{mm}) = 5,14 \text{mm} \quad \therefore \varnothing_I = 5,14 \text{mm}$$

5. Se calculó la tensión a tracción del tornillo, ecuación (6.22):

$$\gamma_{\text{Tracción}} = \frac{F}{\pi * R_I^2} = \frac{441,4 \text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{5,14 \text{mm}}{2}\right)^2} = 21,3 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \gamma_{\text{Tracción}} = 21,3 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

6. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.23):

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia} \text{MaterialTornillo}}{\sigma_{TracciónTornillo}} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{21,3 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 7,6$$

Sistema Ingles

$\frac{1}{4}$ * 20 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55° , diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{1}{4}$ " y N° de filetes en 1" = 20.

Verificación del Tornillo

3. Se halló el paso métrico, ecuación (6.24):

$$PM = \frac{25, mm}{N^\circ \text{ de Filetes}} = \frac{25,4mm}{20} = 1,27mm \quad \therefore PM = 1,27mm$$

4. Se halló la altura métrica, ecuación (6.25):

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 1,27mm = 1,22mm \quad \therefore HM = 1,22mm$$

5. Se calculó el \varnothing_I , ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 25,4mm * \left(\frac{1}{4}\right) - 2 * (1,22mm) = 4mm \quad \therefore \varnothing_I = 4mm$$

6. Se calculó la tensión a tracción del tornillo, ecuación (6.22):

$$\gamma_{Tracción} = \frac{F}{\pi * R_i^2} = \frac{441,4 \text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{4\text{mm}}{2}\right)^2} = 35,1 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \gamma_{Tracción} = 35,1 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

7. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.23):

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia} \text{MaterialTornillo}}{\sigma_{TracciónTornillo}} = \frac{162,18 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}{35,1 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 4,6$$

- **Calculo del tornillo a corte**

1. Se calculó el R_i del tornillo, ecuación (6.26):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{\pi * \tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}} * \eta$$

Donde, R_i = Radio interno del tornillo
 F = $F_D/3 = 1/3$ de la fuerza en el apoyo D de 441,4Kgf.
 $\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}$ = Tensión admisible en corte del material
 = $0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$
 η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_i = \sqrt{\frac{441,4 \text{Kgf}}{\pi * 40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}} * 2 = 3,7\text{mm} \quad \therefore R_i = 3,7\text{mm}$$

$$\varnothing = 2R_1 = 2 * (3,7 \text{ mm})$$

$$\therefore \varnothing_1 = 7,4\text{mm}$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo:

Sistema Métrico

M10x1 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 10\text{mm}$ y paso métrico de 1mm.

Verificación del Tornillo

3. Se halló la altura métrica, ecuación (6.25):

$$HM = 0,86 \text{ PM} \Rightarrow HM = 0,86 * 1\text{mm} = 0,86\text{mm}$$

$$\therefore HM = 0,86\text{mm}$$

5. Se calculó el \varnothing_1 , ecuación (6.21):

$$\varnothing_1 = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_1 = 10 - 2 (0,86\text{mm}) = 6,28\text{mm}$$

$$\therefore \varnothing_1 = 6,28\text{mm}$$

6. Se calculó la tensión a corte del tornillo, ecuación (6.27):

$$\tau_{\text{Corte}} = \frac{F}{\pi * R_1^2} = \frac{441,4\text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{6,28\text{mm}}{2} \right)^2} = 8,2 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \tau_{\text{Corte}} = 8,2 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

7. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.28):

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{8,2 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 5$$

Sistema Ingles

$\frac{3}{8}$ * 16 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{3}{8}$ " y N° de filetes en 1" = 16.

Verificación del Tornillo

4. Se halló el paso métrico, ecuación (6.24):

$$PM = \frac{25,4mm}{N^\circ de Filetes} = \frac{25,4mm}{16} = 1,6mm \quad \therefore PM = 1,6mm$$

5. Se halló la altura métrica, ecuación (6.25):

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 1,6mm = 1,5mm \quad \therefore HM = 1,5mm$$

6. Se calculó el \varnothing_i , ecuación (6.21):

$$\varnothing_i = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_i = 25,4mm * \left(\frac{1}{2}\right) - 2 * (1,5mm) = 6,5mm \quad \therefore \varnothing_i = 6,5mm$$

7. Se calculó la tensión a corte del tornillo, ecuación (6.27):

$$\tau_{Corte} = \frac{F}{\pi * R_l^2} = \frac{441,4Kgf}{\pi * \left(\frac{6,5}{2}\right)^2} = 13,3 \frac{Kgf}{mm^2} \quad \therefore \tau_{Corte} = 13,3 \frac{Kgf}{mm^2}$$

8. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.28):

$$\eta_{Corte} = \frac{\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}{\tau_{CorteTornillo}} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{13,3 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 3$$

El diámetro del tornillo 6 se calculó por tracción ya que no hay otro elemento que junto con la placa tienda a cortarlo. Para este análisis se tuvo en cuenta la fuerza RD total.

- **Calculo del tornillo a tracción**

1. Se calculó el R_l del tornillo, de la ecuación (6.19):

$$R_l = \sqrt{\frac{K * F}{\pi * \sigma_A}} * \eta$$

Donde, K = Coeficiente de Intersección o tensado, se asignó un coeficientes sin intersecciones con un valor K = 1,35

F = Fuerza en el apoyo D de 1324,15 Kgf.

η = Factor de Seguridad de 2

R_l = Radio interno del tornillo

σ_A = Tensión admisible del material = $162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$

$$R_1 = \sqrt{\frac{1,35 * 1324,15 \text{Kgf}}{\pi * 162,18 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}} * 2 = 3,7 \text{mm} \quad \therefore R_1 = 3,7 \text{mm}$$

$$\varnothing_1 = 2R_1 = 2 * (3,7 \text{mm}) \quad \therefore \varnothing_1 = 7,5 \text{mm}$$

2. Se normalizó el diámetro del tornillo:

Sistema Métrico

M10X1 Rosca Métrica, con un ángulo de perfil de 60°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = 10 \text{mm}$ y paso métrico de 1mm. Serie 4.

Verificación del Tornillo

3. Se halló la altura métrica, de la ecuación (6.20):

$$HM = 0,86 \text{ PM} \Rightarrow HM = 0,86 * 1 \text{mm} = 0,86 \text{mm} \quad \therefore HM = 0,86 \text{mm}$$

4. Se calculó el \varnothing_1 , de la ecuación (6.21):

$$\varnothing_1 = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_1 = 10 - 2(0,86 \text{mm}) = 8,28 \text{mm} \quad \therefore \varnothing_1 = 8,28 \text{mm}$$

5. Se calculó la tensión a tracción del tornillo, de la ecuación (6.22):

$$\gamma_{\text{Tracción}} = \frac{F}{\pi * R_1^2} = \frac{1324,15 \text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{8,28 \text{mm}}{2}\right)^2} = 24,6 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \gamma_{\text{Tracción}} = 24,6 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

6. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.23):

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia} MaterialTornillo}{\sigma_{TracciónTornillo}} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{24,6 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 6,6$$

Sistema Ingles

$\frac{1}{2}$ * 12 Rosca Whitworth, con un ángulo del perfil de 55°, diámetro de rosca de $\varnothing_E = \frac{1}{2}$ " y N° de filetes en 1" = 12.

Verificación del Tornillo

3. Se halló el paso métrico, de la ecuación (6.24):

$$PM = \frac{25,mm}{N^{\circ} deFiletes} = \frac{25,4mm}{12} = 2,12mm \quad \therefore PM = 2,12mm$$

4. Se halló la altura métrica, de la ecuación (6.25):

$$HM = 0,96 PM \Rightarrow HM = 0,96 * 2,12mm = 2,04mm \quad \therefore HM = 2,04mm$$

5. Se calculó el \varnothing_I , de la ecuación (6.21):

$$\varnothing_I = \varnothing_E - 2HM \Rightarrow \varnothing_I = 25,4mm * \left(\frac{1}{2}\right) - 2 * (2,04mm) = 8,62mm \quad \therefore \varnothing_I = 8,62mm$$

6. Se calculó la tensión a tracción del tornillo, de la ecuación (6.22):

$$\gamma_{Tracción} = \frac{F}{\pi * R_t^2} = \frac{1324,15 \text{ Kgf}}{\pi * \left(\frac{8,62 \text{ mm}}{2}\right)^2} = 22,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \quad \therefore \gamma_{Tracción} = 22,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

7. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.23):

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{Fluencia} \text{MaterialTornillo}}{\sigma_{TracciónTornillo}} = \frac{162,18 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}{22,7 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 5,8$$

El cuadro 26, muestra los tornillos normalizados en sistema métrico en ingles para los puntos de unión de los soportes al flotador (A, B) y al fuselaje (C,D)

Cuadro 26. Tornillos normalizados para los puntos de unión de los soportes al flotador y al fuselaje.

Puntos de Unión	Sistema Métrico	Sistema Ingles
A	M12X1,5	1/2 * 12
B	M10X1	1/2 * 12
C	M14X1,5	5/8 * 11
1, 5, 10, 11	M10X1	1/2 * 12
D 2, 3, 4, 7, 8, 9	M10X1	3/8 * 16
6	M10X1	1/2 * 12

Fuente: Autores

6.5 DISEÑO DE TORNILLOS PASADORES EN LAS UNIONES DE LOS FITTING A LOS SOPORTES

En el cuadro ... 23 ... se definen las fuerzas axiales de los struts escogidas para el diseño del montante, con estas fuerzas axiales se diseñaron los tornillos pasadores que unen los soportes a los fitting de los struts 1, 2, 3, 4 y 5. El diseño para estos tornillos pasadores es similar para los de su parte contraria 1A', 2B', strut 6, 7 y 8, debido a que se asume que la estructura es simétrica.

La denominación que asignada a los tornillos pasadores es alfanumérica, en la cual el número hace referencia al strut que se conecta al fitting, y la letra se refiere al punto de unión (A, B, C ó D)

Para este análisis se tomo como referencia el diámetro del pasador. A cada pasador se le asignó un diámetro y rosca normalizada en sistema métrico e ingles, y una cabeza semi-redonda se seleccionó para todos los tornillos pasadores, ver Anexo I.

El material seleccionado para el diseño de los tornillos pasadores fue acero AISI 4130, su Resistencia a la Fluencia es $\sigma_{Fluencia} = 1590Mpa = 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$. A continuación se presenta el cálculo del diámetro del pasador a tracción y corte, y la rosca estándar asignada. Es de señalar que todos los tornillos pasadores trabajan en corte doble.

6.5.1 Tornillo pasador 1A. El pasador 1A se diseñó tomando en cuenta el mayor esfuerzo axial del strut 1 ... cuadro 23 ... por consiguiente obtenemos que:

$$F_1 = 1578,93Lbf = 716,20Kgf$$

- Cálculo del pasador a tracción

1. Se calculó el R_i del pasador, ecuación (6.32):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{\pi * \sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCION}}} * \eta \quad (6.32)$$

Donde, R_i = Radio interno del pasador

F = Fuerza en el Strut 1 de 716,20Kgf.

η = Factor de Seguridad de 2.

$\sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCION}$ = Tensión admisible del material del pasador a tracción

$$= 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$$

$$R_i = \sqrt{\frac{716,20Kgf}{\pi * 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 2,4mm \quad \therefore R_i = 2,4mm$$

$$\varnothing = 2R_i = 2 * (2,4mm) \quad \therefore \varnothing_i = 4,8mm$$

2. Se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 5mm$$

3. Se calculó la tensión a tracción del pasador, ecuación (6.33):

$$\sigma_{TRACCION.PAS} = \frac{F}{\pi * R^2} \quad (6.33)$$

Donde, $\sigma_{TRACCION.PAS}$ = Esfuerzo en tracción del pasador

F = Fuerza de tracción

R = Radio normalizado del pasador

$$\sigma_{TRACCION.PAS} = \frac{716,20Kgf}{\pi * \left(\frac{5mm}{2}\right)^2} = 36,5 \frac{Kgf}{mm^2} \quad \therefore \sigma_{TRACCION.PAS} = 36,5 \frac{Kgf}{mm^2}$$

4. Se determinó el factor de diseño, ecuación (6.34):

$$\eta_{Tracción} = \frac{\sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}}{\sigma_{TRACCIÓN.PAS}} \geq 1 \quad (6.34)$$

Donde, $\sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}$ = Tensión admisible del material del pasador en tracción

$\sigma_{TRACCIÓN.PAS}$ = Esfuerzo de tracción

$$\eta_{Tracción} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{36,5 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 4,4$$

- Cálculo del pasador a corte

1. Se calculó el R_I del pasador, de la ecuación (6.26):

$$R_I = \sqrt{\frac{F}{2 * \pi * \tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}}} * \eta$$

Donde, R_i = Radio interno del pasador
 F = Fuerza en el Strut 1 de 716,20Kgf.
 $\tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}$ = Tensión admisible en corte del material del pasador
 $= 0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}$
 η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_i = \sqrt{\frac{716,20Kgf}{2 * \pi * 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 3,4mm \quad \therefore R_i = 3,4mm$$

$$\varnothing = 2R_i = 2 * (3,4mm) \quad \therefore \varnothing_i = 6,8mm$$

2. Se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 8mm$$

3. Se calculó la tensión a corte del pasador, ecuación (6.35):

$$\tau_{CORTE.PAS} = \frac{F}{\pi * R^2} \quad (6.35)$$

Donde, $\tau_{CORTE.PAS}$ = Tensión en corte del pasador
 F = Fuerza de Corte
 R = Radio normalizado del pasador

$$\tau_{CORTE.PAS} = \frac{716,20Kgf}{\pi * \left(\frac{8mm}{2}\right)^2} = 14,25 \frac{Kgf}{mm^2} \quad \therefore \tau_{CORTE.PAS} = 14,25 \frac{Kgf}{mm^2}$$

4. Se determino el factor de diseño, ecuación (6.36):

$$\eta_{CORTE.PAS} = \frac{\tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}}{\tau_{CORTE.PASADOR}} \quad (6.36)$$

Donde, $\tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}$ = Tensión admisible del material del pasador en corte

$\sigma_{CORTE.PAS}$ = Esfuerzo de corte

$$\eta_{CORTE.PAS} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{14,25 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2,8$$

Diámetro y rosca estandarizada para el pasador 1A:

- Sistema Métrico: $\phi_{PASADOR} = 8mm$
- Sistema Ingles: $\phi_{PASADOR} = \frac{3}{8}in$

Rosca estandarizada para el pasador 1A:

- Rosca Métrica: M8 x1
- Rosca Whitworth: $\frac{3}{8} \times 16$

6.5.2 Tornillo Pasador 2B. El pasadores 2B se diseñó tomando el mayor esfuerzo axial del strut 2, presentado en el cuadro 23, se obtuvo que:

$$F_2 = 1072,9Lbf = 486,7Kgf$$

- Cálculo del pasador a tracción

1. Se calculó el R_i del pasador, de la ecuación (6.32):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{\pi * \sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}}} * \eta$$

Donde, R_i = Radio interno del pasador

F = Fuerza en el Strut 2 de 486,7 Kgf.

η = Factor de Seguridad de 2.

$\sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}$ = Tensión admisible del material del pasador a tracción

$$= 162,18 \frac{Kgf}{mm^2} \text{ Donde;}$$

$$R_i = \sqrt{\frac{486,7 Kgf}{\pi * 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 1,95 mm \quad \therefore R_i = 1,95 mm$$

$$\varnothing = 2R_i = 2 * (1,95 mm) \quad \therefore \varnothing_1 = 3,9 mm$$

2. Se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 4 mm$$

3. Se calculó la tensión a tracción del pasador, de la ecuación (6.33):

$$\sigma_{TRACCIÓN.PAS} = \frac{486,7 Kgf}{\pi * \left(\frac{4 mm}{2}\right)^2} \quad \therefore \sigma_{TRACCIÓN.PAS} = 38,7 \frac{Kgf}{mm^2}$$

4. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.34):

$$\eta_{Tracción} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{38,7 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 4,2$$

- Cálculo del pasador a corte

1. Se calculó el R_i del pasador, de la ecuación (6.26) :

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{\pi * \tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}}} * \eta$$

Donde, R_i = Radio interno del tornillo
 F = Fuerza en el Strut 2 de 486,7 Kgf.
 $\tau_{Adm.Mat.Tor.Corte}$ = Tensión admisible en corte del material
 $= 0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}$
 η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_i = \sqrt{\frac{486,7 Kgf}{2 * \pi * 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 2,8 mm \quad \therefore R_i = 2,8 mm$$

$$\emptyset = 2R_i = 2 * (2,8 mm) \quad \therefore \emptyset_1 = 5,6 mm$$

2. Se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 6 mm$$

3. Se calculó la tensión a corte del pasador, de la ecuación (6.35):

$$\tau_{CORTE.PAS} = \frac{486,7 \text{Kgf}}{\pi * \left(\frac{6 \text{mm}}{2}\right)^2} \quad \therefore \tau_{CORTE.PAS} = 17,2 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

4. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.36):

$$\eta_{CORTE.PAS} = \frac{40,55 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}}{17,2 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2,4$$

Diámetro estandarizado para el pasador 2B:

- Sistema Métrico: $\phi_{PASADOR} = 6 \text{mm}$
- Sistema Ingles: $\phi_{PASADOR} = \frac{1}{4} \text{in}$

Rosca estandarizada para el pasador 2B:

- Rosca Métrica: M6 x0,5
- Rosca Whitworth: $\frac{1}{4}$ x20

6.5.3 Tornillos Pasadores "3A Y 3C". Los pasadores para el strut 3 se diseñaron tomando en cuenta el mayor esfuerzo axial del strut 3 ... Véase cuadro 23 ... por consiguiente obtenemos que:

$$F_3 = 3419,9 \text{Lbf} = 1551,3 \text{Kgf}$$

- Cálculo del pasador a tracción

1. Se calculó el R_i del pasador, de la ecuación (6.32):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{\pi * \sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}} * \eta}$$

Donde, R_i = Radio interno del pasador

F = Fuerza en el Strut 3 de 1551,3 Kgf.

η = Factor de Seguridad de 2.

$\sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}$ = Tensión admisible del material del pasador a tracción

$$= 162,18 \frac{Kgf}{mm^2} \text{ Donde;}$$

$$R_i = \sqrt{\frac{1551,3Kgf}{\pi * 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 3,5mm \quad \therefore R_i = 3,5mm$$

$$\varnothing = 2R_i = 2 * (3,5mm) \quad \therefore \varnothing_i = 7mm$$

2. se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 8mm$$

3. Se calculó la tensión a tracción del pasador, de la ecuación (6.33):

$$\sigma_{TRACCIÓN.PAS} = \frac{1551,3Kgf}{\pi * \left(\frac{8mm}{2}\right)^2} \quad \therefore \sigma_{TRACCIÓN.PAS} = 31 \frac{Kgf}{mm^2}$$

4. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.34):

$$\eta_{Tracción} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{31 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 5$$

- **Calculo del pasador a corte**

1. Se calculó del R_i del pasador, de la ecuación (6.26):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{2 * \pi * \tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}}} * \eta$$

Donde, R_i = Radio interno del pasador

F = Fuerza en el Strut de 1551,3 Kgf.

$\tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}$ = Tensión admisible en corte del material del pasador

$$= 0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}$$

η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_i = \sqrt{\frac{1551,3 Kgf}{2 * \pi * 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 4,9 mm \quad \therefore R_i = 4,9 mm$$

$$\emptyset = 2R_i = 2 * (4,9 mm) \quad \therefore \emptyset_i = 9,8 mm$$

2. Se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 10 mm$$

3. Se calculó la tensión a corte del pasador, de la ecuación (6.35):

$$\tau_{CORTE.PAS} = \frac{1551,3Kgf}{\pi * \left(\frac{10mm}{2}\right)^2} \quad \therefore \tau_{CORTE.PAS} = 19,8 \frac{Kgf}{mm^2}$$

4. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.36):

$$\eta_{CORTE.PAS} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{19,8 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2$$

Diámetro estandarizado para los pasadores 3A y 3C:

- Sistema Métrico: $\phi_{PASADOR} = 10mm$
- Sistema Ingles: $\phi_{PASADOR} = \frac{1}{2}in$

Rosca estandarizada para los pasadores 3A y 3C:

- Rosca Métrica: M10 x1
- Rosca Whitworth: $\frac{1}{2}$ x12

6.5.4 Tornillos pasadores “4C Y 4B”. Los pasadores para el strut 4 fueron diseñados con el mayor esfuerzo axial del strut 4 ... Véase cuadro 23 ... por consiguiente:

$$F_4 = 2214,1Lbf = 1004,3Kgf$$

- Calculo del pasador a tracción

1. se calculó del R_i del pasador, de la ecuación (6.32):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{\pi * \sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}} * \eta}$$

Donde, R_i = Radio interno del pasador

F = Fuerza en el Strut 4 de 1004,3 Kgf.

η = Factor de Seguridad de 2.

$\sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}$ = Tensión admisible del material del pasador a tracción

$$= 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$$

$$R_i = \sqrt{\frac{1004,3Kgf}{\pi * 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}} * 1,725} = 2,8mm \quad \therefore R_i = 2,8mm$$

$$\emptyset = 2R_i = 2 * (2,8mm) \quad \therefore \emptyset_i = 5,6mm$$

2. se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 6mm$$

3. Se calculó la tensión a tracción del pasador, de la ecuación (6.33):

$$\sigma_{TRACCION.PAS} = \frac{1004,3Kgf}{\pi * \left(\frac{6mm}{2}\right)^2} \quad \therefore \sigma_{TRACCION.PAS} = 36 \frac{Kgf}{mm^2}$$

4. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.34):

$$\eta_{Tracción} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{36 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 4,5$$

- Calculo del pasador a corte

1. Se calculó del R_i del pasador, de la ecuación (6.26):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{\pi * \tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}}} * \eta$$

Donde, R_i = Radio interno del pasador

F = Fuerza en el Strut 4 de 1004,3 Kgf.

$\tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}$ = Tensión admisible en corte del material del pasador

$$= 0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}$$

η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_i = \sqrt{\frac{1004,3Kgf}{2 * \pi * 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 3,9mm \quad \therefore R_i = 3,9mm$$

$$\emptyset = 2R_i = 2 * (3,9mm) \quad \therefore \emptyset_1 = 7,8mm$$

2. Se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 8mm$$

3. Se calculó la tensión a corte del pasador, de la ecuación (6.35):

$$\tau_{CORTE.PAS} = \frac{1004,3Kgf}{\pi * \left(\frac{8mm}{2}\right)^2} \quad \therefore \tau_{CORTE.PAS} = 20 \frac{Kgf}{mm^2}$$

4. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.36):

$$\eta_{CORTE.PAS} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{20 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2$$

Diámetro estandarizado para los pasadores 4C y 4B:

- Sistema Métrico: $\phi_{PASADOR} = 8mm$
- Sistema Métrico: $\phi_{PASADOR} = \frac{3}{8}in$

Rosca estandarizada para los pasadores 4C y 4B:

- Rosca Métrica: M8 x1
- Rosca Whitworth: $\frac{3}{8} \times 16$

6.5.5 Tornillos Pasadores “5B Y 5D”. Los tornillos pasadores 5B y 5D se diseñaron con el esfuerzo del strut 5 ... Véase cuadro 23 ..., por consiguiente obtenemos que:

$$F_5 = 2901,8Lbf = 1316,3Kgf$$

- Calculo del pasador a tracción

1. Se calculó del R_i del pasador, de la ecuación (6.32):

$$\pi(R_i)^2 = \frac{F}{\sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}} \Rightarrow R_i = \sqrt{\frac{F}{\pi * \sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}} * \eta}$$

Donde, R_i = Radio interno del pasador

F = Fuerza en el Strut 5 de 1316,3 Kgf.

η = Factor de Seguridad de 2.

$\sigma_{AD.MAT.PAS.TRACCIÓN}$ = Tensión admisible del material del pasador a tracción

$$= 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}$$

$$R_i = \sqrt{\frac{1316,3Kgf}{\pi * 162,18 \frac{Kgf}{mm^2}} * 2} = 3,2mm \quad \therefore R_i = 3,2mm$$

$$\varnothing = 2R_i = 2 * (3,2mm) \quad \therefore \varnothing_1 = 6,4mm$$

2. Se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 8mm$$

3. Se calculó la tensión a tracción del pasador, de la ecuación (6.33):

$$\sigma_{TRACCION.PAS} = \frac{1316,3Kgf}{\pi * \left(\frac{8mm}{2}\right)^2} \quad \therefore \sigma_{TRACCION.PAS} = 26,2 \frac{Kgf}{mm^2}$$

4. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.34):

$$\eta_{Tracción} = \frac{162,18 \frac{Kgf}{mm^2}}{26,2 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Tracción} = 6,2$$

- Calculo del pasador a corte

1. Se calculo del R_i del pasador, de la ecuación (6.26):

$$R_i = \sqrt{\frac{F}{2 * \pi * \tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}}} * \eta$$

Donde, R_i = Radio interno del pasador

F = Fuerza en el Strut 5 de 1316,3 Kgf.

$\tau_{AD.MAT.CORTE.PAS}$ = Tensión admisible en corte del material del pasador

$$= 0,25 * \sigma_{Fluencia} = 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}$$

η = Factor de Seguridad de 2.

$$R_i = \sqrt{\frac{1316,3Kgf}{2 * \pi * 40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}} * 2 = 4,6mm \quad \therefore R_i = 4,6mm$$

$$\emptyset = 2R_i = 2 * (4,6mm) \quad \therefore \emptyset_1 = 9,2mm$$

2. Se normalizó el diámetro del pasador:

$$\phi_{PASADOR} = 10mm$$

3. Se calculó la tensión a corte del pasador, de la ecuación (6.35):

$$\tau_{CORTE.PAS} = \frac{1316,3Kgf}{\pi * \left(\frac{10mm}{2}\right)^2} \quad \therefore \tau_{CORTE.PAS} = 16,7 \frac{Kgf}{mm^2}$$

4. Se determinó el factor de diseño, de la ecuación (6.36):

$$\eta_{CORTE.PAS} = \frac{40,55 \frac{Kgf}{mm^2}}{16,7 \frac{Kgf}{mm^2}} \quad \therefore \eta_{Corte} = 2,4$$

Diámetro estandarizado para los pasadores 5B y 5D:

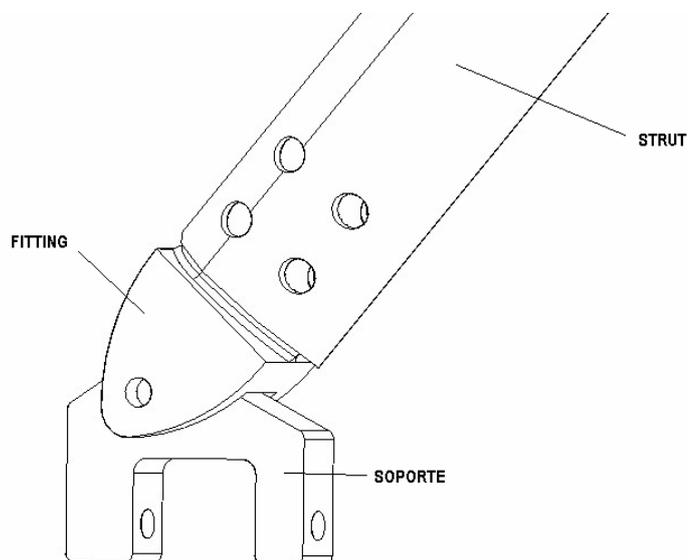
- Sistema Métrico: $\phi_{PASADOR} = 10mm$
- Sistema Métrico: $\phi_{PASADOR} = \frac{1}{2}in$

Rosca estandarizada para los pasadores 5B y 5D:

- Rosca Métrica: M10 x1
- Rosca Whitworth: $\frac{1}{2}$ x12

En la Figura 71 se observa la unión entre los soportes y los fitting de los montantes.

Figura 71. Unión entre los fitting y los soportes.



Fuente: Autores

6.6 FLUJO DE CORTADURA

El flujo de cortadura fue analizado en solo cuatro cuadernas, donde se supone se presentan las condiciones más críticas de carga. Estas fueron denominadas como Frame Bow Landing, Frame Step Landing, Frame MM y Frame Stern Landing. Las formulas con las que se desarrollaron los cuadros 27, 28, 29 y 30, y se calcularon los flujos de cortadura, se explican a continuación.

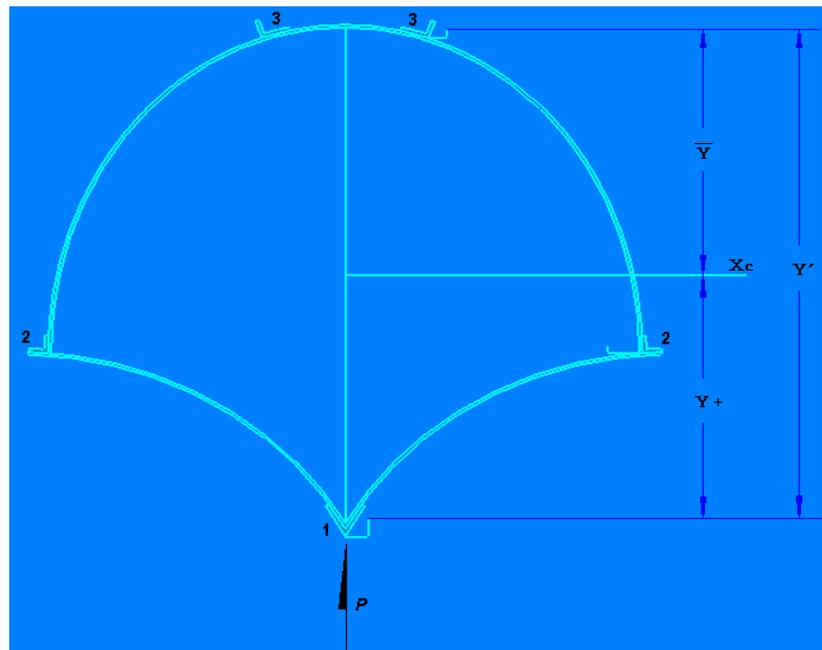
$$\bar{Y} = \frac{\sum A_F * Y'}{\sum A_F} \quad (6.37)$$

Donde, \bar{Y} = Distancia Centroidal
 A_F = El área transversal de los stringer, columna 2 cuadros 27, 28, 29 y 30..
 Y' = Distancias entre los CG de los stringer, medidas desde el stringer 3, columna 3 cuadros 27, 28, 29 y 30

$$\sum A_F * Y' = \text{Sumatoria de la columna 4 cuadros 27, 28, 29 y 30}$$

$$\sum A_F = \text{Sumatoria de la columna 2 cuadros 27, 28, 29 y 30}$$

Figura 72. Diagrama Explicativo para el Flujo de Cortadura.



Fuente: Autores.

$$Y = Y' - \bar{Y} \tag{6.38}$$

- Donde,
- Y = Distancia del stringer con respecto al centroide de la cuaterna X_c
 - Y' = Distancias entre los CG de los stringer, medidas desde el stringer 3, columna 3 cuadros 27, 28, 29 y 30
 - \bar{Y} = Distancia Centroidal

$$q = \frac{P}{I} * \left(\sum Y * A_F \right) \quad (6.39)$$

Donde, q = Flujo de Cortadura, columna 9.

P = Carga de aterrizaje

I = Momento de Inercia, sumatoria de la columna 7 Cuadros 27, 28, 29 y30.

Cuadro 27. Flujo de cortadura para la cuaderna de 1/5 del forebody.

BOW LANDING CASE								
STRINGER N°	Af (in²)	Y' (in)	Af * Y' (in³)	Y (in)	Y * Af (in³)	Y² * Af (in⁴)	ΣY * Af (in³)	q (Lb/in)
1	11,476	17,731	203,484	6,914	79,349	548,629	79,349	125
2	5,653	10,591	59,868	-0,225	-1,273	0,287	78,076	123
3	7,218	0	0	-10,817	-78,076	844,518	0	0
Σ	24,347		263,352			1393,433		

Fuente: Autores.

Cuadro 28. Flujo de cortadura para la cuaderna ubicada debajo del C.G.

UNDER OF THE CENTER OF GRAVITY LANDING CASE								
STRINGER N°	Af (in²)	Y' (in)	Af * Y' (in³)	Y (in)	Y * Af (in³)	Y² * Af (in⁴)	ΣY * Af (in³)	q (Lb/in)
1	11,476	21,02	241,234	8,048	92,364	743,369	92,364	158
2	5,653	13,196	74,592	0,224	1,269	0,285	93,633	160
3	7,218	0	0	-12,972	-93,633	1214,586	0	0
Σ	24,34708		315,825			1958,239		

Fuente: Autores.

Cuadro 29. Flujo de cortadura aplicado en la cuaderna maestra.

MASTER BULKHEAD LANDING CASE								
STRINGER N°	Af (in ²)	Y' (in)	Af * Y' (in ³)	Y (in)	Y * Af (in ³)	Y ² * Af (in ⁴)	ΣY * Af (in ³)	q (Lb/in)
1	11,476	21,937	251,752	8,299	95,240	790,372	95,240	112
2	5,653	14,204	80,288	0,566	3,200	1,812	98,440	116
3	7,218	0	0	-13,638	-98,440	1342,498	0	0
Σ	24,34708		332,039			2134,682		

Fuente: Autores.

Cuadro 30. Flujo de cortadura para la cuaderna del 85% del afterbody.

STERN LANDING CASE								
STRINGER N°	Af (in ²)	Y' (in)	Af * Y' (in ³)	Y (in)	Y * Af (in ³)	Y ² * Af (in ⁴)	ΣY * Af (in ³)	q (Lb/in)
1	11,476	9,473	108,710	3,598	41,287	148,536	41,287	118
2	5,653	6,073	34,327	0,198	1,119	0,221	42,406	121
3	7,218	0	0	-5,875	-42,406	249,132	0	0
Σ	24,34708		143,037			397,889		

Fuente: Autores.

Para cada cuaderna, y utilizando Solid-Edge, se hallaron las longitudes de arco entre stringers, estos valores son resumidos en la columna 3 del cuadro 31. Con estas longitudes y conociendo el flujo de cortadura calculado anteriormente, columna 9 cuadro 27, 28, 29 y 30, se calculó la carga P en cada tramo o porción de arco, los valores de estas cargas son presentados en la columna 5 del cuadro 31.

El diámetro que se asignó a los remaches de frame Bow, Frame MM y Frame Stern fue de $\frac{5}{32}$ in ; para Frame Step se asignaron remaches de $\frac{3}{16}$ in porque esta cuaderna tienen cargas más altas. El material seleccionado para éstos fue aluminio 2117T. Los remaches de este material son los más

usados por que se instalan directamente sin requerir ningún tipo de tratamiento. Además poseen buena resistencia mecánica y a la corrosión. La resistencia a corte es 9000psi.

$$\tau_{AD.MAT.REMACHE.CORTE} = 9000 \frac{Lbf}{in^2}$$

Se calculó la fuerza en un remache dividiendo la $\tau_{AD.MAT.REMACHE.CORTE}$ por un factor de seguridad de 1,5, según la siguiente ecuación (6.40).

$$F_{(1)} = \frac{P_c \pi \phi^2}{4} * \frac{\tau_{AD.MAT.REMACHE.CORTE}}{1,5} \quad (6.40)$$

Donde, $F_{(1)}$ = Fuerza en un remache

P_c = Planos de corte, igual a 1*

ϕ = Diámetro del remache

$\tau_{AD.MAT.REMACHE.CORTE}$ = Tensión admisible del material del remache en corte

Para los remaches de $5/32in$ la fuerza en un remache es:

$$F_{(1)} = \frac{(1)\pi(0,15625in)^2}{4} * \frac{9000psi}{1,5}$$

$$\therefore F_{(1)} = 115,0486Lbf$$

*los P_c son iguales al número de placas a unir menos uno. Como la unión es entre dos placas (cuaderna y piel), $P_c = 1$

Para los remaches de $3/16in$ la fuerza en un remache es:

$$F_{(1)} = \frac{(1)\pi(0,1875in)^2}{4} * \frac{9000psi}{1,5}$$

$$\therefore F_{(1)} = 165,6699Lbf$$

Con estas fuerzas, se calcularon la cantidad de remaches (i) para cada tramo, ecuación (6.41). El número de remaches es presentado en la columna 6 del cuadro 31.

$$(i) = \frac{P}{F_{(1)}} \quad (6.41)$$

Donde, (i) = Número de remaches

P = Carga total sobre la unión remachada, la cual se calculó para cada tramo de arco, columna 5 cuadro 31

$F_{(1)}$ = Fuerza en un remache.

Cuadro 31. Calculo del número de remaches

		$L_{arco} (in)$	$q (Lbf/in)$	$P (Lbf)$	(i)
Frame Bow Landing	A	5,5906	0	0	0
	B	13,9528	123	1716,1944	15
	C	12,6969	125	1587,1125	14
Frame Step Landing	A	5,5945	0	0	0
	B	17,0354	160	2725,664	16
	C	14,8031	158	2338,8898	14
Frame MM	A	5,6024	0	0	0
	B	16,6850	116	1935,46	17
	C	13,6654	112	1530,5248	13
Frame Stern Landing	A	5,7323	0	0	0
	B	7,8071	121	944,6591	8
	C	8,3780	118	988,604	9

Fuente : Autores.

Seguidamente se calcularon los factores de diseño en corte y aplastamiento:

Remache 5/32in

- Factor de diseño en corte.

1. Se calculó el esfuerzo de corte, de la ecuación (6.42)

$$\tau_{CORTE.REMACHE} = \frac{F_{(1)}}{\pi \left(\frac{\phi}{2} \right)^2 P_c} \quad (6.42)$$

Donde, $\tau_{CORTE.REMACHE}$ = Esfuerzo de corte en el remache

$F_{(1)}$ = Fuerza en un remache

ϕ = Diámetro del remache

P_c = Planos de corte

$$\tau_{CORTE.REMACHE} = \frac{115,0486Lbf}{\pi \left(\frac{0,1562in}{2} \right)^2 (1)} \quad \therefore \tau_{CORTE.REMACHE} = 6000psi$$

2. Se halló el factor de diseño en corte, de la ecuación (6.43)

$$\eta_{CORTE} = \frac{\tau_{ADM.MAT.REMACHE.CORTE}}{\tau_{CORTE.REMACHE}} \quad (6.43)$$

Donde, η = Factor de diseño en corte

$\tau_{ADM.MAT.REMACHE.CORTE}$ = Tensión admisible del material del remache en corte

$\tau_{CORTE.REMACHE}$ = Esfuerzo de corte en el remache

$$\eta_{CORTE} = \frac{9000 \text{ psi}}{6000 \text{ psi}} \quad \therefore \eta = 1,5$$

- Factor de diseño en aplastamiento.

1. Se determinó la tensión admisible de aplastamiento, de la ecuación (6.44)

$$\sigma_{ADM, APLASTAMIENTO.MATERIAL.REMACHE} = (2,5 - 3)\sigma_A \quad (6.44)$$

Donde, $\sigma_{ADM, APLASTAMIENTO.MATERIAL.REMACHE}$ = Esfuerzo admisible de aplastamiento

σ_A = Esfuerzo admisible del material, de 36000 psi.

$$\sigma_{ADM, APLASTAMIENTO.MATERIAL.REMACHE} = (2,5 - 3)\sigma_r = (2,7)(36000 \text{ psi})$$

$$\therefore \sigma_{ADM, APLASTAMIENTO.MATERIAL.REMACHE} = 97200 \text{ psi}$$

2. Se calculó el esfuerzo de aplastamiento, de la ecuación (6.45)

$$\sigma_{APLASTAMIENTO.REMACHE} = \frac{F_{(1)}}{\phi S} \quad (6.45)$$

Donde, $\sigma_{APLASTAMIENTO.REMACHE}$ = Esfuerzo de aplastamiento

$F_{(1)}$ = Fuerza en un remache

ϕ = Diámetro del remache

S = Espesor de lámina, igual a 0,1181 in

$$\sigma_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}} = \frac{115,0486 \text{ Lbf}}{(0,1563 \text{ in})(0,1181 \text{ in})} \quad \therefore \sigma_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}} = 6232,65 \text{ psi}$$

3. Se determinó el factor de diseño en aplastamiento, de la ecuación (6.46)

$$\eta_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}} = \frac{\sigma_{\text{ADM.APLASTAMIENTO.MAT.REMACHE}}}{\sigma_{\text{APLAST.REMACHE}}} \quad (6.46)$$

Donde, $\eta_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}}$ = Factor de diseño por aplastamiento

$\sigma_{\text{ADM.APLASTAMIENTO.MAT.REMACHE}}$ = Esfuerzo admisible de aplastamiento

$\sigma_{\text{APLAST.REMACHE}}$ = Esfuerzo de aplastamiento

$$\eta_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}} = \frac{97200 \text{ psi}}{6232,65 \text{ psi}} \quad \therefore \sigma_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}} = 15,6$$

Remache 3/16in

- Factor de diseño en corte.

1. Se calculó el esfuerzo de corte, ecuación (6.42)

$$\tau_{\text{CORTE.REMACHE}} = \frac{165,6699 \text{ Lbf}}{\pi \left(\frac{0,1875 \text{ in}}{2} \right)^2} (1) \quad \therefore \tau_{\text{CORTE.REMACHE}} = 6000 \text{ psi}$$

2. Se halló el factor de diseño en corte, de la ecuación (6.43)

$$\eta = \frac{9000 \text{ psi}}{6000 \text{ psi}} \quad \therefore \eta = 1,5$$

- Factor de diseño en aplastamiento.

1. Se determinó la tensión admisible de aplastamiento, de la ecuación (6.44)

$$\therefore \sigma_{\text{APLASTAMIENTO.MATERIAL.REMACHE}} = 97200 \text{ psi}$$

2. Se calculó el esfuerzo de aplastamiento, de la ecuación (6.45)

$$\sigma_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}} = \frac{165,6699 \text{ Lbf}}{(0,1875 \text{ in})(0,1181 \text{ in})} \quad \therefore \sigma_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}} = 7481,6 \text{ psi}$$

3. Se determinó el factor de diseño en aplastamiento, de la ecuación (6.46)

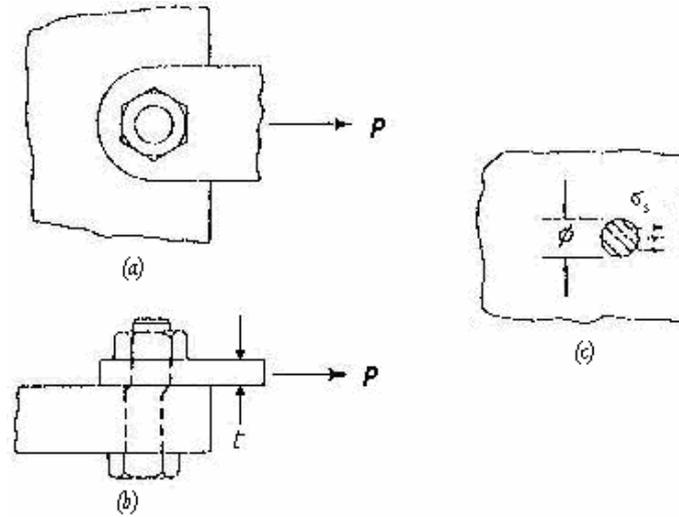
$$\eta_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}} = \frac{97200 \text{ psi}}{7481,6 \text{ psi}} \quad \therefore \eta_{\text{APLASTAMIENTO.REMACHE}} = 12,9$$

6.7 DISEÑO DE FITTING

Existen muchas incertidumbres concernientes a la distribución de esfuerzos en fittings. Las tolerancias de fabricación son tales que los pernos nunca ajustan perfectamente en los agujeros, y pequeñas variaciones en las dimensiones pueden afectar la distribución de esfuerzos. Un margen adicional de seguridad del 20% es utilizado para el diseño de fittings en aeronaves civiles. Las cargas de diseño se obtuvieron de multiplicar las cargas en cada strut por un factor de seguridad de 1,5 y un factor fitting de 1,2.

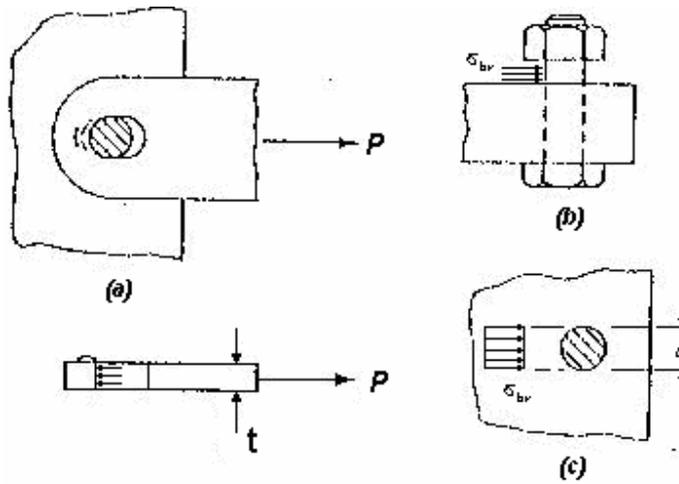
Las uniones atornilladas o remachadas se investigan por 4 tipos de fallas: En corte, figura 73; Por apoyo, como se muestra en la figura 74; Por desgarre, como se muestra en la figura 75; y por Tensión, figura 76. Los fittings fueron analizados suponiendo una distribución de esfuerzo promedio o esfuerzo uniforme simple.

Figura 73. Falla por corte



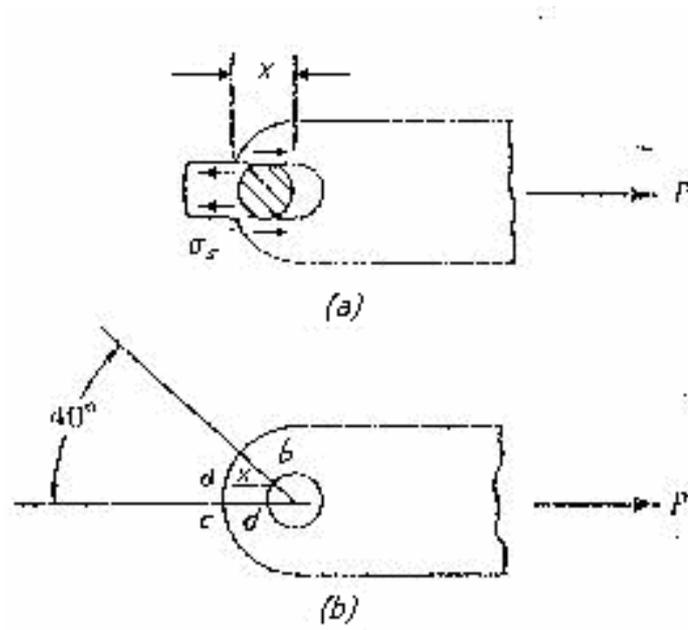
Fuente: Aircraft structures

Figura 74. Falla por apoyo



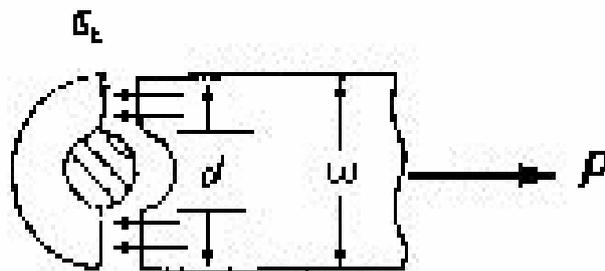
Fuente: Aircraft structures

Figura 75. Falla por desgarre



Fuente: Aircraft structures

Figura 76. Falla por tensión



Fuente: Aircraft structures

El esfuerzo promedio para cualquiera de los 4 tipos de falla es:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (6.47)$$

Donde, σ = Esfuerzo promedio

P = Carga

A = Área de la sección transversal sobre el cual puede ocurrir una falla

El margen de seguridad es:

$$MS = \frac{\sigma_A}{\sigma} - 1 \quad (6.48)$$

Donde, MS = Margen de seguridad

σ_A = Esfuerzo permisible

σ = Esfuerzo obtenido de la carga P la cual incluye el factor de seguridad de 1,5 y el factor fitting de 1,2

Cuando el factor fitting se incluye en el esfuerzo σ , el margen de seguridad debe ser 0 o un valor pequeño positivo. Se usaron los siguientes subíndices para designar los tipos de esfuerzos:

τ_A y τ = Esfuerzos de corte,

σ_{ABR} y σ_{BR} = Esfuerzos de apoyo,

σ_{AT} y σ_T = Esfuerzos de tensión,

σ_{AB} y σ_B = Esfuerzos flectores.

El símbolo σ_A representa un esfuerzo permisible, y σ representa un esfuerzo calculado.

El esfuerzo de corte se calcula con el área de la sección transversal del perno o remache.

$A = \pi\phi^2 / 4$, donde ϕ es el diámetro del perno o remache, el esfuerzo de corte es:

$$\tau = \frac{4P}{\pi\phi^2} \quad (6.49)$$

Donde, τ = Esfuerzo de Corte
 P = Carga
 ϕ = Diámetro del perno

La falla por apoyo de una unión atornillada, consiste de la elongación del agujero de la placa. Como se observa en la figura 74. El esfuerzo de apoyo permisible usualmente depende de la elongación permisible del agujero. Se asume que el esfuerzo de apoyo se distribuye uniformemente sobre un área $A = t\phi$, como se muestra en la figura 74. La ecuación para el esfuerzo de apoyo promedio es:

$$\sigma_{BR} = \frac{P}{t\phi} \quad (6.50)$$

Donde, σ_{BR} = Esfuerzo de apoyo
 P = Carga
 t = Espesor de la chapa
 ϕ = Diámetro del perno

Si la junta soporta cargas de vibración o choque, como en un miembros del tren de aterrizaje, hay una tendencia mayor a que el agujero del perno se elongue que es cuando la junta resiste únicamente cargas estáticas. En tales casos, el esfuerzo de apoyo debe ser bajo para prevenir el reemplazo frecuente del perno o del buje del agujero, las agencias licenciadas especifican usar un factor de apoyo de 2 o más para obtener los esfuerzos de apoyo cuando la unión atornillada soporta cargas de vibración o de impacto, este factor de apoyo se usa en lugar del factor fitting.

La falla por desgarre de un agujero de perno o remache se muestra en la figura 75, el material de la placa falla en corte sobre un área $A = 2xt$, el esfuerzo por desgarre es:

$$\tau = \frac{P}{2xt} \quad (6.51)$$

Donde, τ = Esfuerzo por desgarre

x = Longitud ab en la figura 75, pero es habitual usar la longitud cd

De consideraciones practicas, es aconsejable mantener la distancia desde el centro del remache al borde de lamina por lo menos igual a dos veces el diámetro del remache, previniendo la falla por desgarre.

Una unión remachada o atornillada debe ser investigada por una posible falla por tensión a través de los agujeros de remaches o pernos, como se muestra en la figura 76. Se asume que el esfuerzo por tensión se distribuye de forma uniforme sobre el área $A = (w - \phi)t$ para el fitting atornillado mostrado en la figura 76. El esfuerzo por tensión es:

$$\sigma_t = \frac{P}{(w - \phi)t} \quad (6.52)$$

Donde, σ_t = Esfuerzo por tensión

P = Carga

w = Ancho de la placa

ϕ = Diámetro del perno

6.7.1 Verificación de fitting. Los fitting que conectan los soportes con los struts fueron investigados por los tipos de falla discutidos en la sección anteriormente. A continuación se explica la verificación por corte, apoyo, desgarre y tensión para el fitting 3. De igual forma se analizaron los fitting 4 y 5. Un

resumen de estos resultados es presentado en el cuadro 33. Es de señalar que el análisis para los fitting 6,7 y 8 es similar al de los fitting 3, 4 y 5, puesto que se asume que la estructura del montante es simétrica. Las dimensiones de los fitting 3, 4, 5, 6, 7, y 8 se presentan en el Anexo E.

El material asignado para los Fitting es aluminio 6061-T6 para el cual, $\sigma_{at} = 40000Lbf$, $\tau_a = 24000Lbf$ y $\sigma_{abr} = 56000Lbf$. Está aleación presenta buenas características mecánicas y de resistencia a la corrosión, lo cual es muy importante, ya que por su ubicación, estas piezas estarán mas expuestas al agua. El materia de los pernos es Acero AISI 4130 para el cual $\sigma_{at} = 90000Lbf$, $\tau_a = 54000Lbf$ y $\sigma_{abr} = 126000Lbf$.

Las cargas ultimas ó de diseño se obtuvieron de multiplicar las cargas axiales de los struts, columnas 2 y 3 del cuadro 32, por un factor de seguridad de 1,5 y un factor fitting de 1,2. Con estas cargas (*cargas diseño fitting*), se analizaron las fallas por Corte, desgarre y tensión.

Cuadro 32. Cargas últimas para el diseño de los fitting 3, 4, 5, 6, 7 y 8

	T (Lbf)	C (Lbf)	CARGAS DISEÑO FITTING		CARGAS TEORICAS DE APOYO	
			T (Lbf)	C (Lbf)	T (Lbf)	C (Lbf)
Strut 3	1226,81	3419,89	2208,26	6155,80	3680,43	10259,67
Strut 4	1086,41	2214,11	1955,54	3985,40	3259,23	6642,33
Strut 5	2487,40	2901,84	4477,32	5223,31	7462,2	8705,52
Strut 6	1226,81	3419,89	2208,26	6155,80	3680,43	10259,67
Strut 7	1086,41	2214,11	1955,54	3985,40	3259,23	6642,33
Strut 8	2487,40	2901,84	4477,32	5223,31	7462,2	8705,52

Fuente: Autores

Cargas de diseño fitting 3.

$$1226,81 \times 1,5 \times 1,2 = 2208,26 \text{ Lbf} \quad \text{tensión}$$

$$3419,89 \times 1,5 \times 1,2 = 6155,80 \text{ Lbf} \quad \text{compresión}$$

De igual forma se calcularon las *cargas teóricas de apoyo*, usando un Factor de Apoyo de 2 en lugar del factor fitting. Con estas cargas se estudió la falla por apoyo:

$$\begin{array}{ll} 1226,81 \times 1,5 \times 2 = 3680,43 \text{ Lbf} & \text{tensión} \\ 3419,89 \times 1,5 \times 2 = 10259,67 \text{ Lbf} & \text{compresión} \end{array}$$

El perno está en corte doble, por lo que cada sección transversal del perno debe resistir la mitad de la carga de 6155,8 Lbf. De las ecuaciones (6.49) y (6.48):

$$\tau = \frac{4(3077,9 \text{ Lbf})}{\pi(0,3937 \text{ in})^2} = 25283,15 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

$$MS = \frac{54000 \text{ Lbf} / \text{in}^2}{25283,15 \text{ Lbf} / \text{in}^2} - 1 = 2$$

El esfuerzo de apoyo se calculó con la mayor de las cargas en tensión y compresión. Para este análisis se asumió que esta carga está igualmente repartida en cada chapa del Fitting, por lo tanto el esfuerzo de apoyo se calculó con la mitad de la carga de 10259,67 Lbf. De las ecuaciones (6.50) y (6.48), el apoyo del perno sobre el fitting es:

$$\sigma_{br} = \frac{5129,84 \text{ Lbf}}{(0,2756 \text{ in})(0,3937 \text{ in})} = 47279,63 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

$$MS = \frac{56000 \text{ Lbf} / \text{in}^2}{47279,63 \text{ Lbf} / \text{in}^2} - 1 = 0,18$$

La falla por desgarre del agujero del perno se calculó con la distancia X, que es igual a dos veces el diámetro del agujero en cuestión. La carga en tensión se usó para calcular el esfuerzo por desgarre,

ya que la carga de compresión no produce esfuerzo sobre esta sección transversal. De la ecuación (6.51) y (6.48):

$$\tau = \frac{2208,26 \text{ Lbf}}{2(0,7874 \text{ in})(0,2756 \text{ in})} = 5087,98 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

$$MS = \frac{24000 \text{ Lbf/in}^2}{5087,98 \text{ Lbf/in}^2} - 1 = 3,7$$

El esfuerzo de tensión a través del agujero del perno se halla con las ecuaciones (6.52) y (6.48)

$$\sigma = \frac{2208,26}{(2 - 0,3937)(0,2756) \text{ in}^2} = 4988,2 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

$$MS = \frac{40000 \text{ Lbf/in}^2}{4988,2 \text{ Lbf/in}^2} - 1 = 7$$

Cuadro 33. Verificación de fitting por corte, apoyo, desgarre y tensión.

	Corte (p.s.i)	MS	Apoyo (p.s.i)	MS	Desgarre (p.s.i)	MS	Tensión (p.s.i)	MS
Fitting 3	25283,15	1,1	47277,96	0,2	5087,98	3,7	4988,20	7,0
Fitting 4	25576,33	1,1	44637,51	0,3	6571,81	2,7	4913,45	7,1
Fitting 5	21453,22	1,5	46807,93	0,2	12036,85	1,0	11800,80	2,4
Fitting 6	25283,15	1,1	47277,96	0,2	5087,98	3,7	4988,20	7,0
Fitting 7	25576,33	1,1	44637,51	0,3	6571,81	2,7	4913,45	7,1
Fitting 8	21453,22	1,5	46807,93	0,2	12036,85	1,0	11800,80	2,4

Fuente: Autores

6.8 ANALISIS DE ELEMENTOS DEL FLOTADOR POR MEDIO DE ALGOR.

Las deformaciones y esfuerzos en las pieles inferiores, soportes, cuadernas y refuerzos, fueron estudiadas por medio de Algor. La razón de escoger este programa es por que ofrece el tipo de análisis por elementos finitos necesario para la validación del diseño, *Análisis Estático lineal*, con el programa CAD (Solid-Edge) usando la misma interfaz.

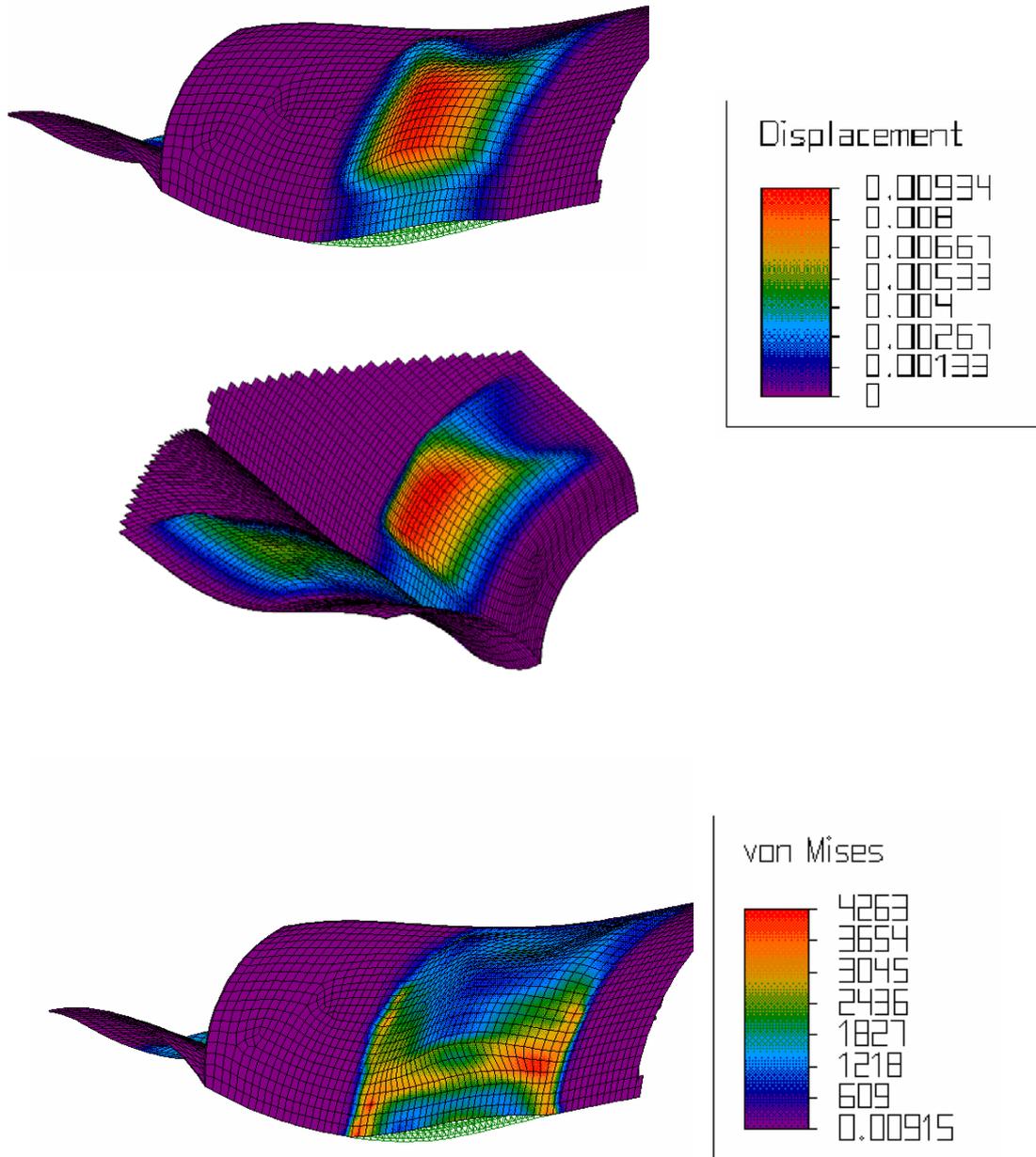
Después de determinar el tipo de análisis, se produjo un modelo de elementos finitos con los parámetros de diseño apropiados, tales como tipo de elemento (Brick), cargas, condiciones de frontera y una calidad de malla apropiada. Los esfuerzos y deformaciones para estos estudios se presentan en el sistema ingles.

Para cada elemento analizado, se presenta la simulación de esfuerzos y deformaciones. Los esfuerzos fueron calculados con el criterio de Von Mises. El programa muestra los esfuerzos y deformaciones en colores. Es así como en la figura 77 la mayor deformación ocurrirá en la zona roja y tendrá un valor de 0.00934 in, mientras que en la zona azul la deformación estará entre 0.00133 in y 0.004 in.

En los modelos, las líneas verdes representan, el elemento no deformado. Se aclara que las deformaciones se muestran a una escala exagerada con el objeto de poderlas apreciar. Las deformaciones y esfuerzos aparecen con el nombre "Displacement" y "Von Mises" respectivamente.

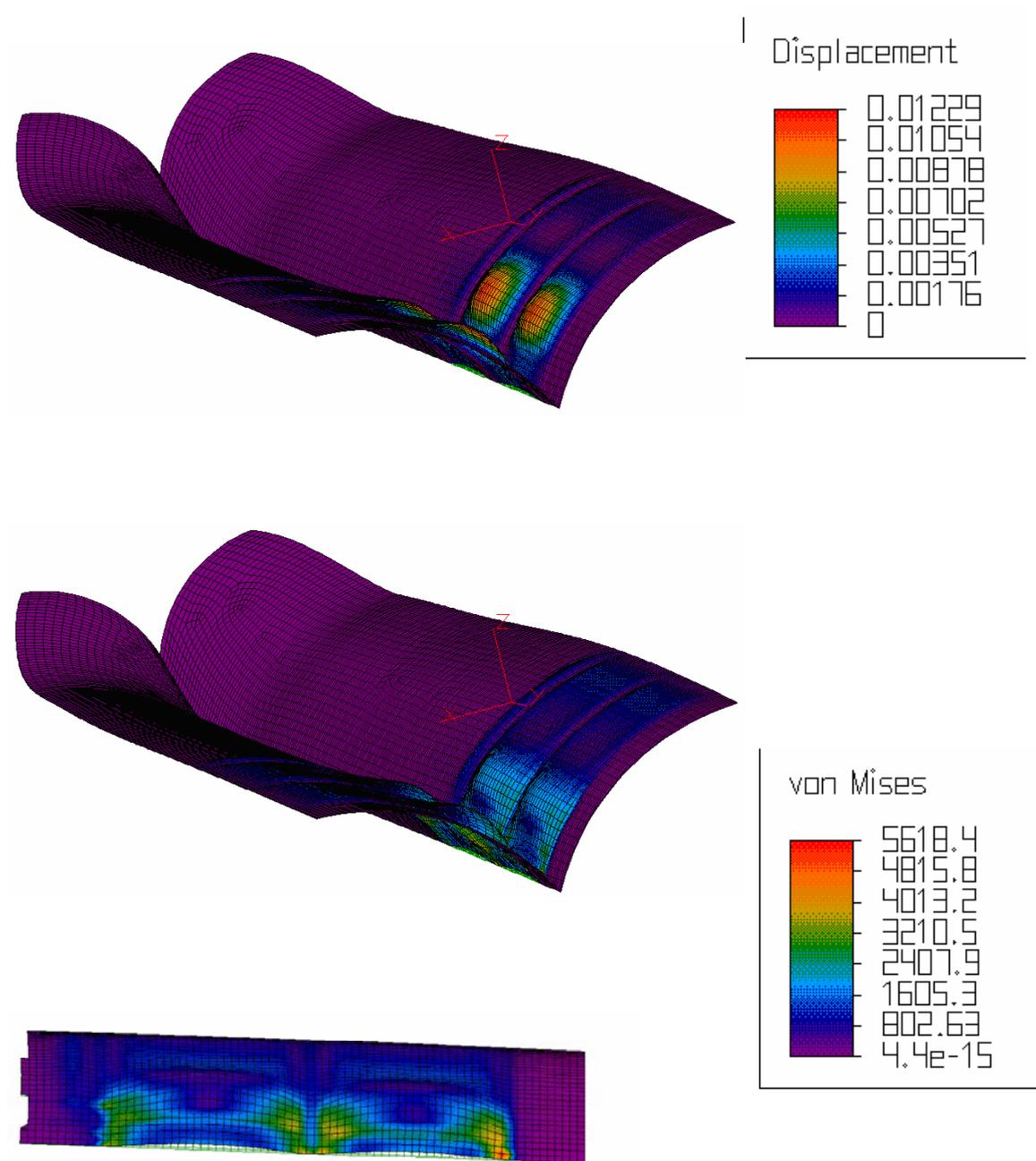
6.8.1 Piles Inferiores. En el análisis de las pieles, las cargas de aterrizaje... sección 5.1 ... fueron distribuidas en forma de presiones sobre un area de la piel que simula los impactos de aterrizaje, colocando restricciones en los lugares donde van montados las cuadernas y stringers. Esto se hizo así, porque es más sencillo analizar solo la piel que de todo el flotador, lo cual requeriría muy buenas capacidades de computador. Los esfuerzos y deformaciones para cada caso de aterrizaje son presentados en las figuras 77, 78 y 79. Es de señalar, que en estos análisis se tienen en cuenta las áreas de interés, es decir donde se presentan los mayores esfuerzos. El material para el diseño de la piel fue aluminio 6061-T6 con un espesor de lámina de 0,063in.

Figura 77. Deformaciones y esfuerzos en carga de proa.



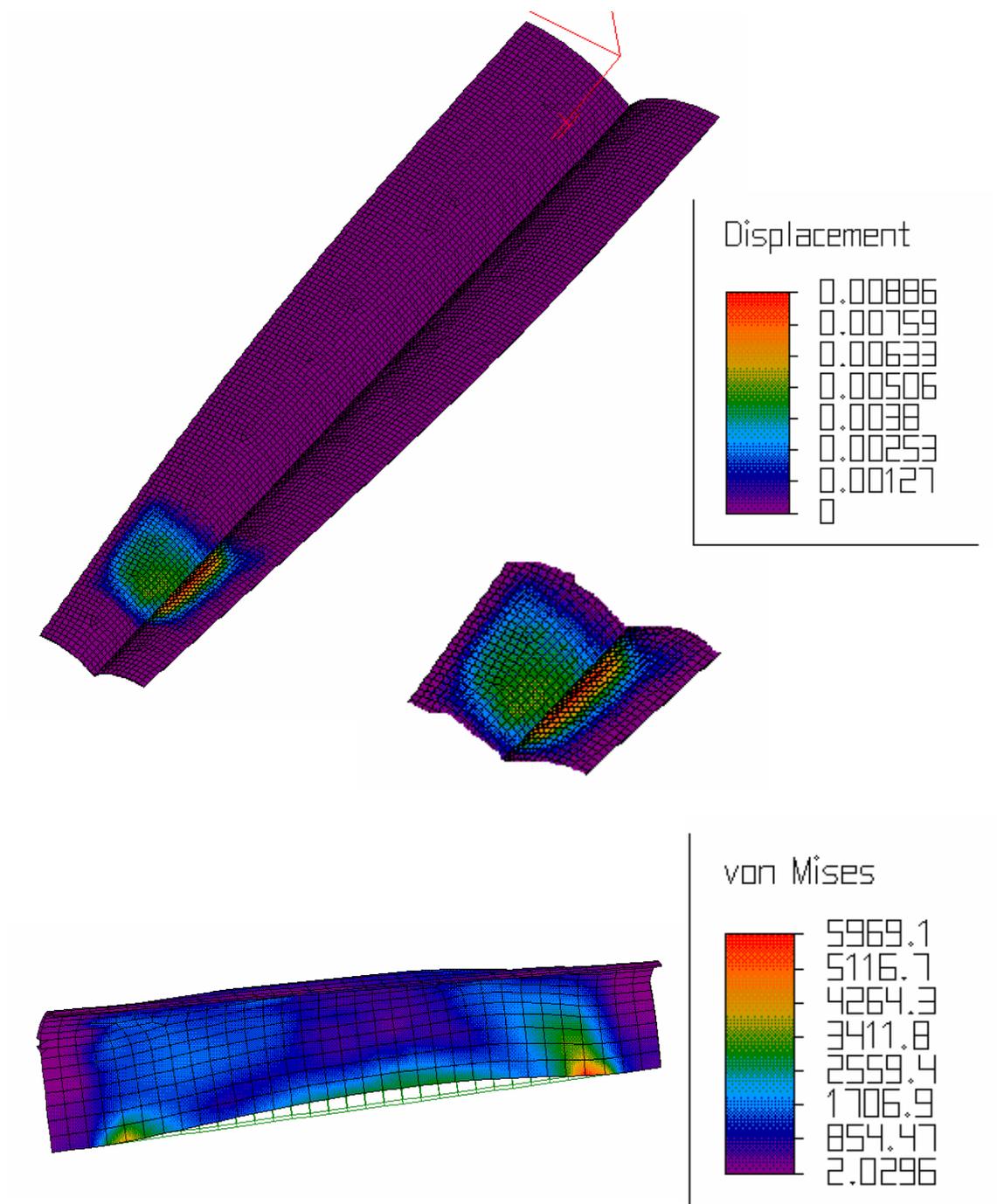
Fuente: Autores

Figura 78. Deformaciones y esfuerzos con carga de rediente.



Fuente: Autores

Figura 79. Deformaciones y esfuerzos con carga de popa.



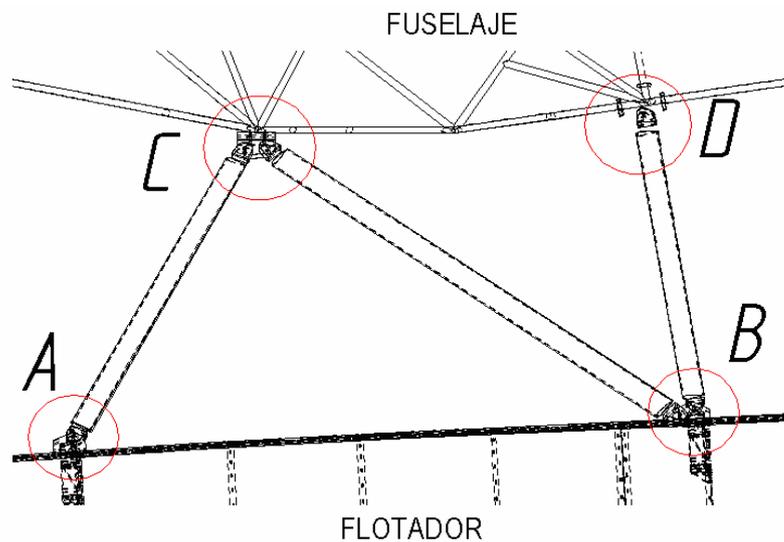
Fuente: Autores

Para la validación de la piel inferior, se tuvieron en cuenta los mayores esfuerzos: 4263 psi, 5618,4psi y 5969,1psi, tomados de las Figuras 77, 78 y 79 respectivamente. Estos valores fueron comparados con el esfuerzo de fluencia del material (Aluminio 6061-T6, $S_y = 40000\text{Ksi}$), encontrándose que el diseño propuesto no fallara para cualquier caso.

6.8.2 Soportes. Cada soporte se analizó con los esfuerzos en tensión y compresión más altos de los strut que se ensamblan al mismo. Estos esfuerzos se distribuyeron en forma de presión sobre la mitad del area longitudinal del agujero, considerando que entre el perno y el agujero siempre hay una pequeña holgura. Se aclara que solo se muestra el análisis del soporte A, que es donde se encuentra la mayor fuerza axial, considerándose como la situación más crítica de los cuatro soportes.

El material asignado para los soportes fue aluminio 6061-T6, porque es un material que presenta buenas características de resistencia mecánica y contra la corrosión, ver figura 80.

Figura 80. Soportes del montante.



Fuente: Autores.

El soporte A fue analizado con las fuerzas axiales en tensión y compresión del strut 3 ... Véase cuadro 32... estas fuerzas son de 1226,8 Lbf y 3419,8 Lbf respectivamente. Dichas fuerzas axiales se distribuyeron en forma de presión sobre la mitad del area longitudinal del agujero de $\Phi = 10\text{mm}$.

$$\text{Area longitudinal agujero} = \text{Perimetro}_{\text{circulo}} * \text{Espesor} = (\pi * \Phi) * \text{Espesor}$$

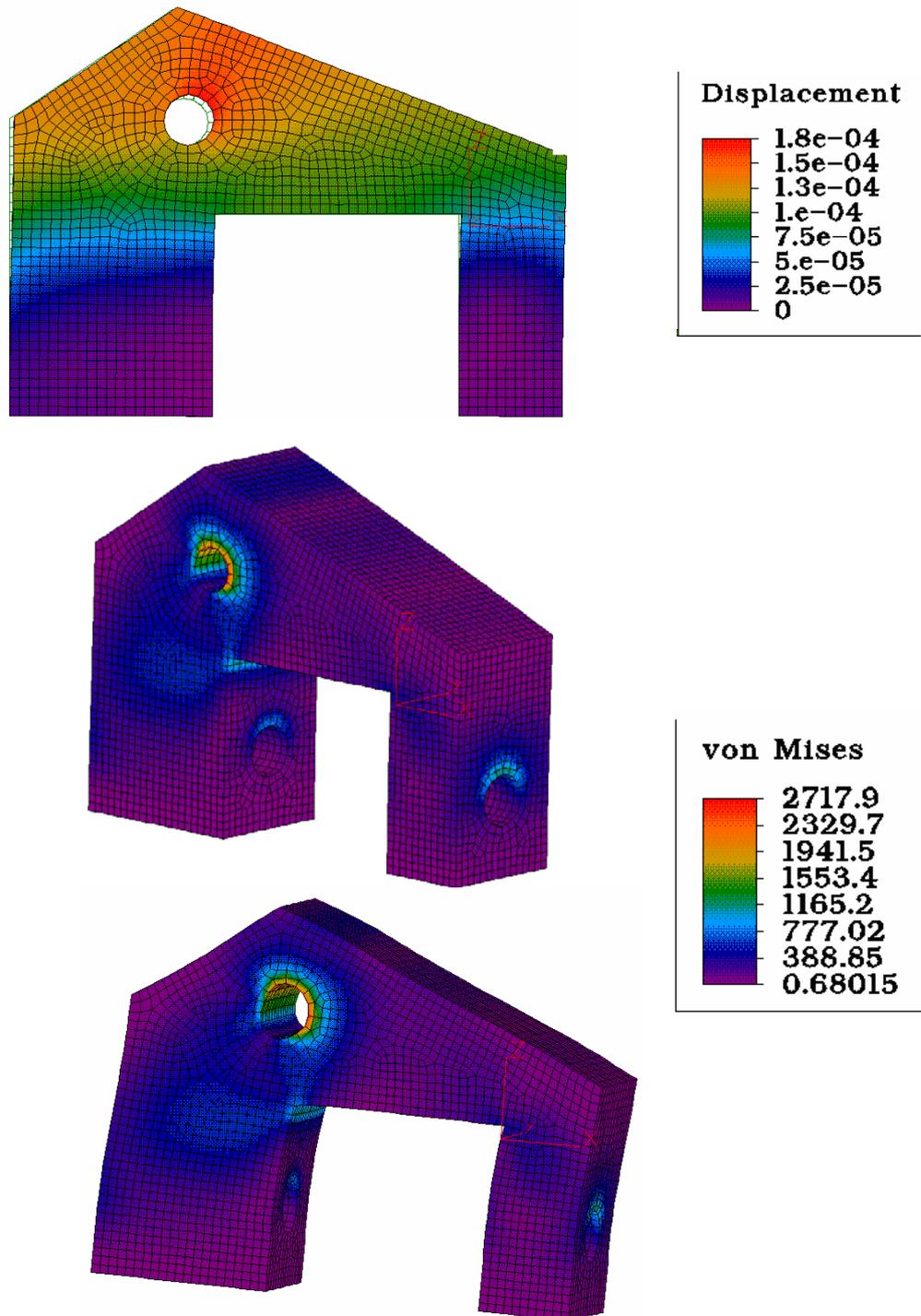
$$\text{Area longitudinal agujero} = (\pi * 0,3937\text{in}) * 1.1811\text{in} = 1,4608 \text{ in}^2$$

$$\text{Area longitudinal agujero} / 2 = 0,7304 \text{ in}^2$$

Con la Carga en tensión, se obtuvieron deformaciones de $1,8 \times 10^{-4}$ in, y esfuerzos de 2717,9 p.s.i., figura 81. Al analizar la carga en compresión se obtuvieron desplazamientos de $4,7 \times 10^{-4}$ in, y esfuerzos de 7555,3 p.s.i, figura 82.

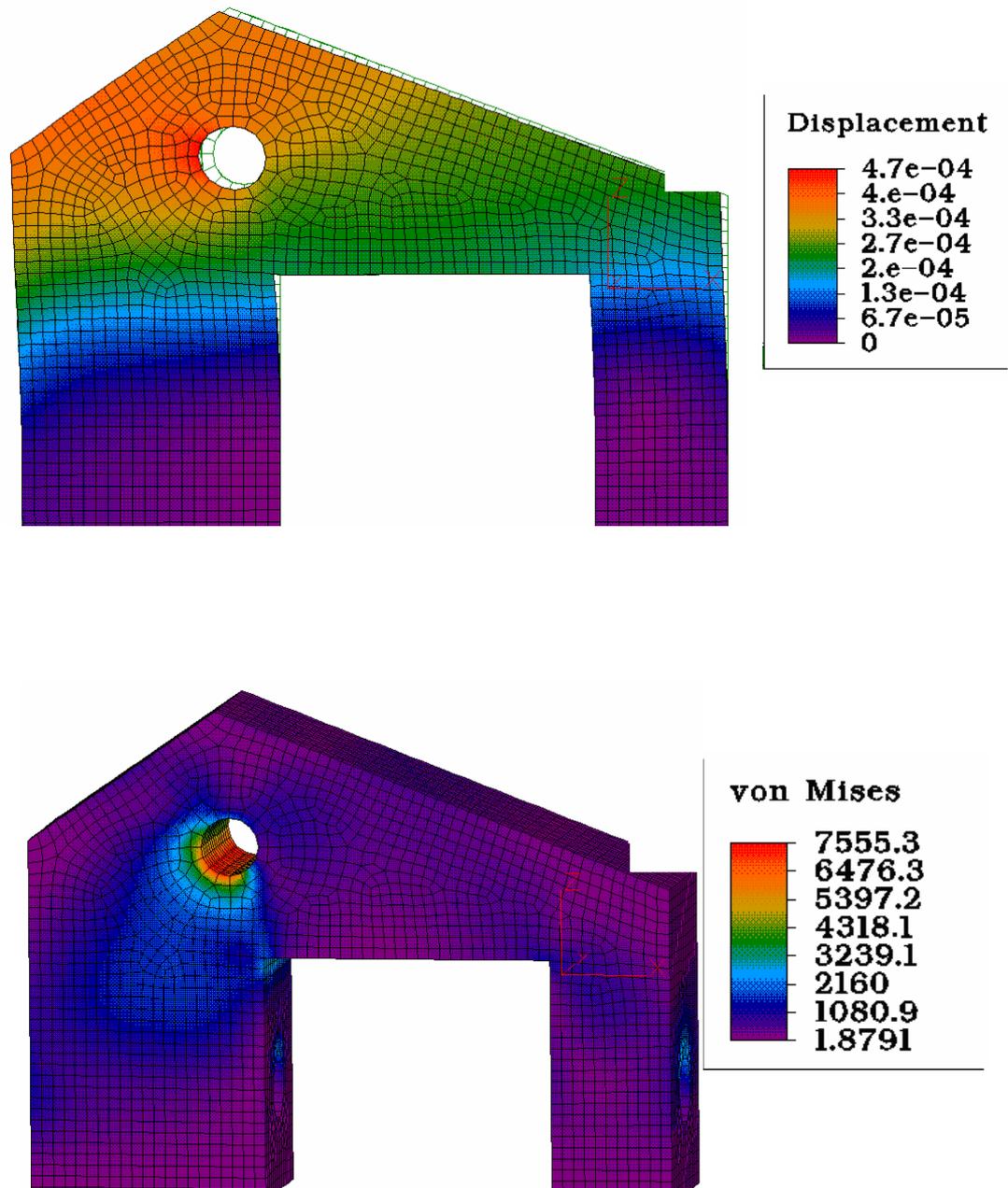
El mayor esfuerzo se comparó con el esfuerzo de fluencia del material asignado, $S_Y = 40000$ p.s.i, concluyendo que la pieza no fallará por fractura, ni tendrá una deformación permanente, ya que su mayor esfuerzo está por debajo del esfuerzo de fluencia del material.

Figura 81. Deformación y esfuerzos del soporte A, en tracción.



Fuente: Autores.

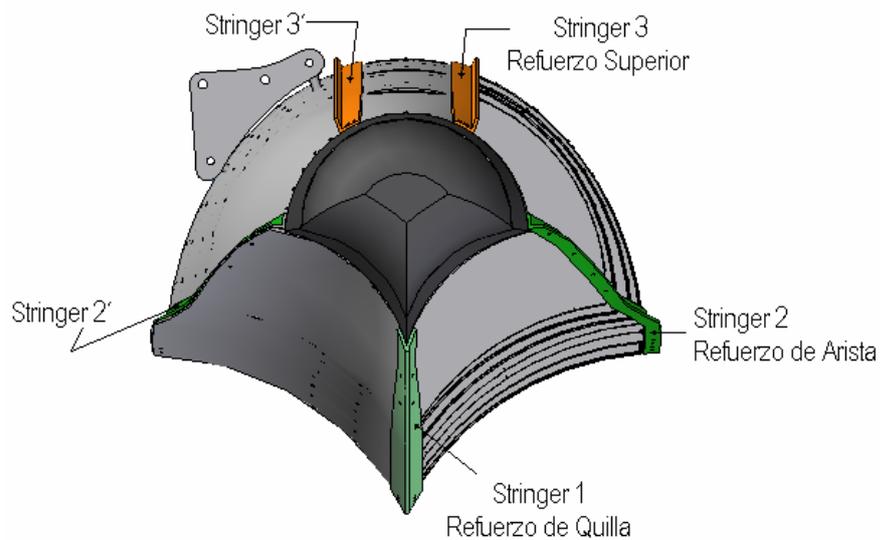
Figura 82. Deformación y esfuerzos del soporte A, en compresión.



Fuente: Autores.

6.8.3 Refuerzos (Stringers). Para el diseño de los refuerzos 1, 2 y 3 se asignaron inicialmente perfiles en "L" con dimensiones de 30x30x4, 20x20x4 y 30x20x4 respectivamente, siendo iguales para los refuerzos de la parte contraria, ver Figura 83. Se asignó aluminio 6061-T6 para los stringer, Se consideraron las presiones mas altas de quilla para el refuerzo 1 y de arista para los refuerzos 2 y 3, restringiendo las geometrías en los puntos de sujeción de estos con la piel y cuadernas. Se resalta que el refuerzo 3 no estará sometido a las mismas presiones de arista que el esfuerzo 2 por su ubicación, sin embargo se analizó así con el objeto de verificar el diseño para los tres esfuerzos, véase figuras 84, 85 y 86.

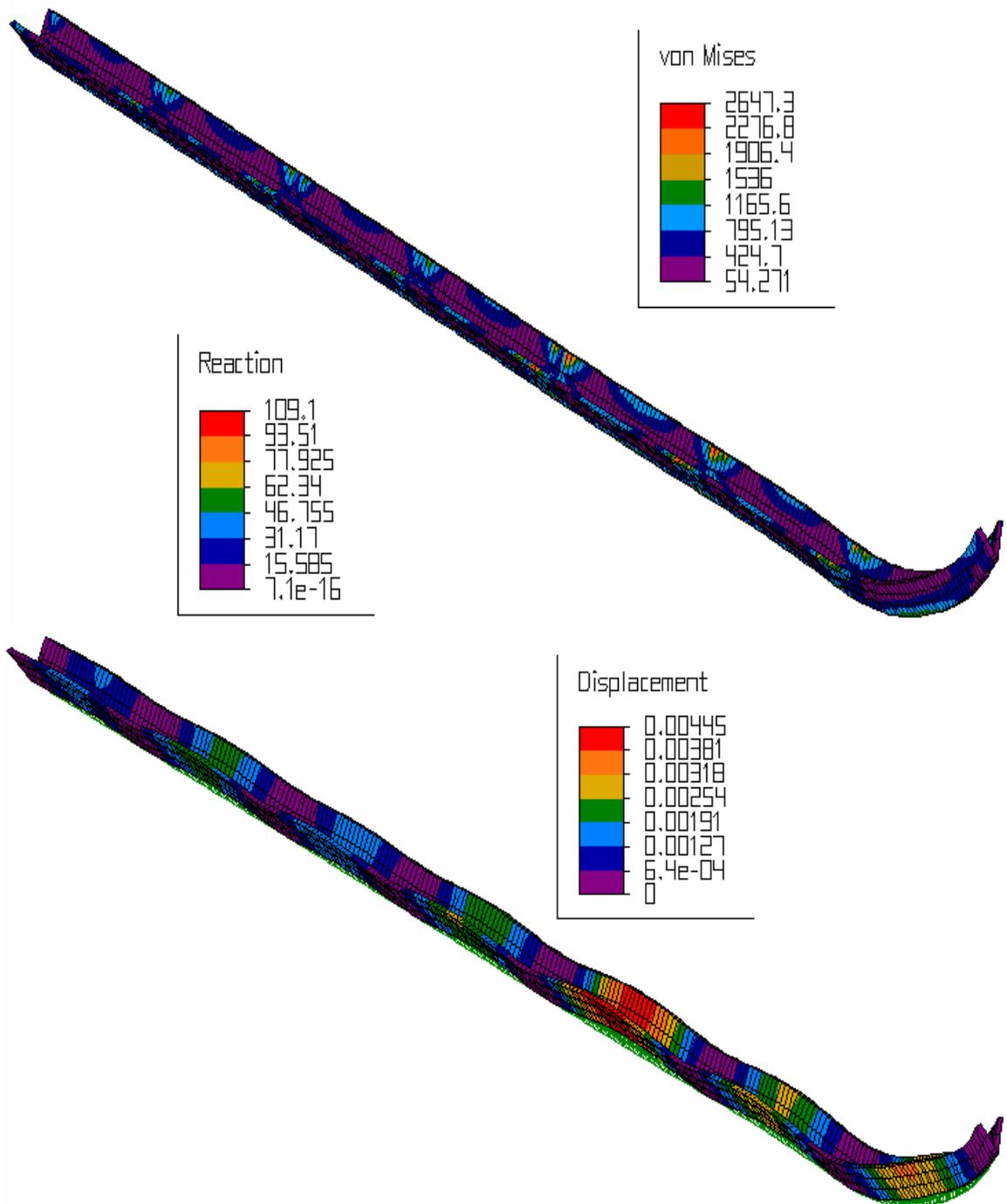
Figura 83. Designación refuerzos en el flotador



Fuente: Autores.

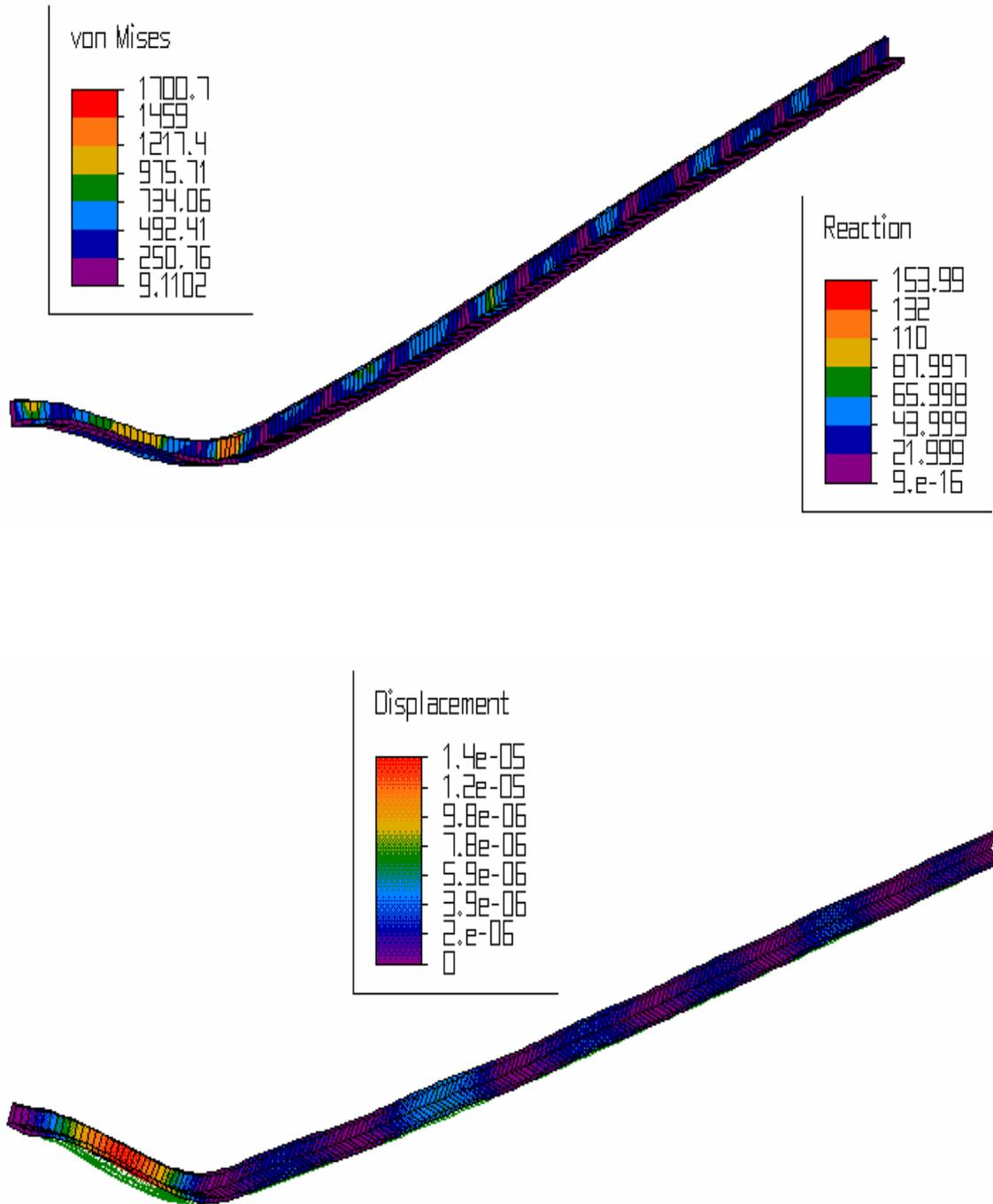
Del siguiente análisis los mayores esfuerzos son de 2647,3p.s.i., 1700,7p.s.i. y 11556p.s.i., los cuales están por debajo del esfuerzo de fluencia del material, verificándose de este modo que los stringer no fallaran estructuralmente, y la deformación estará por debajo del limite elástico del material.

Figura 84. Análisis de esfuerzos y deformaciones stringer 1.



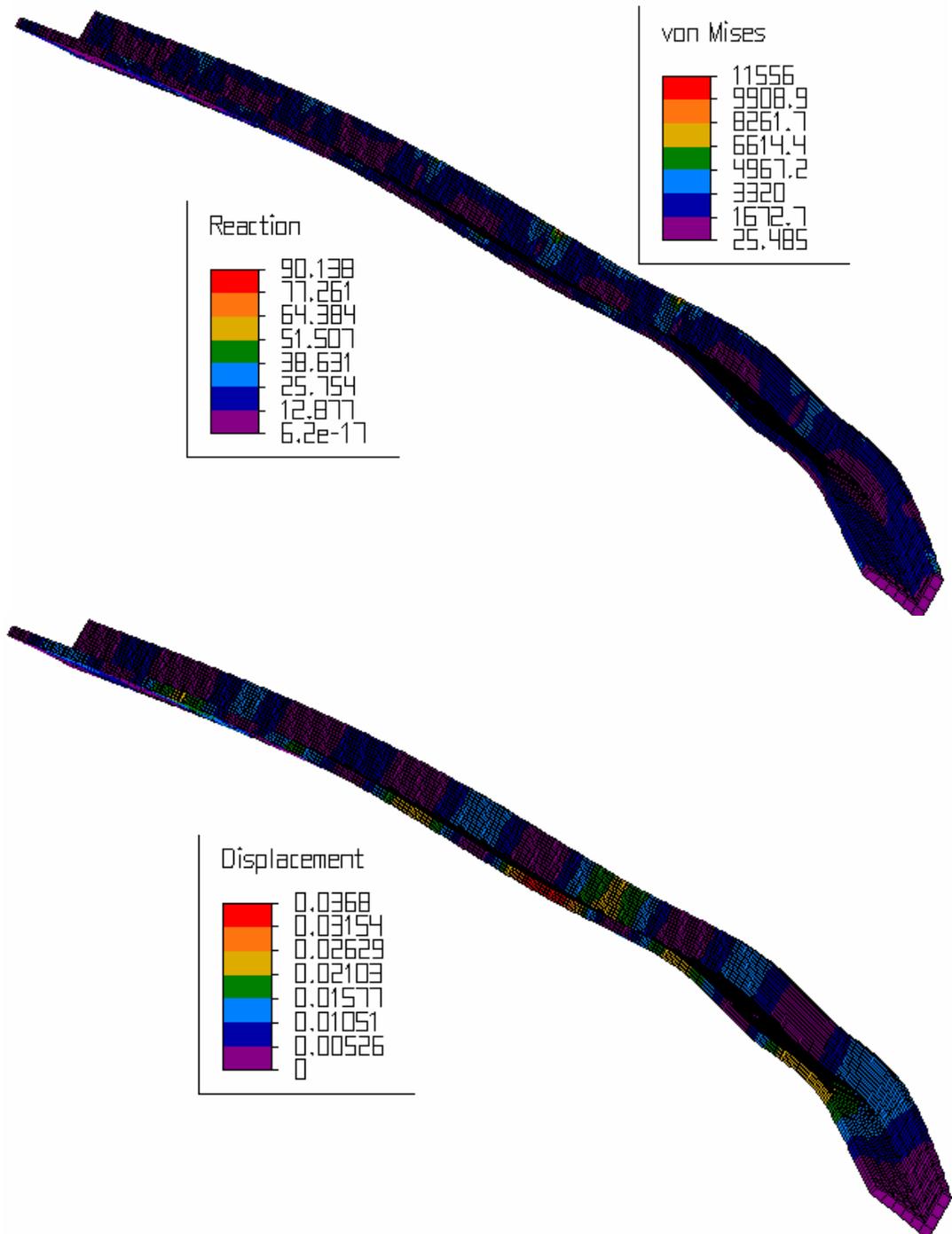
Fuente: Autores.

Figura 85. Análisis de esfuerzos y deformaciones stringer 2.



Fuente: Autores.

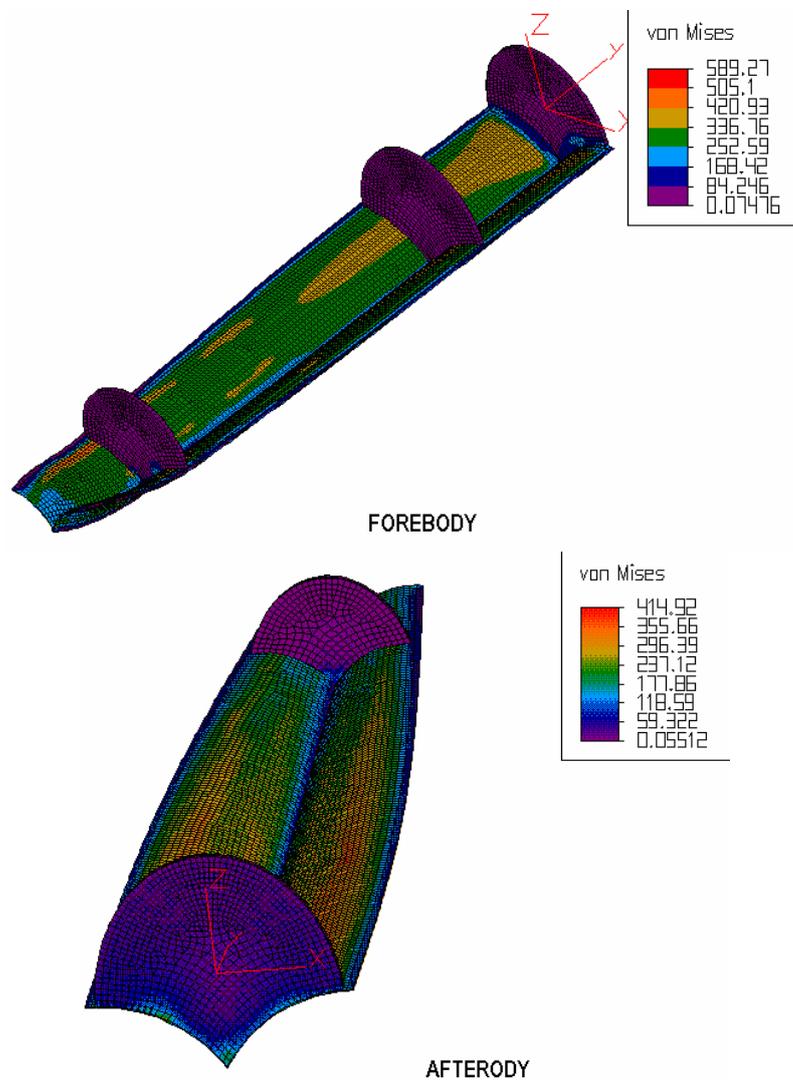
Figura 86. Análisis de esfuerzos y deformaciones stringer 3.



Fuente: Autores.

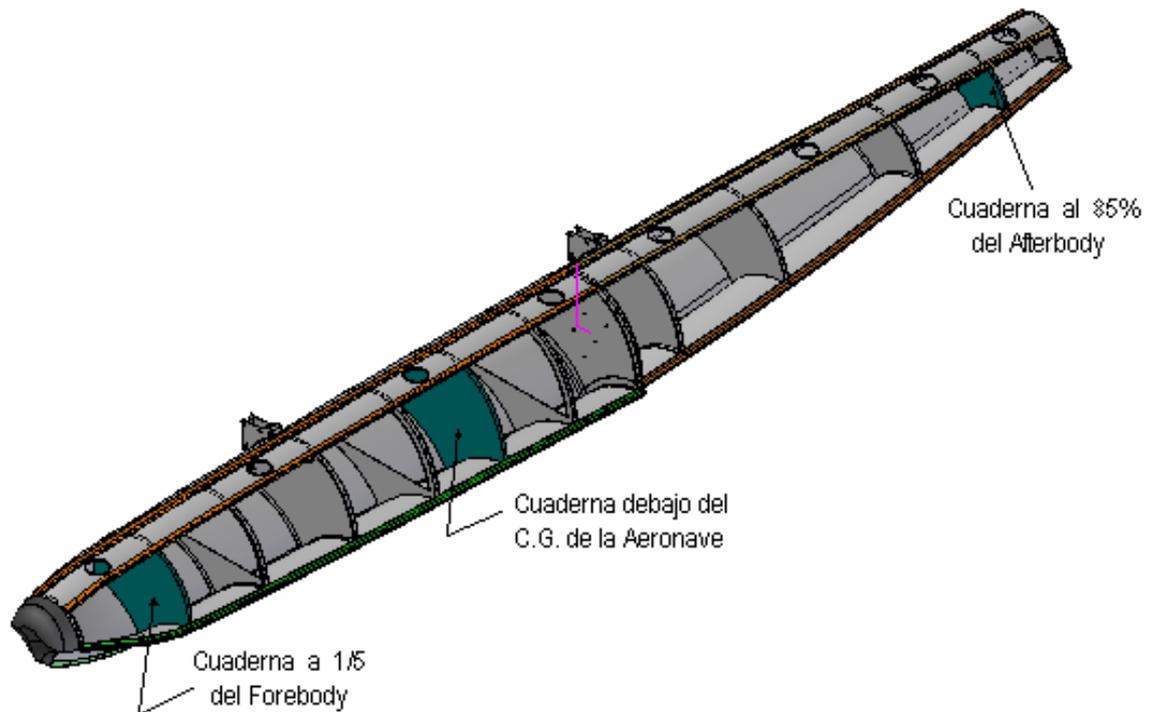
6.8.4 Cuadernas. Para el diseño de las cuadernas, se aplicaron las *Presiones Distribuidas* ... sección 5.3.2 ... sobre el fondo del flotador para así obtener los esfuerzos de la piel con las cuadernas, véase Figura 87. Posteriormente con los esfuerzos mostrados en dicha figura, se analizaron aquellas cuadernas ubicadas en las tres zonas críticas de aterrizaje, es decir a 1/5 del forebody, debajo del C.G. de la aeronave y al 85% del afterbody. Véase Figura 88

Figura 87. Análisis del Conjunto Piel Inferior con Cuadernas.



Fuente: Autores

Figura 88. Cuadernas consideradas críticas.

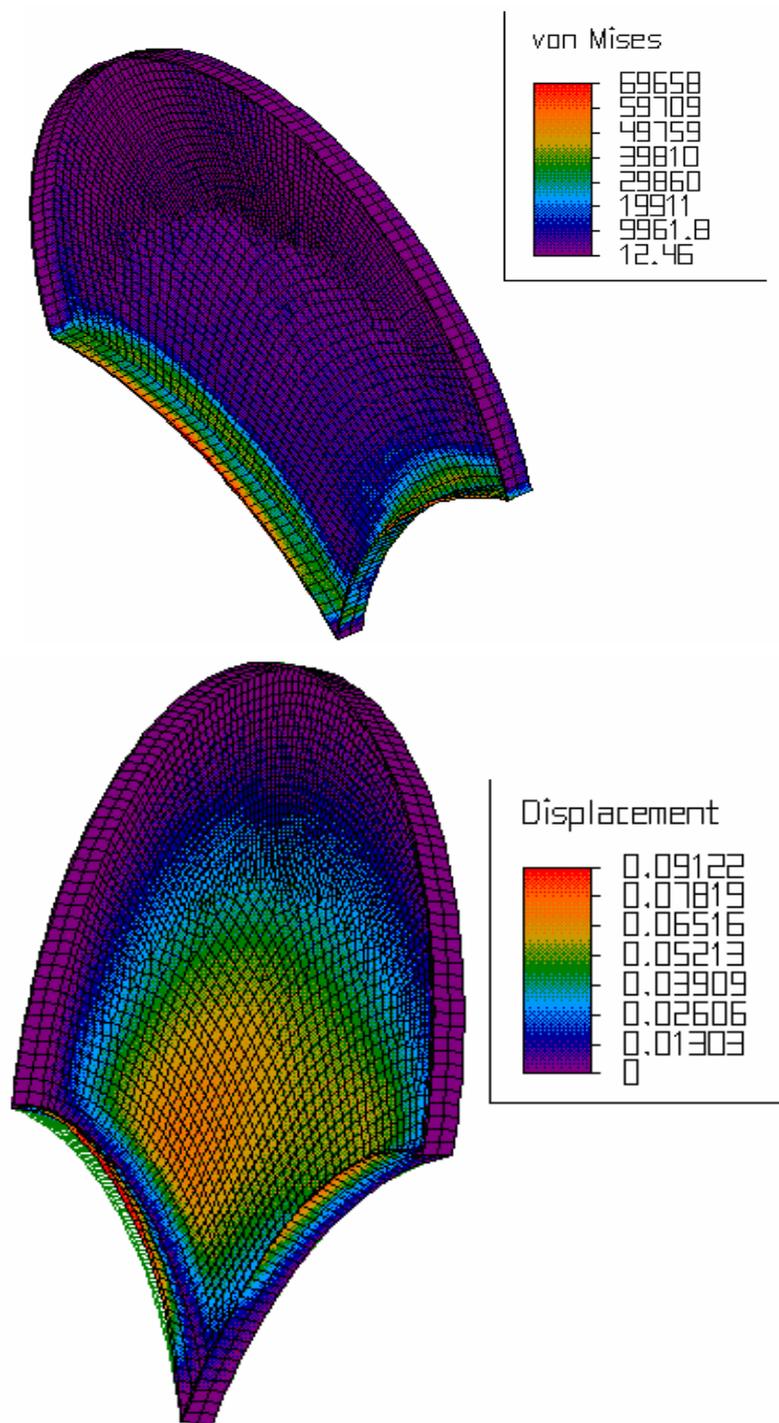


Fuente: Autores

Las cuadernas dan forma y rigidez al flotador, por tanto deben resistir los esfuerzos sin romperse. El material asignado para las cuadernas es Aluminio 7071-T6 con un $S_Y = 70000 \text{ p.s.i}$, con un espesor de lamina de 0,08in. Se seleccionó este material porque posee una alta resistencia mecánica.

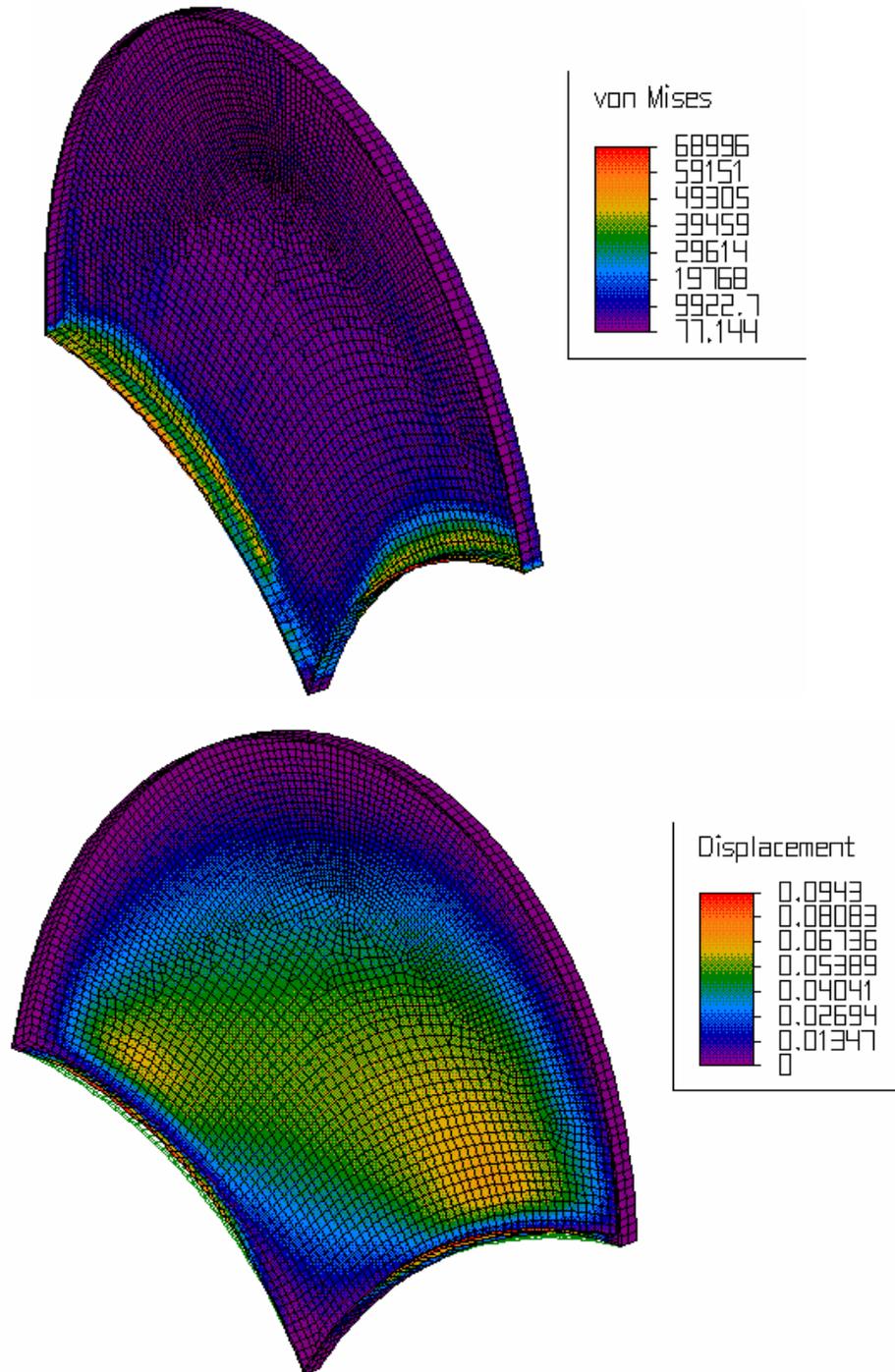
La verificación del diseño de las cuadernas se basó como en los demás casos, en comparar los esfuerzos obtenidos por medio de *Algor*: 69658p.s.i, 68955p.s.i y 64604p.s.i, con el esfuerzo de fluencia del material, lo que ratifica que el diseño no colapsara en su operación.

Figura 89. Análisis cuaderna a 1/5 del forebody.



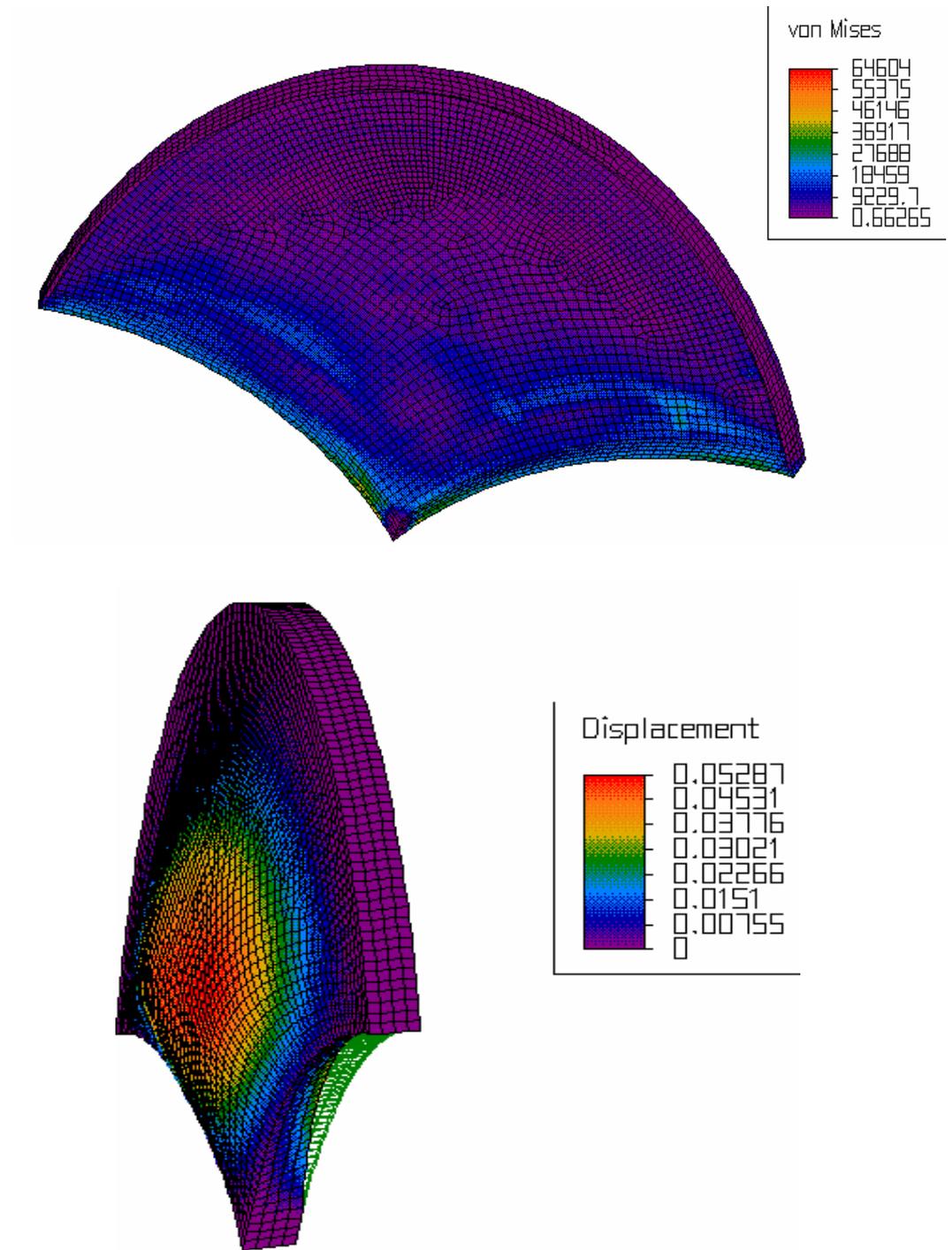
Fuente: Autores

Figura 90. Cuaderna situada debajo del CG de la aeronave.



Fuente: Autores

Figura 91. Cuaderna al 85% del afterbody.



Fuente: Autores.

7. PROTECCIÓN CONTRA LA CORROSIÓN EN HIDROAVIONES.

Las estructuras de metal requieren tratamientos contra la corrosión. Aunque las aleaciones de aluminio no se oxidan, estas pueden corroerse, particularmente en un ambiente salino. Frecuentemente la corrosión del aluminio no es evidente hasta cuando esta muy avanzada, en la practica se siguen algunos métodos para proteger las superficies de metal antes y después de ser ensamblados.

Las láminas de aleación de aluminio pueden tener una capa protectora de aluminio puro sobre ambas superficies, esta capa se denomina *Alcad*. También se pueden alodinar. El alodine es un tipo de tratamiento químico de ácido crómico que se aplica sobre el aluminio antes de ser pintado no solo para proteger el material si no también para mejorar el enlace con la pintura, lo que redundo una mejor protección del material.

Sea aluminio o acero, las superficies expuestas al agua deben ser cubiertas con *Primer* después de ser alodinadas o cadmiadas. El primero es una pintura de secado rápido (*Fast-Drying-Finish*), que deja una base epóxica o de cromato de zinc como pintura final. Hay varios tipos de primer disponibles en el mercado, siendo los de cromato de zinc los más usados para pintar aeronaves pequeñas por ser más livianos y económicos que los epóxicos.

Los hidroaviones que operen en agua salada deben de tener una protección especial adicional a la pintura exterior. Cuando sea posible todas las partes de aleación de aluminio deben estar fabricadas de láminas *Alcad*, alodinadas y Primeadas. Todos los cables exteriores deben estar cubiertos con *Par-Al-Ketone*, y revisados tan frecuentemente como sea necesario para mantener una capa continua.

Todas las cabezas de pernos, tuercas y extremos de pernos interiores y exteriores deben tener también una capa de Par-Al-Ketone. A los pernos y tuercas interiores se les da un sello adicional de vaselina. Los pernos y tornillos inoxidable no se pueden emplear como sustitutos para los pernos de acero cadmiado AN (Air Force Navy Estándar Hardware) en estructuras de aleación de aluminio expuestas al agua salada.

Con la atención constante y el chequeo rápido de áreas cruciales después de cada vuelo, los problemas especiales de operación en agua salada no demandarán mantenimiento excesivo. Probablemente el inhibidor a la corrosión mas efectivo es un lavado completo (cuidadoso) con agua fresca inmediatamente después de cada operación, si el lavado no es posible, volar hacia un lago o río de agua fresca cercano y acuatizar 2 o 3 veces, esta última recomendación no va hacer tan efectiva que la primera pero es mejor hacerlo para disminuir en algo la corrosión.

Mantener la aeronave limpia y polichada contribuye más a un acabado final, y por supuesto, suaviza más el arrastre por fricción de las pieles inferiores.

8. ANALISIS DE COSTOS.

El análisis de costos que se presenta a continuación, son los gastos que se emplearon para el desarrollo de la investigación, más no los costos de diseño del flotador y sus componentes. Esta aclaración ya es resaltada al principio del trabajo de grado.

Tabla 1. Costos Desarrollo de la investigación

ANALISIS DE COSTOS			
DESCRIPCION	CANTIDAD	VALOR UNIDAD	SUBTOTAL
TRANSPORTE URBANO	840	1.200	1.008.000
FOTOCOPIAS (VARIAS)	730	50	36.500
PROGRAMAS SOLID EDGE Y ALGOR	4	15.000	60.000
INTERNET	HORAS 240	1.500	360.000
ASESORIAS SOLID EDGE	HORAS 20	600	12.000
ASESORIAS ALGOR	HORAS 40	600	24.000
AYUDAS TECNOLOGICAS (MEMORIA USB)	1	50.000	50.000
VISITAS (GUAYMARAL)	4	8.000	32.000
COPIAS CD	20	2.000	40.000
CD'S	20	800	16.000
COPIAS (TRABAJO DE GRADO)	2	12.500	25.000
IMPRESIÓN TRABAJO DE GRADO	1	50.000	50.000
ARGOLLADA	3	3.500	10.500
TOTAL			1.724.000

9. CONCLUSIONES.

- Para todos los cálculos realizados en este trabajo se tuvieron en cuenta definiciones vistas en determinadas materias que se estudiaron en el transcurso de la carrera. Cada componente que conforma la estructura y el flotador fue diseñada y verificada por aparte para garantizar su función dentro del diseño.
- Usar en el flotador un fondo en “V” para disminuir las cargas de impacto, lo que redundaría en estructuras menos robustas. De igual forma, este fondo debe ser acampanado hacia los extremos con un radio de curvatura no muy pequeño como medio para disminuir el spray.
- Para aeronaves terrestres convertidas en hidroaviones se deben tener en cuenta programas de control de corrosión que contemplen procedimientos mínimos y/o recomendados para salvaguardar la aeronavegabilidad.
- Existen diversas fuentes en el diseño de hidroaviones o canoas volantes. Sin embargo para diseñar flotadores aplicados a aeronaves pequeñas los cálculos deben basarse en literatura especializada para estos, de lo contrario si todo el diseño se basa en la teoría de canoas volantes, es muy probable que obtenga flotadores sobredimensionados o muy robustos.
- El convertir una aeronave terrestre en un hidroavión aumenta su versatilidad, pero disminuye su capacidad de carga útil ya que se cambian las ruedas por flotadores.
- El material con el que se diseñen los flotadores debe reunir ciertos requisitos como son la ligereza, resistencia a la corrosión, resistencia mecánica, economía y facilidad de reparación.

- El ángulo Dead Rise tiene un papel importante en el diseño del fondo del flotador, al aumentar este ángulo disminuye las cargas de impacto, pero un ángulo excesivo es inconveniente puesto que aumenta el peso estructural.
- Las reacciones más altas para los puntos de apoyo A y C de la estructura del montante se dan para el caso de aterrizaje de Proa, sin embargo para los puntos de apoyo B y D se dan en el caso de aterrizaje Asimétrico.
- El estudio que se ha realizado en este trabajo de grado es un avance al diseño aeronáutico en Colombia, empezando así a creer que la industria aeronáutica puede ser sacada del atraso en la que está sometida por la poca importancia que se le da a este campo en nuestro país. Al mismo tiempo éste abre una puerta hacia futuros estudios y diseños para el mejoramiento del hidroavión.

10. RECOMENDACIONES.

- En la etapa de Preprocesador del programa Algor es importante determinar la calidad de la malla, es decir, que densidad respecto al número de elementos finitos van a tener las geometrías al ser analizadas. Entre mas fina sea la malla se obtienen resultados mas precisos pero se requieren mayores capacidades del computador y tiempos de análisis que con una malla menos densa. Se debe lograr un compromiso entre exactitud en los resultados y recursos disponibles de computador.
- A menos que se disponga de un computador poderoso, los radios de entalle y agujeros se deben evitar en las geometrías en pro de disminuir los tiempos de análisis.
- Se recomiendan los siguientes requerimientos para los análisis con Algor: Procesador Atlon ó Intel Pentium IV I; Memoria de 1Giga ; Disco duro de 160 Gigas; Tarjeta de Video independiente del procesador.
- Verificar los archivos de piezas y conjunto diseños en Solid Edge, antes de hacer la interfase con Algor, para asegurar que éstos no tengan errores de dibujo, los cuales generan problemas en el enmallado.
- Se recomienda verificar los struts por pandeo para que las cargas en compresión no sobrepasen la carga admisible por pandeo de cada strut.
- Analizar los factores de carga en vuelo n , para los posibles virajes de la aeronave y su efecto en la estructura del flotador.
- Estudiar el efecto aerodinámico que tendría la adición de una aleta vertical en el comportamiento del estabilizador horizontal

BIBLIOGRAFIA.

AIRCRAFT SPECIFICATIONS No.1A2. [Documento en línea]. Florida, Estados Unidos. The New Piper Aircraft. September 4, 1996. [citado en 2005-08-15]. Available from world wide web: <[http://www.airweb.faa.gov/Regulatory and Guidance Library%5CrgMakeModel.nsf/0/AD0084716C91470F8525673900566909/\\$FILE/1a2.pdf](http://www.airweb.faa.gov/Regulatory_and_Guidance_Library%5CrgMakeModel.nsf/0/AD0084716C91470F8525673900566909/$FILE/1a2.pdf)>

ATP Navigator V. [Programa de computador en CD-ROM]. V Versión. California, Estados Unidos. Aircraft Technical Publishers. 2004-. Revision 21 Octubre 2005. [citado en 2005-10-25].
Requerimientos del sistema: Microsoft® Windows® 98²/ 2000³/ NT®⁴/ XP; Memory: 120 MB RAM (256 recommended); Hard Drive Space: 500 MB (1GB recommended); Proccesor Speed: 266 MHz Pentium II (700 MHz Pentium recommended); CD-ROM drive (DVD-ROM drive recommended).
Actualizado bisemanalmente.

CUTLER, John. Estructuras del Avión. Madrid : Paraninfo, 1992. p.37-96.

D. HISCOCKS, Richard. Design of Light Aircraft. Canada : Patricia Hiscocks, 1995. 281 p.

DIEHL, W. S. Technical Notes National Advisory Committee for aeronautics No. 183, Static stability of seaplane floats and hulls. [documento en línea]. NACA. March 1924. [citado en 2005-08-15].
Formato PDF/Adobe Acrobat. Available from world wide web: <<http://naca.larc.nasa.gov/digidoc/report/tn/83/NACA-TN-183.PDF>>.

DE LA MALLA F. Hidroavión. En : Enciclopedia de Aviación y Astronáutica. Barcelona, España. Garriga, 1972. Tomo 3, p. 809-812.

DIEHL, W. S. Technical Notes National Advisory Committee for aeronautics No. 183, Static stability of seaplane floats and hulls. [documento en línea]. NACA. March 1924. [citado en 2005-08-15].
Formato PDF/Adobe Acrobat. Available from world wide web: <<http://naca.larc.nasa.gov/digidoc/report/tn/83/NACA-TN-183.PDF>>.

DUSSÁN A., Jairo. El Hidroavión : Navegación Aérea en Girardot. [documento en línea]. 07 de Agosto de 2004. [citado en 2005-04-09]. Disponible en Internet en: <<http://www.cybergirardot.com/hidroavion.htm>>

HIBBELER, R. C. Análisis estructural. 3 ed. Mexico : Prentice Hall Hispanoamericana, 1997.

HIDROAVIACIÓN Capitulo vigesimotercero [documento en línea]. s.f. [citado en 2005-04-9]. Formato PDF/Adobe Acrobat. Disponible en Internet: eherrera.aero.upm.es/obra/aerotec/pdf/cap_23.pdf mediante www.google.com buscando por la palabra hidroavión. Disponible también en versión HTML en: http://www.google.com/search?q=cache:zadf7nK6xWcJ:eherrera.aero.upm.es/obra/aerotec/pdf/cap_23.pdf+hidroavion&hl=es

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION. Compendio, tesis y otros trabajos de grado. Quinta Actualización. Bogotá : ICONTEC, 2003.

P. BEER, Ferdinand y RUSSELL JOHNSTON, E. Mecánica vectorial para ingenieros : Estática. 6 ed. España : McGraw-Hill, 1997.

ROSKAM, Jan. Preliminary Sizing of Airplanes. Ottawa, Kansas : Roskam Aviation and Engineering Corporation, 1985. p. 24, 103. (Airplane Design ; no. 1)

SOTTORF, W. Technical Memorandums National Advisory Committee for aeronautics, The design of floats. [documento en línea]. Washington. NACA. 1938. [citado en 2005-10-25]. Formato PDF/Adobe Acrobat. Available from world wide web: <<http://naca.larc.nasa.gov/digidoc/report/tm/60/NACA-TM-860.PDF>>.

THURSTON, David. Design for flying. 2 ed. Estados Unidos : TAB Books, 1995. 308 p.

UNIGRAPHICS SOLUTIONS INC. Solid Edge. [CD-ROM]. Version 12.00.00.66. Sao Caetano do Sul, Brasilg. Apache Software Foundation. 06-Aug-2002. [citado en 2006-03-21]. Requerimientos de Hardware del Sistema: Requisitos óptimos: CPU Procesador Intel Pentium®III o Pentium®4 de Intel, o AMD Athlon®; MEMORIA al menos 512 Mb de memoria RAM; ADAPTADOR DE GRÁFICOS/PANTALLA Resolución mínima: 1024x768, acelerador OpenGL con 65.536 colores.

V. GILES, Ranal; B. EVETT, Jack y LIU M., Cheng. Mecánica de los Fluidos e hidráulica. 3 ed. España : McGraw-Hill, 1994.

ANEXO A.

DATOS DE PESO PARA AERONAVES DE UN SOLO MOTOR

Table A1.1a Group Weight Data for Single Engine Propeller
Driven Airplanes

Type *	Cessna					
	150	172	175	180 **	182	L-19A* **
Wing Group	216	226	227	235	235	238
Empennage Group	36	37	37	62	62	64
Fuselage Group	231	353	351	404	400	216
Nacelle Group	22	27	30	32	34	33
Landing Gear Group	104	111	111	112	132	135
Nose Gear						
Main Gear						
Structure Total	609	774	776	845	863	686
Engine	197	254	318	417	417	399
Air Induct. System	2	1	3	1	1	4
Fuel System	17	31	36	36	26	39
Propeller Install.	22	33	33	64	64	46
Engine Install.	18	36	36	37	37	62
Power Plant Total	267	345	416	545	545	550
Avionics + Instrum.	3	4	4	6	6	36
Surface Controls	31	31	31	36	36	47
Electrical System	34	38	38	43	43	86
Electronics	0	0	0	0	0	39
Air Cond. System						
Anti-icing System	1	1	1	1	1	9
Furnishings	33	85	85	87	87	65
Auxiliary Gear	0	0	0	0	0	3
Fixed Equipm't Total	102	159	159	173	173	285
W _{oil} + W _{tof}	11	15	19	22	22	19
Fuel	156	252	312	390	390	252
Payload	398	702	719	734	713	321

*Military observation airplane

**Taildragger

Table A2.1b Group Weight Data for Single Engine Propeller

 Driven Airplanes

Type	Cessna					
	150	172	175	180 **	182	L-19A* **
Flight Design						
Gross Weight, GW, lbs	1,500	2,200	2,350	2,650	2,650	2,100
Structure/GW	0.406	0.352	0.330	0.319	0.326	0.327
Power Plant/GW	0.178	0.157	0.177	0.206	0.206	0.262
Fixed Equipm't/GW	0.068	0.072	0.068	0.065	0.065	0.136
Empty Weight/GW	0.631	0.565	0.561	0.576	0.583	0.727
Wing Group/GW	0.144	0.103	0.097	0.089	0.089	0.113
Empenn. Group/GW	0.024	0.036	0.024	0.023	0.023	0.030
Fuselage Group/GW	0.154	0.160	0.149	0.152	0.151	0.103
Nacelle Group/GW	0.015	0.012	0.013	0.012	0.013	0.016
Land. Gear Group/GW	0.069	0.050	0.047	0.042	0.050	0.064
Take-off Gross Wht. W_{TO} , lbs	1,500	2,200	2,350	2,650	2,650	2,100
Empty Weight, W_E , lbs	946	1,243	1,319	1,526	1,543	1,527
Wing Group/S, psf	1.4	1.4	1.3	1.3	1.3	1.4
Emp. Grp/S _{emp} , psf	0.85	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
Ultimate Load Factor, g's	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7
Surface Areas, ft ²						
Wing, S	160	175	175	175	175	174
Horiz. Tail, S _H	28.5	34.6	34.6	34.6	34.1	35.2
Vert. Tail, S _V	14.1	18.4	18.4	18.4	18.4	18.4
Empenn. Area, S _{emp}	42.6	53.0	53.0	53.0	52.5	53.6
*Military observation airplane						
**Taildragger						

Table A3.2a Group Weight Data for Single Engine Propeller

 Driven Airplanes

Type	Cessna 210A	Beech J-35	Saab Safir	Rockwell 111TCA	Cessna 210J
Weight Item. lbs.					
Wing Group	161	379	276	334	335
Empennage Group	71	58	60	98	86
Fuselage Group	314*	200	386	358	402*
Nacelle Group	31	62	in fus.	61	28
Landing Gear Group	207	205	119	161	191
Nose Gear				35	50
Main Gear				126	141
Structure Total	886	904	841	1,082	1,048
Engine	390	432		475	450
Air Induct. System		3			7
Fuel System		30		17	24
Propeller Install.		73		in eng.	64
Engine Install.		45		65	36
Power Plant Total	377	583		557	581
Avionics + Instrum.	16	16		64	18
Surface Controls	44	56	in fus.	44	48
Hydraulic System	4			10	51
Electrical System	60	72		81	57
Air Cond. System	12	12		in misc.	10
Anti-icing System					
Furnishings	116	174		179	130
Oxygen System	0	0	0	20	0
Ballast	0	0	0	21	0
Auxiliary Gear	0	4	0	2	0
Misc. Equipment	20	0	0	24	0
Paint					21
Fixed Equipm't Total	271	334		445	335
W _{oil} * W _{tof}		11		31	24
Fuel (max. payload)		234		230	464**
Payload		845		740	693

*Includes wing-fuselage carry-through spars
 **Maximum fuel

Table A1.2b Group Weight Data for Single Engine Propeller

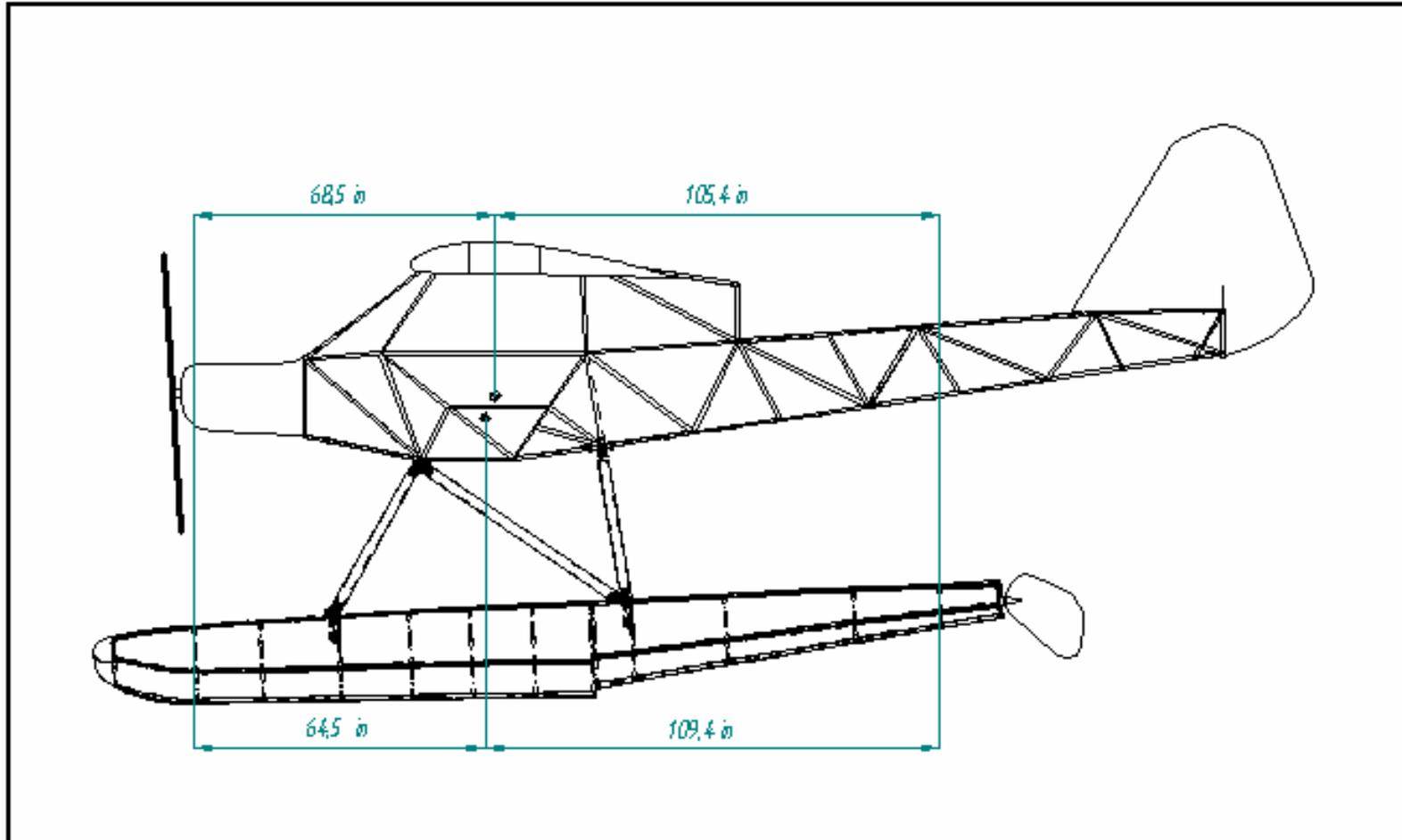
 Driven Airplanes

Type	Cessna 210A	Beech J-35	Saab Safir	Rockwell 112TCA	Cessna 210J
Flight Design					
Gross Weight, GW, lbs	2,900	2,900	2,660	2,954	3,400
Structure/GW	0.306	0.312	0.316	0.366	0.308
Power Plant/GW	0.199	0.201		0.189	0.171
Fixed Equipm't/GW	0.094	0.115		0.151	0.099
Empty Weight/GW	0.598	0.628	0.620	0.705	0.378
Wing Group/GW	0.090	0.131	0.104	0.113	0.099
Empenn. Group/GW	0.024	0.020	0.023	0.033	0.025
Fuselage Group/GW	0.109	0.069	0.145	0.121	0.120
Nacelle Group/GW	0.011	0.021		0.021	0.008
Land. Gear Group/GW	0.071	0.071	0.045	0.055	0.056
Take-off Gross Wht. W_{TO} , lbs	2,900	2,900	2,660	2,954	3,400
Empty Weight, W_E , lbs	1,735	1,821	1,650	2,084	1,964
Wing Group/S, psf	1.5	2.1	1.9	2.2	1.9
Emp. Grp/S _{emp} , psf	1.3	1.6	1.4	2.0	1.5
Ultimate Load Factor, g's	5.7				5.7
Surface Areas, ft ²					
Wing, S	176	178	146	152	176
Horiz. Tail, S _H	38.6	*	27.6**	32.0	38.6
Vert. Tail, S _V	17.2	*	14.3**	17.0	17.2
Empenn. Area, S _{emp}	55.8	35.8	41.9	49.0	55.8

*v-tail

**Estimated

ANEXO B.
DISTANCIAS DESDE LOS CG DELANTERO Y TRASERO A
LAS CUADERNAS DE 1/5 FOREBODY Y 85% AFTERBODY



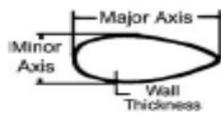
INSTITUCION: IULL	PRESENTADO POR: ROBERTO A. NIÑO BETANCOURT JULIAN F. CARVAJAL HURTADO	REVISADO POR:	TITULO: DISTANCIAS C.G. A CUADERNAS DEL FLOTADOR		ESC.: 1:30
		UNIDADES: PULGADAS	FECHA: 08-06-2006	REV: 01	HOJA 1 DE 1

ANEXO C.
PROPIEDADES MATERIALES SELECCIONADAS EN EL DISEÑO

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES																
MATERIALES		COEFICIENTE DE EXPANSIÓN TÉRMICA(α)		PESO ESPECÍFICO (γ)	RESISTENCIA A LA TENSIÓN(S_u)	DENSIDAD(ρ)		MODULO DE ELASTICIDAD (E)		MODULO DE ELASTICIDAD CORTANTE (G)		ESFUERZO FLUENCIA(σ_s)		ESFUERZO ÚLTIMO(σ_u)		RELACION DE REPOISSON
		$^{\circ}F^{-1}$	$^{\circ}C^{-1}$			Lb / ft³	Ksi	Slug/ft³	Kg/m³	Ksi	Gpa	Ksi	Gpa	Ksi	Mpa	
ALUMINIO	6061-T6	13x10 ⁻⁶	23,4x10 ⁻⁶	0,98	45	5,2x10 ⁻³	2700	10000	70	3800	26	40	270	45	310	0,33
	7075-T6	12,9x10 ⁻⁶	23,2x10 ⁻⁶	0,101	83	5,4x10 ⁻³	2800	10400	72	3900	27	70	480	80	550	0,33
ACERO	AISI 4130	7,5x10 ⁻⁶	13,49x10 ⁻⁶	0,283	90	8,8x10 ⁻³	4570	29000	201	11000	76	70	480	90	618	0,3

Fuente: Autores

**ANEXO D.
TUBOS PERFILADOS**



**4130 STREAMLINE TUBING
MIL-T6736 NORMALIZE**

The prices for streamline tubing have increased sharply. The only manufacturer of streamline tubing, Columbia Summerill, have encountered problems with cracking on the trailing edge intermittently for many years and it has been a worrisome problem for builders. In an effort to control the situation, Columbia Summerill have installed sophisticated inspection equipment in their plant to assure that no cracked tubing gets into the field again. The cost of the equipment is reflected in the prices for the tubing which must be shared by all.

Major Axis	Minor Axis	Wall	Equivalent Round Tubing		Wt./ Ft.	Part No.	Price Per Ft
			Tension	Compr.			
1.012	.428	.095	3/4"	1/2"	.2867	03-11300	\$16.80
1.180	.500	.095	7/8"	7/16"	.3140	03-11400	\$13.90
1.349	.571	.049	1"	5/8"	.4977	03-11500	\$12.90
1.685	.714	.049	1-1/4"	3/4"	.6285	03-11600	\$12.20
2.023	.857	.049	1-1/2"	1"	.7593	03-11700	\$21.20
2.360	1.000	.049	1-3/4"	1-1/8"	.8902	03-11800	\$19.10
2.697	1.143	.049	2"	1-1/4"	1.021	03-11900	\$37.30
3.372	1.429	.049	2-1/2"	1-1/2"	1.289	03-12000	\$39.70

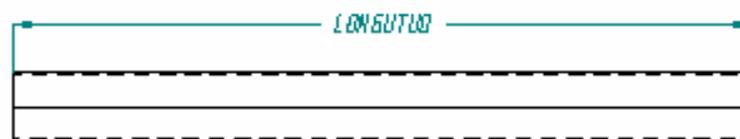
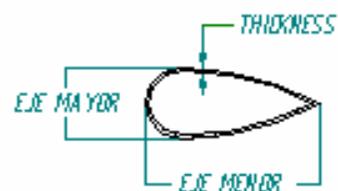
Fuente: Aircraft Spruce 2005-2006 Catalog

Equivalencia de Tubos Perfilados en Tubos Redondos para Tensión o Compresión.

Tubo Redondo Equivalente TENSION			
Diametro Mayor (D) (in)	Espesor (t) (in)	Diametro menor (d) (in)	Area (in ²)
0,75	0,0350	0,7150	0,04027
0,875	0,0350	0,8400	0,04714
1	0,0490	0,9510	0,07508
1,25	0,0490	1,2010	0,09433
1,5	0,0490	1,4510	0,11357
1,75	0,0490	1,7010	0,13281
2	0,0490	1,9510	0,15205
2,5	0,0490	2,4510	0,19054

Tubo Redondo Equivalente COMPRESION			
Diametro Mayor (D) (in)	Espesor (t) (in)	Diametro menor (d) (in)	Area (in ²)
0,5	0,0350	0,4650	0,02653
0,44	0,0350	0,4025	0,02309
0,625	0,0490	0,5760	0,04622
0,75	0,0490	0,7010	0,05584
1	0,0490	0,9510	0,07508
1,125	0,0490	1,0760	0,08470
1,25	0,0490	1,2010	0,09433
1,5	0,0490	1,4510	0,11357

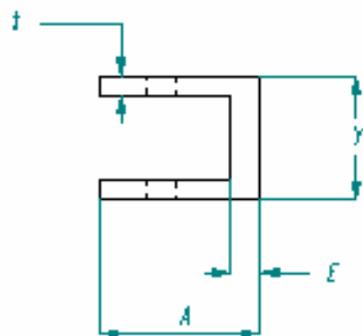
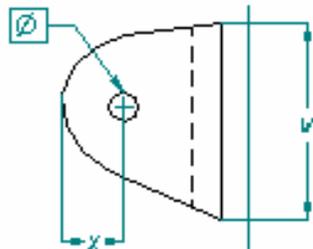
Fuente: Autores.



Strut #	EJE MAYOR (m)	EJE MENOR (m)	THICKNESS (m)	LONGITUD (m)
1	1,885	0,714	0,040	55,118
2	1,885	0,714	0,040	55,118
3	2,360	1	0,040	38,370
4	2,897	1,143	0,040	54,528
5	2,360	1	0,040	38,024
6	2,360	1	0,040	38,370
7	2,897	1,143	0,040	54,528
8	2,360	1	0,040	38,024

INSTITUCION: <i>TULL</i>	PRESENTADO POR: <i>ROBERTO A. NINO BETANCOURT JULIAN F. CARVAJAL HURTADO</i>	REVISADO POR:	TITULO: <i>DIMENSIONES STRUTS</i>		ESC:
		UNIDADES: <i>PULGADAS</i>	FECHA: <i>08-06-2006</i>	REV: <i>01</i>	<i>HOJA 1 DE 1</i>

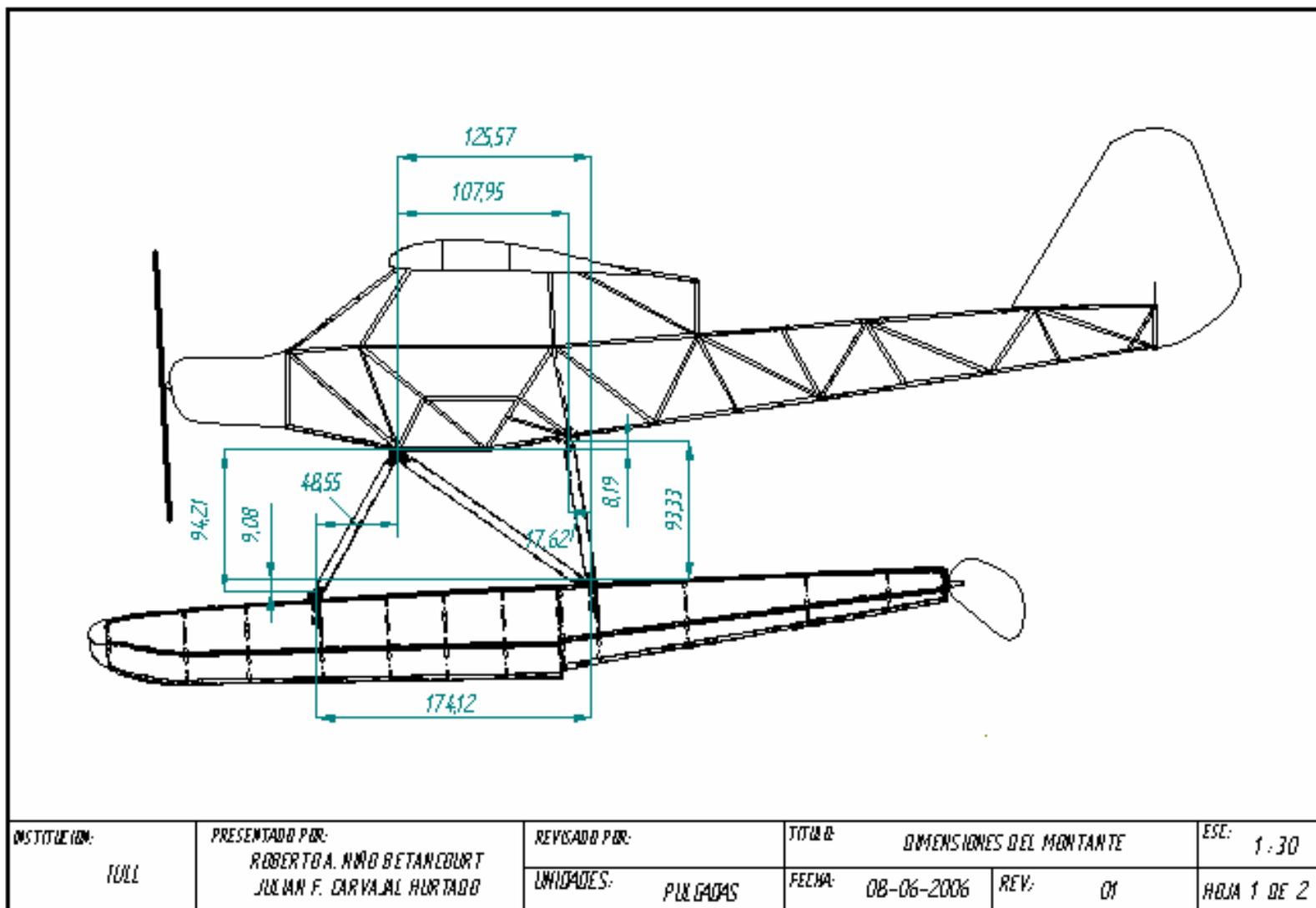
ANEXO E.
DIMENSIONES FITTING 3, 4, 5, 6 ,7 Y 8

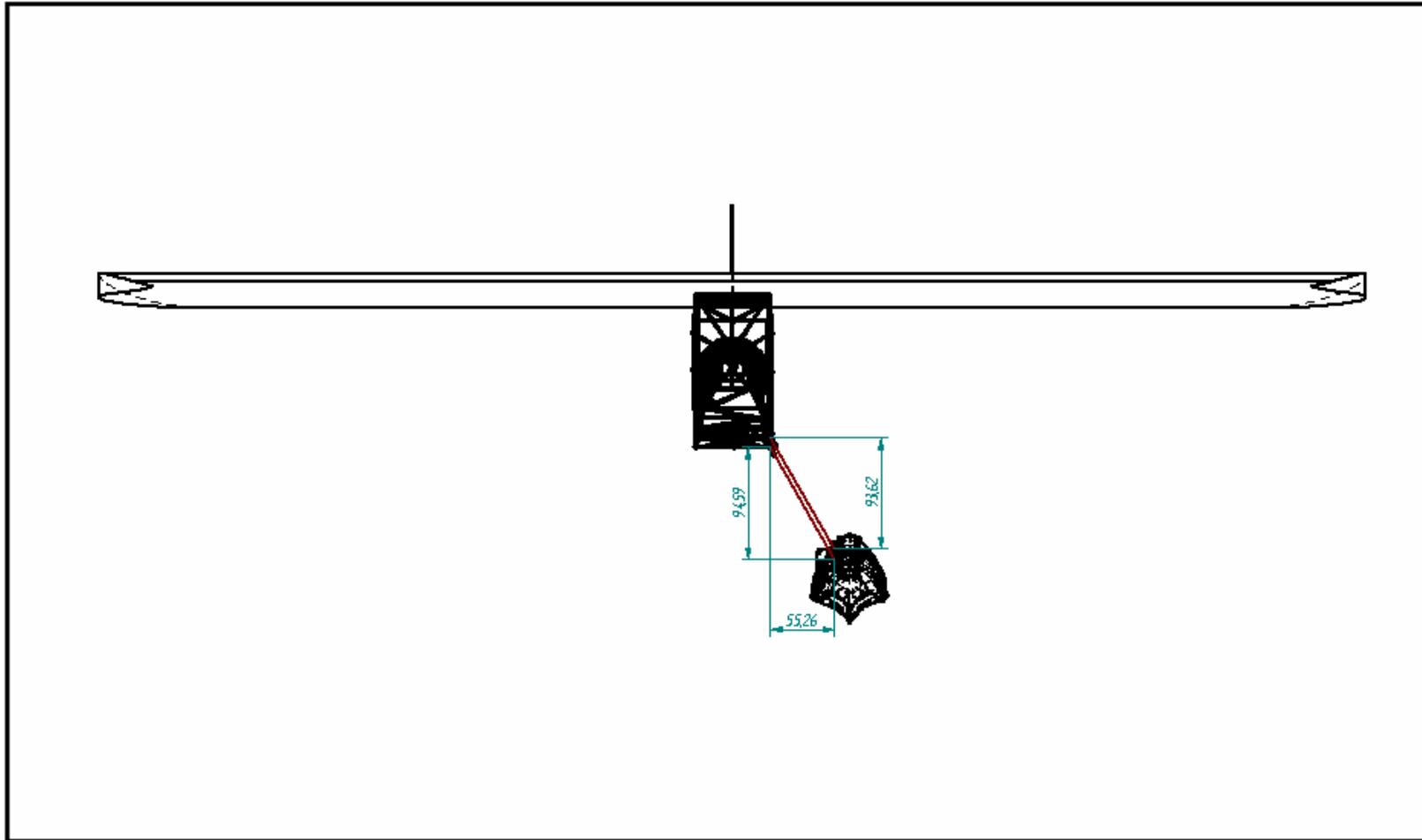


	x (in)	Y (in)	E (in)	F (in)	W (in)	I	A
Fitting3	0,7874	1,7323	0,5506	0,3537	2,7537	0,2756	2,1580
Fitting4	0,5300	1,6535	0,3543	0,3150	3,0507	0,2362	1,9750
Fitting5	0,7874	1,6535	0,5118	0,3537	2,7537	0,2362	2,0567
Fitting6	0,7874	1,7323	0,5506	0,3537	2,7537	0,2756	2,1580
Fitting7	0,5300	1,6535	0,3543	0,3150	3,0507	0,2362	1,9750
Fitting8	0,7874	1,6535	0,5118	0,3537	2,7537	0,2362	2,0567

INSTITUCION: <i>ULL</i>	PRESENTADO POR: <i>ROBERTO A. NIÑO BETANCOURT JULIAN F. CARVAJAL HURTADO</i>	REVISADO POR:	TITULO <i>DIMENSIONES FITTING</i>		ESC:
		UNIDADES: <i>PULGADAS</i>	FECHA: <i>08-06-2006</i>	REV: <i>01</i>	<i>HOJA 1 DE 1</i>

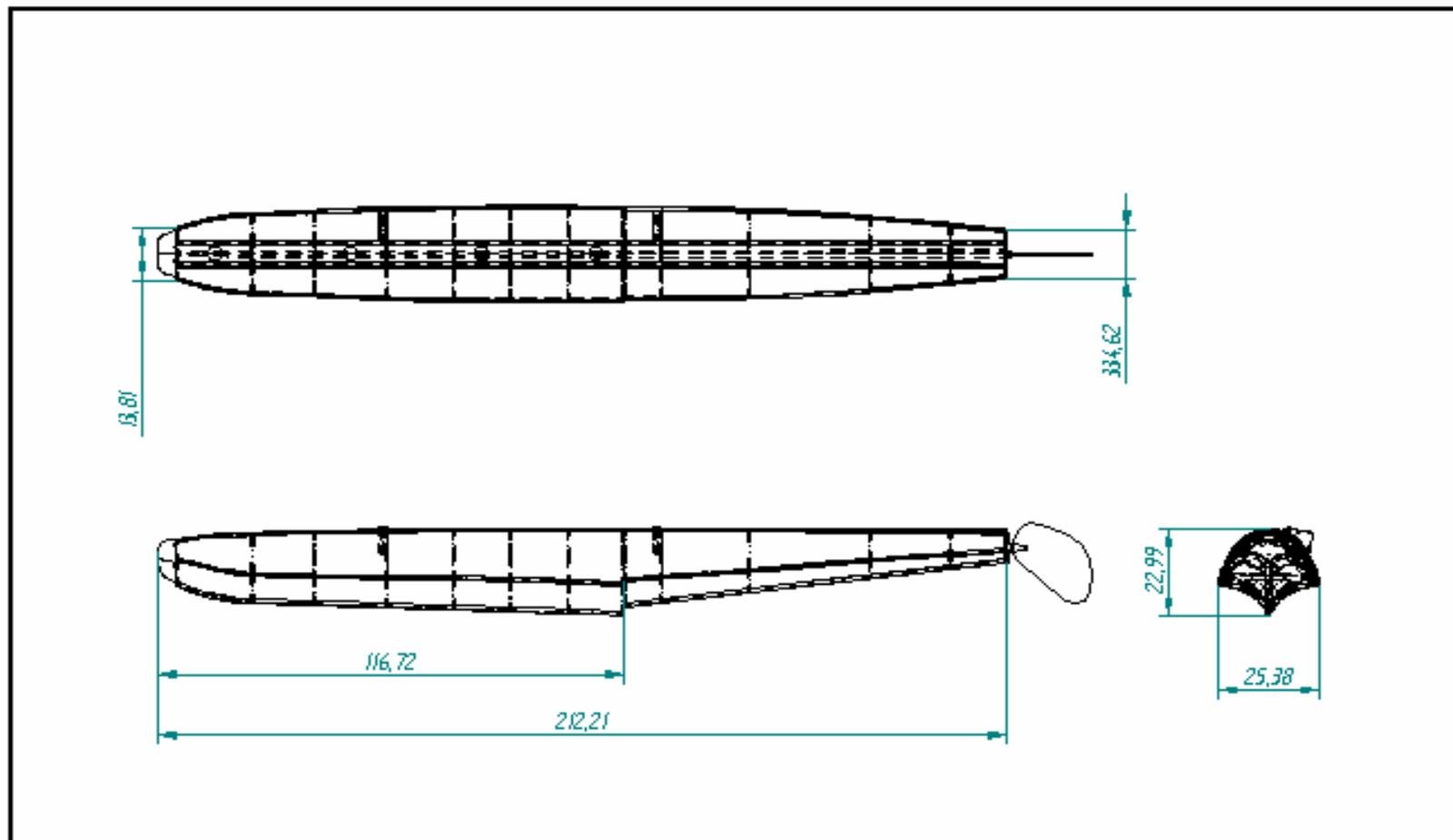
ANEXO F.
DIMENSIONES DEL MONTANTE



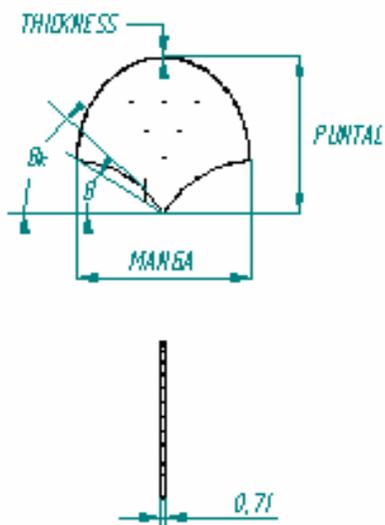
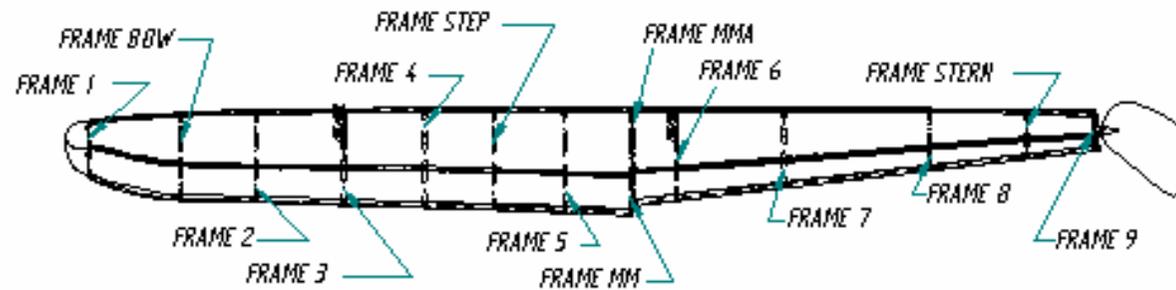


INSTITUCION: IULL	PRESENTADO POR: ROBERTO A. NIÑO BETANCOURT JULIAN F. CARVALLO HURTADO	REVISADO POR:	TITULO	DIMENSIONES DEL MONTANTE		ESCALA: 1 : 40
		UNIDADES: PULGADAS	FECHA: 08-06-2006	REV: 01	HOJA 2 DE 2	

ANEXO G.
DIMENSIONES DEL FLOTADOR CATAMARÁN



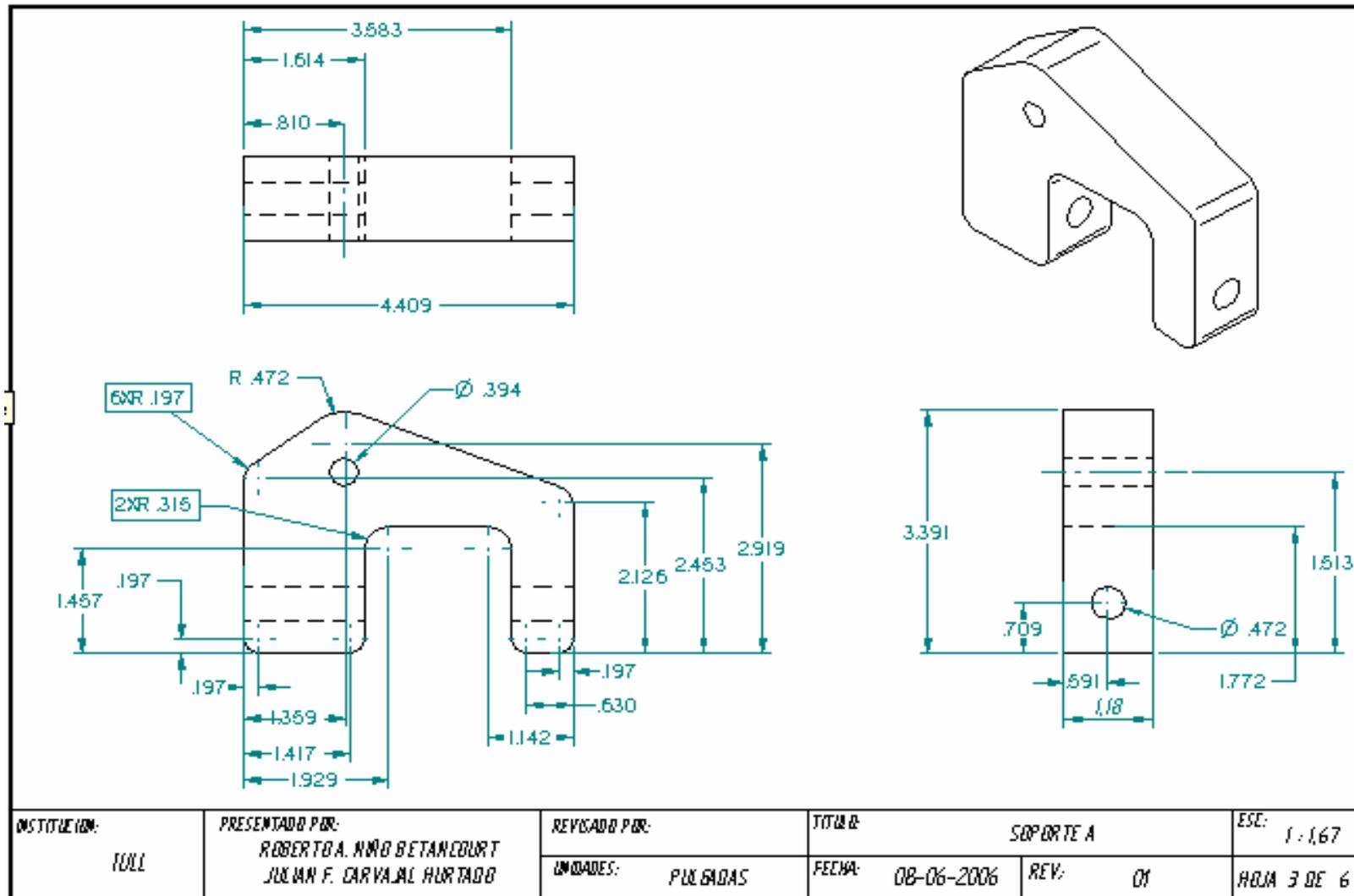
INSTITUCION: TULL	PRESENTADO POR: ROBERTO A. NIÑO BETANCOURT JULIAN F. CARVAJAL HURTADO	REVISADO POR:	TITULO:	FLOTADOR CATAMARAN		ESC:
		UNIDADES: PULGADAS	FECHA:	08-06-2006	REV:	01

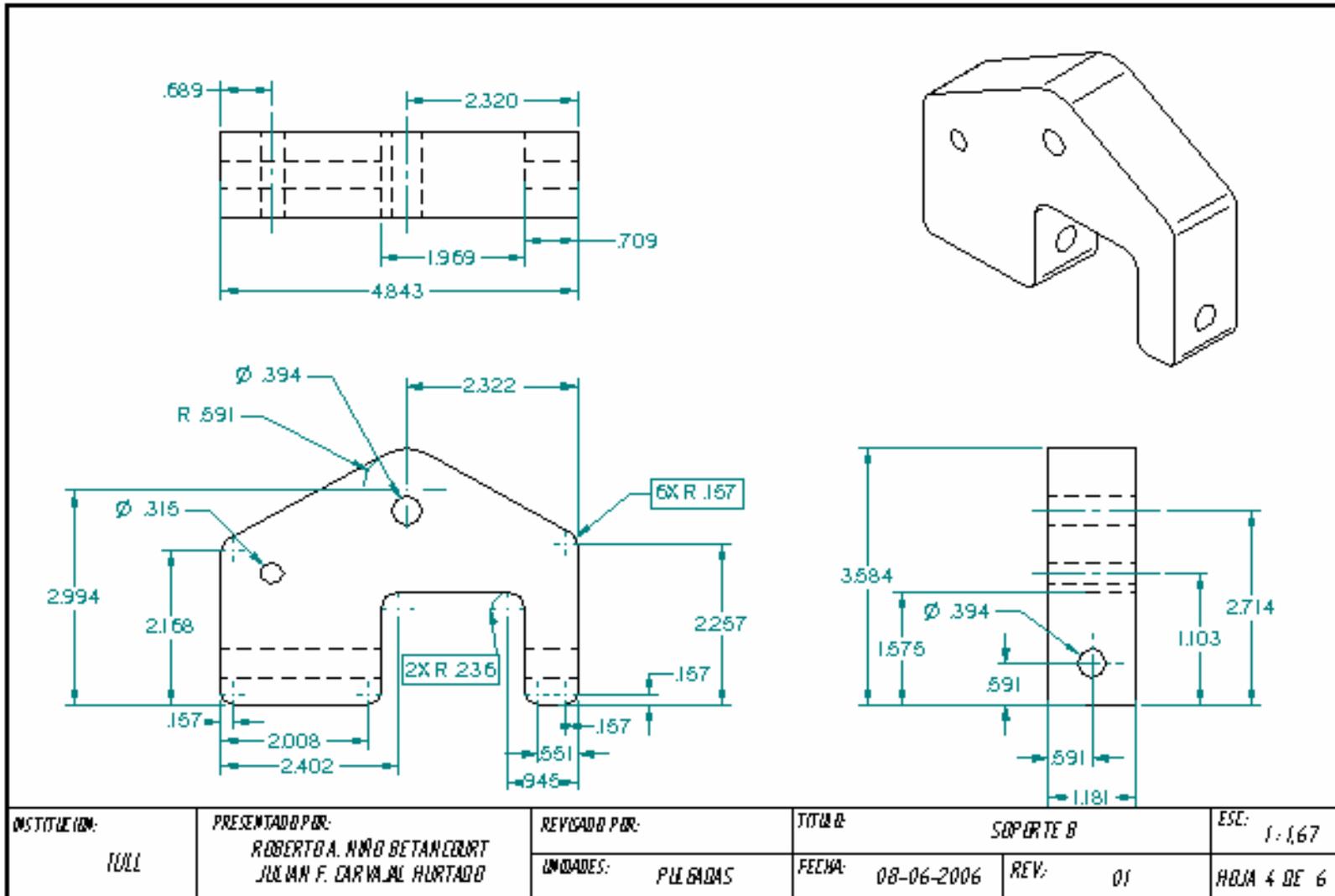


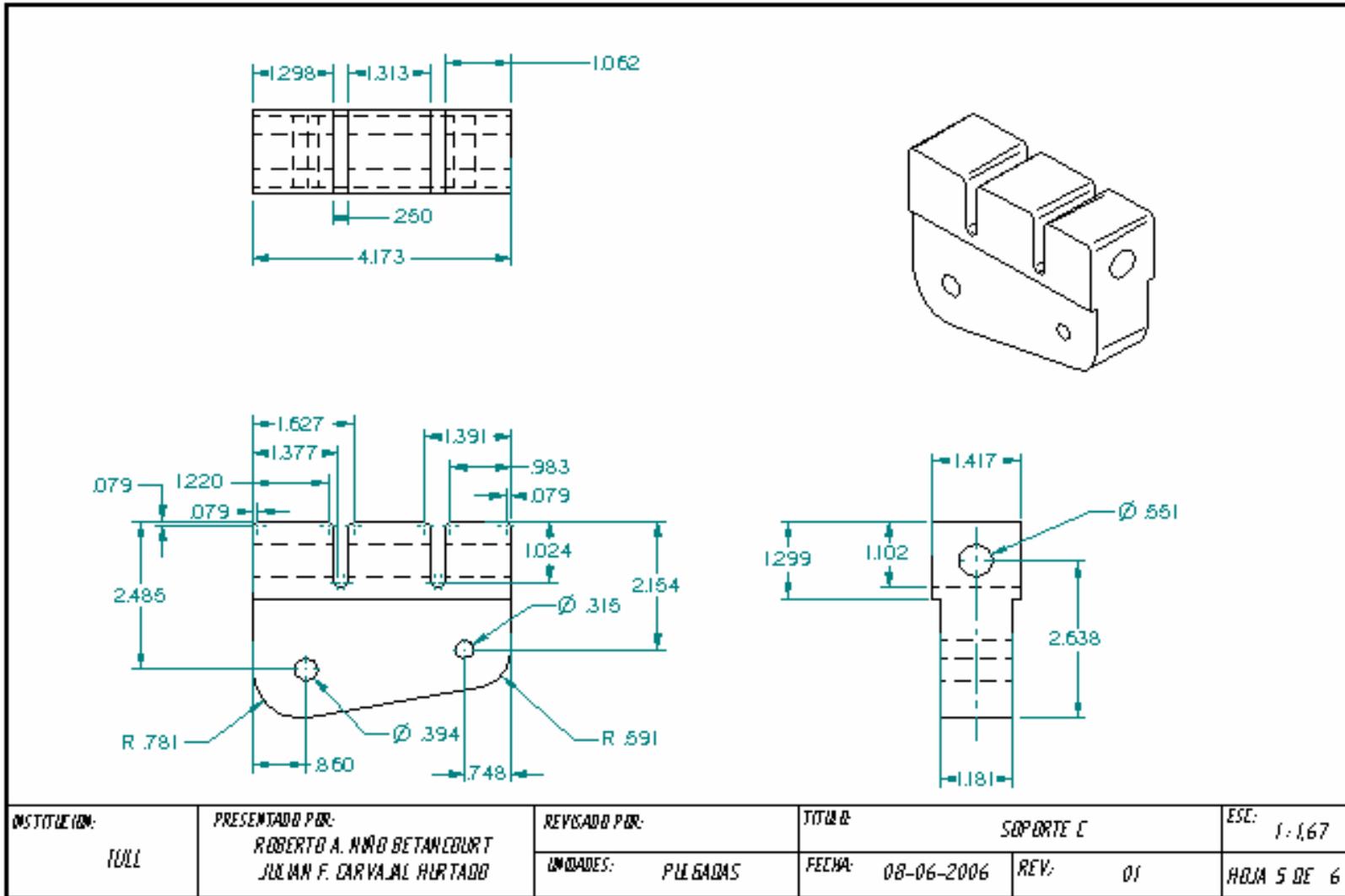
FRAME	PUNTA L (in)	MANGA (in)	B (")	B* (")	THICKNESS (in)	Distancia desde Proa (in)
1	11,8	12,25	43,1306	52,5354	0,08	4,35
Bow Load	18,66	21,78	35,7943	44,6459	0,08	23,34
2	19,6	23,09	34,1375	43,2063	0,08	39,5
3	20,6	24,55	33,7668	42,8447	0,08	57,68
4	21,2	25,36	33,8986	42,9412	0,08	73,62
Step Load	22	25,62	33,9594	42,9873	0,08	87,82
5	22,4	25,57	33,9388	42,97	0,08	103,1
MM	23	25,39	33,8861	42,9276	0,08	116,72
MM-A	20,6	25,53	30,97	40,1191	0,08	116,72
6	16,6	24,57	29,3901	38,2588	0,08	126,33
7	17	24,07	26,4051	35,5864	0,08	147,64
8	13,2	20,27	25,8688	35,1751	0,08	178,45
Stern Load	10,8	16,34	26,4797	35,9765	0,08	197,89
9	9	13,14	26,8869	36,5548	0,08	212,21

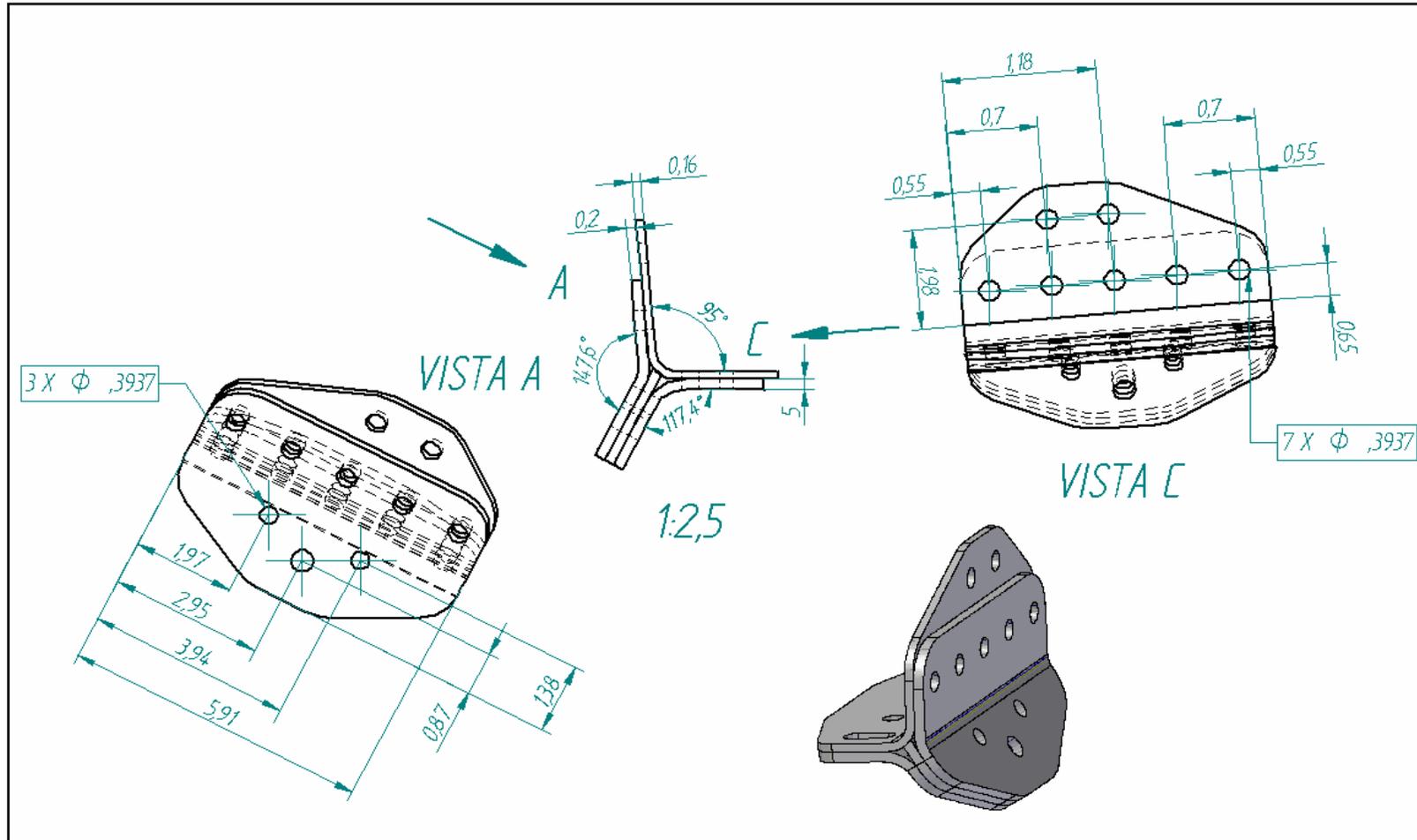
INSTITUCION: TULL	PRESENTADO POR: ROBERTO A. NIÑO BETANCOURT JULIAN F. CARVALAL HURTADO	REVISADO POR:	TITULO:	DIMENSIONES CUADERNAS FLOTADOR		ESC:
		UNIDADES: PULGADAS	FECHA:	08-06-2006	REV:	01

Anexo H.
SOPORTES A, B, C Y D





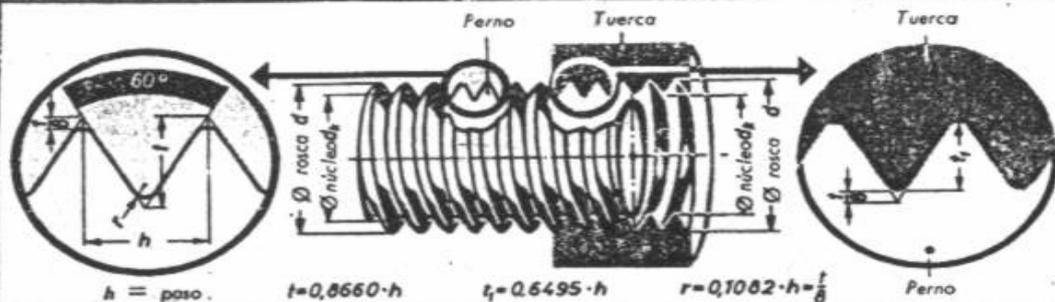




INSTITUCION: IULL	PRESENTADO POR: ROBERTO A NIÑO BETANCOURT JULIAN F. CARVAJAL HURTADO	REVISADO POR:	TITULO: SOPORTE D	ESC: 1:25
		UNIDADES: PULGADAS	FECHA: 08-06-2006	REV: 01
HOJA 6 DE 6				

ANEXO I.
TABLAS NORMALIZADAS DE TORNILLOS Y PASADORES

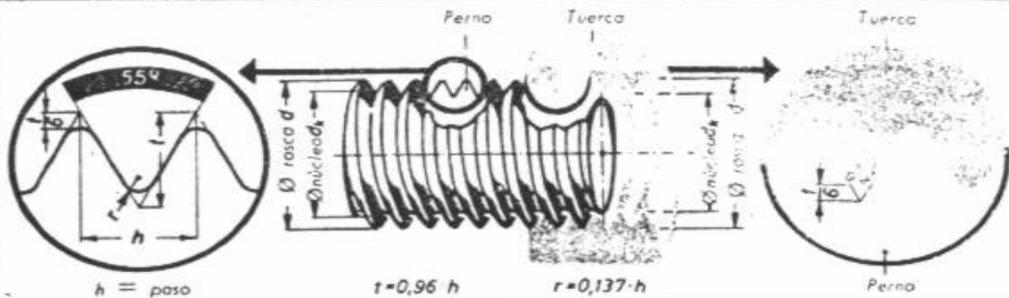
ROSCA CON PERFIL METRICO (series seleccionadas)



Serie 1		Serie 2		Serie 3		Serie 4			
Designación*	Designación	diámetro núcleo d_k	Sección núcleo mm ²	Designación	diámetro núcleo d_k	Sección núcleo mm ²	Designación	diámetro núcleo d_k	Sección núcleo mm ²
M 0,3	M 18 x 2	15,402	186	M 12 x 1	10,700	90	M 2 x 0,25	1,676	2,21
M 0,4	M 20 x 2	17,402	238	M 36 x 2	33,402	876	M 2,3 x 0,25	1,976	3,07
M 0,5	M 22 x 2	19,402	296	M 39 x 2	36,402	1041	M 2,6 x 0,35	2,146	3,62
M 0,6	M 24 x 2	21,402	360	M 42 x 2	39,402	1219	M 3 x 0,35	2,546	5,09
M 0,8	M 27 x 2	24,402	468	M 45 x 2	42,402	1412	M 4 x 0,5	3,350	8,81
M 1	M 30 x 2	27,402	590	M 48 x 2	45,402	1619	M 5 x 0,5	4,350	14,9
M 1,2	M 33 x 2	30,402	726	M 52 x 2	49,402	1917	M 6 x 0,5	5,350	22,5
M 1,4	M 36 x 3	32,102	809,4	M 56 x 2	53,402	2240	M 8 x 1	6,700	35,3
M 1,7	M 39 x 3	35,102	967,7	M 58 x 2	55,402	2411	M 10 x 1	8,700	59,4
M 2	M 42 x 3	38,102	1140	M 60 x 2	57,402	2588	M 12 x 1,5	10,052	79,4
M 2,3	M 45 x 3	41,102	1327	M 64 x 2	61,402	2961	M 14 x 1,5	12,052	114
M 2,6	M 48 x 3	44,102	1528	M 68 x 2	65,402	3359	M 16 x 1,5	14,052	155
M 3	M 52 x 3	48,102	1817	M 72 x 2	69,402	3783	M 18 x 1,5	16,052	202
M 3,5	M 56 x 4	50,804	2027	M 76 x 2	73,402	4232	M 20 x 1,5	18,052	256
M 4	M 60 x 4	54,804	2359	M 80 x 2	77,402	4705	M 22 x 1,5	20,052	316
M 5	M 64 x 4	58,804	2716	M 85 x 2	82,402	5333	M 24 x 1,5	22,052	382
M 6	M 68 x 4	62,804	3098	M 90 x 2	87,402	6000	M 26 x 1,5	24,052	454
M 8	M 72 x 4	66,804	3505	M 95 x 2	92,402	6706	M 27 x 1,5	25,052	493
M 10	M 76 x 4	70,804	3937	M 100 x 2	97,402	7451	M 28 x 1,5	26,052	533
M 12	M 80 x 4	74,804	4395	M 105 x 2	102,402	8236	M 30 x 1,5	28,052	618
M 14	M 85 x 4	79,804	5002	M 110 x 2	107,402	9060	M 32 x 1,5	30,052	709
M 16	M 90 x 4	84,804	5648	M 115 x 2	112,402	9923	M 33 x 1,5	31,052	757
M 18	M 95 x 4	89,804	6334	M 120 x 2	117,402	10825	M 35 x 1,5	33,052	858
M 20	M 100 x 4	94,804	7059	M 125 x 2	122,402	11767	M 36 x 1,5	34,052	911
M 22	M 105 x 4	99,804	7823	M 130 x 3	126,102	12489	M 38 x 1,5	36,052	1021
M 24	M 110 x 4	104,804	8627	M 140 x 3	136,102	14549	M 39 x 1,5	37,052	1078
M 27	M 115 x 4	109,804	9469	hasta			M 40 x 1,5	38,052	1137
M 30	M 120 x 4	114,804	10352	M 300 x 3	296,102	68861	M 42 x 1,5	40,052	1260
M 33	M 125 x 4	119,804	11273				M 45 x 1,5	43,052	1456
M 36	M 130 x 6	122,206	11729				M 48 x 1,5	46,052	1666
M 39	M 140 x 6	132,206	13728				M 50 x 1,5	48,052	1813
M 42	hasta						M 52 x 1,5	50,052	1968
M 45	M 300 x 6	292,206	67061				M 55 x 1,5	53,052	2211
M 48							M 58 x 1,5	56,052	2468

Hoja de normas: DIN 13, h 12. Sustitutivo de DIN 243 (rosca métrica fina)
*) Paso, diámetro núcleo y sección núcleo de pág. 67 en DIN 13 h.1

ROSCA WHITWORTH



Ø nominal d pulg.	Perno y tuerca					Altura cabeza k	Tuerca			Arandela	
	Ø rosca d mm	Ø núcleo d _n mm	Sección núcleo cm ²	Nº file- tes en 1"	Paso h		Altura (0,8 · d) m	entre caras SR'	medida entre aristas e	Ø exterior d.	espesor s
1/4	6,35	4,72	0,175	20	1,27	5	5,5	11	12,7	14	1,5
3/16	7,94	6,13	0,295	18	1,41	6	6,5	14	16,2	18	2
1/2	9,53	7,49	0,441	16	1,59	7	8	17	19,6	22	2,5
3/8	12,70	9,99	0,784	12	2,12	9	11	22	25,4	28	3
5/8	15,88	12,92	1,311	11	2,31	11	13	27	31,2	34	3
3/4	19,05	15,80	1,960	10	2,54	13	16	32	36,9	40	4
7/8	22,23	18,61	2,720	9	2,82	16	18	36	41,6	45	4
1	25,40	21,34	3,575	8	3,18	18	20	41	47,3	52	5
1 1/8	28,58	23,93	4,497	7	3,63	20	22	46	53,1	58	5
1 1/4	31,75	27,10	5,770	7	3,63	22	25	50	57,7	62	5
1 3/8	34,93	29,51	6,837	6	4,23	24	28	55	63,5	68	6
1 1/2	38,10	32,68	8,388	6	4,23	27	30	60	69,3	75	6
1 3/4	41,28	34,77	9,495	5	5,08	30	32	65	75,0	80	7
2	44,45	37,95	11,310	5	5,08	32	35	70	80,8	85	7
2 1/4	50,80	43,57	14,912	4 1/2	5,65	36	40	80	92,4	98	8
2 1/2	57,15	49,02	18,873	4	6,35	40	45	85	98,2	105	9
2 3/4	63,50	55,37	24,079	4	6,35	45	50	95	109,7	120	9
3	69,85	60,56	28,804	3 1/2	7,26	50	55	105	121,3	130	10
3 1/4	76,20	66,91	35,161	3 1/2	7,26	54	60	110	127,1	135	10
3 1/2	82,55	72,54	41,333	3 1/4	7,82	58	65	120	138,6	150	12
4	88,90	78,89	48,885	3 1/4	7,82	62	70	130	150,2	160	12
4 1/4	95,25	84,41	55,959	3	8,47	67	75	135	155,9	165	12
4 1/2	101,60	90,76	64,697	3	8,47	70	80	145	167,5	180	14
4 3/4	107,95	96,64	73,349	2 7/8	8,84	75	85	155	179,0	190	14
5	114,30	102,99	83,307	2 7/8	8,84	80	90	165	190,5	205	14
5 1/4	120,66	108,83	93,014	2 3/4	9,24	84	95	175	202,1	215	16
5 1/2	127,01	115,18	104,185	2 3/4	9,24	90	100	180	207,9	220	16
5 3/4	133,36	120,96	114,922	2 5/8	9,68	94	105	190	219,5	230	16
6	139,71	127,31	127,304	2 5/8	9,68	98	110	200	231,0	245	18
6 1/4	146,06	133,04	139,022	2 1/2	10,16	102	115	210	242,6	255	18
6 1/2	152,41	139,39	152,608	2 1/2	10,16	106	120	220	254,1	270	18

Hojas de normas: rosca Whitworth DIN 11, cabezas y tuercas hexagonales DIN 931,3, y 934, respectivamente, Arandelas DIN 125

Designación de una rosca Whitworth de Ø 1/2": 1/2"

Pasadores cónicos															DIN 1 (Jun. 56)
		Material: St 50 k ó bien 9 S 20 K La medida nominal d se refiere al extremo delgado del pasador Designación p. ej.: Pas.cónico 4 x 40 DIN 1													
ϕd	0,6	0,8	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
l	4...	6...	8...	10...	12...	14...	16...	20...	24...	28...	32...	36...	36...	40...	50...
	10	14	18	26	36	50	60	70	100	120	140	165	165	230	230
Longs. normalizadas: 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 165, 180, 200, 230, 260															
Pasadores cilíndricos															DIN 7 (Jun. 56)
Designación de un pasador cilíndrico de 4 mm \varnothing cuando:															
es un pasador de ajuste					es un pasador de union					es un pasador de remache					
Pas. cilíndrico 4 m 6 x 20 DIN 7					4 h 8 x 20 DIN 7					4 h 11 x 20 DIN 7					
ϕd	0,8	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
l	2...	3...	3...	4...	4...	4...	5...	5...	6...	8...	10...	10...	14...	16...	20...
	8	12	16	20	24	32	40	50	60	80	100	120	160	180	200
Longs. normalizadas: 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 140, 160, 180, 200 (Material: St 50 K ó bien 9 S 20 K)															