

**DISEÑO Y ANALISIS ESTRUCTURAL DEL SOPORTE DE TURBINAS PT6 DE
MEDIANA Y BAJA POTENCIA PARA BANCO DE TRANSPORTE TERRESTRE
DE LA FUERZA AEREA COLOMBIANA.**

IVAN SEBASTIAN GAMBA ORTIZ

**UNIVERSIDAD ECCI
FACULTAD DE INGENIERIA
INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, D.C.
2018**

**DISEÑO Y ANALISIS ESTRUCTURAL DEL SOPORTE DE TURBINAS PT6 DE
MEDIANA Y BAJA POTENCIA PARA BANCO DE TRANSPORTE TERRESTRE
DE LA FUERZA AEREA COLOMBIANA.**

IVAN SEBASTIAN GAMBA ORTIZ

Tesis de grado

CESAR GIOVANNI AREVALO
Ingeniero mecánico

**UNIVERSIDAD ECCI
FACULTAD DE INGENIERIA
INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, D.C.
2018**

Nota de aceptación.

MSc. Ing. Vladimir Silva Leal

Jurado.

MSc. Ing. Javier Alejandro Bonilla

Jurado.

Bogotá, noviembre de 2018.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco muy especialmente a mi abuela Rosa María y a mi tía Gladys Elisa por apoyarme siempre, por sus consejos y palabras de aliento en todo momento.

Expreso mis agradecimientos a la Universidad ECCI, a la Fuerza Aérea Colombiana (FAC) y a COLCIENCIAS, instituciones que con su apoyo económico y logístico hicieron posible la realización de este trabajo de grado, el cual me ha dejado tantas experiencias y conocimientos valiosos para mis aspiraciones futuras.

Gracias a todos los docentes de la Universidad y al personal del área de ingeniería mecánica, quienes con sus valiosas enseñanzas, apoyo y dedicación me han permitido crecer profesionalmente.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	15
OBJETIVOS DEL PROYECTO	17
Objetivo general.....	17
Objetivos específicos	17
ALCANCE	18
CAPITULO I	19
1. MARCO TEORICO: ANALISIS ESTATICO ESTRUCTURAL, CALCULOS DE INGENIERIA Y DISEÑO MECANICO.....	19
1.1. Diseño mecánico	19
1.1.1. Fases del diseño.	19
1.1.2. Consideraciones de diseño.	20
1.2. Materiales	23
1.2.1. Resistencia y rigidez del material	23
1.2.2. Aceros	26
1.3. Soldadura	29
1.3.1. Símbolos y designación	30
1.3.2. Selección y cálculo de soldadura.	31
1.3.3. Resistencia de la soldadura.	12
1.4. Análisis estático estructural.	12
1.4.1. Equilibrio de cuerpo rígido.....	13
1.4.2. Estructuras: Armaduras, armazones y máquinas.....	19
1.5. Cálculos de diseño	26
1.5.1. Calculo y análisis de fallas.	26
1.6. Análisis de elementos finitos.....	27
1.6.1. Tipos de elementos finitos.....	28
1.6.2. Creación del mallado.....	29
1.6.3. Fases del análisis de estructuras por el FEM.....	31
1.6.4. Solución de elemento finito	32
CAPITULO II	35
2. BANCO DE TRANSPORTE PARA TURBINAS PT6 DE BAJA Y MEDIANA POTENCIA.....	35

2.1. Turbinas pt6.....	35
2.1.1. Funcionamiento.....	37
2.1.2. Turbina PT6A-61 FAC.....	40
2.2. Banco de transporte asignado para turbinas pt6 de la fuerza aérea colombiana (fac).....	41
2.2.1. Estructura de soporte de turbinas PT6 de mediana y baja potencia: Propuestas de diseño.....	43
2.2.2. Estructura de soporte de turbinas PT6 de mediana y baja potencia: Evaluación Propuestas de diseño.....	50
2.2.3. Diseño estructural detallado.....	51
CAPITULO III.....	63
3. ESTRUCTURA DE SOPORTE DE TURBINAS PT6 DE MEDIANA Y BAJA POTENCIA: CALCULOS DE INGENIERIA.....	63
3.1. Análisis estático estructural.....	63
3.1.1. Análisis de pesos.....	63
3.1.2. Cálculo estático.....	63
3.1.3. Calculo de las fuerzas resultantes en la estructura de soporte de turbinas utilizando el soporte delantero.....	89
CAPITULO IV.....	94
4. ANALISIS POR METODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM) DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA TURBINAS PT6.....	94
4.1. Estructura de soporte turbinas PT6.....	95
4.2. Estructura de anclaje inferior.....	102
4.3. Estructura de anclaje superior.....	107
4.4. Placa base de soporte.....	112
ANALISIS DE RESULTADOS.....	117
CONCLUSIONES.....	119
Bibliografía.....	121

Lista de ilustraciones.

Ilustración 1. Geometría estándar de probeta de ensayo de tensión.....	24
Ilustración 2. Diagrama esfuerzo-deformación en un material dúctil [2].....	25
Ilustración 3. Descripción de símbolo de soldadura AWS. [7].....	30
Ilustración 4. Símbolos de soldadura más utilizados [8].	31
Ilustración 5. Factores geométricos para analizar soldadura. [6].....	8
Ilustración 6. Estructura del problema modelo para análisis de soldaduras [6].	9
Ilustración 7. Diagrama de fuerzas en el punto crítico de la soldadura [6].	10
Ilustración 8. Reacciones en dos dimensiones tipo 1 [9].	15
Ilustración 9. Reacciones en dos dimensiones tipo 2 [9].	16
Ilustración 10. Reacciones en dos dimensiones tipo 3 [9].	16
Ilustración 11. Tipos de reacciones en estructura tridimensional [9].....	18
Ilustración 12. Armadura típica [10].	19
Ilustración 13. Armaduras simples [9].	20
Ilustración 14. DCL de armadura, representación de fuerzas en elementos y nodos [9].....	21
Ilustración 15. Triángulos de fuerza de los nodos [9].....	23
Ilustración 16. DCL de armazón sometido a una carga [9].	25
Ilustración 17. Tipos de elementos finitos [12].	29
Ilustración 18. Variación de la densidad del mayado de acuerdo a las zonas de concentración de esfuerzos en un eje [13].	30
Ilustración 19. Elemento sólido tetraédrico parabólico [14].	30
Ilustración 20. Esquema de elemento finito puntual lineal.	32
Ilustración 21. Sistema de dos elementos finitos unidimensionales.....	33
Ilustración 22. Turbina PT6A [15].....	35
Ilustración 23. Comparación entre los motor turbohélice, turborreactor y turboventilador [17].	36
Ilustración 24. Secciones Turbina PT6. Vista en corte longitudinal [19].....	37
Ilustración 25. Esquema del flujo de aire a través de la turbina PT6. Vista corte longitudinal [19].	39
Ilustración 26. Turbina PT6A-61 FAC.	40
Ilustración 27. Esquema de la turbina PT6 con las dimensiones generales de acuerdo a tabla 5 [19].	41
Ilustración 28. Banco de transporte asignado por FAC para Turbinas PT6A-61....	42
Ilustración 29. Motor Pratt and Whitney JT8D-9A sobre su banco de transporte [20].	43
Ilustración 30. Motor Pratt and Whitney PW1120 sobre banco de transporte [20].	43
Ilustración 31. Modelo en software CAD del banco de transporte existente asignado para motores PT6.....	44
Ilustración 32. Vista de los cuatro puntos de anclaje de la banca del motor PT6A-61.....	45
Ilustración 33. Primera propuesta de diseño de estructura de soporte de turbinas PT6. Vista frontal.	46
Ilustración 34. Montaje de la estructura de soporte sobre el banco de transporte. .	47

Ilustración 35. Ensamblaje de propuesta de diseño estructura de soporte, turbina PT6 y banco de transporte.....	47
Ilustración 36. Estructura de tubería de acero sch 40.....	48
Ilustración 37. Placa de soporte superior.....	48
Ilustración 38. Placa de soporte inferior.....	49
Ilustración 39. Ensamblaje estructura de soporte para motores PT6, propuesta de diseño 2.	49
Ilustración 40. Vista isométrica. Ensamblaje banco de transporte y estructura de soporte de motores PT6	50
Ilustración 41. Vista lateral. Ensamblaje banco de transporte y estructura de soporte de motores PT6. Dimensiones en mm.	50
Ilustración 42. Arco de soporte.	51
Ilustración 43. Vista frontal placa de soporte superior modificada.	52
Ilustración 44. Vista Isométrica. Estructura de soporte superior (Placa de soporte superior y punto de anclaje).....	53
Ilustración 45. Vista frontal. Placa de soporte inferior.	54
Ilustración 46. Vista isométrica. Estructura de soporte inferior (Placa inferior y anclajes).	54
Ilustración 47. Vista explosionada. Estructura de soporte delantero.....	55
Ilustración 48. Vista isométrica. Estructura de soporte delantero.	56
Ilustración 49. Vista isométrica. Estructura de soporte turbina PT6.....	58
Ilustración 50. Apertura máxima de los puntos de anclaje.....	58
Ilustración 51. Apertura mínima de los puntos de anclaje.....	59
Ilustración 52. Vista isométrica. Banco de transporte de turbinas Pt6 con la estructura de soporte diseñada.....	59
Ilustración 53. Vista lateral. Banco de transporte de turbinas Pt6 con la estructura de soporte diseñada. Dimensiones en mm.	60
Ilustración 54. Vista lateral. Dimensiones, en pulgadas, de estructura de soporte turbina PT6.	64
Ilustración 55. Diagrama de cuerpo libre de estructura de soporte turbinas, reacciones producidas por su propio peso. Dimensiones en pulgadas,	65
Ilustración 56. Diagrama de cuerpo libre estructura de soporte de turbinas PT6. .	66
Ilustración 57. Esquema del movimiento del banco al pasar por un reductor de velocidad.....	68
Ilustración 58. Esquema del desplazamiento del centro de masa turbina debido al reductor de velocidad.....	68
Ilustración 59. Diagrama de distribución de fuerzas en los tramos de tubería.	71
Ilustración 60. DCL estructura de soporte turbinas PT6.	72
Ilustración 61. a) DCL del punto de anclaje A. b) DCL punto de anclaje C.....	72
Ilustración 62. DCL en dos dimensiones de la estructura de soporte. Fuerzas que producen flexión.....	73
Ilustración 63. Ubicación de los anclajes superiores respecto al tramo de tubería EH.....	75
Ilustración 64. Sección de tubería EH, distribución de fuerza y diagramas de cortante y momento flector.....	76

Ilustración 65. Ubicación de los anclajes inferiores respecto a los tramos de tubería IJ y KL.....	79
Ilustración 66. Sección de tubería IJ, distribución de fuerza, diagramas de cortante y momento flector.	80
Ilustración 67. Sección de tubería KL, distribución de fuerza y diagramas de cortante y momento flector.....	81
Ilustración 68. Vista lateral placa base apoyo B.....	82
Ilustración 69. Dimensionamiento placa y diagrama de fuerzas en el tornillo 1.....	83
Ilustración 70. Vista frontal placa base bajo la carga FBEy.	85
Ilustración 71. Diagrama de cortante y momento flector de la placa base.....	86
Ilustración 72. Ubicación de los dos tornillos de acople de la estructura de soporte delantero.....	88
Ilustración 73. Diagrama del tornillo sometido a la carga F.	88
Ilustración 74. Dimensiones estructura de soporte de turbinas PT6 con apoyo delantero.....	90
Ilustración 75. Diagrama de cuerpo libre estructura de soporte de turbinas PT6, tres puntos de apoyo.	90
Ilustración 76. Diagrama de estructura de soporte modelada como una viga continua con tres apoyos.	91
Ilustración 77. Diagrama de las dos secciones de la estructura con sus respectivas reacciones.....	92
Ilustración 78. Vista frontal. Ubicación de punto de origen para la simulación por FEM.	94
Ilustración 79. Estructura de soporte turbinas PT6. Modelo de análisis por FEM. .	95
Ilustración 80. Componentes de acero ASTM A36.	96
Ilustración 81. Componentes de acero ASTM A53.	97
Ilustración 82. Distribución de las fuerzas que actúan en la estructura.	97
Ilustración 83. Mallado de la estructura de soporte turbinas PT6.	98
Ilustración 84. Análisis FEM. Distribución de los esfuerzos en la estructura de soporte de turbinas PT6.....	99
Ilustración 85. Análisis FEM. Localización del esfuerzo máximo estructura de soporte turbinas PT6.....	99
Ilustración 86. Fuerza resultante en anclajes superiores.	100
Ilustración 87. Fuerza resultante en anclajes inferiores.	100
Ilustración 88. Fuerza de reacción en la placa base de soporte.	101
Ilustración 89. Análisis FEM. Distribución de factor de seguridad en la estructura de soporte turbinas PT6.....	102
Ilustración 90. Análisis FEM. Desplazamientos totales en la estructura de soporte turbinas PT6.....	102
Ilustración 91. Análisis FEM. Estructura de anclaje inferior.	103
Ilustración 92. Análisis FEM. Aplicación de las fuerzas y puntos fijo de la estructura de anclaje inferior.....	104
Ilustración 93. Análisis FEM. Mallado de estructura de anclaje inferior.	105
Ilustración 94. Análisis FEM. Distribución de esfuerzos en la estructura de anclaje inferior.....	105

Ilustración 95. Análisis FEM. Localización del esfuerzo máximo en anclaje inferior.	106
Ilustración 96. Análisis FEM. Distribución de factor de seguridad en la estructura de anclaje inferior.	106
Ilustración 97. Análisis FEM. Desplazamiento total en estructura de anclaje inferior	107
Ilustración 98. Análisis FEM. Estructura de anclaje superior.	108
Ilustración 99. Análisis FEM. Aplicación de las fuerzas y puntos fijo de la estructura de anclaje superior.	109
Ilustración 100. Análisis FEM. Mallado de estructura de anclaje superior.	110
Ilustración 101. Análisis FEM. Distribución de esfuerzos en la estructura de anclaje superior.	110
Ilustración 102. Análisis FEM. Localización del esfuerzo máximo anclaje superior	111
Ilustración 103. Análisis FEM. Distribución de factor de seguridad en la estructura de anclaje superior.	111
Ilustración 104. Análisis FEM. Desplazamiento total en estructura de anclaje superior.	112
Ilustración 105. Análisis FEM. Placa base de soporte.	112
Ilustración 106. Fuerza de reacción en la placa base de soporte.	113
Ilustración 107. Análisis FEM. Aplicación de las fuerzas y puntos fijo de la placa base de soporte.	114
Ilustración 108. Análisis FEM. Mallado de placa base de soporte.	114
Ilustración 109. Análisis FEM. Distribución de esfuerzos en la placa base de soporte.	115
Ilustración 110. Análisis FEM. Vista inferior. Localización del esfuerzo máximo placa base de soporte.	115
Ilustración 111. Análisis FEM. Distribución de factor de seguridad en la estructura de anclaje superior.	116
Ilustración 112. Análisis FEM. Deformación total en placa base de soporte.	116

Lista de tablas.

Tabla 1. Factores de seguridad método Pugsley [4].	22
Tabla 2. Esfuerzos cortantes y fuerzas admisibles en soldaduras [6].	6
Tabla 3. Tamaños mínimos de cordón de soldadura en láminas de acero [6].	6
Tabla 4. Temperaturas y presiones presentadas en la Turbina PT6 en funcionamiento [19].	38
Tabla 5. Características motor PT6A-61 FAC.	40
Tabla 6. Características técnicas de los componentes del arco de soporte.	51
Tabla 7. Características técnicas estructura de soporte superior.	53
Tabla 8. Características técnicas estructura de soporte inferior.	54
Tabla 9. Características técnicas de la estructura de soporte delantero.	56
Tabla 10. Listado de materiales para fabricación de la estructura de soporte de turbinas PT6.	61
Tabla 11. Propiedades del tubo de acero cedula 40. Apéndice 16-Diseño de elementos de máquinas [6].	77

Lista de ecuaciones.

$nd = \text{Parámetro de pérdida de funcionalidad/Parámetro admisible máximo}$	(1) _____ 21
$ns = nxx * nyy$	(2) _____ 22
$\epsilon = \delta/l0$	(3) _____ 23
$\delta = l - l0$	(4) _____ 24
$\epsilon = l - l0/l0$	(5) _____ 24
$\sigma = \epsilon E$	(6) _____ 25
$f = P/Aw$	(7) _____ 5
$f = V/Aw$	(8) _____ 5
$f = M/Sw$	(9) _____ 5
$f = Tc/Jw$	(10) _____ 5
$f_R = (f_t^2 + f_b^2 + f_s^2)^{1/2}$	(11) _____ 11
$M = Fxr.$	(12) _____ 13
$Fx = 0 \quad Fy = 0 \quad Fz = 0$	(13) _____ 17
$Mx = 0 \quad My = 0 \quad Mz = 0$	(14) _____ 17
$Mo = r * F = 0$	(15) _____ 17
$\sigma' = (((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2)/2)^{1/2}$	(16) _____ 27
$\sigma' = (\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_3)^{1/2}$	(17) _____ 27
$Ns = \sigma_{lim}/\text{fluencia}\sigma'$	(18) _____ 27
$[K] * a = f$	(19) _____ 31
$R = K * a - f$	(20) _____ 31
$ke = A/l$	(21) _____ 32
$f_{e,i} = k_e(u_i - u_j)$	(22) _____ 32
$f_{e,i} = k_e(u_i - u_j)$	(23) _____ 32
$fe, ife, j = e - ke - kekeuiuj$	(24) _____ 33
$\begin{Bmatrix} f_{e,i} \\ f_{e,j} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_e & -k_e \\ -k_e & k_e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix}$	(25) _____ 33
$\begin{Bmatrix} f_{2,2} \\ f_{3,2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}$	(26) _____ 33
$\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} + f_{2,2} \\ f_{3,2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix}$	(27) _____ 33
$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2) & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}$	(28) _____ 34
$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = k_e \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ -1 & 2 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}$	(29) _____ 34
$R2 = R2y/se \alpha$	(30) _____ 65
$V0y = V0(\text{sen } \alpha)$	(31) _____ 69
$t = (2V0sn \alpha)/g$	(32) _____ 69
$Vfy = V0y - gt$	(33) _____ 69
$Ec = (1/2)m * V^2$	(34) _____ 69
$Fy = Ec/H$	(35) _____ 70
$\hat{u}OAB = \frac{\overline{OAB}}{ OAB }$	(36) _____ 73
$\sigma_{adm} = Sy/N$	(37) _____ 76
$S = Mma/\sigma_{adm}$	(38) _____ 76

$\sigma_{apl} = (Mmx * c)/I$	(39) _____	77
$I = (\pi/64) * (D^4 - d^4)$	(40) _____	78
$F_1 = \frac{M * r_1}{\Sigma r^2}$	(41) _____	84
$\tau_{adm} = Sy/N$	(42) _____	86
$I_x = (bh^3)/12$	(43) _____	86
$S = Mmax/\sigma_{adm} = I/c$	(44) _____	87
$F_{int} = F_2$	(45) _____	89
$MA.L1 + 2MBL1 + L2 + MG.L2 = -R - l$	(46) _____	91

Lista de anexos

Anexo 1: PLANOS DE FABRICACIÓN ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA TURBINAS PT6 DE MEDIANA Y BAJA POTENCIA.

Anexo 2: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE BANCO DE TRANSPORTE PARA TURBINAS PT6.

Resumen.

En este proyecto se realizó el diseño de una estructura de soporte para turbinas PT6 de mediana y baja potencia, que permitirá montarlas en un banco de transporte terrestre. Esto con la finalidad de atender la necesidad que tiene la Fuerza Aérea Colombiana (FAC) de desplazar las turbinas PT6 de un lugar a otro, ya sea para su montaje en el avión o su instalación en banco de pruebas. Se utilizó software CAD para elaborar propuestas de diseño de las cuales finalmente se produjo el modelo final de la estructura de soporte para turbinas PT6. Se realizaron cálculos estructurales y análisis por elementos finitos que garantizan que dicho diseño y los materiales seleccionados cumplen con las características de resistencia requeridas para transportar las turbinas de manera segura, estableciendo así un factor de seguridad promedio, de acuerdo al análisis por elementos finitos (FEM) efectuado, que permite montar en la estructura de soporte turbinas PT6 con pesos de hasta 610 lbf. De este modo finalmente se desarrolló el diseño detallado de los componentes de la estructura de soporte para turbinas PT6, se generaron los respectivos planos de fabricación, los análisis FEM y se elaboró el manual de operación y mantenimiento. Estos documentos serán entregados a los responsables de la fabricación de la estructura en el comando aéreo de mantenimiento (CAMAN).

INTRODUCCIÓN

Las turbinas de gas conocidas por la designación PT6, son una amplia gama de motores aeronáuticos turbohélice, diseñados y construidos por la compañía Pratt and Whitney Canadá. Estas turbinas manejan potencias desde los 500 Shp (caballos de fuerza en eje), en los motores pequeños, hasta los 1700 Shp en los motores más grandes y dentro de sus principales características está su gran versatilidad, generan el empuje en el avión por medio de hélice, son fáciles de reparar e inspeccionar y presentan una gran tolerancia a los cambios en el combustible. Debido a estas propiedades son motores ampliamente usados en la aviación militar y civil. En este orden de ideas, la fuerza aérea colombiana (FAC) posee un gran número de aeronaves que utiliza el modelo de Motor turbohélice PT6; aviones como el King Air 300, el Piper Cheyenne III, el Embraer 110, y helicópteros como el Bell 212 y el Bell 412, son algunas de dichas aeronaves.

La FAC, en conjunto con la universidad ECCL, iniciaron un proyecto con la finalidad de estudiar la implementación de biocombustibles en sus aeronaves, siendo la turbina PT6 el primer motor a analizar bajo el funcionamiento con diferentes biocombustibles. Para realizar esos estudios se requiere un proceso cíclico complejo, en el cual se coloca en marcha el motor en un banco de pruebas con un biocombustible determinado, se hace registro y análisis de datos, luego se lleva la turbina al taller para desarmarla y realizarle una inspección de componentes internos, todo con el fin de establecer si con el biocombustible el motor funciona y se comporta de manera similar a lo que lo haría con el combustible tradicional. Por tanto, para dar validez experimental a ese proceso, se hace necesario realizar varias pruebas con el biocombustible, lo que representa también que el motor se tendrá que transportar en muchas ocasiones entre el taller y el lugar del banco de pruebas. Sin embargo, la FAC no posee una forma de transportar los motores PT6 con todos sus accesorios y la hélice instalados, lo cual producirá demoras en el montaje del motor en el banco de pruebas y por tanto en las pruebas con los biocombustibles.

Los motores de aeronaves se suelen transportar, dentro de las instalaciones de bases aéreas y aeropuertos, en estructuras tipo tráiler llamadas bancos de transporte o transportador de motor y son elaborados según las dimensiones y especificaciones de cada motor. Empresas como ERME, SEAQX y TECHMAN [1], son algunas de las que fabrican transportadores de motores y remolques de aviones. La FAC transporta los motores PT6 contenidos en cajas de madera o estructura metálica cuyo diseño especial amortigua los impactos, permitiendo así cargarlos en cualquier vehículo; también se suelen transportar por medio de montacargas. No obstante, dichos métodos solo permiten transportar el motor sin algunos accesorios y sin hélice. Debido a la necesidad de agilizar las pruebas de los biocombustibles en las turbinas PT6, la FAC destinó un banco de transporte, de un motor que ya no está en servicio, para ser modificado y adaptado para los PT6.

Teniendo en cuenta lo anterior, en este trabajo se realizó el diseño y análisis por elementos finitos, de la estructura de soporte para las turbinas PT6 de mediana y baja potencia, que permitirá adaptar el banco de transporte destinado por la FAC para que se pueda montar un motor PT6 con todos sus accesorios y hélice instalados. Los puntos de anclaje móviles y a la resistencia de esta estructura harán posible transportar turbinas PT6 cuyas distancias en sus puntos de sujeción sean distintas, ampliando la gama de modelos para los cuales puede ser útil este banco de transporte.

OBJETIVOS DEL PROYECTO

Objetivo general

Diseñar y analizar estructuralmente un soporte para acoplar de manera segura y fácil, turbinas PT6 de mediana y baja potencia, a un banco de transporte de la fuerza aérea colombiana.

Objetivos específicos

- Realizar dimensionamiento de la estructura del banco de transporte existente y desarrollar dos propuestas de diseño preliminar del soporte para turbinas Pt6 en software CAD. Posteriormente evaluar dichas propuestas de diseño, teniendo en cuenta factores como funcionalidad, facilidad de montaje y viabilidad técnica, proceder a seleccionar una de ellas para su análisis y diseño detallado.
- Analizar estáticamente el diseño de la estructura de soporte seleccionada, realizando cálculos de resistencia de materiales y comportamiento estructural correspondientes para determinar la viabilidad técnica del diseño al montar las turbinas en el banco de transporte.
- Diseñar detalladamente la estructura de soporte para acoplar las turbinas PT6 de mediana y baja potencia, generar los respectivos planos de fabricación con normas técnicas, teniendo en cuenta los resultados de los cálculos de esfuerzo y resistencia de materiales.
- Efectuar un análisis del comportamiento estructural, por método de elementos finitos, de los puntos de anclaje de la estructura de soporte diseñada, al montar la turbina PT6-A61.
- Elaborar un manual de operación y mantenimiento del banco de transporte modificado con la estructura de soporte para turbinas PT6 de mediana y baja potencia.

ALCANCE

El propósito de este proyecto es diseñar y analizar una estructura para adaptar un banco de transporte de motores de aeronaves, a turbinas PT6 de mediana y baja potencia, que son las que se utilizarán en las pruebas con biocombustibles. Por tanto, el alcance de este trabajo corresponderá a la entrega de los planos de fabricación, los análisis por elementos finitos y el manual de operación y mantenimiento de la estructura de soporte que permitirá el montaje de turbinas PT6 en el banco de transporte de manera funcional y segura de acuerdo a los requerimientos solicitados por la Fuerza Aérea Colombiana (FAC). Los documentos serán entregados a los encargados de la fabricación de la estructura en el Comando Aéreo de mantenimiento (CAMAN).

CAPITULO I

1. MARCO TEORICO: ANALISIS ESTATICO ESTRUCTURAL, CALCULOS DE INGENIERIA Y DISEÑO MECANICO.

1.1. Diseño mecánico

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema [2]. Si dicho plan resulta en la creación de un objeto físico y real, esta creación debe ser segura, confiable, funcional y que sea posible de fabricar. El diseño es un proceso de innovación en el cual se requiere tomar decisiones se tenga o no la suficiente información para hacerlo, por eso es necesario que en el transcurso de tiempo en el que se lleva a cabo se pueden realizar ajustes y retroalimentación a las propuestas del plan inicial.

La creatividad, las habilidades comunicativas y de resolución de problemas, así como el uso efectivo de las herramientas disponibles, son características fundamentales que debe tener un diseñador. La ingeniería mecánica está relacionada con la producción y distribución energética, suministro de medios de producción, medios de transporte y sistemas de automatización, por tanto, el diseñador mecánico debe poseer habilidades y conocimientos en diversos campos como lo son la mecánica de sólidos y de fluidos, la transferencia de masa y de energía, los procesos de manufactura y tecnologías de la información.

1.1.1. Fases del diseño.

Para llevar a cabo un diseño adecuado de un proceso o de un dispositivo es necesario tener en cuenta una serie de pasos ordenados que permitan lograr de manera satisfactoria, el objetivo propuesto al inicio del proceso del diseño. Diseñar, es una actividad altamente iterativa y que se retroalimenta constantemente, lo cual quiere decir que sus fases deben repetirse tantas veces sea conveniente para que se llegue a un resultado que satisfaga cada vez más la necesidad o problema que se planea solucionar.

De modo general las fases del diseño se pueden describir de la siguiente forma:

- **Reconocimiento de la necesidad:** Puede darse de manera creativa al querer dar solución una inconformidad o al detectar algo que no está bien o genera incomodidad en una determinada situación.
- **Definición del problema:** Es enunciar de manera detallada y específica cómo se cubrirá la necesidad inicialmente mencionada, es decir, debe contener todas las especificaciones, características y cantidades del objeto que se va a diseñar.

- **Síntesis:** Es la invención del esquema conceptual del diseño, y no solo uno, sino se deben plantear varias propuestas de diseño que satisfagan de manera efectiva la necesidad.
- **Análisis y optimización:** En esta fase se analizan los conceptos de diseño propuestos y se selecciona, utilizando modelos matemáticos abstractos, el que mejor cumpla los parámetros de satisfacción de acuerdo a la necesidad. Está intrínsecamente con la síntesis y se debe desarrollar de manera iterativa junto con esta.
- **Evaluación:** Es la prueba final de un diseño exitoso, lo cual lleva a pruebas del prototipo en un laboratorio. En esta fase se decidirá si el producto diseñado cumple satisfactoriamente con la necesidad, si es confiable, si es seguro, económico etc.
- **Presentación:** La comunicación de los resultados del proceso de diseño a otras personas de manera efectiva, es fundamental ya que permite que todo el trabajo realizado en las anteriores fases sea conocido y valorado. Es un proceso de vender la idea, de convencer a otros que el diseño propuesto es el mejor y que cumple a cabalidad con todos los criterios requeridos para la solución del problema o necesidad.

1.1.2. Consideraciones de diseño.

Son aquellas características que influyen directamente en el diseño del algún elemento o sistema. Algunas son más importantes que otras de acuerdo a las necesidades a satisfacer o las condiciones que imponga el desarrollo de la propuesta de diseño. Las consideraciones más importantes para un diseño mecánico son: la funcionalidad, la resistencia/esfuerzo, distorsión/deflexión/rigidez, confiabilidad, corrosión, vida útil, forma, tamaño, fricción, costo, facilidad de fabricación, volumen, peso, mantenimiento, desgaste.

1.1.2.1. Esfuerzo y resistencia.

El esfuerzo y la resistencia son parámetros fundamentales que el diseñador mecánico debe tener en cuenta al momento de diseñar un elemento de un producto, ya que la duración de este depende casi exclusivamente en que el valor de la resistencia en un punto de interés sea mayor al esfuerzo inducido por una carga en dicho punto.

La *resistencia* es la propiedad que presentan los materiales para soportar diversas fuerzas, es la oposición al cambio de forma o al corte por acción de fuerzas o cargas. La resistencia de un elemento o pieza de una máquina depende del material en el que esté fabricado, los tratamientos térmicos y procesamientos recibidos.

El *esfuerzo* es una propiedad de estado en un punto determinado de superficie en un objeto, dada en función de una carga aplicada, la geometría y la temperatura. También podría definirse como “la resistencia interna ofrecida por unidad de área del material del cual está hecho un miembro, a una carga externamente aplicada” [3]. Se pueden identificar dos tipos de esfuerzo fundamentales, una de ellos es el esfuerzo normal en el cual el esfuerzo actúa de manera perpendicular a la sección transversal de un miembro de carga, y pueden ser de compresión o de tensión. Otro tipo de esfuerzo es el esfuerzo cortante que es el esfuerzo interno resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de una pieza mecánica.

Otro concepto fundamental es la deformación, que es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por fuerzas aplicadas sobre él. La deformación de un material puede ser permanente (plástica), o no permanente, (elástica, el cuerpo recupera su forma original al retirar la carga).

1.1.2.2. Factor de diseño.

Las incertidumbres siempre acompañan el proceso de diseño mecánico, en especial aquellas relacionadas al esfuerzo y resistencia de los materiales, las cargas variables, los procesos de manufactura y la correcta realización de los cálculos.

Una de las formas de mitigar las incertidumbres, siendo uno de los procedimientos más usados, es el método determinístico. Este método establece un factor de diseño (n_d), el cual es el resultado de la relación entre un parámetro de pérdida de función, que es una propiedad del material en cuestión, y un parámetro admisible máximo, que puede ser una carga aplicada. Dicho esto, el factor de diseño estaría dado de la siguiente forma:

$$n_d = \frac{\text{Parámetro de pérdida de funcionalidad}}{\text{Parámetro admisible máximo}} \quad (1)$$

Si es posible deben analizarse todos los modos de pérdida de funcionalidad y seleccionar el factor de diseño resultante más pequeño que se encuentre dentro de los parámetros de seguridad y confiabilidad, evitando así sobredimensionar una estructura o elemento mecánico. Sin embargo, debido a condiciones de materiales de tamaño estándar el factor de diseño se suele ajustar y aproximar, al resultado de este proceso se le conoce como factor de seguridad.

Existen diversos criterios y formas para seleccionar el factor de seguridad, muchas veces se elige por conocimiento meramente empíricos. Sin embargo, hay métodos para evaluar condiciones cualitativas y cuantitativas del diseño a realizar, que permiten deducir un factor de seguridad confiable. Uno de esos métodos es el método A.G. Pugsley [4], que es basado en un estudio de las incertidumbres típicas expresadas por diseñadores de estructura metálica cuyo resultado fueron

una serie de valores numéricos basados en aspectos como la calidad, la seguridad personal y la economía, estos valores se muestran en la tabla 1. Pugsley define el factor de seguridad como:

$$n_s = n_{xx} * n_{yy} \quad (2)$$

donde n_{xx} es un factor de seguridad respecto a condiciones de calidad A, B y C; y n_{yy} es un factor de seguridad respecto a condiciones de seguridad de personas y economía, definidos por las letras E y D respectivamente.

Las características A, B, C, D y E están definidas como:

A: Calidad del material.

B: Control sobre la fuerza aplicada.

C: Exactitud y calidad de los análisis de esfuerzos.

D: Peligro para personas.

E: Riesgos económicos.

Tabla 1. Factores de seguridad método Pugsley [4].

CARACTERISTICA			B			
			mb	b	r	p
A=mb	C=	mb	1,1	1,3	1,5	1,7
		b	1,2	1,45	1,7	1,95
		r	1,3	1,6	1,9	2,2
		p	1,4	1,75	2,1	2,45
A=b	C=	mb	1,3	1,55	1,8	2,05
		b	1,45	1,75	2,02	2,35
		r	1,6	1,95	2,3	2,65
		p	1,75	2,15	2,55	2,95
A=r	C=	mb	1,5	1,8	2,1	2,4
		b	1,7	2,05	2,4	2,75
		r	1,9	2,3	2,7	3,1
		p	2,1	2,55	3	3,45
A=p	C=	mb	1,7	2,05	2,4	2,75
		b	1,95	2,35	2,75	3,15
		r	2,2	2,65	3,1	3,55
		p	2,45	2,95	3,45	3,95

mb= muy bien

b=bien

r=regular		p=pobre		
CARACTERISTICA		D		
		ns	s	ms
E=	ns	1	1,2	1,4
	s	1	1,3	1,5
	ms	1,2	1,4	1,6

ms= muy serio s= serio
ns=nada serio

1.2. Materiales

La decisión de que material se va a utilizar para construir un elemento de una máquina, es una de las más importantes que debe tomar un diseñador ya que de esto dependerá la duración de la pieza y que su funcionalidad se prolongue en el tiempo. El esfuerzo y deformación de un elemento son parámetros fundamentales en un proceso de diseño, sin embargo, no son los únicos, incluso, algunas veces es más importante los efectos de la temperatura o la resistencia a la corrosión. Por eso el diseñador debe analizar y determinar las condiciones que se necesitan para seleccionar el material con el que se fabricará el elemento o máquina requeridos.

1.2.1. Resistencia y rigidez del material

La comparación de los esfuerzos reales en una pieza con la resistencia a la fluencia del material con el cual está fabricada, es el método utilizado comúnmente para evaluar si el material es ideal para soportar con seguridad las cargas aplicadas.

La Rigidez de un material es una función de su módulo de elasticidad, comúnmente llamado módulo de Young. Es necesario determinar cuánto se deformará una pieza bajo carga con el fin de corroborar que la deformación no exceda el límite en el cual la pieza presentará una deformación plástica llegando a inutilizar la pieza. El módulo de Young es una medida de rigidez, y es la relación del esfuerzo al cambio correspondiente de la deformación [3].

Toda pieza que soporta la acción de una carga axial se deforma. Esta deformación, comúnmente conocida como deformación unitaria (ϵ) puede hallarse a partir de dividir la deformación total (δ) entre la longitud original (l_0) de la pieza, así:

$$\epsilon = \frac{\delta}{l_0} \quad (3)$$

Probetas de ensayo de tensión estándar (Ilustración 1) se utilizan para determinar propiedades y características de materiales que se utilizaran en el diseño de elementos bajo carga axiales. La probeta se monta en una máquina de pruebas, que permite aplicarle una carga axial de manera controlada. La longitud original l_0 y el diámetro inicial d_0 se toman antes de iniciar la prueba en la máquina, estos datos se usan para medir las deformaciones de la probeta una vez finalizada la aplicación de la carga.

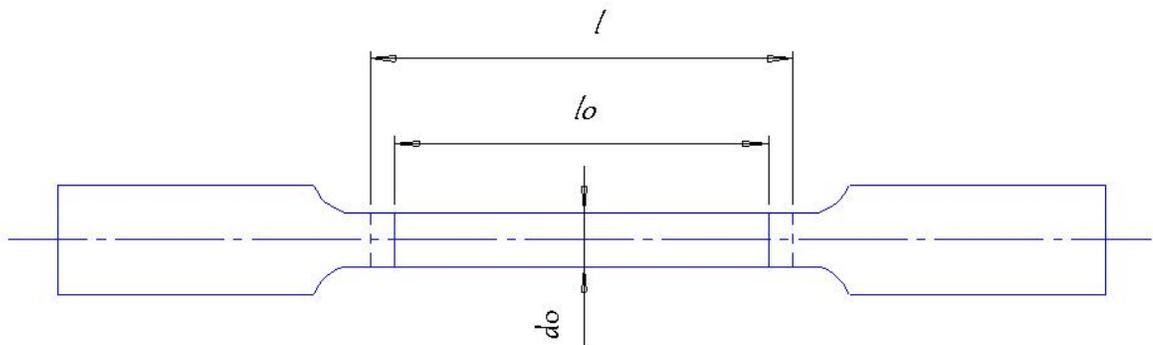


Ilustración 1. Geometría estándar de probeta de ensayo de tensión.

La deformación total (δ), se halla a partir de la ecuación:

$$\delta = l - l_0 \quad (4)$$

siendo l la longitud de la probeta medida después de la aplicación de la carga. Dicho esto, la deformación unitaria se expresaría como:

$$\epsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (5)$$

De acuerdo a la ecuación 5, la deformación unitaria se puede definir como la relación que existe entre la deformación total y la longitud inicial de la probeta; de este modo se conoce el valor de la deformación del elemento sometido a esfuerzos de tensión o compresión.

Los resultados de la prueba suelen expresarse en un diagrama de esfuerzo-deformación, como se muestra en la Ilustración 1.

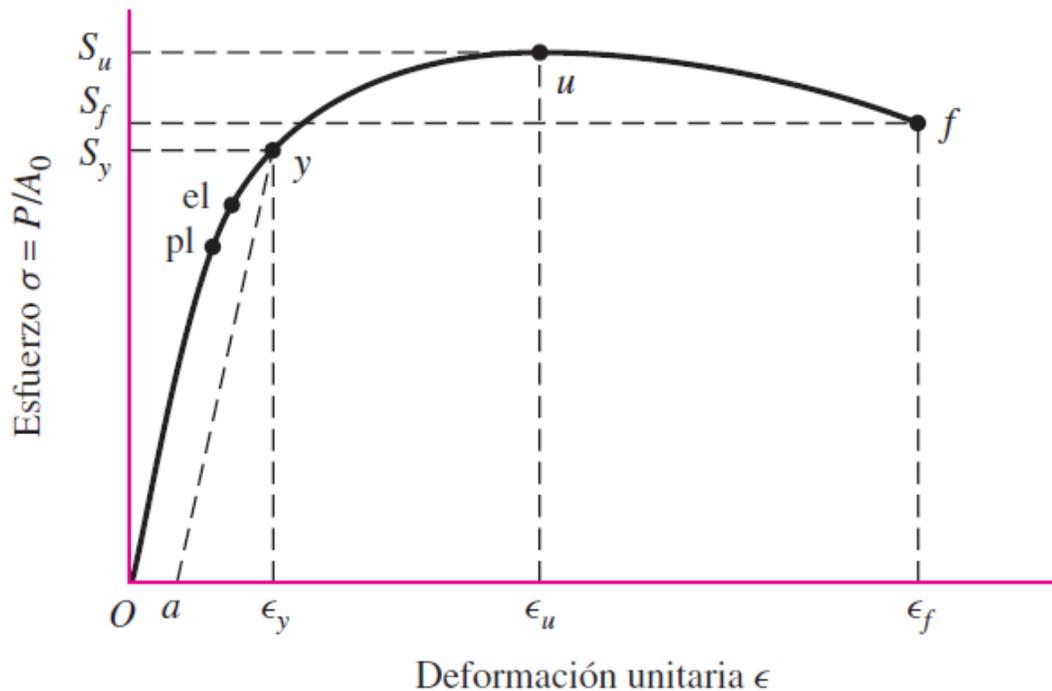


Ilustración 2. Diagrama esfuerzo-deformación en un material dúctil [2].

Donde el punto **pl** es el límite proporcional, en el cual si se retira la carga la probeta no sufrirá una deformación observable. La relación esfuerzo-deformación está dada por la ley de Hooke, la cual se aplica solamente para la zona elástica del diagrama:

$$\sigma = \epsilon E \tag{6}$$

Donde E es la pendiente de la parte lineal de la curva esfuerzo-deformación, es decir, el módulo de Young o módulo de elasticidad. El punto **el** es el límite elástico, si la carga sobre la probeta se mantiene más allá de este punto, la deformación producida en esta será permanente. En muchos materiales dúctiles se observa que, durante la prueba de tensión, en cierto instante, la deformación crece a una mayor velocidad sin que se aumente el esfuerzo considerablemente, lo que quiere decir que ha sobrepasado el punto de fluencia, en la gráfica se indica como la resistencia a la fluencia S_y . El punto (**a**) corresponde a un valor de deformación unitaria establecido y es de 0.2 por ciento de la longitud original. El punto **u** corresponde a la resistencia última S_u , y es cuando se alcanza el esfuerzo máximo en el diagrama, finalmente el material se fractura en el punto **f**.

Otros factores importantes al momento de seleccionar materiales, para la fabricación de una pieza o máquina, son los siguientes:

- **Ductilidad:** Se puede definir como la cantidad de deformación que puede resistir un material sin fracturarse y depende la temperatura y la velocidad con la que se deforma [5]. Es una propiedad importante tanto para diseñadores de componentes de máquinas como para fabricantes de productos a partir de procesamiento de materiales. Generalmente para el diseño de un componente de una máquina se prefiere que el material tenga algo de ductilidad para evitar falla por fractura frágil y también para facilitar procesos de conformado.
- **Dureza:** Es la resistencia que presenta la superficie de un material a ser penetrado o rayado por un objeto duro. En elementos de máquinas la dureza se puede medir, generalmente, por medio de dos ensayos, el ensayo Brinell y el Rockwell. En el ensayo Brinell, se comprime una esfera de acero de 10 mm de diámetro contra la superficie del material, dejando una marca; la marca es medida y luego se relaciona con la carga aplicada y el diámetro del penetrador en una ecuación, cuyo resultado es la dureza Brinell del material. Para el ensayo Rockwell, se utiliza un indentador de acero, para materiales blandos, o uno de diamante, para materiales duros; el material se monta en la máquina de ensayos y esta mide automáticamente la profundidad de penetración del indentador, arrojando como resultado la dureza en escala Rockwell.
- **Tenacidad:** Las piezas sometidas a algún tipo de carga o a impactos repentinos requieren un alto nivel de tenacidad. Por tanto, se puede definir que la tenacidad es la capacidad que un material posee para absorber energía sin sufrir fallas y se calcula como el área bajo la curva del diagrama esfuerzo deformación.
- **Resiliencia:** Es la propiedad que posee un material para recuperar su forma original después de haberlo sometido a una fuerza de tensión, compresión o flexión. Esto quiere decir que el material no sufre ninguna deformación plástica. La resiliencia siempre debe medirse en la zona de deformación elástica y se calcula como la energía que absorbe el material antes de llegar a su límite elástico.

1.2.2. Aceros

Se define acero como las aleaciones de hierro y carbono, e incluso, a aleaciones de con otros metales. Existen diversas clasificaciones de los aceros, pero para efectos generales se pueden clasificar en cuatro grandes grupos: Aceros al carbón y aleados, aceros inoxidables, aceros para herramientas y aceros estructurales.

1.2.2.1. *Aceros al carbón y aleados.*

Estos aceros son aleaciones de hierro, carbono, manganeso y otros elementos. El carbono es un elemento fundamental ya que le aporta al acero propiedades como

resistencia, dureza o ductilidad en mayor o menor grado, dependiendo de su porcentaje en la composición. Los demás elementos típicos en la aleación son el azufre, el molibdeno, fósforo, silicio y níquel, los cuales pueden otorgar al acero propiedades como resistencia a la corrosión, resistencia a altas temperaturas, tenacidad y facilitar la templabilidad.

Los aceros al carbón se pueden designar mediante el sistema de cuatro dígitos según el Instituto americano del hierro y el acero (**AISI -American Iron and steel institute**) y la Sociedad de ingenieros automotores (**SAE-Society of automotive engineers**); estas organizaciones han clasificado los aceros de acuerdo a su composición química. En general los dos primeros dígitos se refieren a los elementos principales de la aleación. Los dos últimos dígitos denotan el porcentaje de carbono en el acero.

Las propiedades mecánicas de los aceros al carbón y aleados son susceptibles a los tratamientos térmicos y a los procesos de conformado. Procesos de laminado en caliente (HR, hot rolled), por ejemplo, producen aceros blandos, muy dúctiles y por consiguiente con baja resistencia. Mientras tanto, un laminado en frío (CR, Cold rolled) produce aceros de alta resistencia, pero baja ductilidad. Para aceros aún más resistentes se utiliza el método de conformado estirado en frío (CD, Cold drawn).

Para lograr propiedades más especiales en los aceros aleados se aplican tratamientos térmicos como el temple, el revenido, el recocido y el normalizado, ya sea para endurecerlos, ablandarlos o aliviar tensiones internas del material según se requiera.

1.2.2.2. Aceros inoxidables.

Para que un acero se clasifique como inoxidable debe tener mínimo 10,5% de cromo en su composición química. Esta aleación es muy resistente a la corrosión y la concentración de cromo puede llegar hasta un 27% [6].

Las series 200, 300 y 400 establecidas por AISI clasifican a la mayoría de aleaciones de acero inoxidable, siendo cada serie un grupo de aceros de propiedades similares. A su vez también se clasifican en austeníticos, ferríticos y martensíticos.

Los aceros inoxidables austeníticos son los de las series 200 y 300, se caracterizan por poseer una resistencia media, no se pueden tratar térmicamente la mayoría y no son magnéticos.

Los aceros inoxidables ferríticos son de la serie 400, no se pueden tratar térmicamente, resisten altas temperaturas y son magnéticos.

Los aceros inoxidable martensíticos también pertenecen a la serie 400, son magnéticos y soportan tratamientos térmicos, además presentan una resistencia elevada, pero conservando una buena tenacidad.

1.2.2.3. Acero para herramientas

Los aceros para fabricar herramientas se usan de manera más intensa en procesos de ingeniería de manufactura, sin embargo, en el diseño de máquinas también son requeridos en situaciones en las que cierto componente de un dispositivo se vea expuesto a condiciones abrasivas de trabajo.

Los aceros para herramientas poseen una gran resistencia y son usados generalmente para fabricar punzones, buriles, cinceles, matrices y hojas de corte. Estos aceros se pueden clasificar según el elemento principal de aleación que le aporta las propiedades, de acuerdo a AISI, que los describe con una letra y un número; como por ejemplo los aceros al molibdeno (M2, M10, M42), que son aceros de alta velocidad, o también los aceros para trabajo en caliente que poseen aleaciones de tungsteno y cromo (T1, T15,H10).

1.2.2.4. Aceros estructurales

La Sociedad americana para ensayos y materiales (**ASTM-Society for Testing and Materials**) designa con un número que indica las propiedades mínimas requeridas en los aceros estructurales. El acero ASTM A36 es uno de los más utilizados en aplicaciones estructurales, es laminado en caliente, tiene bajo carbón y una resistencia a la fluencia de 36 ksi; es utilizado para elaborar laminas, placas, barras y perfiles.

El ASTM A992 tiene una resistencia mínima a la fluencia de 50 ksi, se usa para elaborar perfiles W, lo cual permite utilizar vigas más livianas en comparación al A36. También el ASTM A913 grado 65 es muy utilizado, con una resistencia a la fluencia de 65 ksi, permite realizar construcciones de edificios, puentes y armaduras más livianos y resistentes.

El acero ASTM A242 se caracteriza principalmente por su resistencia a la corrosión, unas cuatro veces más que los demás aceros estructurales. Posee resistencias a la fluencia desde los 42 a los 50 ksi y están disponibles en forma de perfiles W.

La tubería estructural, que puede ser de sección transversal redonda, cuadrada o rectangular, están hechas de acero ASTM A501 o A500, para moldeado en caliente y frío respectivamente, en diferentes grados de resistencia. En la producción de tubos se destaca también el acero ASTM A53 grado B, con resistencia de 35 ksi [3].

1.3. Soldadura

Piezas metálicas de diferente geometría se unen unas a otras por medio de soldadura, para formar así una estructura más compleja y funcional de acuerdo al diseño requerido. El ensamblaje de máquinas y estructuras por medio de uniones soldadas permite una gran versatilidad en las formas y agiliza en gran medida el proceso de armado. De acuerdo a la forma de aplicación de la soldadura y al equipo utilizado, se distinguen varias técnicas para soldar metales, a continuación, se describen algunas de las más importantes:

- **Soldadura metálica manual por arco:** Conocida como **SMAW (Shielded metal arc welding)** por sus siglas en inglés, es un tipo de soldadura por arco eléctrico en la que se utiliza un electrodo de acero que al fundirse une las piezas. Dicho electrodo se encuentra revestido con un material que al fundirse produce dióxido de carbono, un gas que crea una barrera sobre la soldadura que impide que esta se oxide.
- **Soldadura de gas de metal inerte (MIG):** Es un tipo de soldadura por arco eléctrico en la cual se usa un electrodo que no se consume y al proceso de soldadura se agrega un gas inerte, generalmente argón, que impide la formación de escorias y oxidación.
- **Soldadura de arco de núcleo fundente:** Conocida también como **FCAW (Flux cored arc welding)** por sus siglas en inglés. Este tipo de soldadura se caracteriza por que el electrodo de acero que se utiliza se encuentra relleno de un polvo que al fundirse en el proceso crea un recubrimiento sobre la soldadura que la protege del ambiente.
- **Soldadura de gas inerte de tungsteno (TIG):** Soldadura por arco eléctrico en el que se utiliza un electrodo de tungsteno que no se consume y se usan gases inertes como blindaje durante el proceso. Es un proceso que requiere gran destreza y sirve para unir metales finos con gran precisión y con acabados delicados.
- **Soldadura de arco sumergido (SAW):** En este tipo de soldadura se utiliza como protector un material granulado, compuesto de silicato sódico y calcita, que se aplica en flujo constante sobre el arco opacando la luz y conteniendo el humo producido durante el proceso. Dicho material genera un recubrimiento sobre la soldadura que la aísla de los contaminantes ambientales, protegiéndola así de la oxidación prematura.
- **Soldadura por resistencia:** Se lleva a cabo mediante la aplicación de corriente eléctrica directamente sobre las piezas que se van a soldar, fundiéndolas y de este modo poder unir las. Permite soldar metales finos en uniones por puntos o en uniones por largas costuras.
- **Soldadura por rayo concentrado:** Es un proceso en el que se usa un láser o un rayo de alta energía para fundir y soldar piezas metálicas. Es un proceso rápido y tiene una alta precisión, ideal para grandes masas de producción.

- **Soldadura de estado sólido:** Es una técnica que básicamente permite soldar piezas sin llegar a fundirlas. Un método es aplicar ondas de ultrasonido sobre las piezas a soldar dentro de un recinto o recipiente a altas presiones, esto provoca que las moléculas de las piezas se muevan y se empiecen fundir unas con otras. Otra forma es colisionar las dos piezas a alta velocidad de modo que el impacto funda parte de los dos materiales y se genere la unión sin generar demasiado calor

1.3.1. Símbolos y designación

La simbología de las soldaduras se debe especificar muy bien en los planos de construcción de una máquina. Los símbolos de la soldadura han sido estandarizados por la Sociedad americana de soldadura (**AWS-American Welding Society**) y se describen tal como se observa en la ilustración 3. El símbolo generalmente contiene los siguientes elementos: flecha, línea de referencia, símbolos específicos de soldadura, símbolos complementarios, dimensiones, cola de flecha, símbolos de acabados, especificaciones de proceso. La flecha siempre apunta a la unión que va a ser soldada.

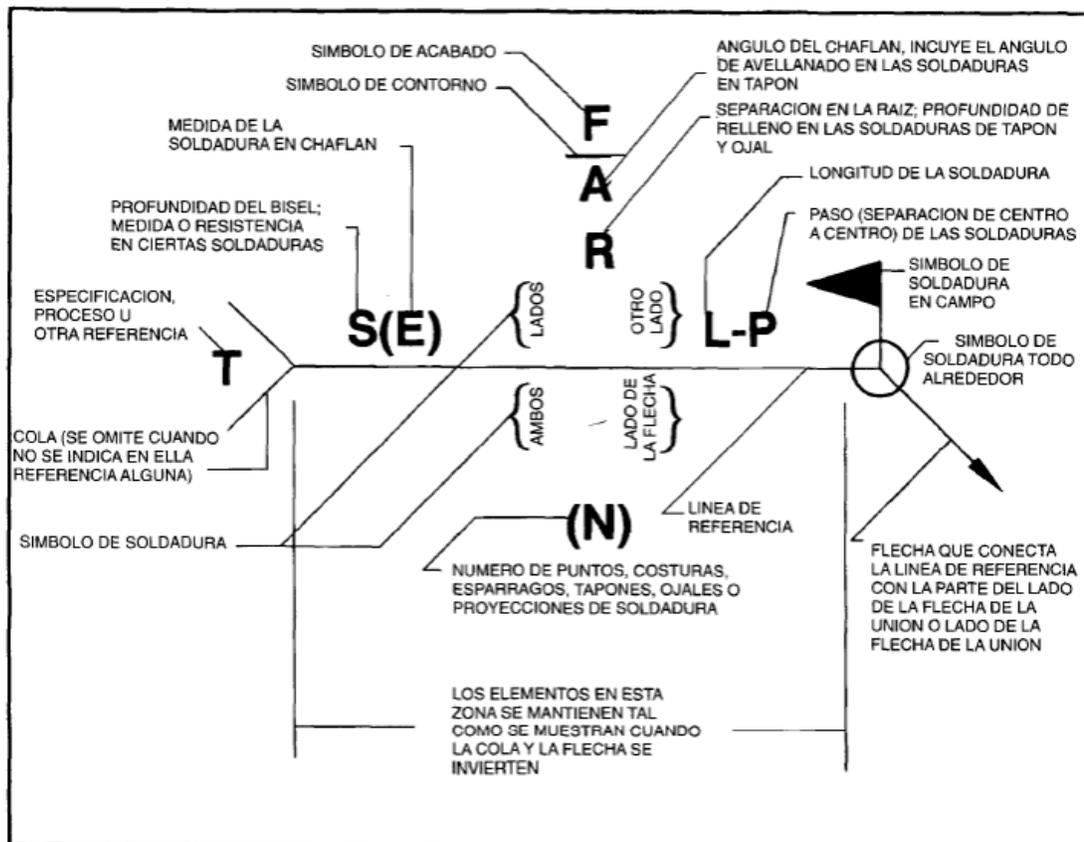


Ilustración 3. Descripción de símbolo de soldadura AWS. [7]

Los símbolos de soldadura elementales y normalizados que más se suelen utilizar se muestran en la ilustración 4. Para la unión de elementos de máquinas se utiliza más que todo la soldadura tipo filete, mientras las soldaduras a tope se utilizan en la elaboración de recipientes herméticos.

Nº	Designación	Representación	Símbolo	Nº	Designación	Representación	Símbolo
1	Soldadura a tope con los flancos rectos			13	Punto de fusión (incluyendo el soldeo por protuberancias en el sistema B)		
2	Soldadura a tope en V simple			14	Soldadura por costura		
3	Soldadura a tope en V simple con talón de raíz amplio			15	Soldadura por fusión		
4	Soldadura a tope en bisel simple			16	Soldadura de espárrago		
5	Soldadura a tope en bisel simple con talón de raíz amplio			17	Soldadura a tope en V simple con flancos empinados		
6	Soldadura a tope en U simple			18	Soldadura a tope en bisel simple con flancos empinados		
7	Soldadura a tope en J simple			19	Soldadura de canto		
8	Soldadura con bisel doble redondeado			20	Soldadura a tope rebordeada y uniones en esquina rebordeada		
9	Soldadura con bisel redondeado			21	Recargue		
10	Soldadura en ángulo			22	Soldadura en puntal		
11	Soldadura de tapón (en ojal o botón)						
12	Punto de resistencia (incluyendo el soldeo por protuberancias en el sistema A)						

Ilustración 4. Símbolos de soldadura más utilizados [8].

1.3.2. Selección y cálculo de soldadura.

Para diseñar una unión soldada, de dos piezas de acero, es necesario considerar las formas en que se le aplicará la carga a la soldadura; puede ser a tensión, a cortante, a flexión o a torsión o una combinación de todas. Para facilitar el cálculo se analiza la aplicación de cada tipo de carga por separado, hallando así la fuerza por pulgada de lado (f) que afecta la soldadura correspondiente a cada una de dichas cargas. Luego se realiza la suma vectorial de todas las fuerzas para determinar la fuerza máxima que influye sobre la soldadura.

Las ecuaciones que definen las fuerzas que afectan la soldadura, según Robert Mott en *Diseño de elementos de máquinas* [6], con respecto al tipo de carga son las siguientes:

- Tensión o compresión:

$$f = P/A_w \quad (7)$$

donde P es la fuerza aplicada.

- Cortante vertical directo:

$$f = V/A_w \quad (8)$$

Donde V es una fuerza cortante.

- Flexión:

$$f = M/S_w \quad (9)$$

Donde M es el momento.

- Torsión:

$$f = Tc/J_w \quad (10)$$

Donde Tc es el momento de torsión.

Para hallar los términos A_w , S_w y J_w , se debe tener en cuenta la geometría del cordón de soldadura y se determinan a partir de las relaciones que se muestran en la ilustración 5.

Robert Mott [6], plantea una serie de pasos para diseñar uniones soldadas de una manera práctica y rápida, el cual se describe a continuación:

- Proponer una geometría para la soldadura de acuerdo a al tipo de unión que se llevará a cabo.

- Determinar los tipos de esfuerzos que afectan la unión soldada.
- Encontrar la magnitud y dirección de las fuerzas a las que está sometida la unión soldada.
- Realizar la suma vectorial de dichas fuerzas obteniendo así la fuerza resultante máxima.
- Dividir la fuerza resultante máxima entre la fuerza admisible de la soldadura de la tabla 2. También es posible establecer que para soldar placas gruesas se pueden utilizar los tamaños mínimos de cordón de soldadura descritos en la tabla 3.

Tabla 2. Esfuerzos cortantes y fuerzas admisibles en soldaduras [6].

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible (psi)	Fuerza admisible por pulgada de lado (lb/in)
Estructuras de edificios:			
A36, A441	E60	13600	9600
A36, A441	E70	15800	11200
Estructuras de puentes:			
A36	E60	12400	8800
A441, A242	E70	14700	10400

Tabla 3. Tamaños mínimos de cordón de soldadura en láminas de acero [6].

Espesor de la placa (in)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (in)
$\leq 1/2$	3/16
$>1/2 - 3/4$	1/4
$>3/4 - 1,5$	5/16
$>1,5 - 2,25$	3/8
$>2,25 - 6$	1/2



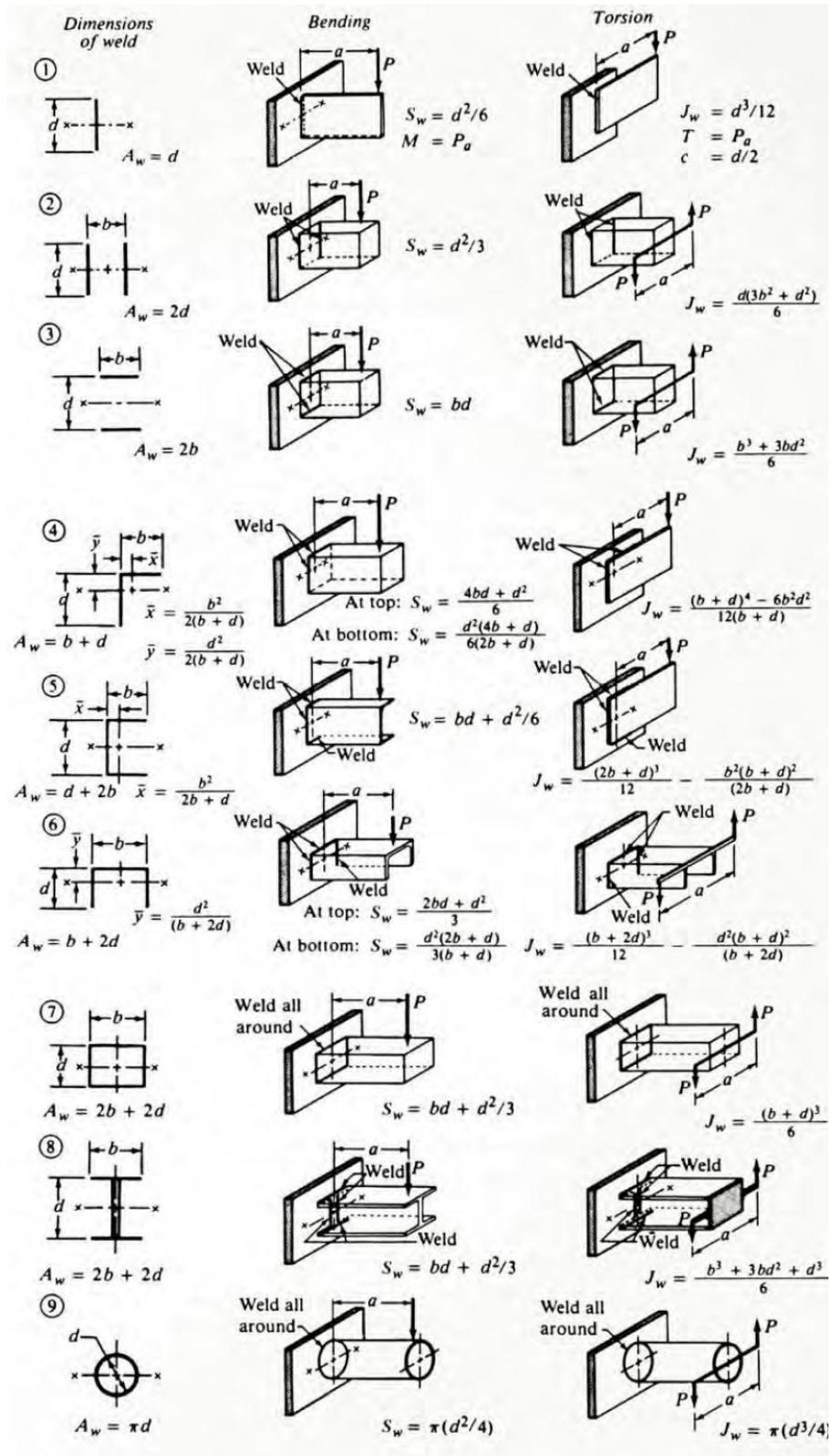


Ilustración 5. Factores geométricos para analizar soldadura. [6]

1.3.2.1. Problema ilustrativo de análisis y cálculo de soldadura

Para una mayor comprensión del proceso de análisis y cálculo de uniones soldadas de para acero, se describe a continuación un problema modelo tomado del libro *Diseño de elementos de máquinas* [6] de Robert Mott.

Analizar los esfuerzos en las uniones soldadas de la estructura mostrada en la ilustración 6. La estructura es de acero estructural ASTM A36, está soldada con electrodos E60. La carga (P) es de 2500lb y es fija.

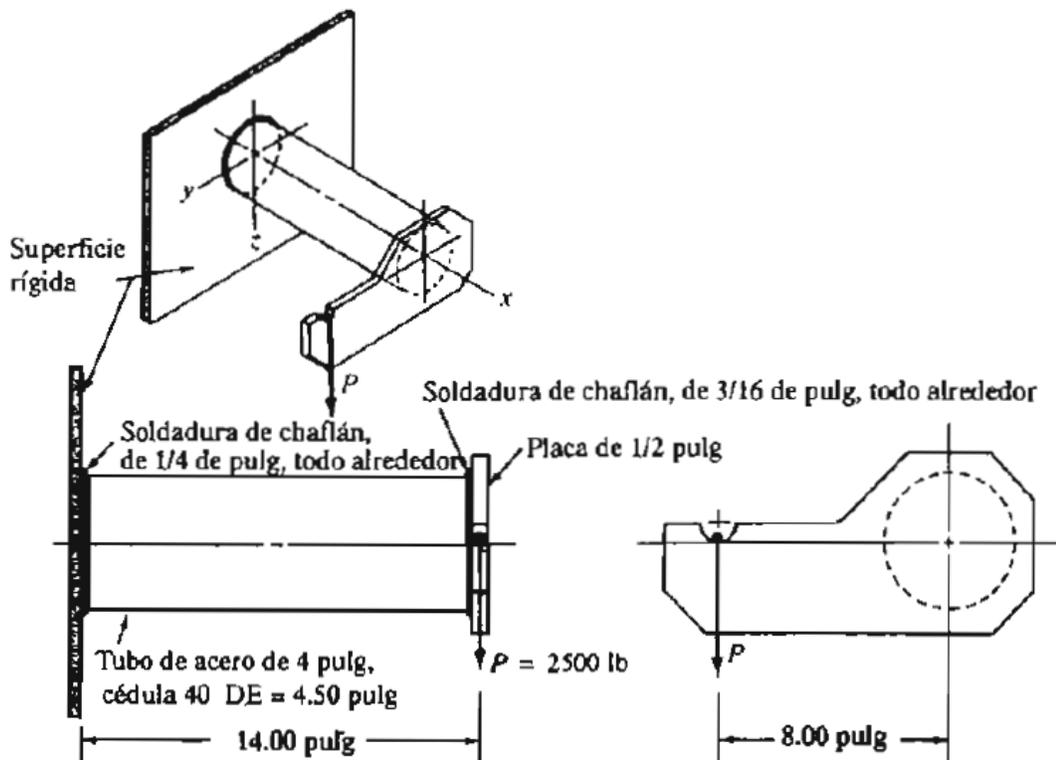


Ilustración 6. Estructura del problema modelo para análisis de soldaduras [6].

Para solucionar este problema se establece que el punto crítico de la estructura sería la soldadura en el aparte superior del tubo, donde se une a la superficie vertical. En ese punto se encontrará un sistema de fuerzas en tres dimensiones que actúan sobre el cordón de soldadura como se muestra en el diagrama de fuerzas de la ilustración 7.

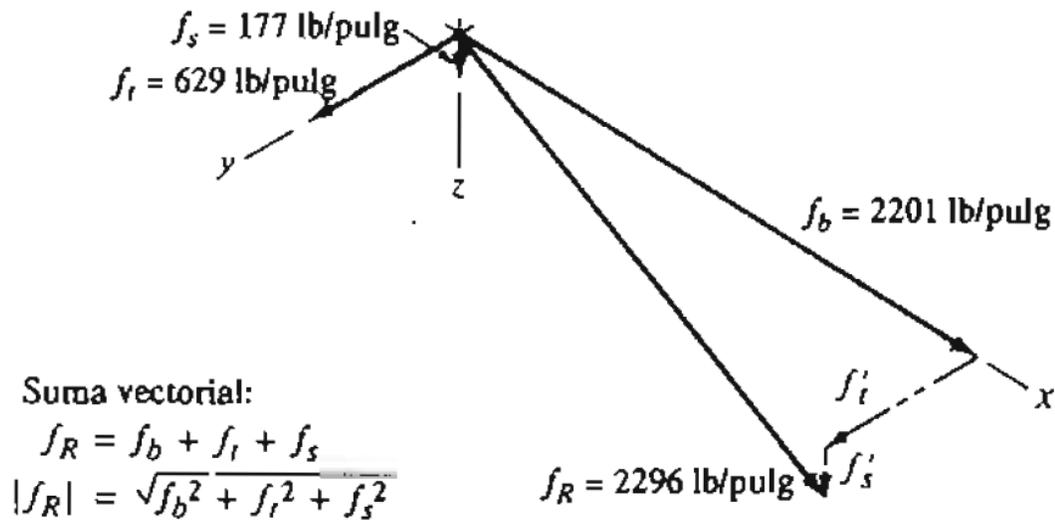


Ilustración 7. Diagrama de fuerzas en el punto crítico de la soldadura [6].

La ubicación descentrada de la carga causa una torsión sobre el cordón, produciendo una fuerza f_t hacia la izquierda y en dirección y . La fuerza de flexión f_b actúa en la dirección del eje x , y la fuerza cortante vertical f_s actúa en la dirección del eje z .

Se procede a hallar la fuerza de torsión f_t utilizando la ecuación 10:

$$f_t = \frac{Tc}{J_w}$$

$$T = 2500 \text{ lb} * 8 \text{ in} = 20000 \text{ lb. in}$$

$$c = \frac{DE}{2} = \frac{4.5 \text{ in}}{2} = 2.25 \text{ in}$$

$$J_w = \frac{\pi(DE)^3}{4} = \frac{\pi(4.5 \text{ in})^3}{4} = 71.57 \text{ in}^3$$

$$f_t = \frac{20000 * 2.25 \text{ in}}{71.57 \text{ in}^3} = 629 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Ahora se halla la fuerza de flexión f_b mediante la ecuación 9:

$$f_b = \frac{M}{S_w}$$

$$M = 2500 \text{ lb} * 14 \text{ in} = 35000 \text{ lb. in}$$

$$J_w = \frac{\pi(DE)^2}{4} = \frac{\pi(4.5 \text{ in})^2}{4} = 15.9 \text{ in}^2$$

$$f_b = \frac{M}{S_w} = \frac{(35000 \text{ lb. in})}{15.9 \text{ in}^2} = 2201 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Se procede a determinar la fuerza cortante vertical f_s usando la ecuación 7:

$$f_s = \frac{P}{A_w}$$

$$A_w = \pi * DE = 4.5 \text{ in} = 14.14 \text{ in}$$

$$f_s = \frac{2500 \text{ lb}}{14.14 \text{ in}} = 177 \text{ lb/in}$$

La resultante (f_R) de la suma de las tres fuerzas estaría dada por la ecuación:

$$f_R = (f_t^2 + f_b^2 + f_s^2)^{1/2} \quad (11)$$

$$f_R = (629^2 + 2201^2 + 177^2)^{1/2} = 2296 \text{ lb/in}$$

Al dividir la fuerza resultante entre la fuerza por pulgada admisible para el electrodo E60 mostrado en la tabla 2, se obtiene la longitud del lado del cordón de soldadura;

$$w = \frac{2296 \frac{\text{lb}}{\text{in}}}{9600 \frac{\text{lb}}{\text{in}} \text{ por pulgada de lado}} = 0.239 \text{ lb}$$

Entonces se concluye que el chaflán de $\frac{1}{4}$ de pulgada, propuesto en la ilustración 6 es adecuado para soportar la carga de 2500 lb.

1.3.3. Resistencia de la soldadura.

Las habilidades del soldador son esenciales para lograr una unión de componentes efectiva, tanto en apariencia como en resistencia.

Los materiales a soldar, así como el material de la soldadura determinan las tensiones permisibles. Por ejemplo, al soldar acero por el método de arco eléctrico, el tipo de electrodo es un indicador de la resistencia a la tracción del material de relleno; es decir un electrodo E70 tendría una resistencia a la tracción de 70 ksi.

Los factores de seguridad y esfuerzos permisibles se pueden elegir con más confianza si se seleccionan a partir de estándares establecidos por organizaciones como el Instituto americano de construcción en acero American (**AISC-Institute of Steel Construction**) el cual establece un código de construcción de edificios donde se especifican varios aceros estructurales con sus respectivos valores de resistencia. En dicho código también establece el cálculo de factores de seguridad, describiendo que teniendo en cuenta la teoría de la energía de distorsión como criterio de falla, para esfuerzo axial se recomienda un factor de seguridad de $n=1.67$ y para esfuerzo cortante un factor de seguridad $n=1.44$ [2].

1.4. Análisis estático estructural.

Mediante el análisis estático se pueden determinar los efectos de fuerzas que actúan sobre un mecanismo que está en equilibrio, es decir, se busca una ruta en la que todas las cargas y reacciones se anulen y la energía potencial sea cero. Luego, usando ecuaciones de resistencia de materiales, se encuentran esfuerzos, tensiones y deformaciones que se presentan en dicho mecanismo.

Para el análisis de estructuras grandes se suele utilizar el término de cuerpo rígido para designarlas. Esto se refiere a que idealmente no se deforman, o sufren deformaciones muy pequeñas que no afectan la condición de equilibrio de la estructura. Sin embargo, dichas deformaciones si se deben tener en cuenta para cálculos relacionados a la resistencia del material.

Las fuerzas involucradas y su acción sobre el cuerpo rígido se representan por medio de vectores. Por el principio de transmisibilidad un vector de fuerza se puede ubicar a lo largo de una misma línea de acción sobre el cuerpo rígido sin alterar sus efectos sobre dicho cuerpo. Otros conceptos importantes para el análisis de los efectos de la fuerza ejercidas sobre un cuerpo rígido son el

momento de fuerza respecto a un punto y el momento de fuerza ejercido respecto a un eje.

Para ilustrar mejor los conceptos de fuerzas involucradas y sus efectos sobre una estructura, se definen a continuación algunos términos:

- **Fuerzas internas:** Son aquellas fuerzas que mantienen unidas todas las partículas del cuerpo rígido. Si el cuerpo rígido está compuesto por varios partes, también son fuerzas internas las que mantienen unidas todo el conjunto de dichas partes [9].
- **Fuerzas externas:** Son todas aquellas que ejercen otros cuerpos sobre el cuerpo rígido en cuestión. Estas fuerzas son las que influyen directamente para que el cuerpo rígido se mueva o permanezca en reposo.
- **Principio de transmisibilidad:** Este principio, basado en evidencia experimental, establece que si una fuerza \mathbf{F} , que actúa en un punto del cuerpo rígido, es reemplazada por una fuerza \mathbf{F}' que tiene la misma dirección y magnitud pero que actúa en un punto distinto del cuerpo, sobre la misma línea de acción de la primera, esto no afectará la condición de equilibrio del cuerpo. Las dos fuerzas son equivalentes, por tanto, afectan del mismo modo al cuerpo.
- **Momento de fuerza con respecto a un punto:** Es el producto vectorial entre un vector posición \vec{r} y un vector fuerza \vec{F} . Cuando se aplica una sola fuerza perpendicularmente a la cara de un cuerpo, el momento se define con la expresión:

$$\mathbf{M} = \vec{F} \times \vec{r}. \quad (12)$$

Entonces los principales componentes del momento serían la fuerza aplicada (carga), el punto de referencia desde el cual se calcula el momento y la distancia entre ese punto y el punto en el que se aplica la fuerza.

1.4.1. Equilibrio de cuerpo rígido.

El cuerpo rígido se puede definir como un cuerpo ideal en el que las partículas que lo conforman tienen posiciones relativas fijas entre sí, que no se ven afectadas cuando se aplican fuerzas externas. En un cuerpo rígido se cumple el principio de transmisibilidad, el cual indica que el efecto de una fuerza externa sobre un sólido rígido es el mismo cuando la fuerza se aplica en cualquier punto a lo largo de su línea de acción.

Generalmente el movimiento en un cuerpo rígido se presenta como la combinación de movimiento traslacional y rotacional, por lo que para que se encuentre en equilibrio estático se deben cumplir dos condiciones:

- La sumatoria de todas las fuerzas que actúan sobre el cuerpo rígido debe ser igual a cero.
- La sumatoria de todos los momentos de fuerza externos que actúan sobre el cuerpo rígido debe ser igual a cero.

Entonces, para demostrar las condiciones de equilibrio se pueden descomponer las fuerzas y los momentos en sus componentes rectangulares, para luego realizar la sumatoria en cada dimensión. El resultado debe ser cero en todas las sumatorias para que quede verificado que el cuerpo rígido está en equilibrio.

Es importante siempre, primero que todo, identificar las fuerzas y reacciones a las que está sometido en cuerpo rígido, por medio de un diagrama de cuerpo libre (DCL).

1.4.1.1. Diagrama de cuerpo libre (DCL).

Esquematizar el diagrama de cuerpo libre es el primer paso esencial para la solución de problemas relacionados con equilibrio de cuerpo rígido. En el DCL se detallan todas las fuerzas que actúan sobre el cuerpo. Para su elaboración es importante seguir los siguientes pasos y consejos:

- Se aísla el cuerpo al que se le va a hacer análisis y se realiza un croquis de su contorno.
- Se indican sobre el cuerpo todas las fuerzas externas ejercidas por el suelo y otros cuerpos que originalmente van unidos a él. También debe indicarse el peso como una fuerza externa, se ubica en el centro de gravedad.
- Señalar las magnitudes y direcciones de las fuerzas externas ejercidas sobre el cuerpo.
- Las reacciones son las fuerzas externas desconocidas y son las ejercidas por el contacto con el suelo y otros cuerpos, que impiden que el cuerpo libre se mueva. Se deben señalar las reacciones en donde correspondan esos contactos.
- Se deben indicar las dimensiones del cuerpo libre ya que son necesarias para el cálculo de momentos de fuerza.

1.4.1.2. Reacciones en los puntos de apoyo de una estructura bidimensional.

Para que una estructura se encuentre en equilibrio es necesario que existan reacciones que contrarresten los efectos de las fuerzas externas que se le están aplicando. Dichas reacciones se pueden dividir en tres grupos que corresponden a los tipos de apoyo que existen.

- **Reacciones tipo 1:** Presentan una sola incógnita debido a que, este tipo de apoyos, solo puede impedir el movimiento en únicamente en una dirección y la línea de acción de la fuerza es conocida. Los apoyos que generan estas reacciones son los rodillos, las bielas, los eslabones, pernos sin fricción y balancines, como se muestra en la ilustración 8.

Apoyo o enlace		Reacción
 <p>Rodillos Balancín Superficie lisa</p>	 <p>Fuerza con recta soporte conocida</p>	
 <p>Cable Biela</p>	 <p>Fuerza con recta soporte conocida</p>	
 <p>Corredera o cursor Pasador en ranura lisa</p>	 <p>Fuerza con recta soporte conocida</p>	

Ilustración 8. Reacciones en dos dimensiones tipo 1 [9].

- **Reacciones tipo 2:** Este tipo de reacciones son equivalentes a una fuerza de dirección y magnitud desconocida, es decir, presentan dos incógnitas originadas a partir de las componentes x y y de la fuerza. Los apoyos que generan este tipo de reacciones son las bisagras, pernos en orificios ajustados y superficies con rugosidad, como se muestra en la ilustración 9. Estos pueden evitar traslaciones del cuerpo rígido mas no su rotación sobre la misma conexión.



Ilustración 9. Reacciones en dos dimensiones tipo 2 [9].

- **Reacciones tipo 3:** Presentan tres incógnitas debido a que nos solo son equivalentes a una fuerza, sino que también a un momento par, como se muestra en la ilustración 10. Estas reacciones se presentan en apoyos fijos que impiden todo movimiento del cuerpo rígido.

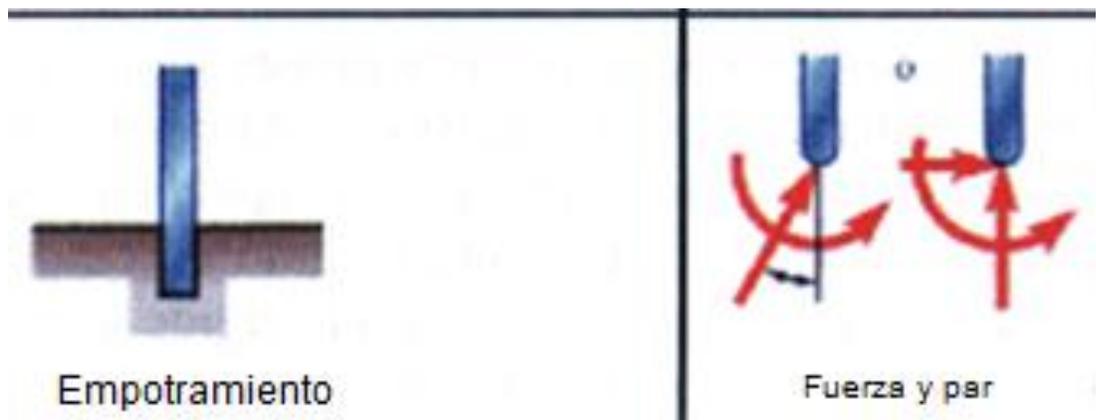


Ilustración 10. Reacciones en dos dimensiones tipo 3 [9].

1.4.1.3. Reacciones en los puntos de apoyo de una estructura tridimensional.

Las condiciones de equilibrio de un cuerpo rígido en tres dimensiones se puede expresar por medio de seis ecuaciones escalares, tres que se refieren a las componentes x, y, z , y tres que se refieren a los momentos de fuerza.

$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum F_z = 0 \quad (13)$$

$$\sum M_x = 0 \quad \sum M_y = 0 \quad \sum M_z = 0 \quad (14)$$

Con estas ecuaciones se pueden resolver máximo seis incógnitas, que pueden ser las reacciones en los puntos de apoyo del cuerpo rígido. Dichas ecuaciones escalares se pueden obtener de una manera más práctica si primero se expresan las condiciones de equilibrio del cuerpo rígido tridimensional en términos de vectores unitarios y magnitudes escalares. Luego, utilizando la ecuación (15) de sumatoria de momentos, se hallan los productos vectoriales correspondientes y así las reacciones en cada punto de apoyo del cuerpo rígido.

$$\sum M_o = \sum(\bar{r} * \bar{F}) = 0 \quad (15)$$

En un cuerpo rígido tridimensional se pueden presentar los tres tipos de reacciones descritos anteriormente, desde una fuerza en una dirección que se produce en un rodillo, hasta una fuerza y un par de un apoyo fijo. Para determinar las reacciones se tiene que identificar que movimientos podría presentar el cuerpo de acuerdo a la aplicación de la fuerza; traslación en las direcciones x , y , z , y rotación en torno a los ejes x , y , z .

Los apoyos de rotula, los cables y las superficies lisas producen solo una fuerza con línea de acción conocida, debido a que impiden traslación en solo una dirección. Se produce una sola incógnita correspondiente a la magnitud de la reacción.

Las superficies rugosas y las ruedas sobre riel impiden desplazamientos en dos direcciones produciendo dos reacciones de magnitud desconocida. Las superficies rugosas impiden movimiento en tres direcciones, generando tres componentes de fuerza y un par desconocidos.

En un apoyo fijo, en el cual todo movimiento está restringido, la reacción resultante está compuesta tres pares y tres fuerzas, que son seis incógnitas desconocidas. Los tipos de reacciones tridimensionales que se pueden presentar se muestran en la ilustración 11.



Ilustración 11. Tipos de reacciones en estructura tridimensional [9].

1.4.2. Estructuras: Armaduras, armazones y máquinas

Las condiciones de equilibrio en estructuras, como los son las armaduras, los armazones y las máquinas, están dadas por la acción de las fuerzas externas aplicadas y por las fuerzas internas que mantienen todas las partes de dicha estructura unidas.

1.4.2.1. Armaduras

La armadura, mostrada en la Ilustración 12, es un tipo de estructura usado muy comúnmente en edificios y puentes, está compuesta por elementos rectos que se conectan por sus extremos en nodos. Las armaduras se pueden analizar como si fueran cuerpos bidimensionales debido a que están diseñadas para soportar cargas que actúan en su mismo plano.

Las cargas deben ser aplicadas en los nodos de la armadura, ya que los elementos son delgados y no soportarían grandes fuerzas laterales. Para soportar cargas distribuidas, la armadura debe llevar un sistema de piso compuesto de travesaños que transmiten la carga a alguno de los nodos.

Las conexiones entre elementos de la armadura, generalmente, se dan por medio de remaches o soldadura. Sin embargo, para efectos prácticos, se puede asumir que los elementos están conectados por pernos; lo cual produce solo una fuerza en cada uno de los extremos del elemento.

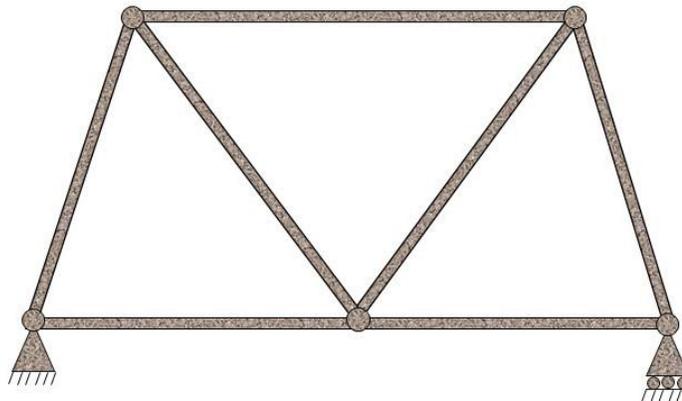


Ilustración 12. Armadura típica [10].

Una armadura puede ser estar conformada de manera simple, sin embargo, es bastante rígida y no colapsará fácilmente. Puede estar compuesta inicialmente por tres elementos y tres nodos, formando un triángulo, como se muestra en la ilustración 9a. Si se desea hacer más grande basta con agregar dos elementos

más, conectarlos a dos de los nodos de la armadura existente, y unirlos entre sí por otro nodo, como se muestra en la ilustración 9b. Así sucesivamente se pueden ir agregando elementos y nodos para hacer la armadura cada vez más grande, como por ejemplo la armadura mostrada en la ilustración 9c.

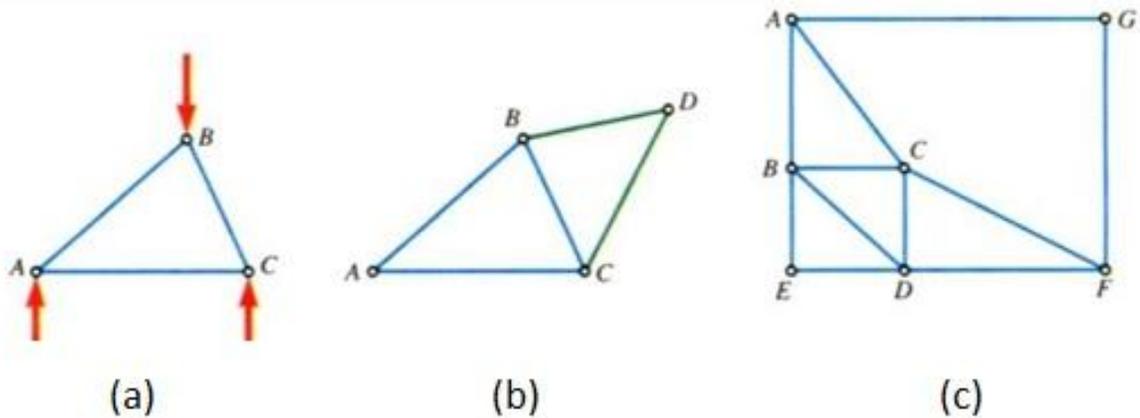


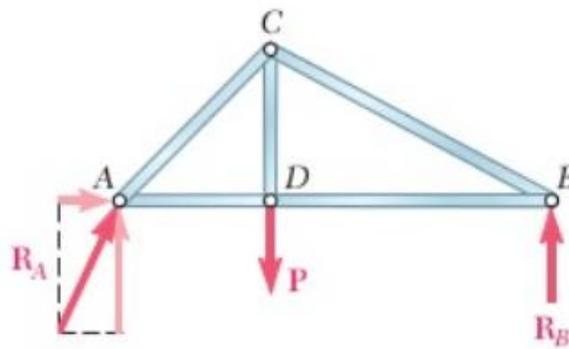
Ilustración 13. Armaduras simples [9].

Cada vez que se agregan dos elementos a la armadura se agrega solo un nodo, por tanto, el número de elementos se determinará con $m=2n-3$ donde n es el número de nodos.

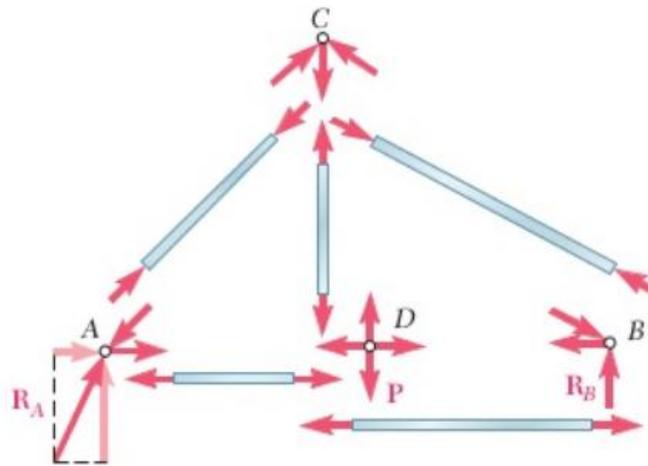
1.4.2.2. Análisis de armadura por método de nodos.

El objetivo de este método es satisfacer las condiciones de equilibrio de los nodos de la armadura, para lo cual se tienen en cuenta todas las fuerzas que afectan a cada articulación. En la ilustración 14a y 14b se muestra una armadura con su respectivo diagrama de cuerpo libre en el que se detallan las fuerzas que afectan a cada elemento y cada nodo. Por la Ley de la acción y reacción, las fuerzas entre un perno y un elemento tienen que ser iguales y opuestas.

Las líneas de acción de las fuerzas internas en una armadura son conocidas, por tanto, se debe calcular la fuerza a la que están sometidos cada uno de los elementos y determinar si están a compresión o a tensión.



(a)



(b)

Ilustración 14. DCL de armadura, representación de fuerzas en elementos y nodos [9].

Al considerar la armadura como un cuerpo rígido en equilibrio, se pueden plantear las ecuaciones de equilibrio (13) y (14) que representan las fuerzas externas influyentes, para de este modo hallar las reacciones en los apoyos de la estructura.

Considerando la armadura de la ilustración 14, se podrían seguir los siguientes pasos para analizarla:

- Determinar las reacciones en los puntos de apoyo usando las ecuaciones de equilibrio de un cuerpo rígido.
- Al hallar las reacciones, en el nodo A ya solo hay dos fuerzas desconocidas, F_{AC} y F_{AD} , que son ejercidas por los elementos **AC** y **AD**. Se elabora un triángulo de fuerza (Ilustración 9) y se determina la magnitud y dirección de las fuerzas desconocidas. Se evidencia que el elemento **AC** está empujando el perno, por tanto, se haya compresión. Mientras el

elemento **AD** está halando el perno, entonces dicho elemento está a tensión.

- Ahora en el nodo **D** solo quedaron dos fuerzas desconocidas, F_{DC} y F_{DB} . Al igual que en el anterior, se elabora el triángulo e fuerza y se calculan, determinado que los elementos **DC** y **DB** están halando del perno, por tanto, se encuentran a tensión.
- Luego en el nodo **C** donde solo F_{CB} es desconocida. Dibujando el triángulo se determina la magnitud y dirección de esta fuerza. El elemento **C** está empujando al nodo, por lo que se encuentra a compresión.

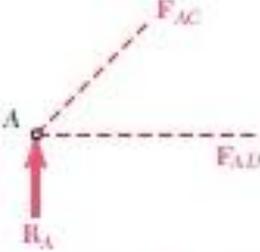
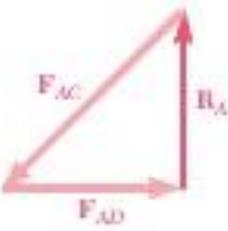
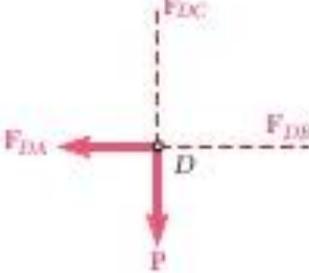
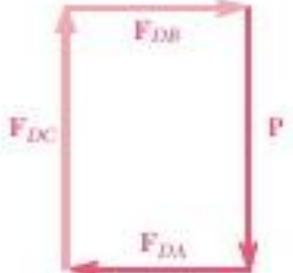
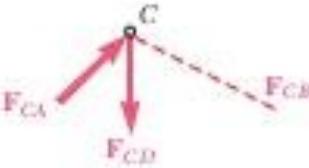
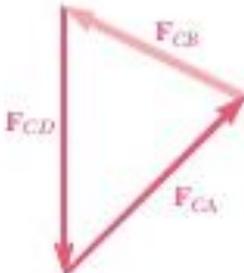
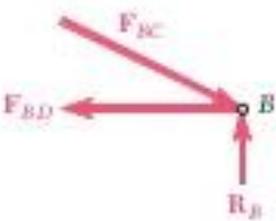
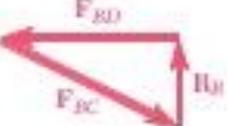
	Diagrama de cuerpo libre	Polígono de fuerza
Nodo A		
Nodo D		
Nodo C		
Nodo B		

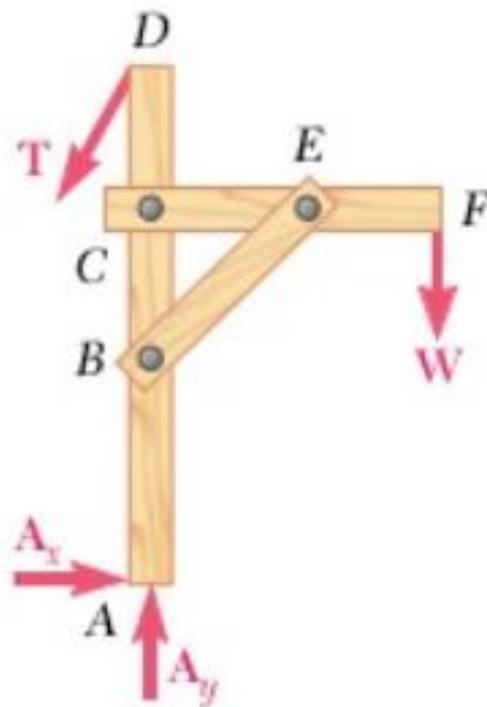
Ilustración 15. Triángulos de fuerza de los nodos [9]

1.4.2.3. Armazones y maquinas

Los armazones son estructuras compuestas por elementos rectos y pernos, que están sometidos a dos fuerzas. Dichas fuerzas no están dirigidas a lo largo de los elementos, sino que pueden presentarse en cualquier dirección.

En el armazón de la ilustración 16 se pueden observar que está sometido a una carga W y que está presentando reacciones en los puntos A y D . Por medio de una sumatoria de momentos con respecto al punto A se puede hallar el valor de T ; luego realizando sumatoria de componentes en el eje x , y se haya los valores de las componentes en A y por tanto, la reacción total en A .

Para determinar las fuerzas internas que mantienen unidos cada uno de los elementos, es necesario dibujar un DCL de cada elemento por separado e identificar inicialmente cual de todos está sometido a dos fuerzas. El elemento BE es el único que está sometido a dos fuerzas; estas fuerzas deben tener igual magnitud, pero sentido contrario, con lo cual quedarían F_{BE} y $-F_{BE}$.



a)

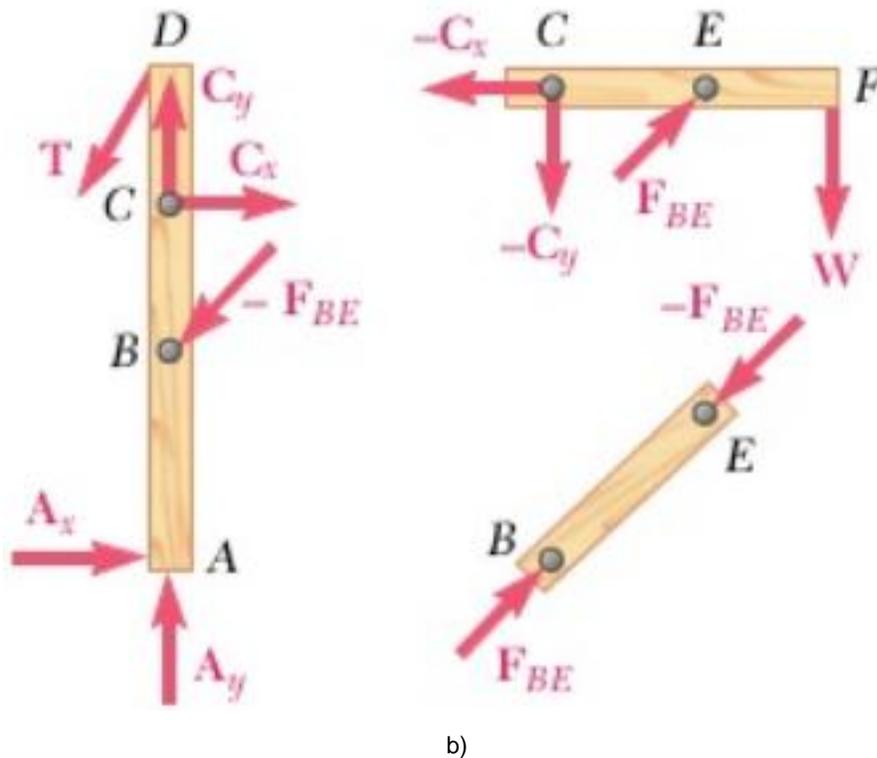


Ilustración 16. DCL de armazón sometido a una carga [9].

A continuación, se analizan los elementos sometidos a más de dos fuerzas. La fuerza ejercida en **B** por el elemento **BE** sobre el elemento **AD** debe ser igual y opuesta a la ejercida por **AD** sobre **BE**. Así mismo, la fuerza ejercida en **E** por **BE** sobre el elemento **CF** debe ser igual y opuesta a la fuerza ejercida por **CF** sobre **BE**.

En el punto **C** se conectan dos elementos sometidos a la acción de varias fuerzas. Las fuerzas originadas en **C** se representan por sus componentes **Cx** y **Cy**. Las fuerzas ejercidas por el elemento **CF** sobre **AD** son iguales y opuestas a las ejercidas por **AD** sobre **CF**; las componentes de fuerza que afectan a **CF** quedaría **-Cx** y **-Cy**.

Ahora considerando cualquiera de los elementos sometidos a varias fuerzas se proceden a hallar las fuerzas internas. Seleccionando **CF**, por ejemplo, se escriben las ecuaciones $\sum M_c = 0$, $\sum M_E = 0$, $\sum F_x = 0$, que proporciona los valores de **FBE**, **Cy** y **Cx**.

1.5. Cálculos de diseño

Los cálculos a realizar en el proceso de diseño son todos aquellos necesarios para garantizar que el producto será confiable, funcional y seguro. Principalmente lo que hay que garantizar es que el diseño resistirá las cargas a las que será sometido en su vida útil, por eso unos de los primeros cálculos a realizar son aquellos para determinar los esfuerzos en los puntos de interés y de este modo poder seleccionar un material con la resistencia suficiente para soportar las cargas en cuestión.

Los cálculos se deben registrar ordenadamente para facilitar su procesamiento y comprensión al momento de presentarlos como sustentación del diseño [6], para tal fin se pueden llevar a cabo la siguiente serie de pasos:

- Identificar y detallar el elemento a diseñar y la naturaleza de los cálculos necesarios para su análisis.
- Esquematizar el elemento en el cual se muestre su funcionamiento.
- Realizar un diagrama de cuerpo libre donde se muestren todas las fuerzas que afectan el elemento.
- Identificar el tipo de análisis a realizar, tal como esfuerzo por deflexión, flexión, pandeo etc.
- Enlistar datos e hipótesis
- Escribir las fórmulas a usar e indicar los valores y unidades de las variables que se muestran.
- Resolver cada fórmula para la variable deseada.
- Insertar datos y desarrollar cálculos.
- Evaluar el resultado.
- Si el resultado no es el esperado o no es razonable, cambiar decisiones de diseño y repetir cálculos.
- Cuando se logre un resultado satisfactorio, es necesario especificar los valores definitivos de todos los parámetros fundamentales del diseño, que sean tamaños normalizados de materiales que se consigan con facilidad en el mercado.

1.5.1. Calculo y análisis de fallas.

Una falla puede definirse como el suceso en el cual una pieza mecánica se deforma permanentemente, es decir, pierde sus propiedades geométricas con las cuales se fabricó; también si dicha pieza se fractura o se rompe; en fin, todos aquellos factores que afecten el desempeño correcto de una pieza se pueden considerar fallas.

Existen diferentes teorías para calcular y mitigar las fallas que pueda presentar un material sometido a esfuerzo. Cada teoría se ajusta a las propiedades del material y a su comportamiento al ser sometido a cargas, teniendo en cuenta tanto criterios de fluencia como de fractura.

Una de las teorías más conocidas para analizar la falla en materiales dúctiles, es la teoría de energía de distorsión, propuesta por R. Von Mises. Dicha teoría predice que la falla por fluencia se presentará cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza el valor de la energía de deformación que corresponde a la resistencia a la fluencia (S_y) del material sometido a tensión o compresión. En síntesis, la teoría de la energía de distorsión indica que un material dúctil empieza a ceder, en alguna parte de la su geometría, cuando el esfuerzo de Von Mises es igual al límite elástico.

El esfuerzo de Von Mises (σ') se puede hallar a partir de los esfuerzos principales en un entorno tridimensional $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, que se presentan en un material sometido a una carga estática.

$$\sigma' = (((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2)/2)^{1/2} \quad (16)$$

Para análisis bidimensionales, es decir con $\sigma_2=0$, la ecuación del esfuerzo de Von Mises estaría definido por la ecuación:

$$\sigma' = (\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_3)^{1/2} \quad (17)$$

Teniendo en cuenta lo anterior la falla se presenta si $\sigma' = S_y$. Por tanto, para garantizar que una pieza mecánica no fallará, el factor de seguridad también se podrá definir a partir del esfuerzo de Von Mises:

$$N_s = \frac{\sigma_{limfluencia}}{\sigma'} \quad (18)$$

1.6. Análisis de elementos finitos

Las estructuras y sus componentes, en la realidad, no son sencillos de analizar por medio de los métodos convencionales de cálculos mecánicos. Debido a esto, surgieron diversos métodos numéricos para aumentar la eficiencia y exactitud de los resultados de un análisis, entre ellos el método de elementos finitos (FEM). El FEM es aplicado en muchos tipos de análisis, como el análisis estático y dinámico, de esfuerzo y de deflexión, de vibraciones y transferencia de calor.

El método de elementos finitos es una herramienta que permite el tratamiento y la representación de un medio más grande. Se agrupan partes con propiedades y

características similares, de tamaño variable, para formar el cuerpo que se quiere analizar. El comportamiento de cada elemento está descrito por ecuaciones diferenciales dadas por las condiciones que afectan a toda la estructura en general, permitiendo análisis en uno, dos y tres dimensiones. Teniendo en cuenta esto y la diversidad de aplicaciones que tiene el FEM, se puede decir que es uno de los grandes descubrimientos del siglo XX [11].

Al aplicar el MEF en una pieza mecánica, que en la realidad es una estructura elástica, se divide en piezas más pequeñas finitas que conservan las propiedades elásticas de la pieza original. Las características elásticas de cada una de las divisiones (elementos) de la pieza están definidas por funciones matriciales y polinomiales basadas en el material y la geometría del elemento. Los nodos son parte fundamental de cada elemento, ya que es donde se conectan los elementos entre sí, se aplican las fuerzas por contacto, se definen las propiedades de elasticidad y donde se establece la frontera de los elementos. Los nodos pueden presentar como máximo tres grados de libertad rotacionales y tres grados de libertad traslacionales. Al definir matemáticamente cada nodo del elemento, por medio de una matriz; se unen todos los elementos por sus nodos en común, formando de este modo la estructura global de análisis, definida también por una matriz que incorpora las matrices de cada elemento. Al realizar las operaciones matriciales indicadas se pueden definir los grados de libertad de los elementos. Al obtener los desplazamientos, estos valores se pueden usar, usando ecuaciones de elasticidad, para hallar esfuerzos en la estructura.

1.6.1. Tipos de elementos finitos

Existen muchos tipos de elementos, con geometría variable y aplicaciones específicas. Sin embargo, para efectos prácticos se pueden clasificar en: elementos unidimensionales, elementos bidimensionales, elementos tridimensionales y elementos de uso especial, como se muestran en la ilustración 17.

- **Elementos unidimensionales:** Elementos de una sola dimensión, puntuales, ejemplo la línea. Se usan para representar estructuras como barras, vigas y armazones, para aplicar análisis de tensión-compresión, flexión y axial-torsional respectivamente.
- **Elementos bidimensionales:** Elementos de superficie. Estos a su vez se dividen en Cuadriláteros de 4 nodos, que sirven para realizar análisis de esfuerzo-deformación plana; cuadrilátero de 8 nodos, para esfuerzo-deformación plana y placa plana; triangular de 3 nodos, para panel a cortante, esfuerzo-deformación plana y simétrica respecto a un eje; triangular 6 nodos, para cascarón a flexión y esfuerzo deformación plana.
- **Elementos tridimensionales:** Elementos sólidos. Se subdividen en hexagonal de 8 nodos, pentagonal de 6 nodos y tetraedro de 4 nodos. Se utilizan para realizar análisis a sólidos y placa gruesa.

- **Elementos de uso especial:** Se subdividen en elementos tipo brecha, conexión y rígidos. Se utilizan para generar desplazamientos libres a espacios preestablecidos y restringir rígidamente nodos.

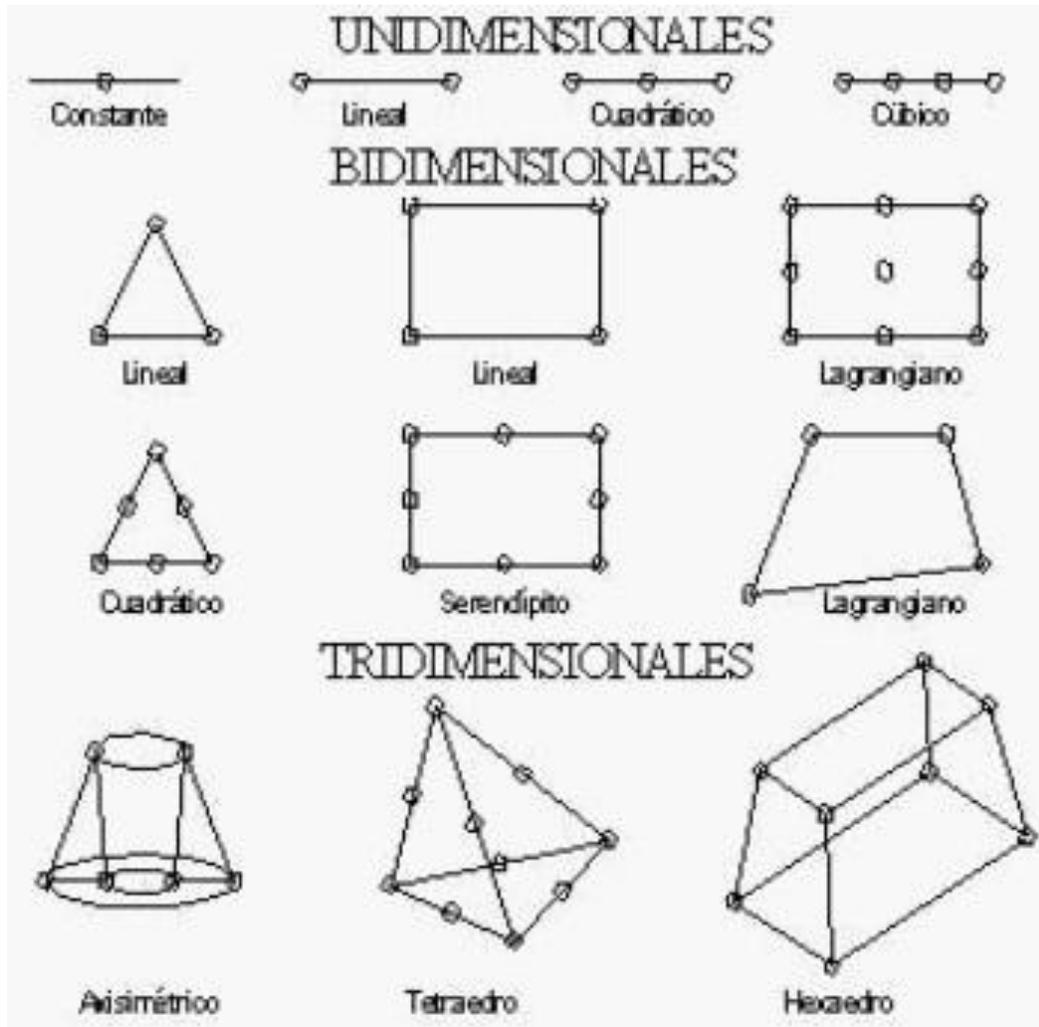


Ilustración 17. Tipos de elementos finitos [12].

1.6.2. Creación del mallado.

La malla es el conjunto de elementos y nodos que dividen una estructura en secciones más pequeñas de una geometría determinada. A medida que el tamaño de las secciones en las que se divide una estructura se hacen más pequeñas, más divisiones se pueden hacer, lo cual aumenta el número total de

elementos y así también la densidad de la malla. Entre más alta sea la densidad de la malla, mayor será la calidad de los resultados de los análisis.

A través de los años se han desarrollado varios métodos para generar mallado, desde el mallado manual en los inicios del FEM, hasta el mallado automático-adaptativo que es realizado por software especializado. En las regiones de una estructura, en las que se presentan concentraciones de esfuerzos, se debe realizar un mallado más fino para que los resultados del análisis sean más ajustados a la realidad, en las demás regiones de la estructura se puede manejar un mallado más discreto. Sin embargo, densidades de malla alta consumen mayores recursos de procesamiento, por lo cual los análisis se deben realizar en un hardware eficiente y diseñado para ese fin.

En la ilustración 18 se muestra un eje con una densidad de maya mayor alrededor del hombro, esto debido a que la concentración de esfuerzos se presenta en los cambios de sección transversal de la pieza, por tanto, no es necesario realizar un mayado fino en la totalidad del eje, lo cual ahorra recursos de procesamiento.

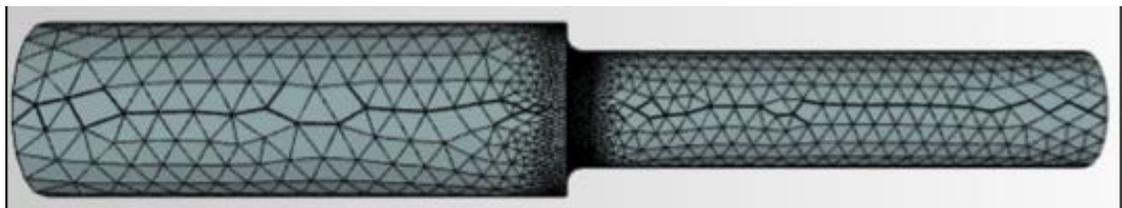


Ilustración 18. Variación de la densidad del mayado de acuerdo a las zonas de concentración de esfuerzos en un eje [13].

Generalmente, para lograr un mayado fino de alta calidad, los softwares generan mayados de elementos solidos tetraédricos parabólicos, como el mostrado en la ilustración 19. Cada elemento consta de cuatro nodos angulares, seis nodos centrales y seis aristas.

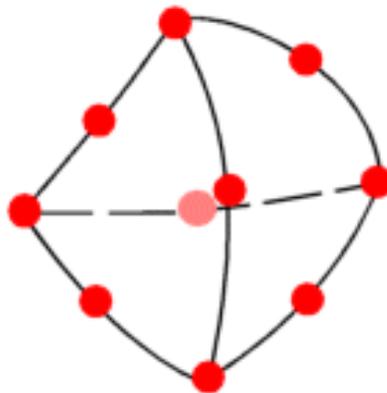


Ilustración 19. Elemento solido tetraédrico parabólico [14].

Los elementos parabólicos presentan mejores resultados en los análisis FEM, debido a que representan geometrías curvas con mayor precisión y producen mejores aproximaciones matemáticas que con los elementos lineales [14].

1.6.3. Fases del análisis de estructuras por el FEM

Fase 1: Elección de la teoría y el modelo matemático que se va a utilizar para el análisis de la estructura. Precisar las propiedades del material de la estructura.

Fase 2: División de la estructura en elementos finitos, representados gráficamente como una malla, en la cual se pueden observar las características de tamaño y distribución de los elementos.

Fase 3: Obtención de matrices de rigidez (\mathbf{K}) y los vectores de cargas (\mathbf{f}) de cada elemento.

Fase 4: Consolidar todas las matrices de rigidez de todos los elementos en una sola matriz de rigidez (\mathbf{K}) y todos los vectores de cargas en un solo vector de carga (\mathbf{f}).

Fase 5: Resolver todos los sistemas de ecuaciones de la forma:

$$[\mathbf{K}] * \vec{\mathbf{a}} = \vec{\mathbf{f}} \quad (19)$$

donde \mathbf{a} corresponde al movimiento de los nodos.

Fase 6: Calcular los valores de tensión-deformación de cada elemento y obtener las reacciones en los nodos. Al integrar todos los valores de desplazamiento de los nodos, se obtiene la deformación de cada elemento. El esfuerzo se obtiene mediante la ecuación:

$$\sigma = E * \varepsilon$$

y las reacciones en los nodos de cada elemento se obtienen con la ecuación:

$$\mathbf{R} = \mathbf{K} * \mathbf{a} - \mathbf{f} \quad (20)$$

Fase 7: Es ideal utilizar computador para realizar los cálculos y análisis, ya que se requieren procesos matemáticos complejos.

Fase 8: Analizar y evaluar los resultados de los cálculos.

Fase 9: Tras evaluar los resultados se pueden hallar errores e inconsistencias. En esta fase se retroalimenta el proceso y se corrigen errores, procediendo a cambiar procedimientos en las diferentes fases para lograr el resultado esperado.

1.6.4. Solución de elemento finito

Para mostrar la solución de un elemento finito se plantea un ejemplo con un elemento unidimensional tipo puntual lineal de área transversal constante (A). El elemento tiene dos nodos y puede modelarse igual que un resorte, como se muestra en la Ilustración 20. La elasticidad (K_e) del elemento finito se puede obtener por medio de la ecuación 21:

$$k_e = \frac{AE}{l} \quad (21)$$

donde l es la longitud del elemento y E el módulo elástico.

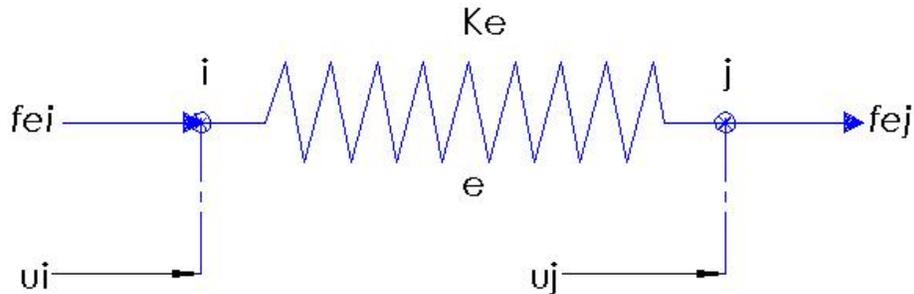


Ilustración 20. Esquema de elemento finito puntual lineal.

El elemento puede estar sometido a tensión o compresión. Los nodos i y j cuentan únicamente con un grado de libertad. Las fuerzas f y los desplazamientos u serán positivos si su dirección es hacia la derecha. Las fuerzas de cada nodo están descritas por las ecuaciones 22 y 23 :

$$f_{e,i} = k_e(u_i - u_j) \quad (22)$$

$$f_{e,j} = k_e(u_j - u_i) \quad (23)$$

Al expresar estas ecuaciones en forma matricial se obtiene la ecuación 24, en la cual se puede expresar un vector de fuerzas, una matriz de rigidez y un vector de desplazamientos.

$$\begin{Bmatrix} f_{e,i} \\ f_{e,j} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_e & -k_e \\ -k_e & k_e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} \quad (24)$$

Si se analizaran dos elementos como se muestra en la Ilustración 21, para este caso dos resortes conectados en serie, se evalúa cada elemento por separado utilizando la ecuación 25 y la ecuación 26. Para las fuerzas el primer subíndice indica el nodo y el segundo indica el elemento.

Elemento 1:

$$\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (25)$$

Elemento 2:

$$\begin{Bmatrix} f_{2,2} \\ f_{3,2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (26)$$

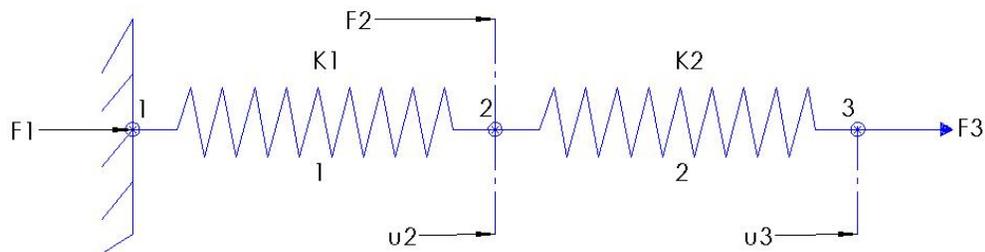


Ilustración 21. Sistema de dos elementos finitos unidimensionales.

Las fuerzas externas en cada nodo están dadas por la ecuación 27:

$$\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} + f_{2,2} \\ f_{3,2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad (27)$$

Para dimensionar globalmente las fuerzas externas del sistema, las dos matrices se combinan en una sola produciendo una matriz global. Dando como resultado la ecuación 28:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2) & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (28)$$

Si se están analizando dos elementos que cuenten con el mismo modulo elástico (E) y la misma área transversal, la ecuación 28 se podría expresar como la ecuación 29:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = k_e \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ -1 & 2 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (29)$$

CAPITULO II

2. BANCO DE TRANSPORTE PARA TURBINAS PT6 DE BAJA Y MEDIANA POTENCIA.

2.1. Turbinas pt6

Las turbinas de gas PT6, como la mostrada en la Ilustración 22, son motores turbohélice fabricados por la compañía Pratt & Whitney Canadá y utilizados en aeronaves de la fuerza aérea colombiana.

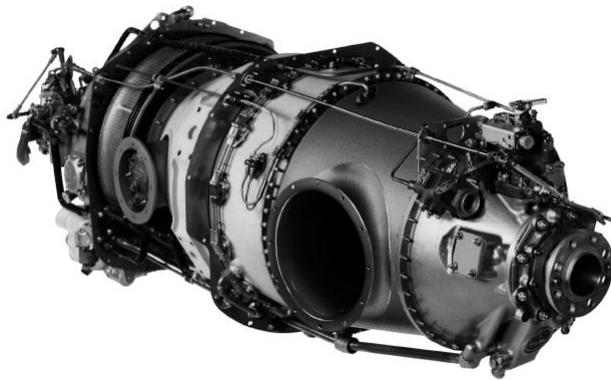


Ilustración 22. Turbina PT6A [15].

Un motor turbohélice es básicamente un motor turborreactor o turboventilador al cual se le ha añadido una hélice en lugar de tener el ventilador [16]. En la ilustración 23 se puede observar la diferencia básica entre estos tres tipos de motores. En un motor a reacción se consigue el empuje acelerando la masa de aire que sale por la tobera, mientras en el turbohélice la tracción la produce la hélice, la cual proporciona el 90% del empuje total y la corriente de aire que se expulsa por la tobera produce el 10%.

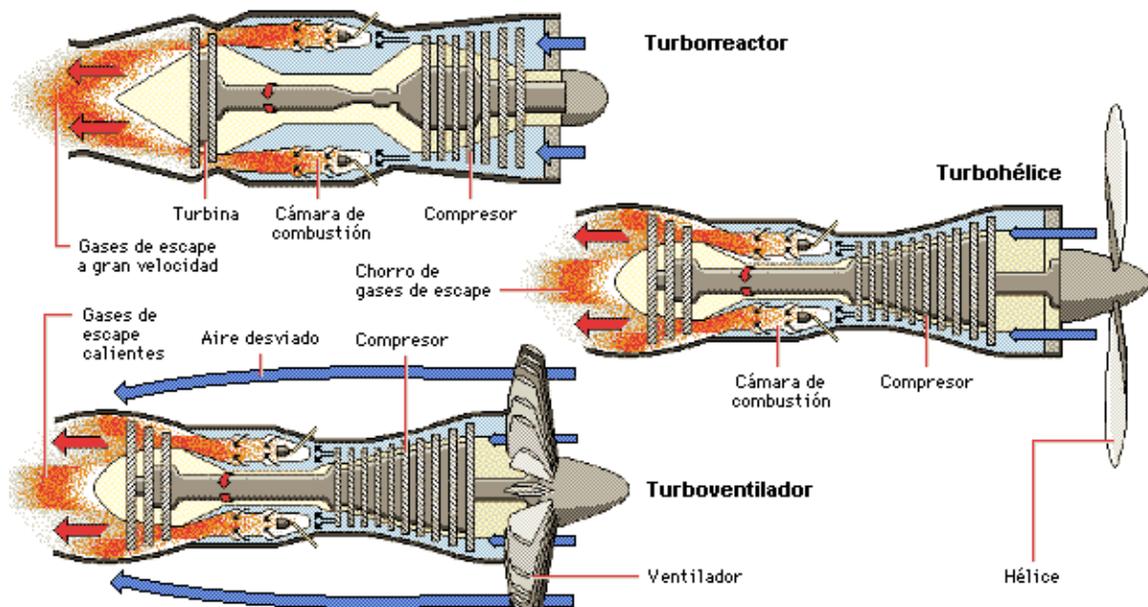


Ilustración 23. Comparación entre los motor turbohélice, turboreactor y turboventilador [17].

El PT6 es un motor ligero, que utiliza una hélice por medio de una caja reductora de dos etapas. Se pueden distinguir dos conjuntos giratorios en el motor, uno es el compresor con su respectiva turbina. El otro es la turbina de potencia que esta acoplada a un eje de transmisión. Este motor es de turbina libre, es decir, que sus dos conjuntos rotatorios giran de manera independiente, a distintas velocidades y en sentidos contrarios, lo que permite al piloto variar la velocidad de la hélice sin afectar la velocidad del compresor.

La potencia que puede generar un motor PT6A va desde los 500 a los 1700 hp mecánicos. La Pratt and Whitney Canadá, casa fabricante de estos motores, ha definido una clasificación para los motores PT6A según la potencia mecánica y la velocidad que puede desarrollar el eje de la hélice [18]. Los ha clasificado en Small (baja potencia), Médium (mediana potencia) y Large (alta potencia).

- **PT6A Small (baja potencia):** Tienen una altura de entre 21 a 25 in, un ancho de 21.5 in y una longitud de 62 in. La potencia Termodinámica (ESHP) va desde los 670 a los 950 ESHP. La potencia mecánica (SHP) o potencia en el eje se encuentra desde los 500 a los 750 SHP. La velocidad máxima de la hélice estaría entre las 1900 y 2000 RPM. Estas características las tienen los PT6 desde los modelos A-11 a los A-36.
- **PT6A Medium (mediana potencia):** Comprende los motores de modelos A-38 hasta los modelos A-45R, también algunos modelos modificados de la serie A-60. Tienen una altura de 22 in, un ancho de 19.5 in y una longitud de entre 67 a 72 in. Poseen una potencia termodinámica de entre 1090 a 1318 ESHP, una potencia mecánica de entre 700 y 1200 SHP y una velocidad de hélice de entre 1700 y 2000 RPM.

- **PT6A Large (alta potencia):** La potencia mecánica de estos motores es de entre 1050 a 1700 SHP y su potencia termodinámica esta entre 1218 a 1845 ESHP. Se diferencian de los motores de médium casi solo en la potencia que desarrollan, puesto que sus dimensiones y velocidad de hélice son relativamente las mismas.

2.1.1. Funcionamiento.

Para un mejor entendimiento del funcionamiento de la turbina PT6, esta se puede dividir en secciones según la función que cumple cada componente en el funcionamiento global del motor, como se muestra en la ilustración 24; se pueden identificar siete secciones: la sección de entrada de aire, de compresión, de turbina, de combustión, de salida del aire o exosto, de la caja de reducción mecánica y la sección de transmisión a la caja de accesorios.

Legenda

Letras: Ubicación de Bidas.
Numeros: Estación de medida Temp. y presión

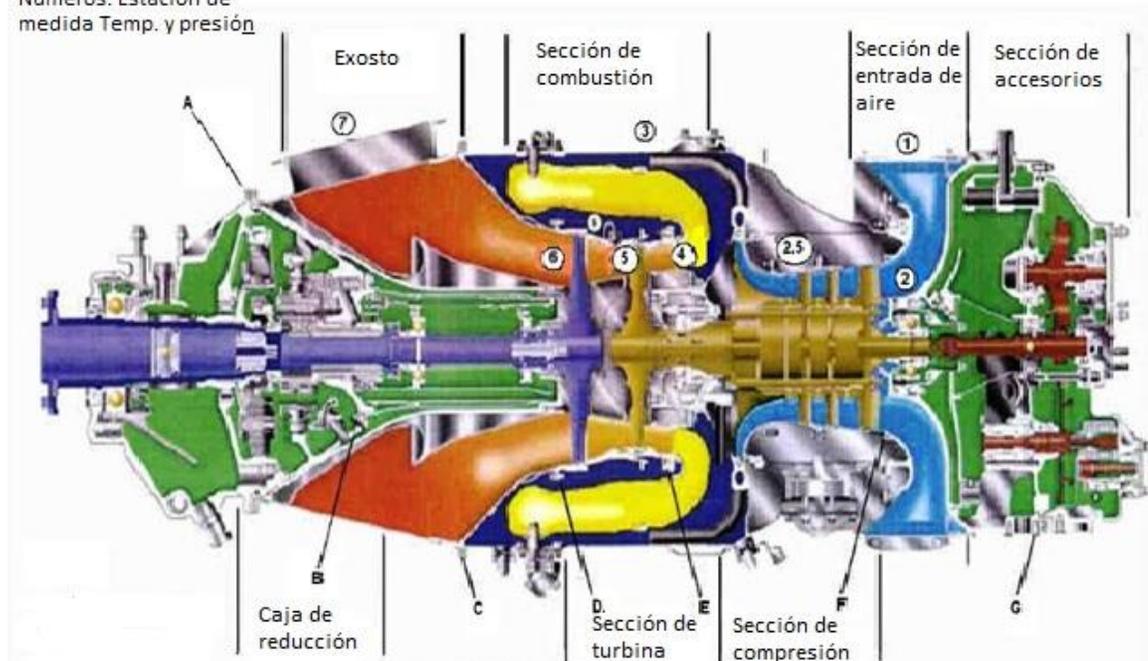


Ilustración 24. Secciones Turbina PT6.Vista en corte longitudinal [19].

Teniendo en cuenta la ilustración 24, en la tabla 4 se muestran las presiones y temperaturas de funcionamiento de cada zona importante de la turbina PT6.

Tabla 4. Temperaturas y presiones presentadas en la Turbina PT6 en funcionamiento [19].

No. Est. medida	Ubicación	Temperatura(°F)	Presión(psi)
1	Ambiente	15	14,7
2	Entrada compresor	15	14,7
2,5	Interior compresor	110	26,4
3	Descarga compresor	240	103
4	Pre turbina	934	101
5	Inter turbina	705	35
6	Post turbina	565	16
7	Exosto	550	15,5

El motor PT6 se cataloga como una turbina de flujo reverso, lo que quiere decir que el aire que alimenta el compresor entra por la parte trasera del motor y sale por la parte delantera. El aire ingresa al motor por un conducto de flujo anular que los conduce hasta la sección de compresión, que consta de 3 etapas axiales y una etapa centrífuga.

Los movimientos rotativos de los alabes le transmiten energía cinética al aire. Entre cada etapa de alabes móviles, hay una etapa de alabes fijos que transforman dicha energía cinética en presión. Cada etapa agrega cada vez más energía al aire para finalmente entregarlo a la etapa centrífuga.

La etapa centrífuga de la sección de compresión provoca que el aire alcance una gran velocidad. El aire es descargado en tubos difusores que provocan que gire 90 grados, convirtiendo su la velocidad en alta presión y distribuyéndose alrededor de la cámara de combustión.

La cámara de combustión posee una configuración anular, con orificios distribuidos por todo su contorno que permiten una buena combustión primaria y una buena refrigeración de toda la cámara. El diseño especial de la cámara de combustión permite que los gases no pierdan presión mientras se lleva a cabo la combustión y la expansión de gas que esta produce. El combustible es ingresado a la cámara por medio de 14 inyectores distribuidos radialmente alrededor de esta. El combustible es conducido al motor desde un tanque exterior, es presurizado por una bomba que mueve la misma turbina y regulado por la unidad de control de combustible (**FCU- Fuel control unit**).

Los gases resultantes de la combustión salen a través de un conducto pequeño que los ingresa a un conducto más grande dándoles un giro de 180°. Los gases se expanden y son conducidos en el ángulo adecuado hacía los alabes de la turbina del compresor, que al girar reabastece de más aire comprimido a la cámara de

combustión, repitiendo el ciclo. El esquema de flujo del aire a través del motor se puede observar en la ilustración 25.

Luego de atravesar la turbina del compresor, los gases de combustión pasan por la turbina de potencia, haciéndola girar. La turbina de potencia está conectada a una caja reductora de dos etapas planetarias que transforman la alta velocidad que desarrolla la turbina en torsión para mover la hélice.

Los gases salen al exterior por medio del exosto, o exostos en algunos modelos. Los gases aún llevan una energía considerable por lo que en algunos motores se suelen utilizar para lograr un empuje adicional y así ahorrar combustible de manera progresiva.

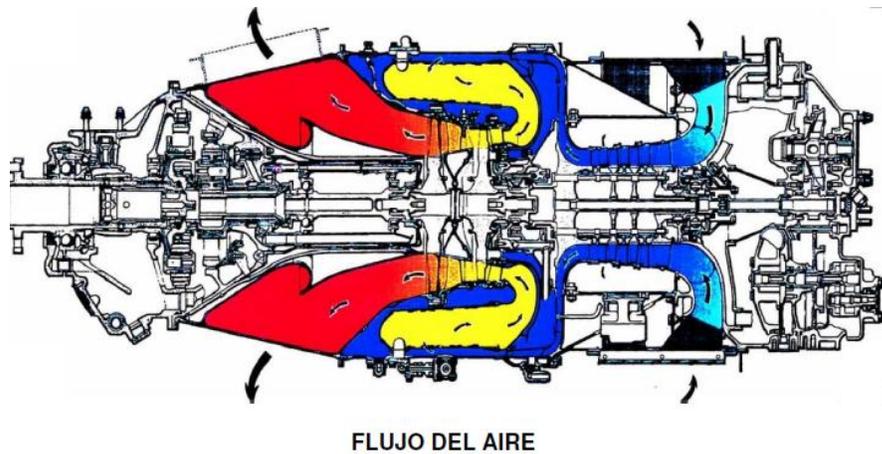


Ilustración 25. Esquema del flujo de aire a través de la turbina PT6. Vista corte longitudinal [19].

En los motores PT6 la temperatura que se tiene en cuenta como referencia de funcionamiento es la que se puede medir justo antes de la turbina de potencia. La miden 8 sensores termopares marca Cromel conectados en paralelo por medio de un cable que lleva la señal al exterior, a la instrumentación en cabina.

En la parte trasera del motor están montados todos los accesorios necesarios para su funcionamiento, excepto el gobernador de hélice y el tacómetro generador de la turbina. Son movidos por el compresor a través de un eje de transmisión. Los accesorios que generalmente se encuentran ahí son: las bombas de recuperación de aceite, la bomba de combustible, el FCU, el generador de arranque y un tacómetro del generador de la turbina de compresión.

2.1.2. Turbina PT6A-61 FAC.

El motor PT6A-61, mostrado en la Ilustración 26 de la fuerza aérea colombiana (FAC) es un motor de mediana potencia utilizado en el avión Piper Cheyenne IIIA(PA-42-720). El avión lleva montadas dos turbinas y cada una es instalada por medio de una bancada de cuatro puntos de conexión, la cual le provee la suficiente estabilidad y soporte para el correcto funcionamiento.



Ilustración 26. Turbina PT6A-61 FAC.

Algunas características técnicas del motor PT6A-61, de acuerdo al manual de entrenamiento Pt6 para técnicos de **UNITED TURBINE** [19], se muestran a continuación en la tabla 5.

Tabla 5. Características motor PT6A-61 FAC

ITEM	Característica
Casa fabricante	PRATT AND WHITNEY
Turbo hélice	Turbina libre
Aeronave	Piper Cheyenne IIIA(PA-42-720)
Potencia mecánica	850 SHP
Potencia en aeronave	720 SHP
Peso	443 lb
Longitud (L)	72.09 in

Diámetro máximo (Dmax)	18.29 in
Velocidad máxima compresor	39000 rpm
Velocidad máxima hélice	2000 rpm
Compresor	3 etapas axiales, 1 centrifuga
Cámara de combustión	Anular de flujo reverso
Etapas de reducción	Primera etapa 5.33:1, segunda etapa 2.83:1

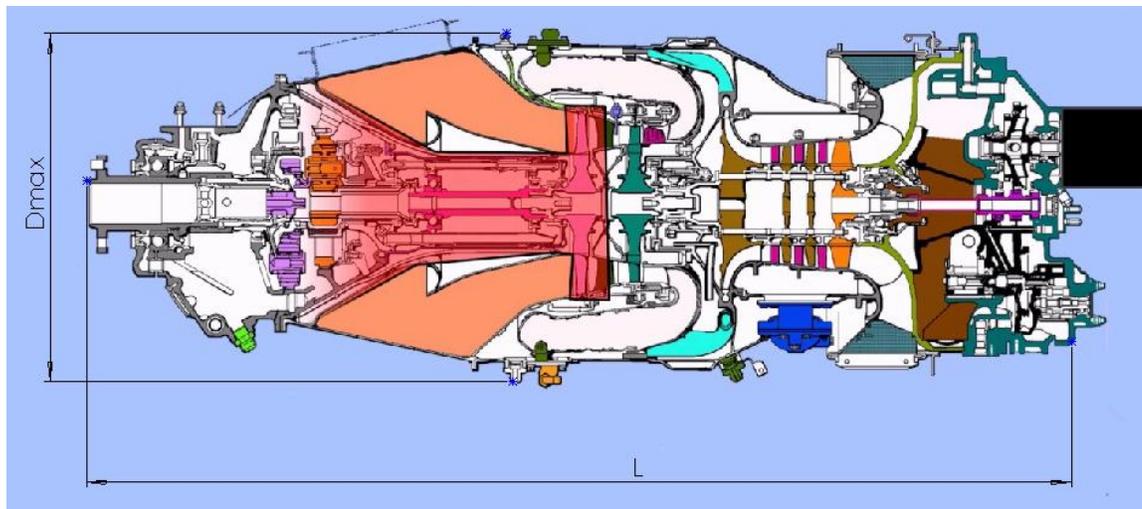


Ilustración 27. Esquema de la turbina PT6 con las dimensiones generales de acuerdo a tabla 5 [19].

2.2. Banco de transporte asignado para turbinas pt6 de la fuerza aérea colombiana (fac).

Usualmente las turbinas PT6 son transportadas para su reparación o el montaje en el avión, sin bancada de montaje, sin accesorios y sin hélice, esto debido a que no existe un banco de transporte para este tipo de motores que permita transportarlos con todos sus aditamentos. Generalmente para el transporte, las turbinas son puestas en contenedores especialmente diseñados, que absorben vibraciones e impactos, y permiten transportar el motor en cualquier vehículo. Sin embargo, para efectos prácticos, la FAC, en las instalaciones del comando aéreo de mantenimiento (CAMAN), requiere transportar turbinas PT6A-61 listas para su uso en banco de pruebas o para su montaje en la aeronave. Esto quiere decir que el motor debe ser transportado con bancada de soporte, hélice y accesorios instalados.

Para lograr ese cometido la FAC dispuso un banco de transporte, mostrado en la Ilustración 28, que se encuentra en las instalaciones de la escuela de suboficiales

FAC, usado originalmente para transportar motores turborreactores. La adaptación de este banco para transportar turbinas PT6A-61 es el objetivo de este trabajo.



Ilustración 28. Banco de transporte asignado por FAC para Turbinas PT6A-61.

El banco consta básicamente de una estructura en acero, con suspensión independiente en cada una de sus cuatro ruedas, cuatro carros de desplazamiento en rieles, dos rieles, un arco de tubería de acero. La carga(motor) es instalada en un arco fabricado en tubería de acero de 60.33 mm de diámetro, que se apoya en sus dos extremos en dos carros que le permiten moverse, sobre rieles, a lo largo de la estructura, facilitando así su manipulación. Los bancos con este diseño son comúnmente utilizados para mover motores tipo turboventilador y turborreactor de flujo axial como el Pratt and Whitney JT8 mostrado en la ilustración 29, o el PW1120 mostrado en la Ilustración 30.

Para montar en este banco Turbinas PT6 de mediana y baja potencia, con hélice instalada, se requiere diseñar un soporte que permita acoplar la bancada del motor a la estructura de desplazamiento en rieles del banco. Las propuestas de diseño de dicho soporte se presentarán en la sección 2.2.1.



Ilustración 29. Motor Pratt and Whitney JT8D-9A sobre su banco de transporte [20].



Ilustración 30. Motor Pratt and Whitney PW1120 sobre banco de transporte [20].

El diseño de una estructura que permita transportar motores PT6 en el banco suministrado, requiere de un dimensionamiento de todos los componentes que lo conforman. Estas medidas son el punto de partida para determinar la geometría de la estructura de soporte, además permiten el modelamiento de todo el banco de transporte en software CAD, que es ideal para tener una concepción espacial más clara del diseño a realizar.

2.2.1. Estructura de soporte de turbinas PT6 de mediana y baja potencia: Propuestas de diseño.

Una vez realizado el levantamiento dimensional de la estructura del banco de transporte y de su respectivo modelamiento en software CAD, mostrado en la Ilustración 31, se procedió a analizar y evaluar distintas condiciones a tener en

cuenta para lograr el montaje de turbinas PT6 de mediana y baja potencia, en el banco de transporte asignado por la FAC. Como condición importante a tener en cuenta es que se requiere transportar la turbina con bancada y hélice instaladas, es decir, como si la turbina fuera montada en la aeronave lista para usarse.

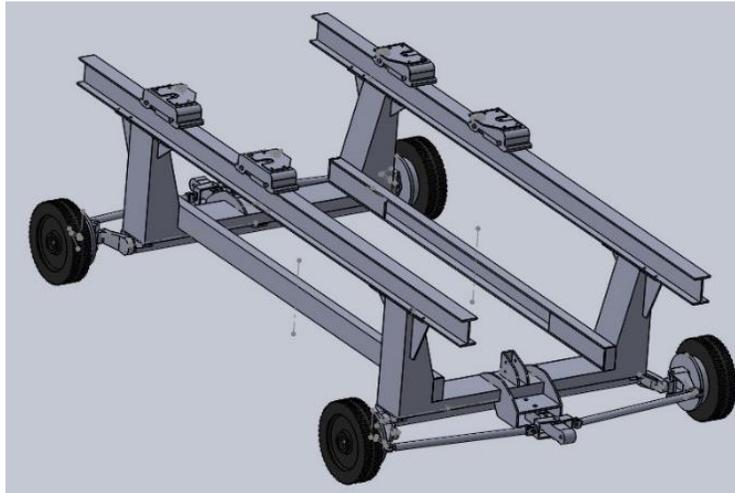


Ilustración 31. Modelo en software CAD del banco de transporte existente asignado para motores PT6.

Para dar inicio al diseño se planteó una estructura de soporte en la cual se acoplará la turbina PT6 al banco de transporte. Dicho acople se llevará a cabo a partir de los cuatro puntos de anclaje que posee la bancada del motor, detallados en la Ilustración 32. Estos mismos puntos de anclaje son utilizados para montar la turbina en la aeronave. La FAC requiere también que la estructura de soporte sea adaptable a otros modelos de motores PT6 de mediana y baja potencia, que posean características similares al PT6A-61 en cuanto a bancada y peso, por lo cual los puntos de sujeción del soporte deben ser móviles y ajustarse a diferentes turbinas.

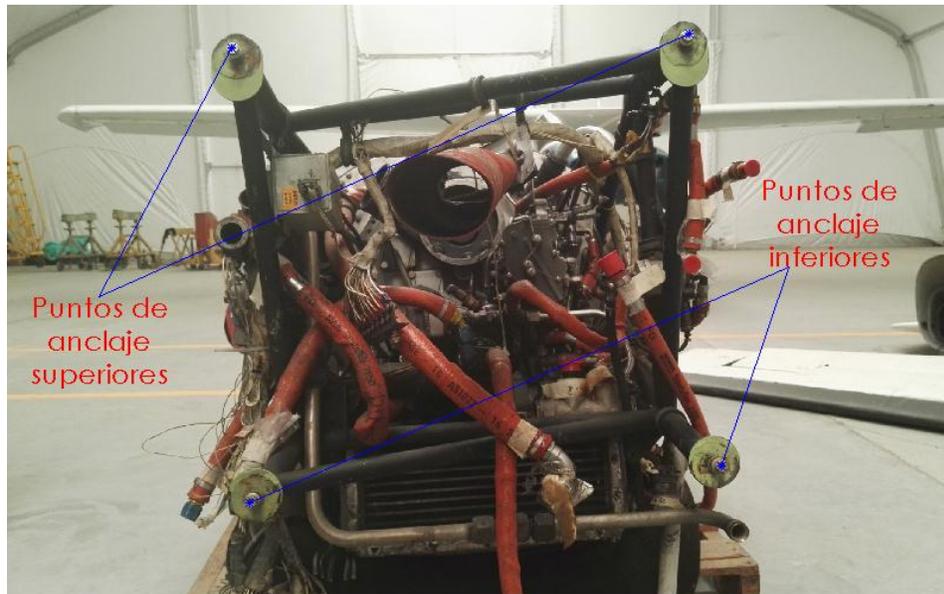


Ilustración 32. Vista de los cuatro puntos de anclaje de la banca del motor PT6A-61.

Otras condiciones a tener en cuenta para el diseño de la estructura de soporte son las dimensiones y el peso total del conjunto de turbina PT6 y su hélice, el diámetro de la hélice y la altura a la que debe quedar el motor para evitar daños a la hélice.

Teniendo en cuenta los criterios anteriormente mencionados se procedió a desarrollar dos propuestas de diseño, de manera conceptual, de la estructura de soporte para turbinas PT6 de mediana y baja potencia. Se realizó el modelamiento de las propuestas en software CAD las cuales se describen a continuación.

2.2.1.1. Propuesta de diseño 1

En la primera propuesta, mostrada en Ilustración 33, se plantea una estructura de soporte compuesta por una armadura elaborada en tubería de acero, dos placas de acero estructural y cuatro puntos de anclaje que se pueden desplazar por medio de tornillos.

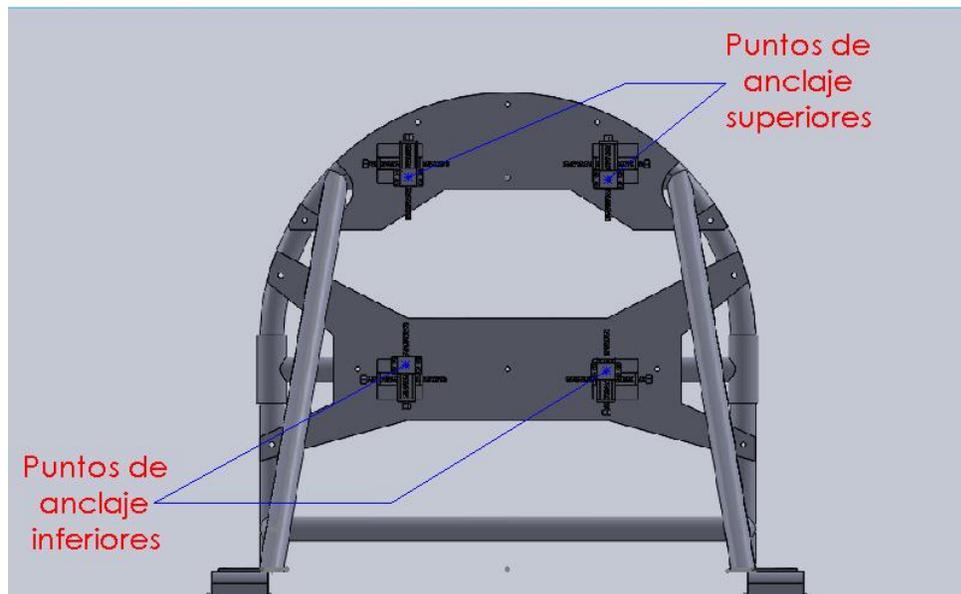


Ilustración 33. Primera propuesta de diseño de estructura de soporte de turbinas PT6. Vista frontal.

La armadura tendrá cuatro puntos de apoyo, cada uno de los cuales tendrá una lámina base soldada, la que permitirá su respectivo acople con los carros de desplazamiento en rieles. Las dos placas de acero estructural sobre las cuales se anclará el motor, se acoplan a la armadura por medio de pernos. Los puntos de anclaje se elaboran a partir de estructuras elaboradas en lámina de acero y se moverán en dos ejes por medio de tornillos, lo que permitirá modificar las distancias de sujeción de acuerdo a la bancada del motor PT6 que se desee transportar. En la ilustración 34 se puede apreciar como iría montada la estructura de soporte sobre el banco de transporte existente.

En la estructura de soporte la turbina quedaría en voladizo, lo que podría provocar el cabeceo y la vibración excesiva al mover el banco de transporte. Para evitar esta situación también se propone colocar una estructura que soportará el motor en la parte delantera, justo por atrás de la hélice. Dicho soporte será extensible y consistirá en dos tubos de acero largos, uno de menor diámetro que el otro, ensamblados en una configuración tipo pistón que es anclada al banco de transporte por medio de pernos.

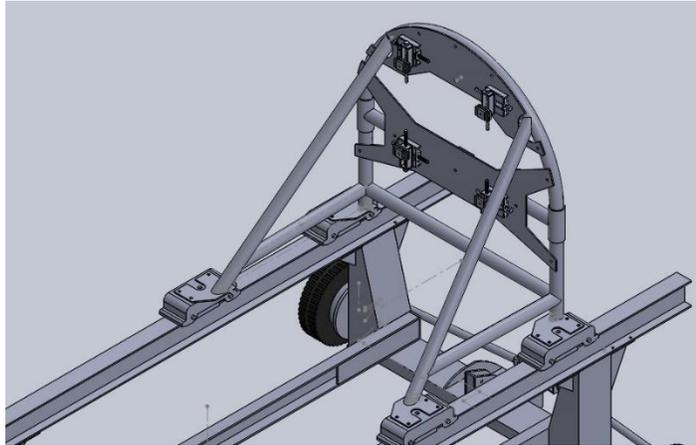


Ilustración 34. Montaje de la estructura de soporte sobre el banco de transporte.

En la ilustración 35 se muestra el ensamble total de la propuesta de diseño del soporte de motores PT6 junto con el banco de transporte. Se realizó un esquema de la turbina con la hélice, teniendo en cuenta la longitud del motor, el diámetro de la hélice y las distancias entre los puntos de anclaje de la bancada; este esquema se usará para conceptualizar el estado espacial del motor sobre la estructura diseñada y el banco de transporte en general.

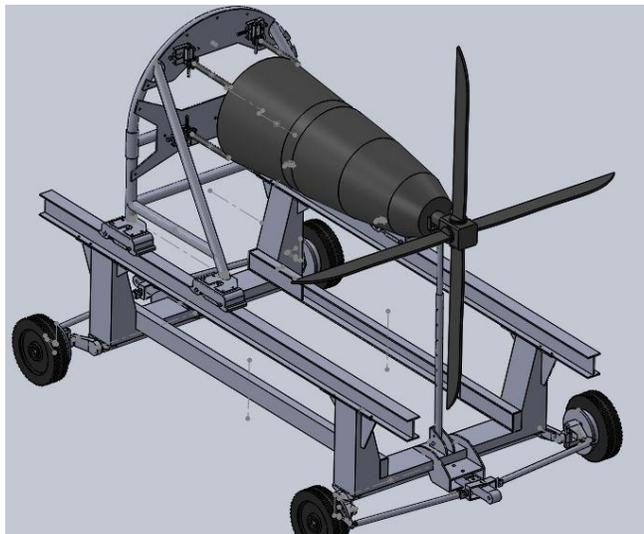


Ilustración 35. Ensamblaje de propuesta de diseño estructura de soporte, turbina PT6 y banco de transporte.

2.2.1.2. Propuesta de diseño 2.

Para la segunda propuesta de diseño de la estructura de soporte de motores PT6, se estableció una configuración de tubería de acero sch 40 que tiene un espesor de pared de 3.91 mm, muy cercana a la del arco existente. La configuración de ensamble de la tubería se muestra en la ilustración 36.

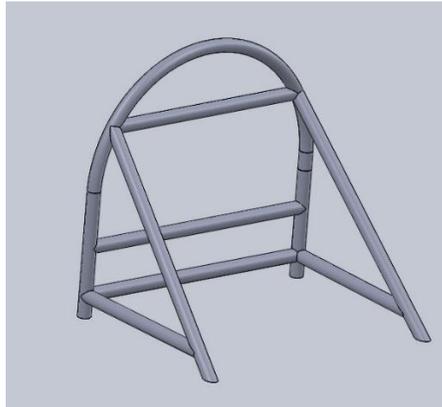


Ilustración 36. Estructura de tubería de acero sch 40.

Para colocar los anclajes en los cuales irá soportada la turbina, se soldarán dos placas de acero estructural ASTM A36 de 3/8 en la estructura de soporte de la ilustración 36. La placa superior de la Ilustración 37 se soldará en el perímetro del arco.

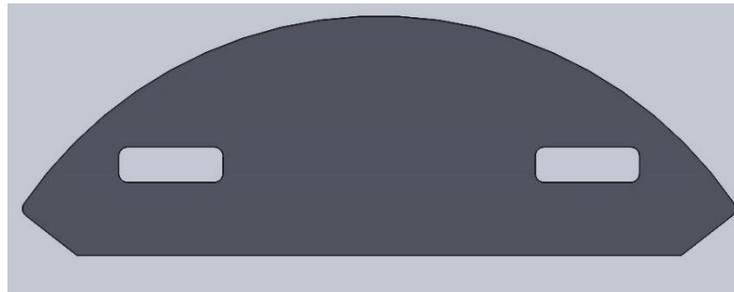


Ilustración 37. Placa de soporte superior.

La placa inferior de soporte mostrada en la Ilustración 38 permitirá fijar anclajes con diferentes distancias entre si. Esta placa irá soldada a la estructura principal de soporte como se muestra en la Ilustración 39.

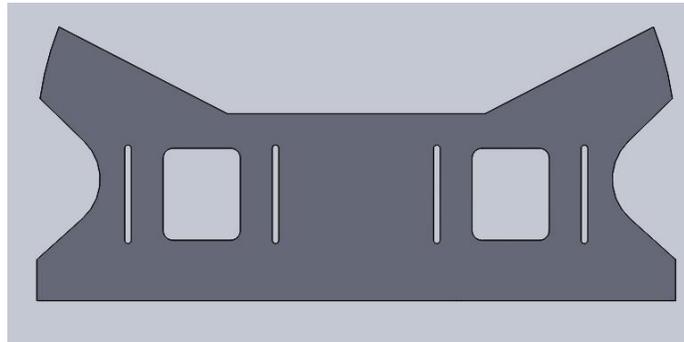


Ilustración 38. Placa de soporte inferior.

Los puntos de los cuales se fijarán los cuatro pernos de sujeción de la bancada de soporte de la turbina Pt6, se fabricarán en ángulo de acero estructural calibre 3/8 de 2", en la parte superior se soldarán sobre la placa de soporte de la ilustración 37, y en la parte inferior se fijarán con tornillos de 1/2" sobre la placa de la ilustración 38, tal como se muestra en la ilustración 39.

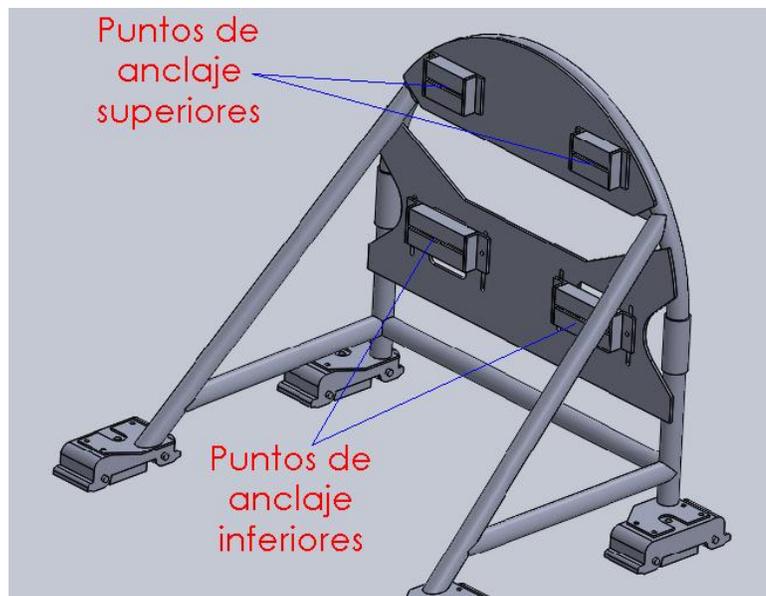


Ilustración 39. Ensamblaje estructura de soporte para motores PT6, propuesta de diseño 2.

La propuesta de diseño 2 permitirá un fácil montaje de turbinas con puntos de anclaje dispuestos a diferentes distancias, lo cual posibilitará el transporte diferentes motores de la serie Pt6. El ensamblaje del banco de transporte y la estructura de soporte de la turbina finalmente quedaría como se muestra en las ilustraciones 40 y 41. En este diseño la turbina queda soportada en voladizo, tal como iría montada en una aeronave.

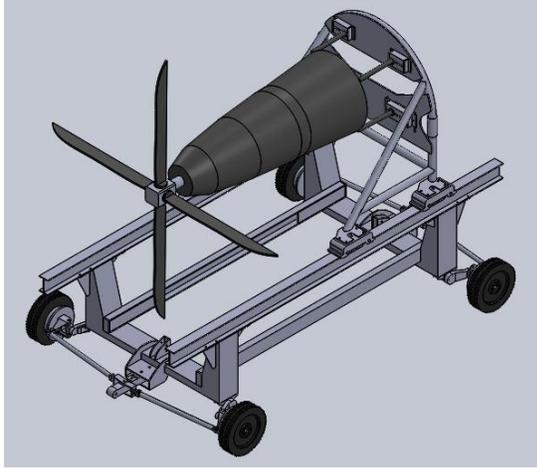


Ilustración 40. Vista isométrica. Ensamblaje banco de transporte y estructura de soporte de motores PT6

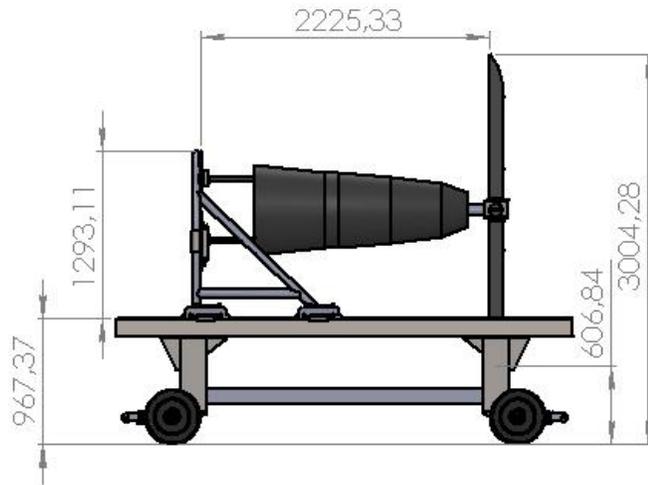


Ilustración 41. Vista lateral. Ensamblaje banco de transporte y estructura de soporte de motores PT6. Dimensiones en mm.

2.2.2. Estructura de soporte de turbinas PT6 de mediana y baja potencia: Evaluación Propuestas de diseño.

Para la evaluación de las propuestas de diseño de la estructura de soporte para turbinas PT6 anteriormente descritas, se tuvieron en cuenta criterios como la

seguridad y estabilidad del motor, la agilidad del proceso de montaje y desmontaje de la turbina en el banco de transporte, los materiales disponibles y la dificultad que represente la fabricación de dicha estructura. Sin embargo, ninguna de las dos propuestas cumplió con esos criterios a cabalidad, por lo que se optó por realizar un diseño que combinara las características favorables de cada una de los diseños propuestos. Este diseño se modeló en software CAD, colocándole unas dimensiones tentativas, las cuales se validarán o se modificarán por medio de los cálculos de ingeniería.

2.2.3. Diseño estructural detallado.

A continuación, se describe en detalle cada componente de la estructura de soporte diseñada.

Arco de soporte: A la estructura de soporte común en las dos propuestas de diseño anteriores, elaborada en tubería, se le agregaron tres tubos más como refuerzo, para lograr una estructura más compacta y estable que facilita el montaje de las placas de soporte superior e inferior. El cambio realizado en el diseño se puede observar en la ilustración 42.

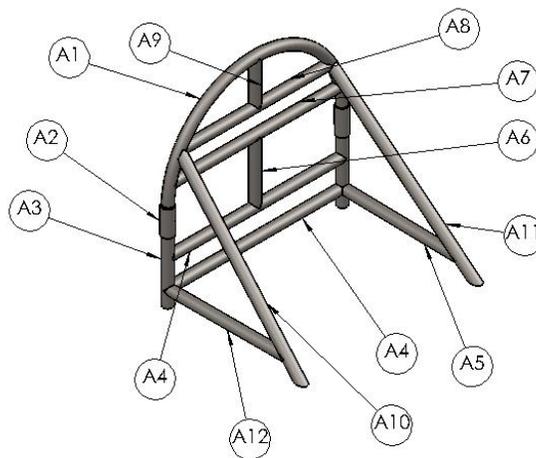


Ilustración 42. Arco de soporte.

En la tabla 6 se muestran algunas características técnicas de los componentes del arco de soporte.

Tabla 6. Características técnicas de los componentes del arco de soporte.

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DIMENSIONES(pulg.)	CANT.	PESO(kg)
A1	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	Diá.ext 48,84;alt 27,30	1	14,912
A2	Tubo SCH 40x2 1/2"	ASTM A53	6,69	2	2,936
A3	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	19,69	2	5,44
A4	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	46,47	2	12,376
A5	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	31,62	1	4,083
A6	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	16,56	1	2,055
A7	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	45,3	1	6,016
A8	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	40,25	1	5,285
A9	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	11,62	1	1,37
A10	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	50,56	1	6,665
A11	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	50,56	1	6,665
A12	Tubo SCH 40x2"	ASTM A53	31,62	1	4,083

Estructura de soporte superior: A la placa de soporte superior de la propuesta de diseño 2, se le modificaron las dos ranuras de los anclajes, dejando una sola ranura cuya longitud es igual a la distancia de las dos estructuras de anclaje originales del diseño propuesto. También se modificó el modo de ensamblaje de los anclajes, dejando una sola estructura consistente en dos ángulos enfrentados, separados por una distancia de media pulgada y soldados a la placa al borde de la ranura antes descrita. El diseño final de la placa superior quedó como se puede apreciar en las ilustraciones 43 y 44.

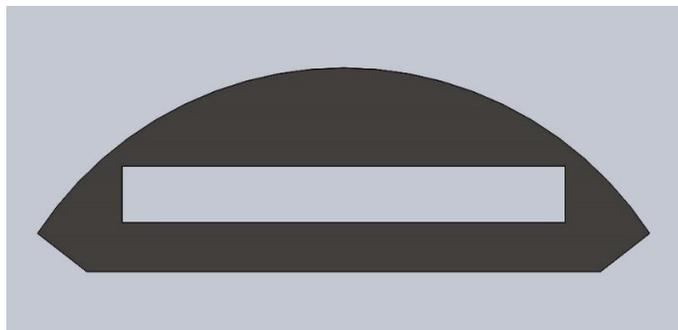


Ilustración 43. Vista frontal placa de soporte superior modificada.

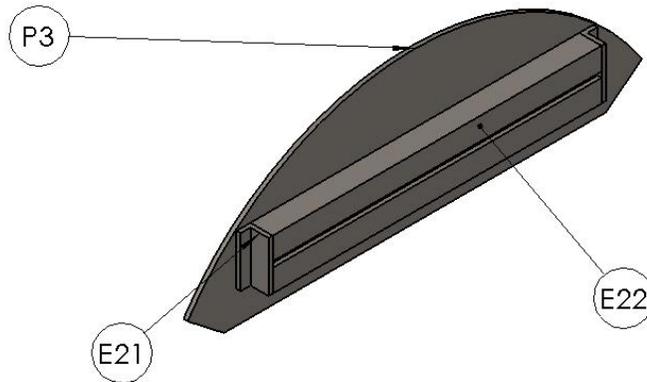


Ilustración 44. Vista Isométrica. Estructura de soporte superior (Placa de soporte superior y punto de anclaje)

En la tabla 7 se muestran algunas características técnicas de la estructura de soporte superior.

Tabla 7. Características técnicas estructura de soporte superior.

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DIMENSIONES	CANT.	PESO(kg)
P3	Placa lámina de acero 3/8	ASTM A36	3/8X13.52X40.45	1	14,47
E22	Angulo acero 3/8	ASTM A36	3/8X2X4.50	2	1,248
E21	Angulo acero 3/8	ASTM A36	3/8X2X29.53	2	10,326

Estructura de soporte inferior: Al diseño de la estructura de soporte inferior básicamente se le cambió la dirección de desplazamiento de los anclajes respecto al diseño planteado en la propuesta 2; los anclajes pasaron de desplazarse verticalmente a desplazarse horizontalmente. Para esto se hizo necesario modificar el diseño de la placa inferior, cambiando de posición las ranuras, tal como se muestra en la ilustración 45. También se le realizaron modificaciones a la geometría del contorno de la placa inferior, para facilitar su fabricación.

La placa base de soporte inferior de la ilustración 45 tiene un espesor de 3/8" y va acoplada al arco de soporte por medio de unión soldada. Posee dos cavidades cuadradas a través de las cuales se realizan los procedimientos de montaje o desmontaje de los tornillos de sujeción de la bancada de la turbina. También posee cuatro ranuras a través de las cuales pasan los tornillos de sujeción de las estructuras de anclaje; esto permite que el punto de anclaje se pueda sujetar en cualquier zona a lo largo de la ranura.

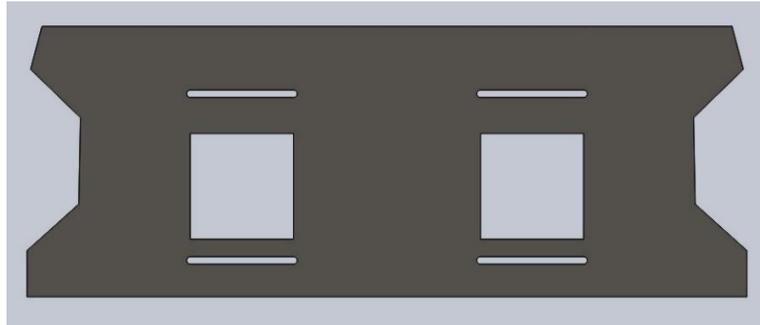


Ilustración 45. Vista frontal. Placa de soporte inferior.

Las estructuras en las cuales se anclarán los dos puntos de sujeción inferiores de la bancada del motor, se elaborarán en ángulo de acero estructural de 3/8x2 in. Cada punto de anclaje será independiente, se podrá mover en el eje x , y se sujetará en la placa inferior por medio de tornillos.

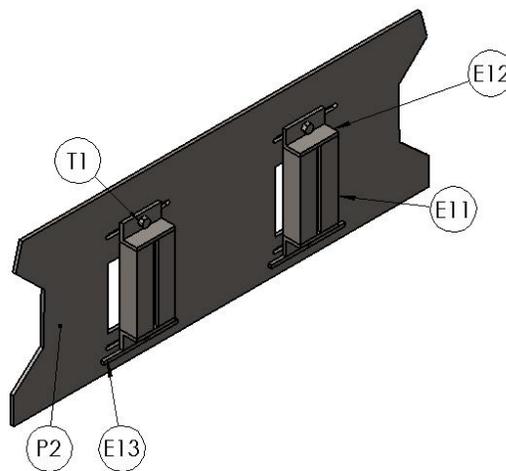


Ilustración 46. Vista isométrica. Estructura de soporte inferior (Placa inferior y anclajes).

En la tabla 8 se muestran algunas características técnicas de los componentes de la estructura de soporte inferior.

Tabla 8. Características técnicas estructura de soporte inferior.

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DIMENSIONES(pulg.)	CANT.	PESO(kg)
P2	Placa Lamina acero 3/8	ASTM A36	3/8x18.31x48.84	1	34,259
E11	Angulo acero estructural	ASTM A36	3/8x2x8.91	4	6,229
E12	Angulo acero estructural	ASTM A36	3/8x2x4.50	4	3,109
E13	Varilla cuadrada acero estructural	ASTM A36	3/8x3/8x8.70	2	0,314
T1	Tornillo cabeza hexagonal, tuerca y arandela	SAE grado 2	UNC1/2"x2"	4	0,366

Estructura de soporte delantero: Para brindar una mayor confiabilidad y seguridad al momento de transportar la turbina Pt6, se diseñó un soporte delantero mostrado en las Ilustraciones 47 y 48, que evitará el cabeceo o movimiento excesivo de la parte frontal de la turbina, manteniéndola firme y estable. Esto gracias a que dicho soporte tiene un diseño de altura ajustable y amortiguadores de poliuretano en la base de apoyo sobre el remolque, que ayudaran a absorber en parte las vibraciones generadas al desplazar el banco de transporte.

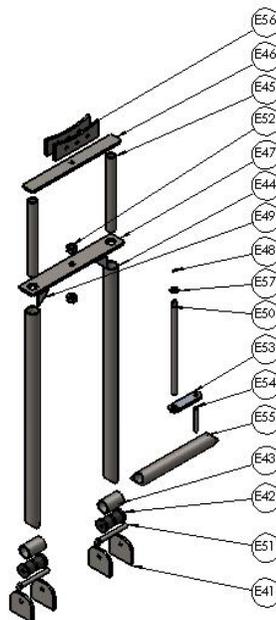


Ilustración 47. Vista explosionada. Estructura de soporte delantero.

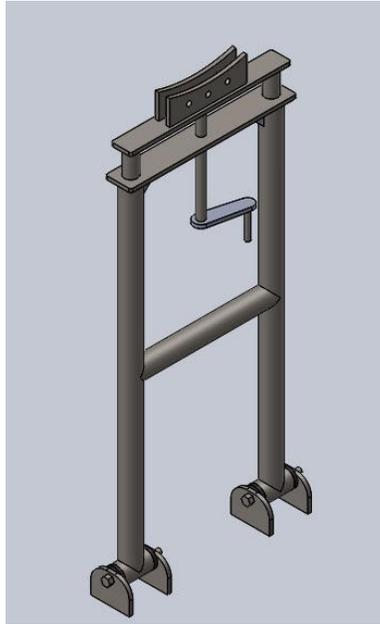


Ilustración 48. Vista isométrica. Estructura de soporte delantero.

En la tabla 9 se muestran las características técnicas de la estructura de soporte delantero.

Tabla 9. Características técnicas de la estructura de soporte delantero.

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DIMENSIONES(pulg)	CANT.	PESO(kg)
E41	Placa base soporte	ASTM A36	3/8x3x4	4	2,064
E42	Buje muelle toyota L-cruiser	Poliuretano	diá. 1.92x1.61	4	0,242
E43	Portabuje acero sch 40x1 1/2 in	ASTM A53	diá.1.90x3	2	0,616
E44	Tubo soporte largo sch 40 x1 1/2 in	ASTM A53	diá-1.90x35	2	7,053
E45	Tubo soporte largo sch 40 x 1 in	ASTM A53	diá-1.31x12	2	1,525
E46	Placa superior de soporte delantero	Platina ASTM A36	3/8x2x16.64	1	1,647
E47	Placa inferior de soporte delantero	lámina ASTM A36	3/8x2.65x17.23	1	2,044
E48	Pasador de aletas 1/8	Acero	1/8x1	1	0,005
E49	Refuerzo lateral placa inferior	lámina ASTM A36	1/4x2x2	2	0,0163
E50	Varilla roscada UNC 3/4-10	ASTM A193	UNC3/4-10x15.09	1	0,589
E51	Tomillo cabeza hexagonal, tuerca, arandela	SAE grado 2	M14-2x130	2	0,2
E52	Tuerca UNC 3/4-10	SAE grado 2 Negro	UNC3/4-10	2	0,138
E53	Placa de la manivela	lámina ASTM A36	3/8x1.5x5.375	1	0,04
E54	Varilla lisa manivela	ASTM A36	diá1/2x3.75	1	0,05
E55	Tubo travezaño sch 40x1 1/5 in	ASTM A53	diá.1.90x14.58	1	1,357
E56	Placa acople turbina	lámina ASTM A36	3/8x8	2	1,641
E57	Arandela zincada diám. 1/2"	SAE grado 2 Zincado	diá. int 9/16. diá. ext. 1 1/4	1	0,00851

El ensamblaje de las estructuras de soporte inferior y superior, junto con el arco de soporte, se realiza por medio de soldadura. También se soldarán placas de acero estructural en cada uno de los puntos de apoyo del arco de soporte; estas placas permitirán fijar toda la estructura, con tornillos, a los carros de desplazamiento sobre rieles. El ensamble se muestra en la ilustración 49.

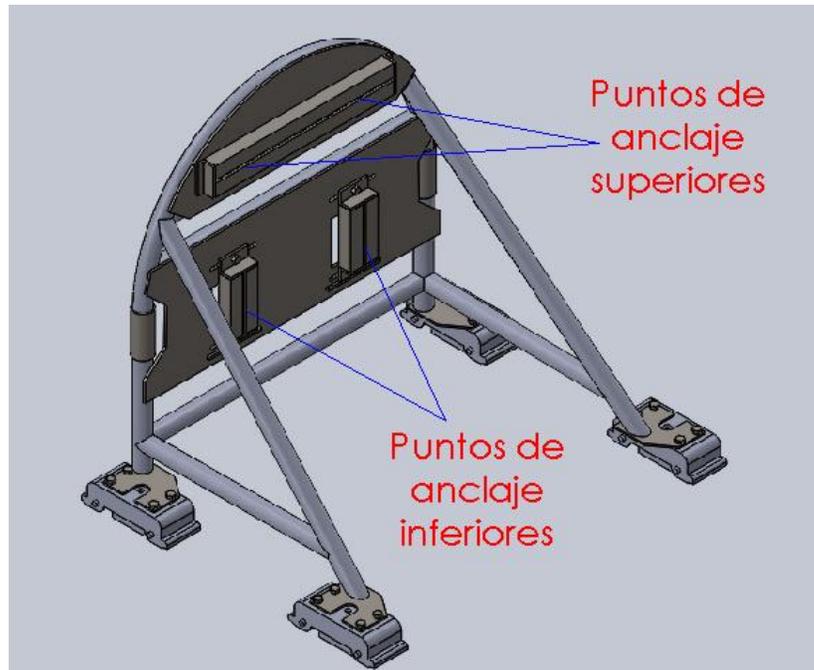


Ilustración 49. Vista isométrica. Estructura de soporte turbina PT6.

Los puntos de sujeción móviles de la estructura de soporte permiten instalar motores PT6 cuyos puntos de sujeción de las bancadas estén distanciados entre sí, en la horizontal, entre los rangos de 330 mm a 678 mm, y en la vertical rangos entre los 430 mm hasta los 610 mm, tal como se muestra en las ilustraciones 50 y 51:

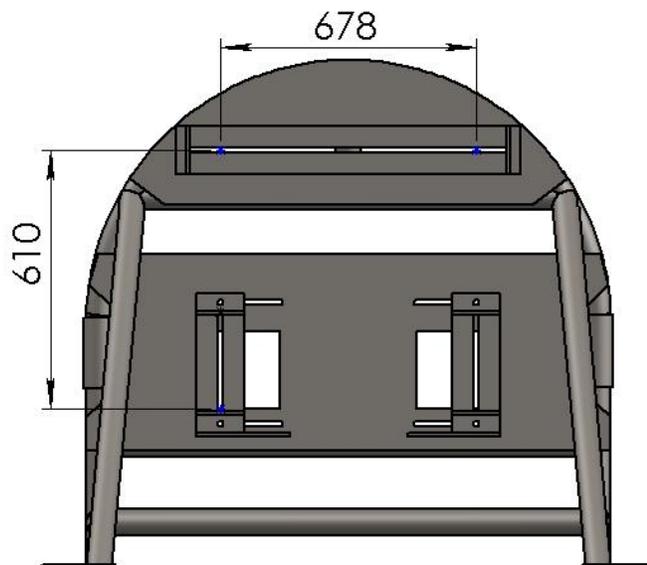


Ilustración 50. Apertura máxima de los puntos de anclaje.

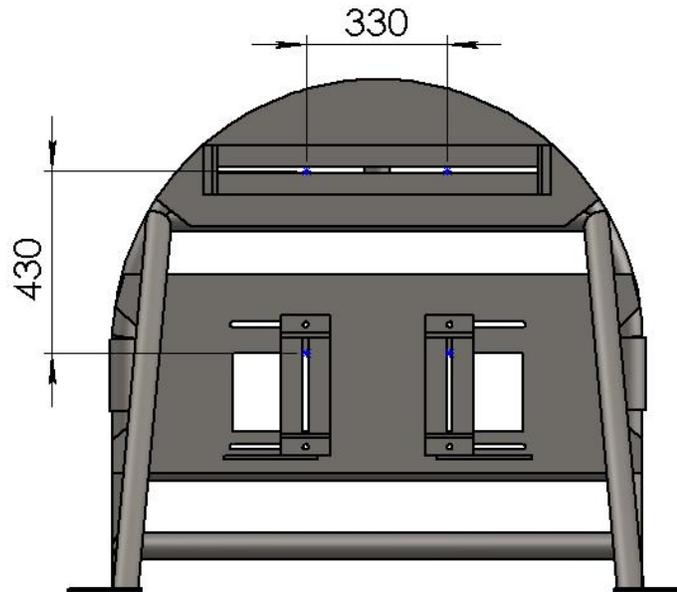


Ilustración 51. Apertura mínima de los puntos de anclaje.

Finalmente, el ensamble entre la estructura de soporte de turbinas PT6, el banco de transporte existente y el soporte delantero, quedaría como se aprecia en las ilustraciones 52 y 53.

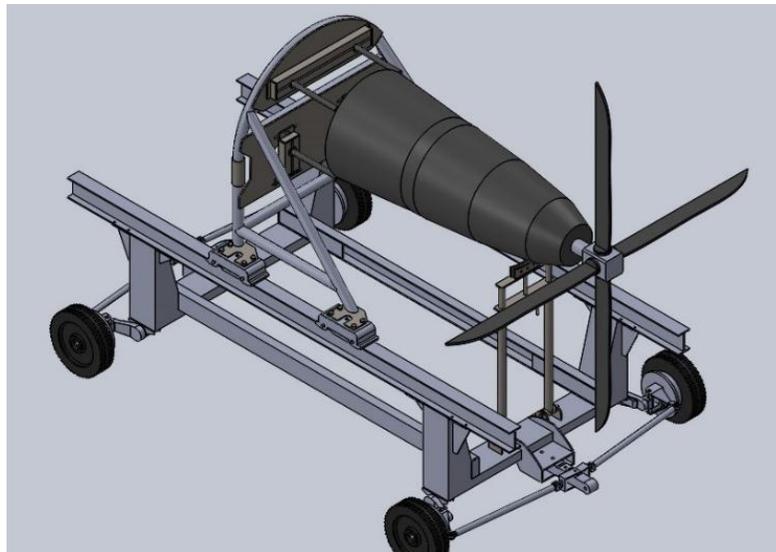


Ilustración 52. Vista isométrica. Banco de transporte de turbinas Pt6 con la estructura de soporte diseñada.

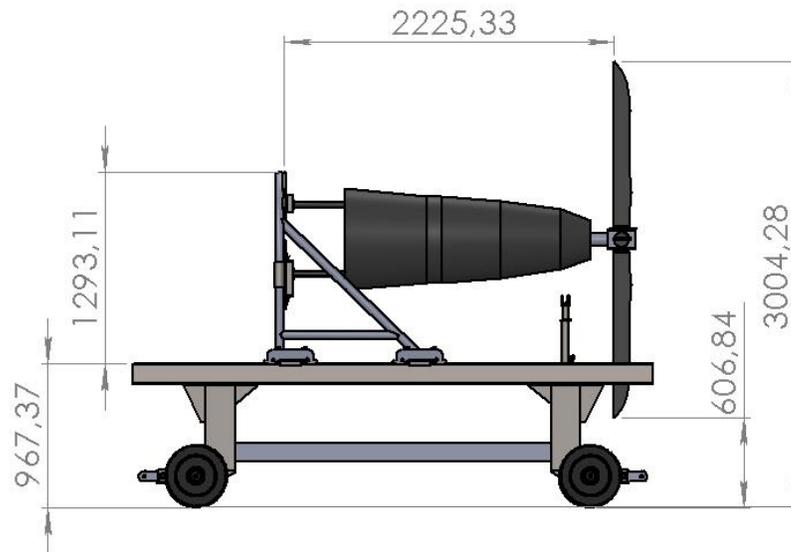


Ilustración 53. Vista lateral. Banco de transporte de turbinas Pt6 con la estructura de soporte diseñada. Dimensiones en mm.

Nota: los diámetros de la turbina pueden variar, el esquema presentado solo indica la posición teniendo en cuenta la longitud de la turbina y el diámetro de la hélice.

Se procedió a realizar el diseño detallado de la estructura en software CAD y a determinar que materiales, y en qué cantidad, serán necesarios para la fabricación del diseño. Algunos materiales, como tuberías y láminas de acero, se seleccionaron teniendo en cuenta que la FAC ya contaba con ellos en sus inventarios y por el condicionamiento de materiales de la estructura del banco ya existente. La lista de los materiales que se requerirán para la elaboración de la estructura de soporte y adecuación general del banco de transporte se muestran en la tabla 10.

Tabla 10. Listado de materiales para fabricación de la estructura de soporte de turbinas PT6.

LISTADO DE MATERIALES ESTRUCTURA DE SOPORTE DE TURBINAS PT6								
ITEM	MATERIAL	DESCRIPCIÓN	DIMENSIONES					
			De.(mm)	Di.(mm)	longitud(m)	ancho(m)	espesor	Unds
Tubo 2"	ASTM A53	sch 40	60,33	52,5	10,678	N/A	N/A	N/A
Tubo 2 1/2"	ASTM A53	sch 40	73,03	62,71	0,4	N/A	N/A	N/A
Tubo 1 1/2"	ASTM A53	sch 40	48,26	40,89	2,5	N/A	N/A	N/A
Tubo 1"	ASTM A53	sch 40	33,4	26,64	0,7	N/A	N/A	N/A
Lámina acero 3/8	ASTM A36	Acero estructural	N/A	N/A	1,7		1	3/8" N/A
Ángulo 3/8x2"	ASTM A36	Acero estructural	N/A	N/A	3,6	0,0254		3/8" N/A
Buje amortiguador	Poliuretano	Buje muelle(NAVCAR) toyota land cruiser 4,5	39,7	14,2	41	N/A	N/A	4
Varilla roscada 3/4	ASTM A193	Rosca cuadrada 3/4-10x10,62	19,05	N/A	0,27	N/A	N/A	1
Tornillo 1/2	SAE grado 2	Tornillo cabeza hexagonal, tuerca y arandela. Rosca UNC 1/2-13	12,7	N/A	0,0508	N/A	N/A	4
Tornillo 14 mm	SAE grado 2	Tornillo cabeza hexagonal, tuerca y arandela. Rosca M14-2x130	14	N/A	0,13	N/A	N/A	2
Tornillo 1/4	SAE grado 2	Tornillo cabeza redonda. Rosca UNC 1/4-20x5/8	6,35	N/A	0,015875	N/A	N/A	1
Varilla cuadrada	ASTM A36	Acero estructural	N/A	N/A	0,5	3/8"	3/8"	N/A
Anticorrosivo	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	1/2 galón
Pintura	N/A	amarillo máquina	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	1/2 galón
tiner	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	1 galón
soldadura	N/A	E6010	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	15 kg

Los planos de fabricación generados a partir del diseño y modelamiento de la estructura de soporte de turbinas PT6 de mediana y baja potencia, se anexarán en el formato correspondiente al final de este documento. Estos planos fueron enviados a los responsables de la fabricación de la estructura en el Comando Aéreo de mantenimiento (CAMAN).

El banco de transporte, como toda máquina, debe tener un manual de operación y mantenimiento en el cual se deben describir todos los pasos para su correcto uso y los procedimientos para mantener en correcto estado la estructura, evitando de este modo posibles accidentes que comprometan la integridad física de los operadores o el daño en las turbinas PT6. Teniendo en cuenta esto, se elaboró un manual de operación y mantenimiento con las siguientes características:

- Descripción de la estructura del banco de transporte y sus principales componentes.
- Procedimientos habituales para la elevación y posicionamiento de cargas.
- Procedimientos de operación para montaje y desmontaje de la turbina en el banco de transporte.

- Actividades de mantenimiento diarias, mensuales y anuales para el banco de transporte.

Para mayores detalles, el manual de operación y mantenimiento que se realizó, se encuentra anexo al final de este documento.

CAPITULO III

3. ESTRUCTURA DE SOPORTE DE TURBINAS PT6 DE MEDIANA Y BAJA POTENCIA: CALCULOS DE INGENIERIA.

3.1. Análisis estático estructural.

3.1.1. Análisis de pesos.

Para todos los cálculos se tendrá en cuenta el peso de la turbina PT6 de mediana potencia y el peso propio de la estructura de soporte.

Peso propio del banco de transporte: Estos valores se determinaron a partir del modelamiento del banco de transporte en software CAD

- Chasis (F_{Ch}): 1100 lbf.
- Estructura de soporte de turbinas PT6 (F_{es}): 327 lbf
- Estructura de soporte delantero (F_{ed}): 41 lbf

Peso Total: 1468 lbf

Peso carga útil: Estos datos fueron suministrados por la Fuerza Aérea Colombiana y corresponden al máximo peso que tendrá una turbina PT6 de mediana potencia.

- Peso Turbina PT6 mediana potencia con hélice (F_T): 610 lbf

3.1.2. Cálculo estático.

Tipo d estructura: Armadura

Los cálculos se realizarán utilizando la mitad del peso de la turbina y de la estructura ya que se analizará en dos dimensiones un solo lado de la estructura de soporte, mostrada en la Ilustración 54, esto para agilizar las operaciones ya que ambos lados de la estructura son simétricos. El factor de seguridad que se propone es de 3, debido a que el banco de transporte se verá sometido a desplazarse sobre terrenos irregulares, a frenadas y arranques, que pueden afectar su integridad estructural.

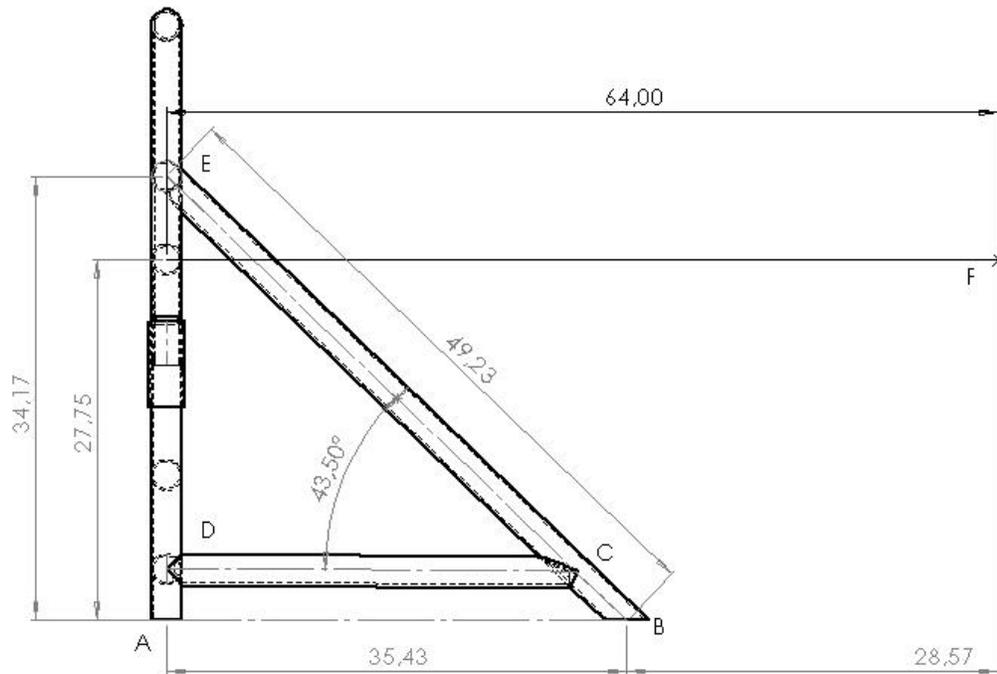


Ilustración 54. Vista lateral. Dimensiones, en pulgadas, de estructura de soporte turbina PT6.

Se inicia calculando las reacciones en los puntos de apoyo A y B por medio de la sumatoria de momentos de fuerza en la estructura, para lo cual se utilizarán las dimensiones de la ilustración 54 y los datos a continuación:

Peso de la turbina Pt6 de mediana potencia con hélice instalada (F_T): 610lbf

Centro de masa de la turbina: 64 in a partir de los puntos de anclaje. Este valor se seleccionó considerando el punto más crítico, debido a que no se pudo hallar experimentalmente el punto exacto del centro de masa de la turbina por motivos de disponibilidad del motor y de logística para llevar a cabo ese procedimiento.

Centro de masa estructura de soporte: Se obtuvo a partir del modelamiento de la estructura en software CAD. Tomando el punto 0 como punto de origen, como se muestra en la ilustración 55, las coordenadas del centro de masa de la estructura son: $x=4.01$ in; $y=22.76$ in.

Angulo (α)= 43.5°

Para hallar las reacciones en los puntos de apoyo, es decir, en las placas base sobre las que se sustenta toda la estructura, se determinaran las reacciones producidas por el peso de la estructura y el peso de la turbina de manera separada, esto con el fin de simplificar el cálculo ya que no se tienen datos exactos del centro de masa del conjunto estructura-turbina. Luego se sumarán las

reacciones encontradas para cada peso, obteniendo así la reacción total presentada en cada punto de apoyo.

A continuación, en la ilustración 55, se muestra el diagrama de cuerpo libre en el cual se identifican todas las fuerzas que afectan la estructura a causa de su propio peso.

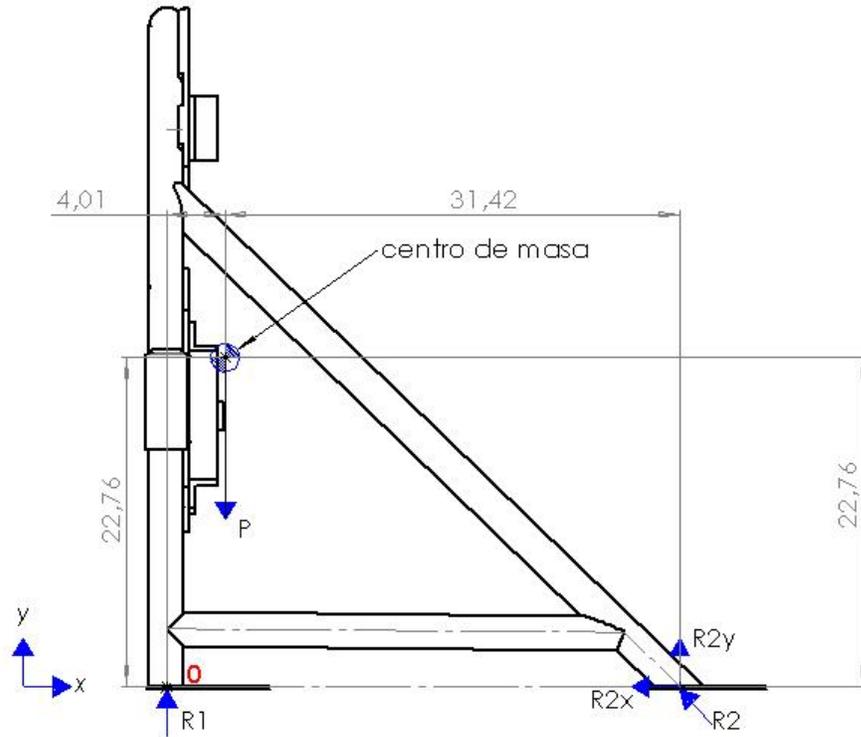


Ilustración 55. Diagrama de cuerpo libre de estructura de soporte turbinas, reacciones producidas por su propio peso. Dimensiones en pulgadas,

Se proceden a hallar las reacciones R1 y R2 por medio de sumatoria de momentos en O, teniendo en cuenta que la carga P es la mitad del peso de la estructura de soporte de turbinas PT6y corresponde al valor de 163.5 lbf.

$$\sum mO = 0; - (P * 4.01in) + (R2y * 35.43in)$$

$$R2y = \frac{655.635 \text{ lbf}\cdot\text{in}}{35.43in} = 18.505 \text{ lbf}$$

$$R2 = \frac{R2y}{\text{sen } \alpha}$$

(30)

$$R2 = \frac{18.505 \text{ lbf}}{\text{sen}(43.5)} = 26.883 \text{ lbf}$$

Se calcula la R1:

$$\sum Fy = 0; R1 + R2y - P$$

$$R1 = P - R2y = 163.5 \text{ lbf} - 18.505 \text{ lbf} = 145 \text{ lbf}$$

Luego se procede a calcular las reacciones producidas por el peso de la turbina en la estructura de soporte. La fuerza (F) tendrá un valor de 305 lbf, correspondiente a la mitad del peso de la turbina PT6 de mediana potencia. Dicha fuerza se aplicará, para efecto del cálculo, en el centro de masa propuesto inicialmente de 64 pulgadas a partir de los puntos de anclaje. En la ilustración 56 se muestra el DCL de la estructura y la forma en la que se aplicará la carga producida por el peso de la turbina.

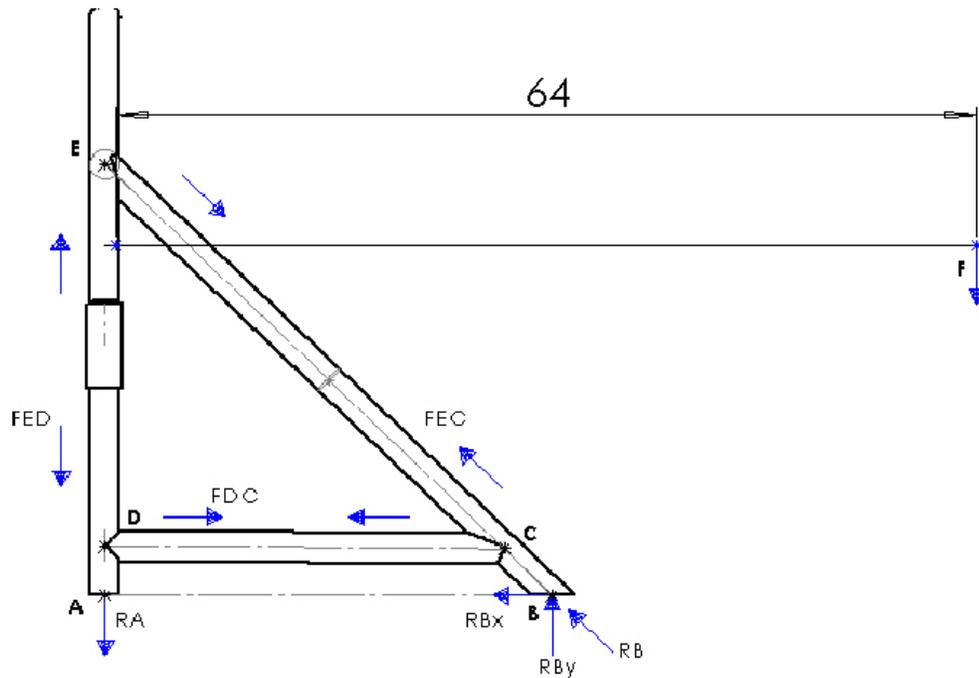


Ilustración 56. Diagrama de cuerpo libre estructura de soporte de turbinas PT6.

Se halla la reacción RBy mediante sumatoria de momentos:

$$\sum mA = 0; - (F * 64in) + (RBy * 35.43in)$$

$$RBy = \frac{19520 \text{ lbf.in}}{35.43in} = 550.945 \text{ lbf}$$

$$RB = \frac{550.945 \text{ lbf}}{\text{sen}(43.5)} = 800.38 \text{ lbf}$$

Se calcula la reacción RA:

$$\sum Fy = 0; -RA + RB \sin \theta - F$$

$$RA = RB \sin \theta - F = 800.38 \text{ lbf} - 305 \text{ lbf} = 495.380 \text{ lbf}$$

Para calcular las reacciones totales en los puntos de apoyo A y B se realiza la sumatoria de las reacciones obtenidas en cada punto:

$$R_{TA} = -RA + R1 = -495.380 + 145 = -350.38 \text{ lbf}$$

$$R_{TB} = RB + R2 = 800.38 + 26.883 = 827.263 \text{ lbf}$$

Con las reacciones en los puntos de apoyo encontradas, se podría ejecutar el cálculo del esfuerzo que soportará la estructura, sin embargo, debido a que el banco de transporte se moverá de un lugar a otro en diferentes tipos de terrenos con baches e irregularidades en las superficies, se producirán cargas dinámicas y vibraciones en la estructura, lo cual puede llevar a la fatiga temprana de los materiales y a su fractura. Para evitar que eso ocurra es necesario diseñar la estructura teniendo en cuenta una carga mayor a la que estará sometida estáticamente.

3.1.2.1. Análisis de los efectos de irregularidades en el camino sobre estructura de soporte.

Para analizar los efectos sobre la estructura de soporte de turbinas PT6, producidos por la irregularidad del terreno sobre el cual se desplazará el banco de transporte, se debe realizar un análisis de las cargas dinámicas que se generan a partir de la oscilación del peso de la turbina cuando el banco cruce por un desperfecto en el camino. Sin embargo, para realizar el análisis dinámico se necesitan varios datos, como el coeficiente de rigidez y el factor de amortiguación de toda la estructura, cuyo cálculo es un proceso complejo y necesariamente experimental. Por dificultades logísticas y de disponibilidad de las turbinas, estos datos no se pudieron obtener. Por tanto, para realizar el diseño de la estructura de soporte, que resista las diferentes condiciones que se pueden presentar durante el transporte, se supondrá un caso extremo en el que el banco de transporte pase por encima de un reductor de velocidad, que tiene una altura de 0.19m, a una velocidad de 14 km/h. A partir de esta suposición se calculará la energía cinética generada en este movimiento, permitiendo así determinar la fuerza producida por la masa de la turbina. El reductor de velocidad tendrá una geometría parabólica,

con un ángulo de inclinación de 30° respecto a la horizontal; el diagrama del movimiento se muestra en la ilustración 57.

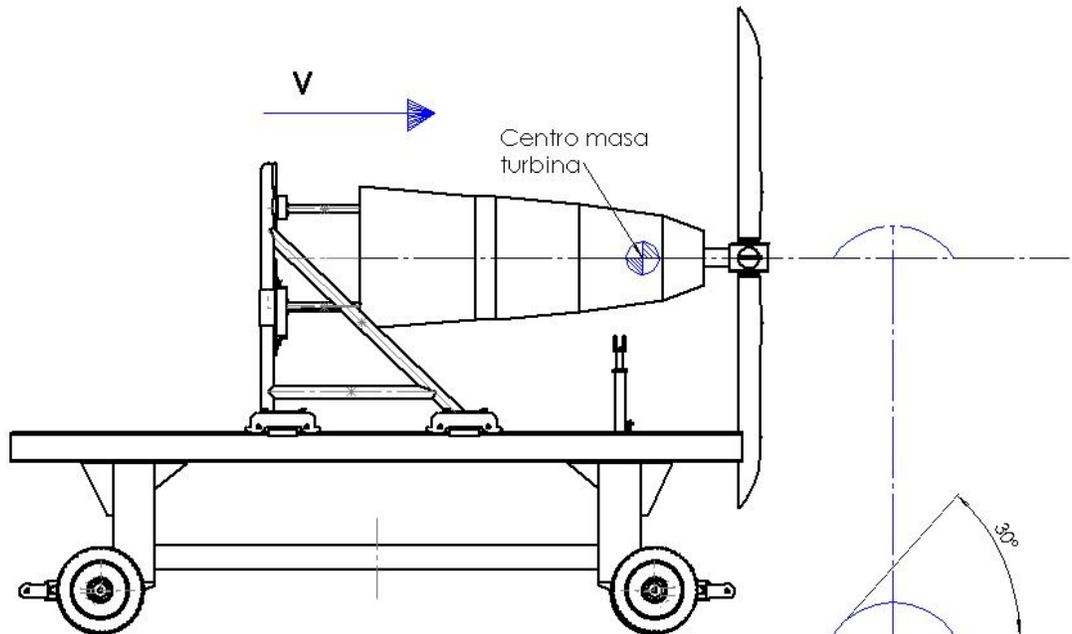


Ilustración 57. Esquema del movimiento del banco al pasar por un reductor de velocidad.

Asumiendo que el banco no tiene ninguna amortiguación, el centro de masa de la turbina describirá una trayectoria correspondiente a la geometría del reductor de velocidad, como se muestra en la ilustración 58.

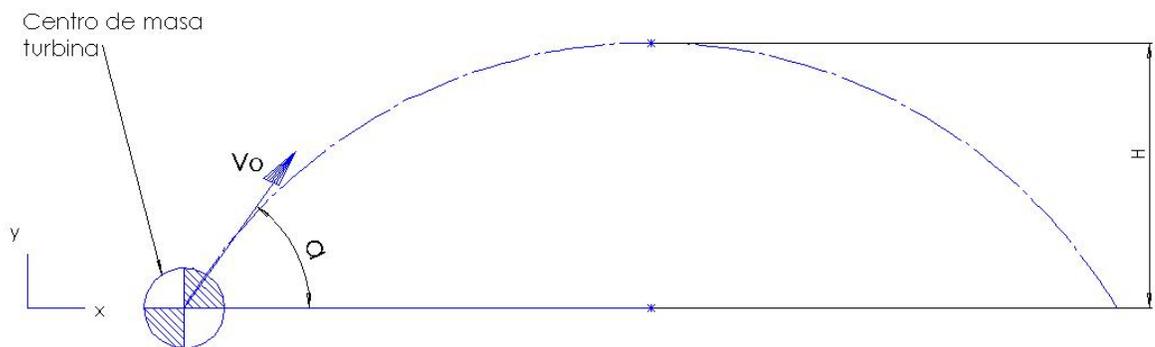


Ilustración 58. Esquema del desplazamiento del centro de masa turbina debido al reductor de velocidad.

donde $V_0=14$ km/h es la velocidad con la que se inicia el movimiento; $H=0.19$ m es la altura del reductor de velocidad; y $\alpha=30^\circ$ es el ángulo de inclinación del reductor.

Para determinar la energía cinética producida por la masa de la turbina al final del desplazamiento, se necesita calcular la velocidad final del movimiento, para ello se hace uso de las siguientes ecuaciones de movimiento parabólico:

- Velocidad inicial en el eje y:

$$V_{0y} = V_0(\text{sen } \alpha) \quad (31)$$

$$V_0=14 \text{ km/h}=3.888 \text{ m/s}$$

$$V_{0y} = \left(3.888 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * (\text{sen } 30) = 1.944 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Tiempo total

$$t = \frac{2V_0(\text{sen } \alpha)}{g} \quad (32)$$

$$t = \frac{2*3.888 \frac{\text{m}}{\text{s}}(\text{sen } 30)}{9.81 \text{ m/s}^2} = 0.3963 \text{ s}$$

- Velocidad final en el eje y:

$$V_{fy} = V_{0y} - gt \quad (33)$$

$$V_{fy} = 1.944 \frac{\text{m}}{\text{s}} - \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) * 0.3963 \text{ s} = -1.944 \text{ m/s}$$

La energía debida a la V_{fy} y a la masa de la turbina estará definida por la ecuación:

$$E_c = \left(\frac{1}{2}\right) m * V^2 \quad (34)$$

donde m sería para este caso la masa de la turbina en kg

$$E_c = \left(\frac{1}{2}\right) 276.7 \text{ kg} * \left(-1.944 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 522.843 \text{ J}$$

A partir de la energía y la altura H se calcula la fuerza:

$$F_y = \left(\frac{E_c}{H} \right) \quad (35)$$

$$F_y = \left(\frac{522.843 J}{0.19 m} \right) = 2751.8 N = 618.629 lbf$$

La fuerza F_y será utilizada para los posteriores cálculos de esfuerzo y factores de seguridad de los diferentes componentes de la estructura de soporte para turbinas PT6, esto con la finalidad de asegurar una máxima resistencia de la estructura bajo diferentes condiciones de terreno. Teniendo en cuenta lo anterior se deben recalculan las reacciones en los apoyos **A** y **B** que se calcularon inicialmente.

Para calcular las reacciones, al ser en dos dimensiones, se usa la mitad de la fuerza F_y .

$$\sum m_A = 0; - (309.314 lbf * 64in) + (R_{By} * 35.43in)$$

$$R_{By} = \frac{19796.128 lbf \cdot in}{35.43in} = 558.739 lbf$$

$$R_B = \frac{558.739 lbf}{\text{sen}(43.5)} = 811.702 lbf$$

Se calcula la reacción RA:

$$\sum F_y = 0; - RA + R_{By} - F$$

$$RA = R_{By} - F = 558.739 lbf - 309.314 lbf = 249.425 lbf$$

Para calcular las reacciones totales en los puntos de apoyo A y B se realiza la sumatoria de las reacciones obtenidas en cada punto:

$$R_{TA} = -RA + R_1 = -249.425 + 145 = -104.425 lbf$$

$$R_{TB} = R_B + R_2 = 811.702 + 26.883 = 838.585 lbf$$

Para el cálculo de esfuerzos y factores de seguridad en cada sección de la estructura se utilizan las características geométricas de la tubería del arco de soporte existente:

Tubería ASTM A53 Sch 40x 2"

- Diámetro exterior: 2.3751 in
- Diámetro Interior: 2.0669 in
- Resistencia a la fluencia (S_y): 30900 psi
- Resistencia a la tensión: 48000 psi

Módulo de elasticidad (E)= 29×10^6 psi

3.1.2.2. Cálculo secciones de tubería más críticas.

Los tramos de tubería transversales EH, IJ y KL soportaran cargas puntuales, generando esfuerzos de flexión que podrían causar deformación en la estructura. Estas secciones de tubería son las más críticas debido a que en esas zonas es donde influirá directamente el peso de la turbina. Por tanto, es necesario realizar el cálculo de los momentos máximos y el esfuerzo a los que estarán sometidas estas secciones de la estructura, verificando así que la sección transversal de los tubos, asignada en el prediseño, cumple con el factor de seguridad. En la ilustración 59 se muestra la distribución de fuerzas producidas por el peso de la turbina en las diferentes secciones de tubería.

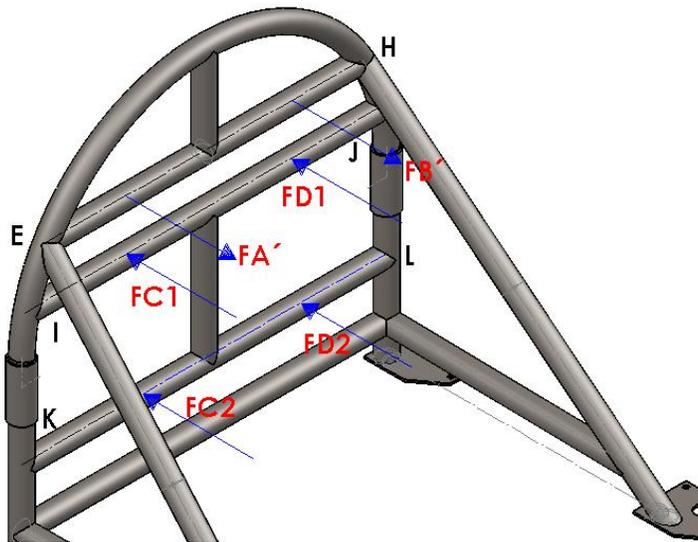


Ilustración 59. Diagrama de distribución de fuerzas en los tramos de tubería.

La sección de tubería EH es la más crítica puesto que soporta la fuerza producida por los dos anclajes superiores de la turbina, mientras las secciones IJ y KL soportan en conjunto la fuerza producida por los anclajes inferiores. En la ilustración 60 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la estructura al aplicarle la fuerza F_y en el centro de masa de la turbina.

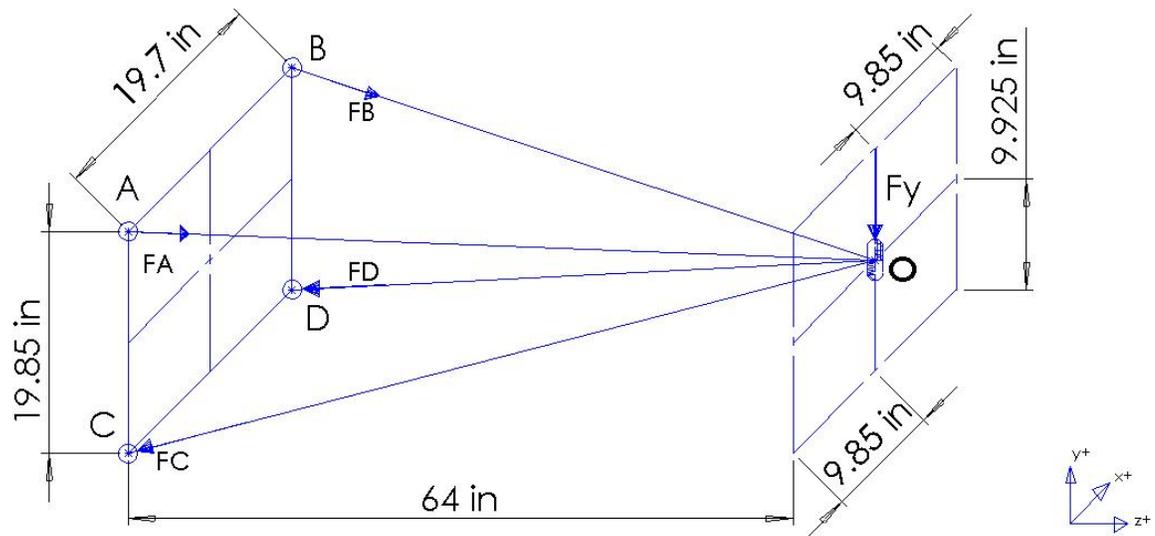


Ilustración 60. DCL estructura de soporte turbinas PT6.

El diagrama de cuerpo libre del punto de anclaje **A** se muestra en la ilustración 61a. El diagrama de cuerpo libre del punto de anclaje **C** se muestra en la ilustración 61b. Los componentes de fuerza en los puntos de anclaje **B** y **D** se comportan de manera similar que en los puntos **A** y **C** respectivamente, solo cambia la dirección de la fuerza en el eje **x**.

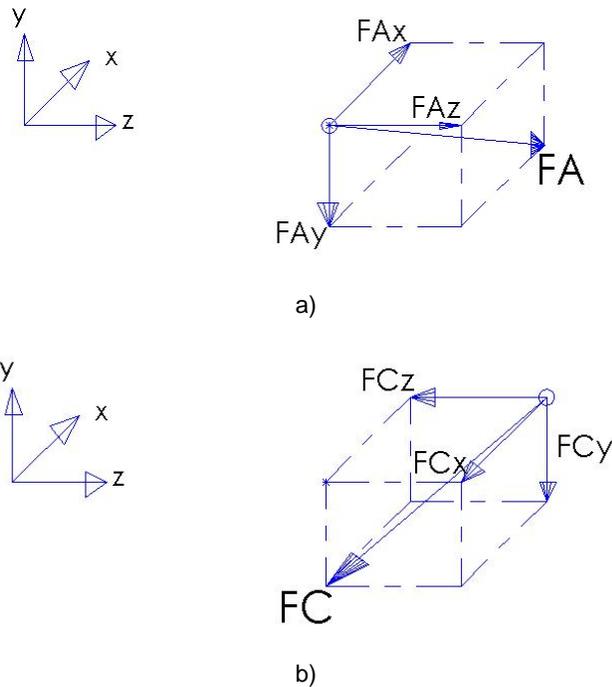


Ilustración 61. a) DCL del punto de anclaje A. b) DCL punto de anclaje C

Debido a que las fuerzas axiales no producen flexión, no se tendrán en cuenta para este análisis, en este caso todas las fuerzas producidas en el eje x . Esto simplifica un poco el proceso para encontrar las fuerzas resultantes. Ahora bien, los puntos A y B son equidistantes entre sí, respecto al punto O de aplicación de la fuerza F_y , con lo cual se puede establecer una única fuerza F_{AB} ubicada en las coordenadas: $x=0$; $y=9.925$; $z=-64$ in, tomando el punto O como origen, tal como se muestra en la ilustración 62. De igual forma los puntos D y C son equidistantes entre si en el eje x , respecto al punto de origen O , por tanto, las fuerzas F_C y F_D se pueden expresar como una sola fuerza F_{CD} aplicada en las coordenadas: $x=0$; $y=-9.925$; $z=-64$ in.

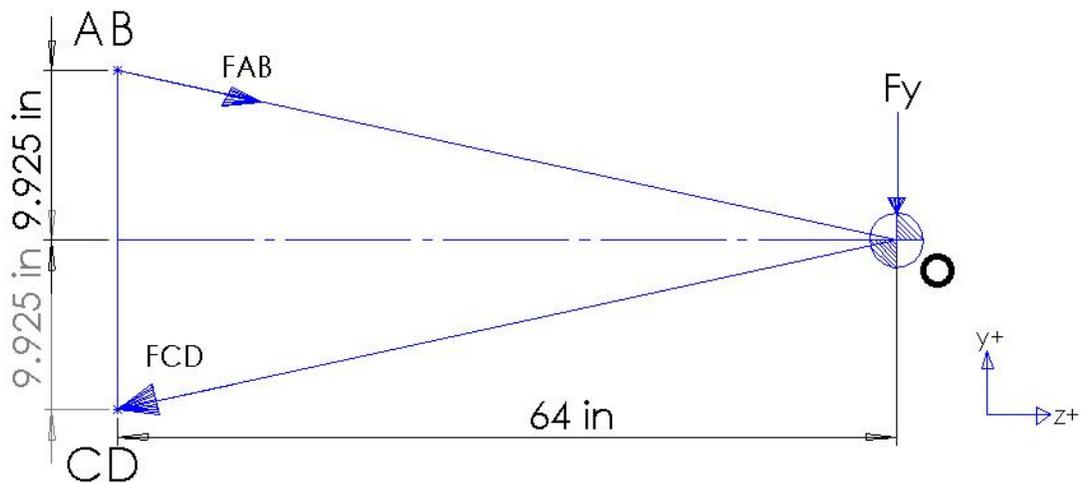


Ilustración 62. DCL en dos dimensiones de la estructura de soporte. Fuerzas que producen flexión.

Y definidas las condiciones del análisis se procede a calcular las fuerzas F_{AB} y F_{CD} . El primer paso es hallar el vector posición del punto AB con respecto al origen O .

$$\overrightarrow{OAB} = 9.925j - 64k$$

Luego se halla su magnitud:

$$|OAB| = (9.925^2 - 64^2)^{1/2} = 64.765 \text{ in}$$

Se procede a determinar la dirección del vector \overrightarrow{OAB} con la ecuación:

$$\hat{u}_{OAB} = \frac{\overrightarrow{OAB}}{|OAB|} \tag{36}$$

$$\hat{u}_{OAB} = \frac{9.925j - 64k}{64.765} = 0.15324j - 0.9881k$$

$$F_{AB} = 0.15324F_{AB}j - 0.9881F_{AB}k$$

Ahora, de la misma forma se procede con el punto **CD**

$$\overrightarrow{OCD} = -9.925j - 64k$$

$$|OCD| = (9.925^2 - 64^2)^{1/2} = 64.765 \text{ in}$$

$$\hat{u}_{OCD} = \frac{-9.925j - 64k}{64.765} = -0.15324j - 0.9881k$$

$$F_{CD} = -0.15324F_{CD}j - 0.9881F_{CD}k$$

Se plantean las ecuaciones de equilibrio en cada eje

$$\sum F_y = 0; 0.15324F_{AB} - 0.15324F_{CD} - 618.629 \text{ lbf} = 0$$

$$\sum F_z = 0; -0.9881F_{AB} - 0.9881F_{CD} = 0$$

De la segunda ecuación se despeja F_{AB}

$$F_{AB} = -\frac{0.9881F_{CD}}{0.9881} = -F_{CD}$$

Se sustituye F_{AB} en la primera ecuación

$$0.15324(-F_{CD}) - 0.15324F_{CD} - 618.629 \text{ lbf} = 0$$

$$-0.30648F_{CD} - 618.629 \text{ lbf} = 0$$

$$F_{CD} = -\frac{618.629 \text{ lbf}}{0.30648} = -2019.149 \text{ lbf}$$

$$F_{AB} = -(-2019.149 \text{ lbf}) = 2019.149$$

Las fuerzas de flexión en los anclajes A y B se denotan con F'_A y F'_B respectivamente y cada una tiene el valor de la mitad de la fuerza F_{AB} :

$$F'_A = F'_B = \frac{2019.149 \text{ lbf}}{2} = 1009.57 \text{ lbf}$$

Las fuerzas de flexión en los anclajes C y D se denotan con F'_C y F'_D , y cada una es la mitad de la fuerza F_{CD} :

$$F'_C = F'_D = \frac{-2019.149 \text{ lbf}}{2} = -1009.57 \text{ lbf}$$

- **Sección EH**

Este tramo de tubería es afectado por las fuerzas F'_A y F'_B que corresponden a las ejercidas por los dos anclajes superiores del motor se posicionarán en esa sección, como se muestra en la ilustración 63.

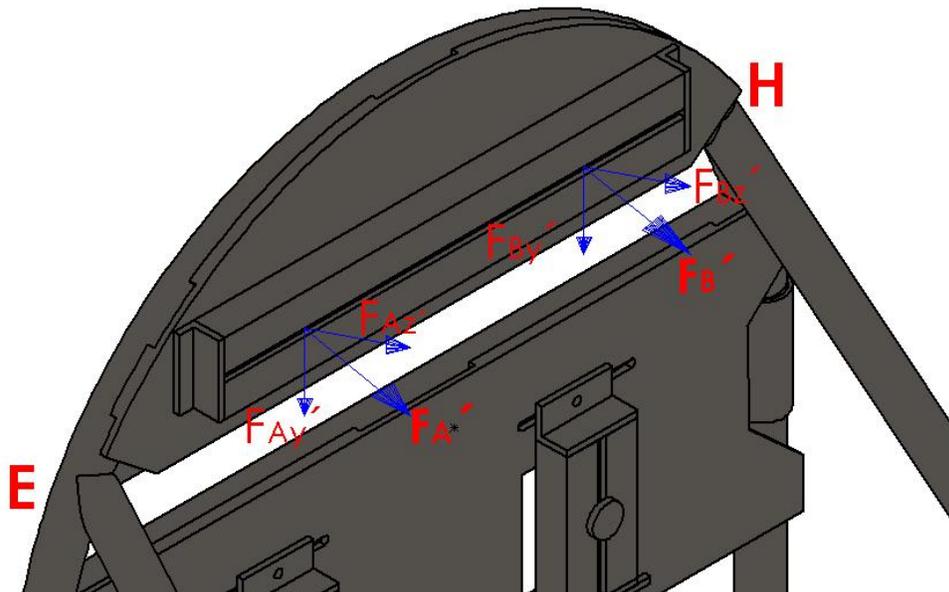


Ilustración 63. Ubicación de los anclajes superiores respecto al tramo de tubería EH.

En la ilustración 64 se muestra la sección de tubería EH interpretada como una viga sometida a las cargas puntuales F'_A y F'_B

Se determinan las reacciones en los puntos de apoyo E y H:

$$\sum ME = 0; (1009.57\text{ lbf} * 10.275\text{ in}) + (1009.57\text{ lbf} * 29.975\text{ in}) - (RH * 40.25)$$

$$RH = 1009.57 \text{ Lbf}$$

$$\sum FE = 0; 1009.57\text{ lbf} + 1009.57\text{ lbf} - 1009.57\text{ lbf} - RH$$

$$RH = 1009.57 \text{ lbf}$$

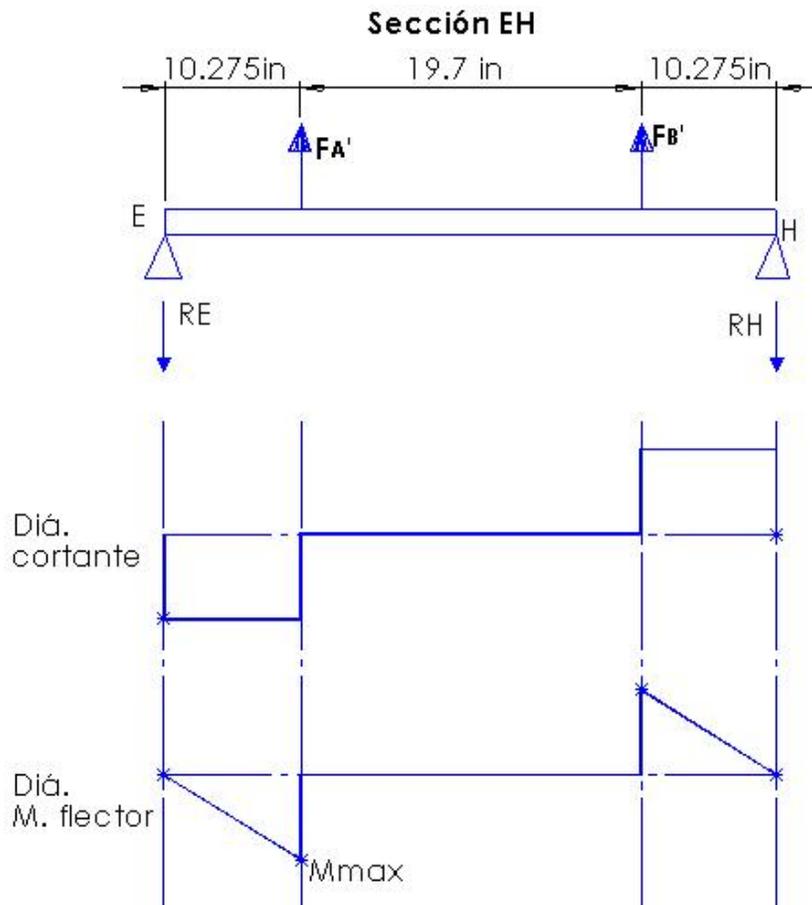


Ilustración 64. Sección de tubería EH, distribución de fuerza y diagramas de cortante y momento flector.

El momento máximo:

$$|M_{max}| = 1009.57 \text{ lbf} * 10.275 \text{ in} = 10373.33 \text{ lbf.in}$$

Se define un factor de seguridad $N=2$ para hallar el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{N} \tag{37}$$

Donde S_y es la resistencia a la fluencia

$$\sigma_{adm} = \frac{30900 \text{ psi}}{2} = 15450 \text{ psi}$$

Luego se procede a determinar el módulo de sección mediante la ecuación:

$$S = \frac{|M_{max}|}{\sigma_{adm}} \tag{38}$$

$$S = \frac{10373.33 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{15450 \text{ psi}} = 0.6714 \text{ in}^3$$

Según el módulo de sección obtenido, se recomienda un tubo Sch 40 de diámetro nominal 2½ pulgadas, esto de acuerdo al apéndice 16 del libro *Diseño de elementos de máquinas* de Robert Mott [6], que se muestra en la tabla 11.

Tabla 11. Propiedades del tubo de acero cedula 40. Apéndice 16-Diseño de elementos de máquinas [6].

Diámetro en pulgadas			Propiedades de la sección transversal					
Nominal	Real, interior	Real, exterior	Espesor de pared(in)	Área transversal del metal (in ²)	Momento de inercia I. (in ⁴)	Radio de giro (in)	Módulo de sección, S (in ³)	Módulo polar de sección, Zp (in ³)
1/8	0.269	0.405	0.068	0.072	0.001 06	0.122	0.005 25	0.010 50
1/4	0.364	0.540	0.088	0.125	0.003 31	0.163	0.012 27	0.024 54
3/8	0.493	0.675	0.091	0.167	0.007 29	0.209	0.021 60	0.043 20
1/2	0.622	0.840	0.109	0.250	0.017 09	0.261	0.040 70	0.081 40
3/4	0.824	1.050	0.113	0.333	0.037 04	0.334	0.070 55	0.1411
1	1.049	1.315	0.133	0.494	0.087 34	0.421	0.1328	0.2656
1 1/4	1.380	1.660	0.140	0.669	0.1947	0.539	0.2346	0.4692
1 1/2	1.610	1.900	0.145	0.799	0.3099	0.623	0.3262	0.6524
2	2.067	2.375	0.154	1.075	0.6658	0.787	0.5607	1.121
2 1/2	2.469	2.875	0.203	1.704	1.530	0.947	1.064	2.128
3	3.068	3.500	0.216	2.228	3.017	1.163	1.724	3.448
3 1/2	3.548	4.000	0.226	2.680	4.788	1.337	2.394	4.788
4	4.026	4.500	0.237	3.174	7.233	1.510	3.215	6.430
5	5.047	5.563	0.258	4.300	15.16	1.878	5.451	10.90
6	6.065	6.625	0.280	5.581	28.14	2.245	8.496	16.99
8	7.981	8.625	0.322	8.399	72.49	2.938	16.81	33.62
10	10.020	10.750	0.365	11.91	160.7	3.674	29.91	59.82
12	11.938	12.750	0.406	15.74	300.2	4.364	47.09	94.18
16	15.000	16.000	0.500	24.35	732.0	5.484	91.50	183.0
18	16.876	18.000	0.562	30.79	1172	6.168	130.2	260.4

Para el diseño de la estructura de soporte de turbinas PT6 se utilizó un tubo Sch 40 con un diámetro nominal de 2 pulgadas debido a que parte de la estructura existente del banco de transporte está fabricada en dicha tubería y es necesario mantener la congruencia geométrica. Sin embargo, para garantizar que la estructura soportará la carga en la sección de tubería EH, considerada la más crítica por soportar la fuerza de dos anclajes, se realizará el cálculo del esfuerzo aplicado y del factor de seguridad en esta zona.

El esfuerzo aplicado queda:

$$\sigma_{apl} = \frac{|M_{max}| \cdot c}{I} \quad (39)$$

donde c es el radio del tubo, I es el momento de inercia

$$I = \frac{\pi}{64} * (D^4 - d^4) \quad (40)$$

$$\sigma_{EH} = \frac{10373.33 \text{ lbf. in}(1.1875 \text{ in})}{\frac{\pi}{64} (2.3751^4 - 2.0669^4)} = 18498 \text{ psi}$$

El factor de seguridad es:

$$N = \frac{30900 \text{ psi}}{18498 \text{ psi}} = 1.7$$

- **Sección IJ**

Las fuerzas **FC1** y **FD1** corresponden a la mitad de la fuerza F'_C y F'_D respectivamente. Esto se debe a que la placa de soporte de los anclajes inferiores se apoya en los dos tramos de tubería **IJ** y **KL**, por tanto, cada sección de tubería soportará la mitad parte de cada carga. La ubicación de los anclajes inferiores respecto a las secciones de tubería IJ y KL se puede observar en la ilustración 65.

$$FC1 = FD1 = \frac{F'_C}{2} = -\frac{1009.57 \text{ lbf}}{2} = 504.785 \text{ lbf}$$

$$\sum MI = 0; - (504.785 \text{ lbf} * 12.8 \text{ in}) - (504.785 \text{ lbf} * 32.5 \text{ in}) + (RJ * 45.30 \text{ in})$$

$$RJ = 504.784 \text{ lbf}$$

$$\sum Fy = 0; - 504.785 \text{ lbf} - 504.785 \text{ lbf} + 504.785 \text{ lbf} - RH$$

$$RI = 504.785 \text{ lbf}$$

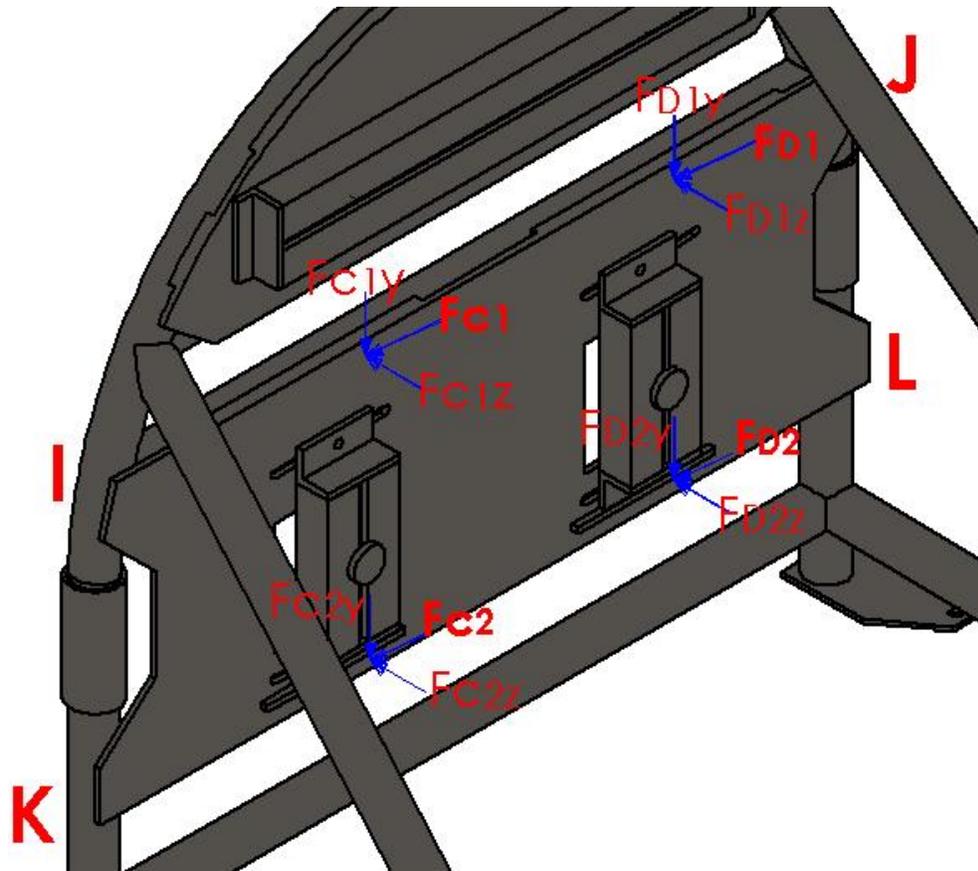


Ilustración 65. Ubicación de los anclajes inferiores respecto a los tramos de tubería IJ y KL.

En la ilustración 66 se muestra la distribución de fuerzas en la sección IJ, también su diagrama de cortante y momento flector.

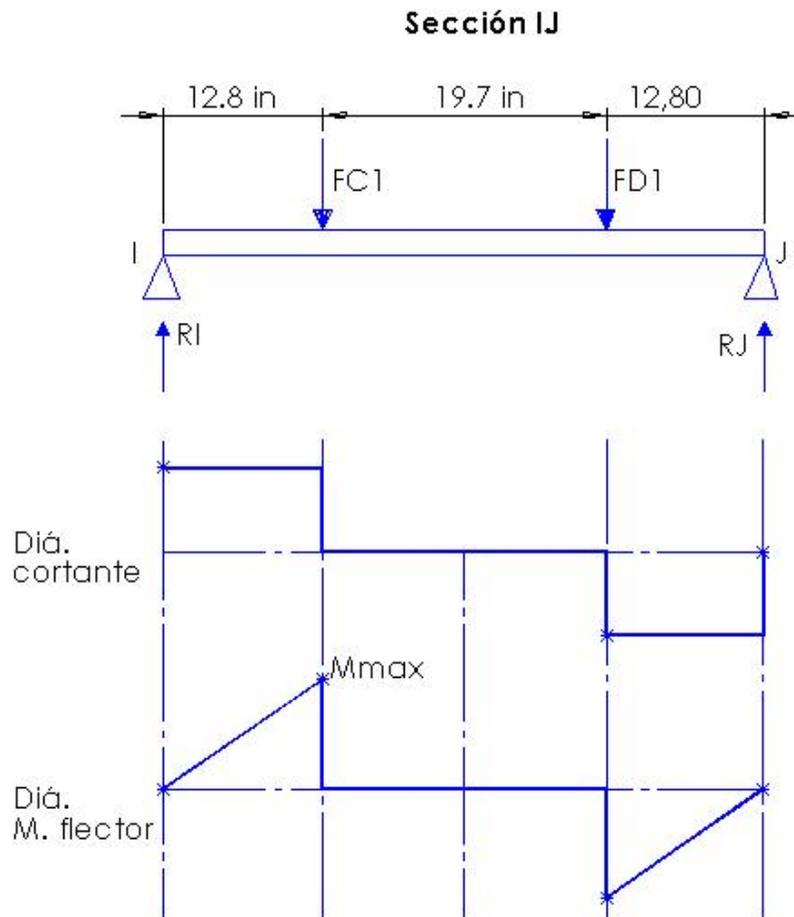


Ilustración 66. Sección de tubería IJ, distribución de fuerza, diagramas de cortante y momento flector.

El momento máximo:

$$|M_{max}| = 504.785 \text{ lbf} * 12.8 \text{ in} = 6461.248 \text{ lbf.in}$$

El esfuerzo aplicado queda:

$$\sigma_{IJ} = \frac{6461.248 \text{ lbf.in}(1.1875 \text{ in})}{\frac{\pi}{64} (2.3751^4 - 2.0669^4)} = 11522 \text{ psi}$$

El factor de seguridad para la sección IJ sería:

$$N = \frac{30900 \text{ psi}}{11522 \text{ psi}} = 2.7$$

- **Sección KL**

Las fuerzas **FC2** y **FD2** corresponden a la mitad de la fuerza F'_C y F'_D respectivamente.

$$FC1 = FD1 = \frac{F'_C}{2} = -\frac{1009.57\text{ lbf}}{2} = 504.785 \text{ lbf}$$

$$\sum MK = 0; -(504.785\text{ lbf} * 13.385\text{ in}) - (504.785\text{ lbf} * 33.085\text{ in}) + (RL * 45.30\text{ in})$$

$$RL = 504.784 \text{ lbf}$$

$$\sum Fy = 0; -504.785\text{ lbf} - 504.785\text{ lbf} + 504.785\text{ lbf} - RK$$

$$RK = 504.785 \text{ lbf}$$

En la ilustración 67 se muestra la distribución de fuerzas en la sección **KL**, también su diagrama de cortante y momento flector.

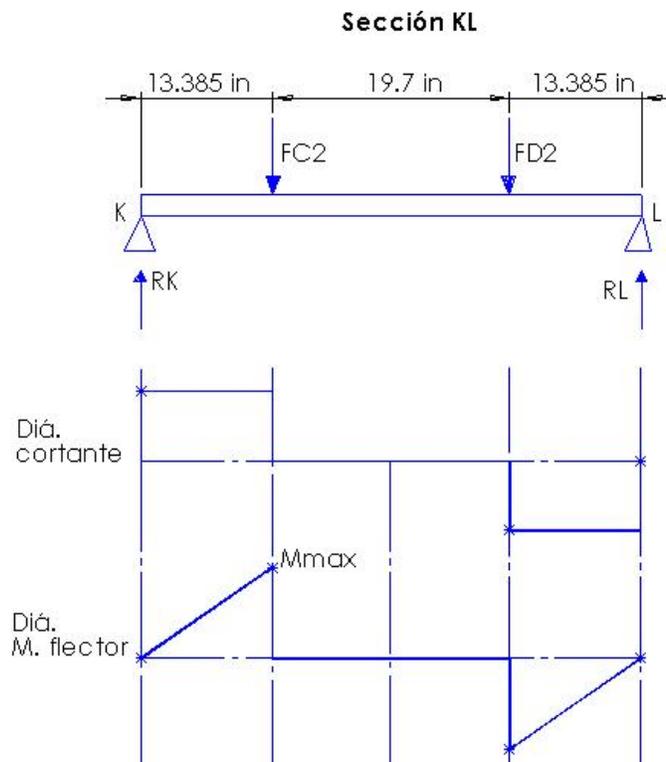


Ilustración 67. Sección de tubería KL, distribución de fuerza y diagramas de cortante y momento flector.

El momento máximo:

$$|M_{max}| = 504.785 \text{ lbf} * 13.385 \text{ in} = 6756.547 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

El esfuerzo aplicado queda:

$$\sigma_{KL} = \frac{6756.547 \text{ lbf} \cdot \text{in} (1.1875 \text{ in})}{\frac{\pi}{64} (2.3751^4 - 2.0669^4)} = 12048.58 \text{ psi}$$

El factor de seguridad para la sección KL sería:

$$N = \frac{30900 \text{ psi}}{12048.58 \text{ psi}} = 2.56$$

3.1.2.3. Cálculos de las placas base de acoplamiento a carros de desplazamiento.

En la ilustración 68 se puede observar la placa base del punto B de la estructura de soporte para turbinas PT6. Se tiene en cuenta este punto por ser el que mayor fuerza le ejerce a las placas base por tanto el que se debe seleccionar para realizar los cálculos de diseño. Para estos cálculos se tendrá en cuenta la reacción en el punto **B** (R_{TB}), obtenida en la sección 3.1.2.

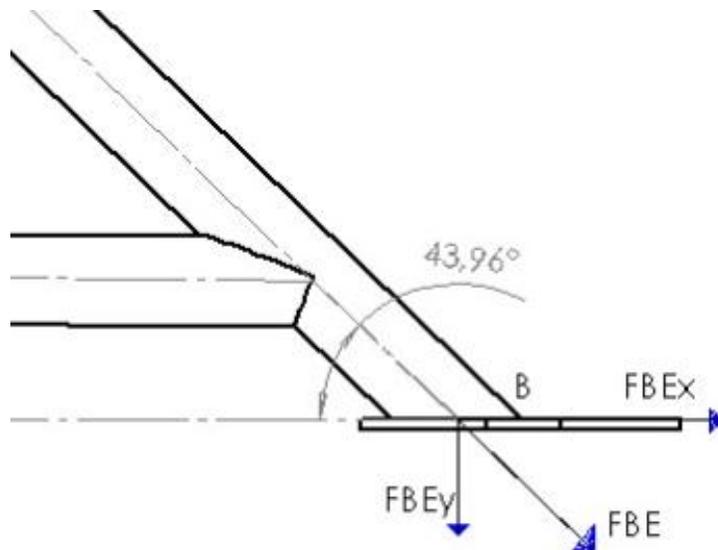


Ilustración 68. Vista lateral placa base apoyo B.

A continuación, en la ilustración 69 se observa el dimensionamiento de la placa base y el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas actuantes en el tornillo 1, estos datos se usarán para calcular el diámetro necesario de los tornillos.

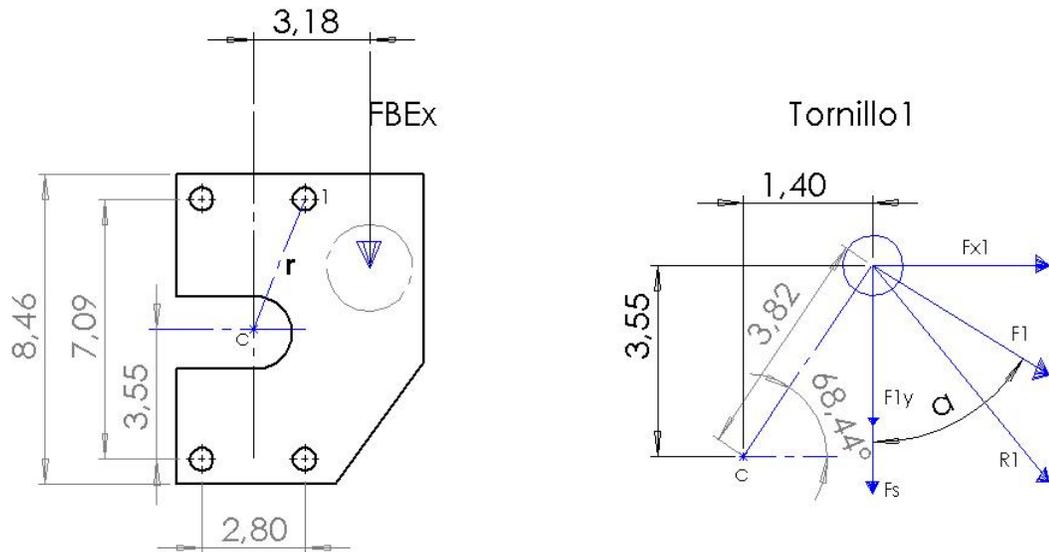


Ilustración 69. Dimensionamiento placa y diagrama de fuerzas en el tornillo 1.

Inicialmente hay que conocer el valor de **FBE_x**. Se sabe que **FBE₁ = R_{TB} = 838.585 lbf** y el ángulo en la sección **BE** es de 43.5°, entonces:

$$FBE_x = 838.585 \text{ lbf} * \cos 43.5 = 608.288 \text{ lbf}$$

La carga se debe dividir en los cuatro tornillos, y sería **F_s = 152.072 lbf**

Se calcula el momento de resistencia de los tornillos, que sería el producto de la fuerza **FBE_x** por la distancia respecto al centroide que se forma a partir de los cuatro tornillos:

$$M = 152.072 \text{ lbf} * 3.18 \text{ in} = 483.589 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

Se procede a calcular **r**:

$$r = \sqrt{(3.55 \text{ in})^2 + (1.40 \text{ in})^2} = 3.816 \text{ in}$$

Todos los tornillos tienen el mismo **r**, lo que facilita sumar todos los cuadrados de las distancias radiales del centroide **c** hacia los tornillos

$$\sum r^2 = 4(3.816 \text{ in})^2 = 58.25 \text{ in}^2$$

Al estar todos los tornillos a la misma distancia del centroide la fuerza que necesita cada tornillo para resistir el momento de flexión es igual, por tanto, con hallar la fuerza del tornillo 1 es suficiente para determinar el diámetro de todos los demás. Dicha fuerza se puede determinar mediante la ecuación 41, según Robert Mott en *Diseño de elementos de máquinas* [6].

$$F_1 = \frac{M \cdot r_1}{\sum r^2} \quad (41)$$

$$F_1 = \frac{483.589 \text{ lbf} \cdot \text{in} (3.816 \text{ in})}{58.25 \text{ in}^2} = 31.680 \text{ lbf}$$

El ángulo $\alpha = 68.44^\circ$, con lo cual las componentes x y y de la F_1 se calculan:

$$F_{1x} = 31.680 \text{ lbf} * \text{sen}(68.44^\circ) = 29.464 \text{ lbf}$$

$$F_{1y} = 31.680 \text{ lbf} * \text{cos}(68.44^\circ) = 11.641 \text{ lbf}$$

La fuerza total en el plano (y) sería:

$$F_{1y} + F_s = 11.641 \text{ lbf} + 152.0728 \text{ lbf} = 163.713 \text{ lbf}$$

Entonces la fuerza resultante R_1 se calcularía:

$$R_1 = \sqrt{(29.464 \text{ lbf})^2 + (163.713 \text{ lb})^2} = 166.343 \text{ lbf}$$

El material del tornillo sería ASTM A325 cuya tensión permisible por esfuerzo de corte es 17500 psi [6]. Aplicando factor de seguridad de 3, el esfuerzo de corte sería 5834 psi. Finalmente, con estos datos, se puede hallar el área y el diámetro de los tornillos:

$$A_s = \frac{R_1}{\tau_a} = \frac{166.343 \text{ lbf}}{5834 \text{ lbf/in}^2} = 0.0285 \text{ in}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A_s}{\pi}} = 0.190534 \text{ in}$$

Los tornillos recomendados, según tamaño comercial, serían de $\frac{1}{4}$ de pulgada de diámetro. Sin embargo, por congruencia geométrica con los componentes existentes del banco de transporte, se seleccionan tornillos de $\frac{5}{8}$ de pulgada.

Ahora se calcula el espesor necesario para la placa base, para esto se asume la placa como una viga empotrada en voladizo, tal como se muestra en la ilustración 70.

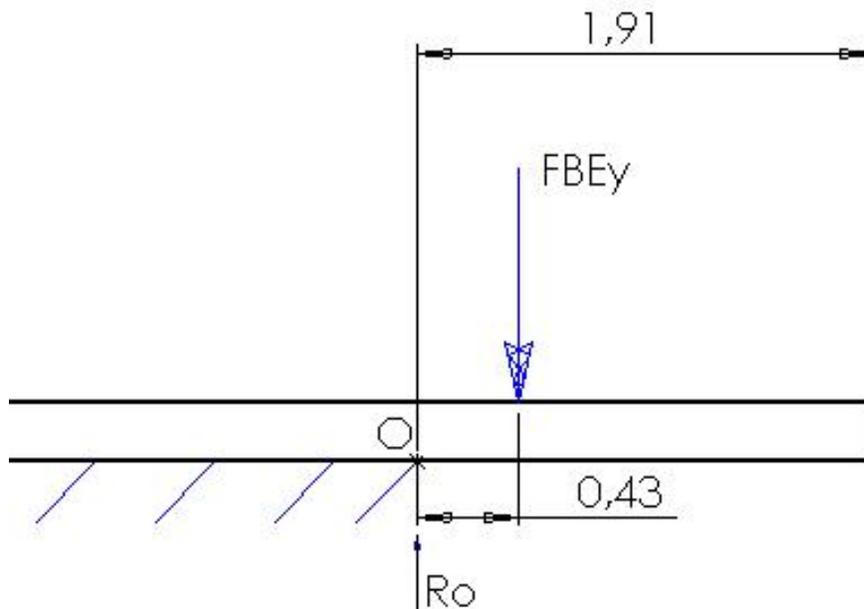


Ilustración 70. Vista frontal placa base bajo la carga FBEy.

Inicialmente se halla el momento en O:

$$FBEy = R_{TB} \cdot \text{sen } 43.5 = 577.243 \text{ lbf}$$

$$\sum M_o = 0; - (577.243 \text{ lbf} \cdot 0.43 \text{ in}) + (M_o)$$

$$M_o = 248.214 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

$$\sum F_y = 0; - 577.243 \text{ lbf} + R_o$$

$$R_o = 577.243 \text{ lbf}$$

En la ilustración 71 se muestra el diagrama de cortante y momento flector.

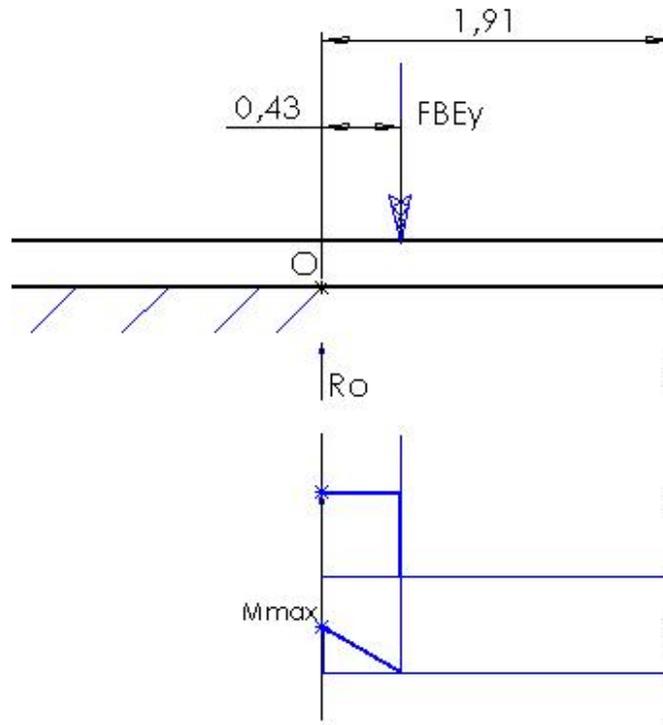


Ilustración 71. Diagrama de cortante y momento flector de la placa base.

Siendo el **$M_{max}=248.214 \text{ lbf.in}$**

La placa base se fabricará en acero estructural ASTM A36, que tiene una resistencia a la fluencia (**S_y**) de 36000 psi según el apéndice 7 de *Diseño de elementos de máquinas* [6]. Se aplicará un factor de seguridad (N) de 3. Con esto el esfuerzo admisible estará dado por la ecuación:

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{N} \quad (42)$$

$$\tau_{adm} = \frac{36000 \text{ psi}}{3} = 12000 \text{ psi}$$

La geometría transversal de la placa base sería un rectángulo de base $b=8.46 \text{ in}$ y espesor h , por tanto, su momento de inercia (I_x) es:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} \quad (43)$$

$$I_x = \frac{8.46inh^3}{12} = 0.705inh^3$$

El módulo de sección (S) está definido por la ecuación:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{I}{c} \quad (44)$$

Reemplazando los valores de Mmax y esfuerzo admisible:

$$S = \frac{248.214 \text{ lbf in}}{12000 \text{ psi}} = 0.0207 \text{ in}^3 = \frac{0.705 \text{ in}^3}{c}$$

Siendo $c=h/2$

$$0.0207 \text{ in}^3 = \frac{0.705 \text{ in}^3}{\frac{h}{2}}$$

$$\sqrt{\frac{0.02068 \text{ in}^2}{1.41}} = h = 0.1211 \text{ in } \textit{espesor de las placas bases}$$

Se recomiendan lamina comercial de acero A36 de 1/8 de pulgada de espesor, pero para mantener las dimensiones acordes con los demás componentes del banco y por disponibilidad del material, se selecciona lamina de acero A36 de 3/8 de pulgada.

3.1.2.4. Cálculos de los tornillos de acople de la estructura de soporte delantero.

La estructura de soporte delantero es muy importante al momento de transportar las turbinas PT6 en el banco, ya que aporta estabilidad y recibe una parte importante de la fuerza provocada por el peso del motor. Esta estructura se acopla al chasis del banco por medio de dos tornillos que se ubican en la parte inferior de sus dos apoyos. Estos tornillos con los que soportaran la toda la carga que recibirá el soporte delantero por efecto del peso de la turbina. El esquema del soporte delantero se muestra en la ilustración 72.

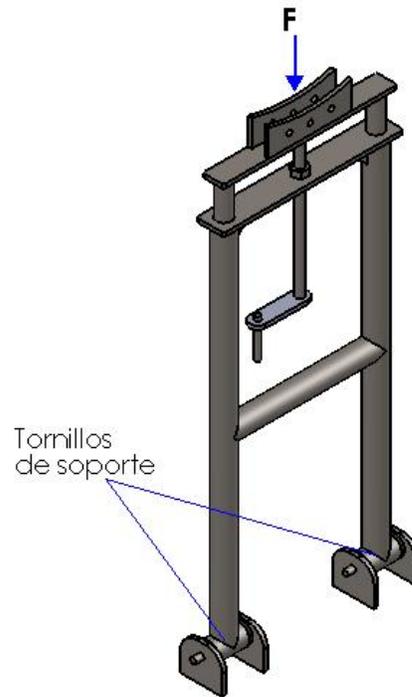


Ilustración 72. Ubicación de los dos tornillos de acople de la estructura de soporte delantero.

La fuerza (F) actuaría de forma paralela a la sección transversal de los tornillos, produciendo un esfuerzo cortante doble por estar apoyado en cada uno de sus extremos, como se muestra en el diagrama del tornillo de la ilustración 73.

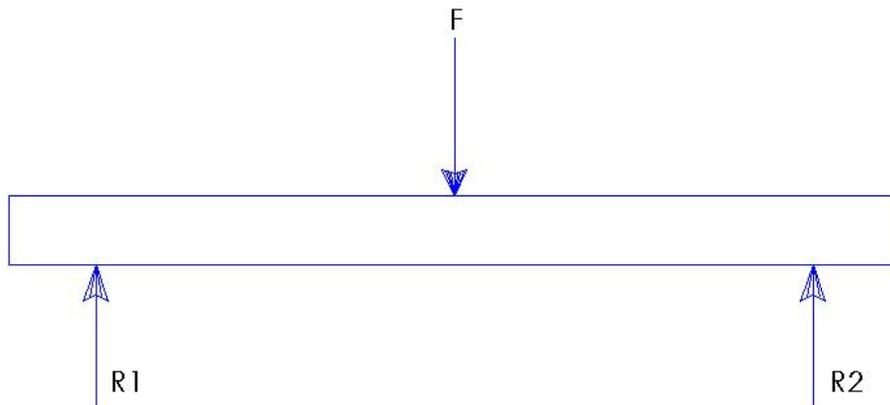


Ilustración 73. Diagrama del tornillo sometido a la carga F.

Se considerará para este cálculo a la fuerza F como la mitad de la fuerza F_y . se selecciona este valor para tener una mayor certeza en la selección de los tornillos adecuados.

$F = \frac{F_y}{2} = \frac{618.629\text{ lbf}}{2} = 309.3145\text{ lbf}$, como son dos tornillos esta fuerza se divide a la mitad.

La fuerza interna en el tornillo está dada por:

$$F_{int} = \frac{F}{2} \quad (45)$$

$$F_{int} = \frac{309.3145\text{ lb}}{2} = 154.657\text{ lbf}$$

Se selecciona el acero SAE grado 1 como material del tornillo. La resistencia a la fluencia es de este acero es 36000 psi [6]. El factor de seguridad será de 3.

$$\sigma_{adm} = \frac{36000\text{ psi}}{3} = 12000\text{ psi}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F_{int}}{A}$$

$$A = \frac{154.657\text{ lbf}}{12000\text{ psi}} = 0.013\text{ in}^2$$

El diámetro de los tornillos sería:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 0.13\text{ in}$$

Se recomiendan tornillos de ¼ pulgada cabeza hexagonal SAE grado 1.

3.1.3. Calculo de las fuerzas resultantes en la estructura de soporte de turbinas utilizando el soporte delantero.

Para el transporte, la turbina PT6 tendrá tres apoyos en la estructura de soporte del banco, lo cual distribuye las fuerzas de una manera diferente a lo mostrado anteriormente. En las ilustraciones 74 y 75 se muestra el dimensionamiento y la distribución de fuerzas al agregar el soporte delantero.

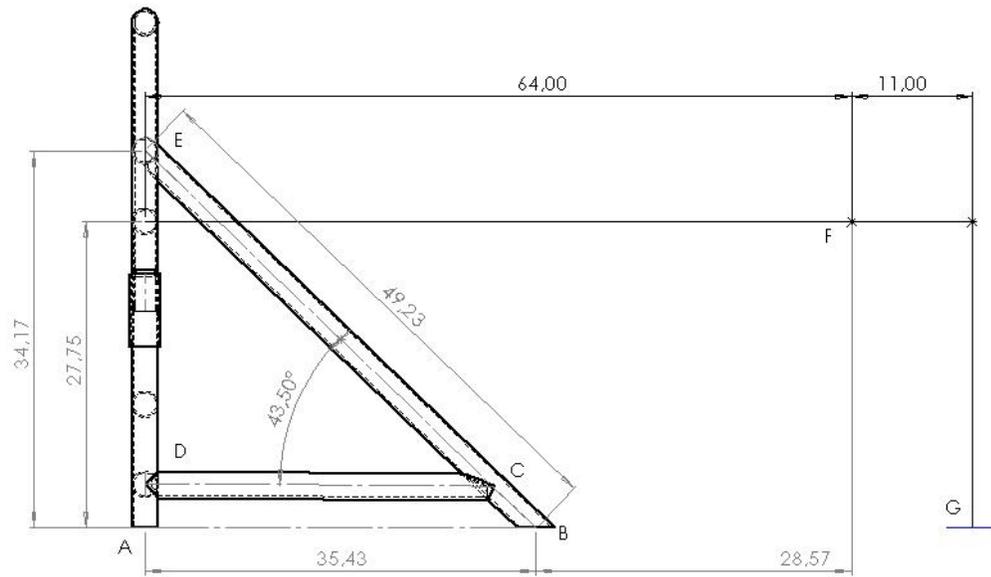


Ilustración 74. Dimensiones estructura de soporte de turbinas PT6 con apoyo delantero.

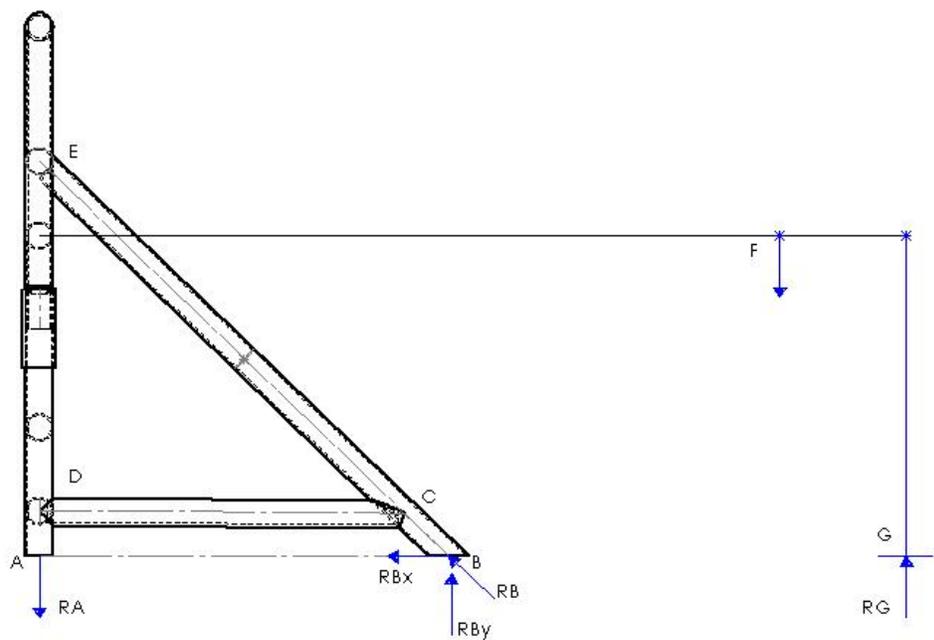


Ilustración 75. Diagrama de cuerpo libre estructura de soporte de turbinas PT6, tres puntos de apoyo.

Siendo F la fuerza producida por la mitad de la fuerza F_y ; $F=309.3145 \text{ lbf}$. Dicha fuerza se ubica en el centro de gravedad del motor que está a 64 in de los puntos de anclaje de la estructura de soporte.

Las reacciones en los apoyos A , B y G se calculan tomando en cuenta la fuerza F como una carga estática, asumiendo todo el sistema de la ilustración 70 como una viga continua, mostrada en la Ilustración 71. De este modo mediante el método de tres momentos, utilizando la formula general, hallar las reacciones en dichos puntos.

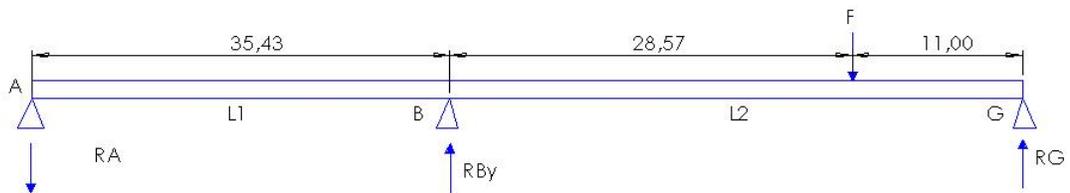


Ilustración 76. Diagrama de estructura de soporte modelada como una viga continua con tres apoyos.

Teniendo en cuenta la ilustración 46, la formula general de tres momentos queda:

$$M_A \cdot L1 + 2M_B(L1 + L2) + M_G \cdot L2 = -R - l \quad (46)$$

donde

$$R = l = \left(\frac{3}{8}\right) (F)(L2^2) \text{ para cargas puntuales}$$

$$R = l = \left(\frac{1}{4}\right) (w)(L1^3) \text{ para cargas distribuidas, en este caso es cero}$$

Reemplazando los valores en la fórmula:

$$M_A \cdot L1 + 2M_B(35.43in + 39.57in) + M_G \cdot L2 = -\left(\frac{3}{8}\right) (309.3145 \text{ lbf})(39.57^2)$$

El M_A y el M_G son cero al ser apoyos fijos, con esto el resultado de la operación quedaría:

$$150M_B = -181620 \text{ lbf}$$

$$M_B = -1210.8 \text{ lbf.in}$$

En la ilustración 77 se muestra el diagrama de cada sección con sus respectivas reacciones.

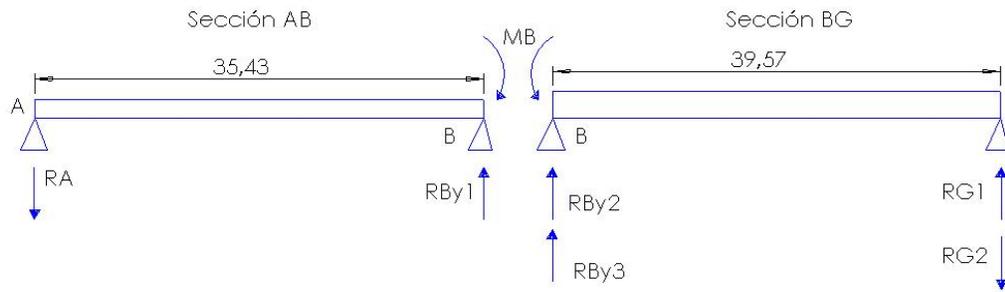


Ilustración 77. Diagrama de las dos secciones de la estructura con sus respectivas reacciones.

Al tomar la sección **AB** se descompone el **MB** con respecto a su longitud:

$$R_A = R_{By1} = \frac{1210.8 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{35.43 \text{ in}} = 34.17 \text{ lbf}$$

Así mismo, en la sección BG se descompone el momento en B:

$$R_{G2} = R_{By2} = \frac{1210.8 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{39.57 \text{ in}} = 30.6 \text{ lbf}$$

Ahora se determina la R_{By3} y la R_{G1} mediante:

$$\sum mB = 0; - (309.3145 \text{ lbf} * 28.57 \text{ in}) + (R_{G1} * 39.57 \text{ in})$$

$$R_{G1} = \frac{8837.115 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{39.57 \text{ in}} = 223.328 \text{ lbf}$$

Se calcula la reacción R_{By3} :

$$\sum Fy = 0; R_{G1} + R_{By3} - F$$

$$R_{By3} = 309.3145 \text{ lbf} - 223.328 \text{ lbf} = 86 \text{ lbf}$$

La reacción total R_{By} es:

$$R_{By} = R_{By1} + R_{By2} + R_{By3} = 150.77 \text{ lbf}$$

Para calcular R_B se debe utilizar el ángulo de 43.5° , siendo así:

$$R_B = \frac{R_{By}}{\text{sen}43.5} = 219 \text{ lbf}$$

La reacción total R_G quedaría:

$$R_G = R_{G1} - R_{G2} = 192.728 \text{ lbf}$$

Se confirma que, bajo condiciones de transporte, la estructura de soporte para turbinas PT6 experimenta esfuerzos menores en sus componentes que los presentados en las condiciones analizadas en la sección 3.1.2 de este trabajo.

CAPITULO IV

4. ANALISIS POR METODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM) DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA TURBINAS PT6.

La estructura de soporte para turbinas PT6 de mediana y baja potencia se analizó por FEM mediante el software SOLIDWORKS 2017. Este proceso se efectuó con la finalidad de corroborar los resultados de los esfuerzos obtenidos en los cálculos analíticos del capítulo 3 de este trabajo, además determinar la deformación máxima presentada en los componentes de la estructura expuestos a las mayores cargas.

Se analizó toda la estructura de soporte en conjunto. También de manera individual se analizaron los puntos de anclaje y las placas base de soporte, que son los componentes que más esfuerzo experimentan.

Se realizará un análisis estático en el que comportamiento del material será isotrópico elástico lineal y los contactos entre los diferentes componentes se consideraron como uniones rígidas. Se tomará la ubicación designada **O** como punto de origen, tal como se indica en la ilustración 78, el cual se tomará como referencia para las coordenadas de aplicación de la fuerza en la simulación, por tanto, el punto **O** tendrá coordenadas $x=0$, $y=0$, $z=0$. La selección de esta ubicación como origen se debe a que corresponde al punto central entre los cuatro anclajes de la turbina PT6.

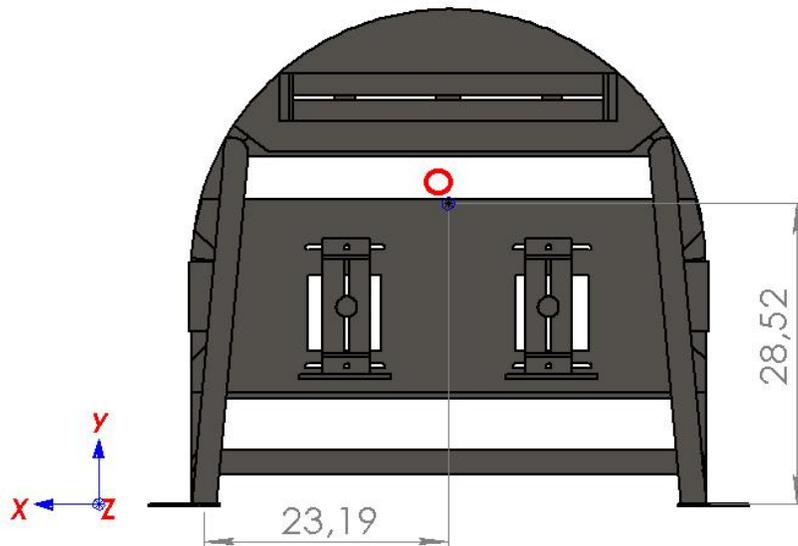


Ilustración 78. Vista frontal. Ubicación de punto de origen para la simulación por FEM.

Teniendo en cuenta la ilustración 78, todos los valores a lo largo del eje y por encima del origen **O** serán positivos; todos los valores del eje **x**, a la izquierda del origen **O** serán positivos; todos los valores del eje **z** por detrás del origen **O** serán positivos.

4.1. Estructura de soporte turbinas PT6.

Peso estructura: 327 lbf

Volumen estructura: 1202.6 in³

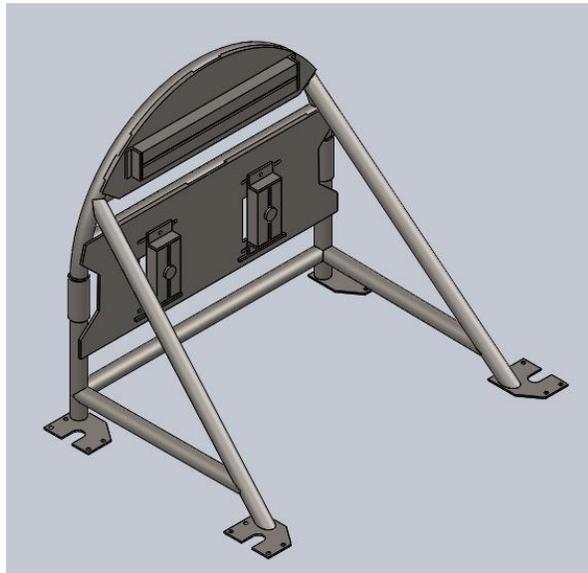


Ilustración 79. Estructura de soporte turbinas PT6. Modelo de análisis por FEM.

a) Propiedades del material

ASTM A36 Acero

Límite elástico: 36259.4 psi

Límite de tracción: 58015.1 psi

Módulo elástico: 2.90075e+007 psi

Densidad: 0.283599 lb/in³

Componentes: Placas de soporte y placas base, marcados en azul en la Ilustración 80.

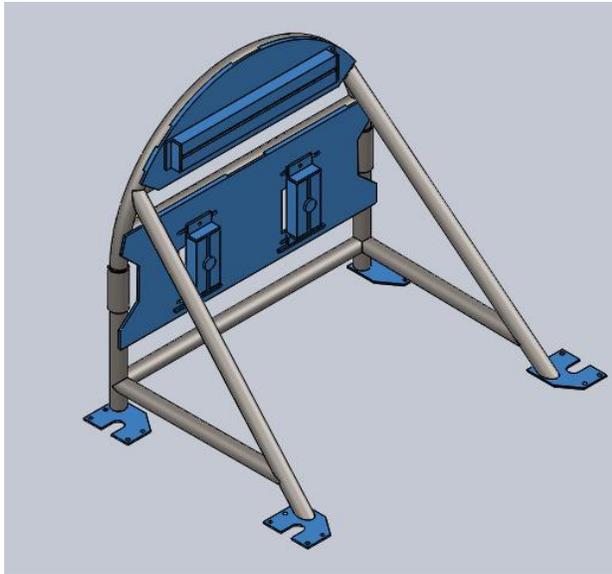


Ilustración 80. Componentes de acero ASTM A36.

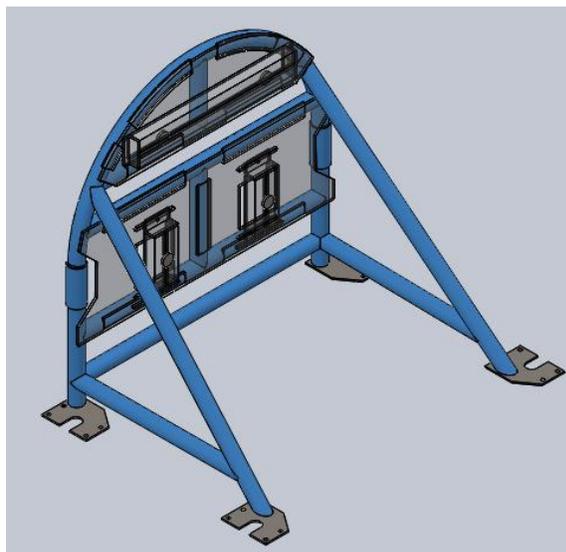
ASTM A53 Acero

Límite elástico: 30900 psi

Límite de tracción: 48800 psi

Densidad: 0.283599 lb/in³

Componentes: Tuberías de soporte, marcados en azul en la Ilustración 81.



b) Cargas y sujeciones.

En el análisis se aplicará una carga remota con el fin de simular la ubicación de la fuerza en el centro de masa de la turbina PT6 de mediana potencia. De acuerdo al punto de origen **O** establecido con anterioridad, las coordenadas de la ubicación de la fuerza remota serán: **$x=0, y=0, z=-64$ in.**

El valor de la fuerza es: **$x=0, y=-610, z=0$ lbf**

Para el análisis se tendrán en cuenta los efectos de la aceleración por Gravedad que tiene un valor en el eje **$y=-386.22$ in/s²**

En la ilustración 82 se muestra la aplicación de la fuerza (flecha morada), la acción de la gravedad (Flecha roja) y los puntos fijos (flechas verdes) de la estructura.

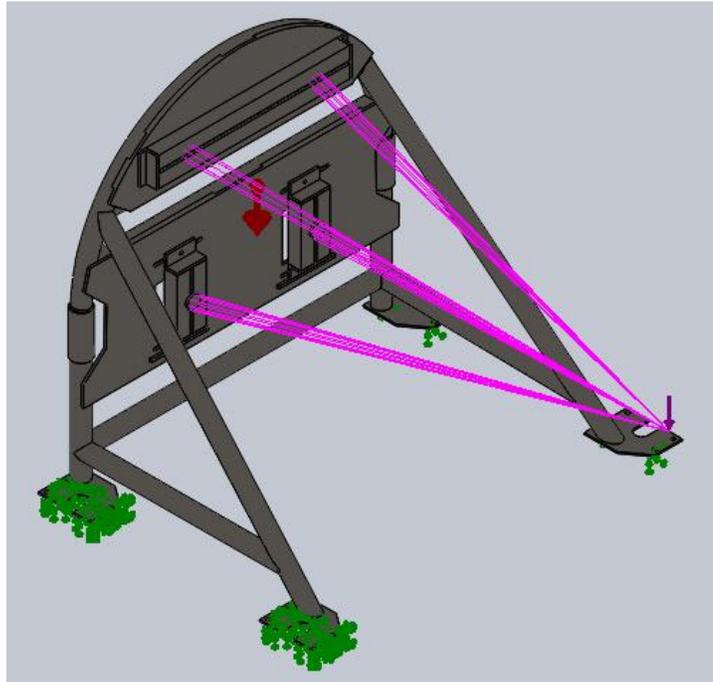


Ilustración 82. Distribución de las fuerzas que actúan en la estructura.

c) Información de mallado.

Se realizó un mallado de estructura sólida de alta calidad, con elementos de tipo tetraedro parabólico. El tamaño de elementos fue de máximo 0.47244 pulgadas, generándose un total de 149945 elementos. El número total de nodos fue de 301075.

Después de creada la maya se procedió a realizar el análisis estático por elementos finitos.

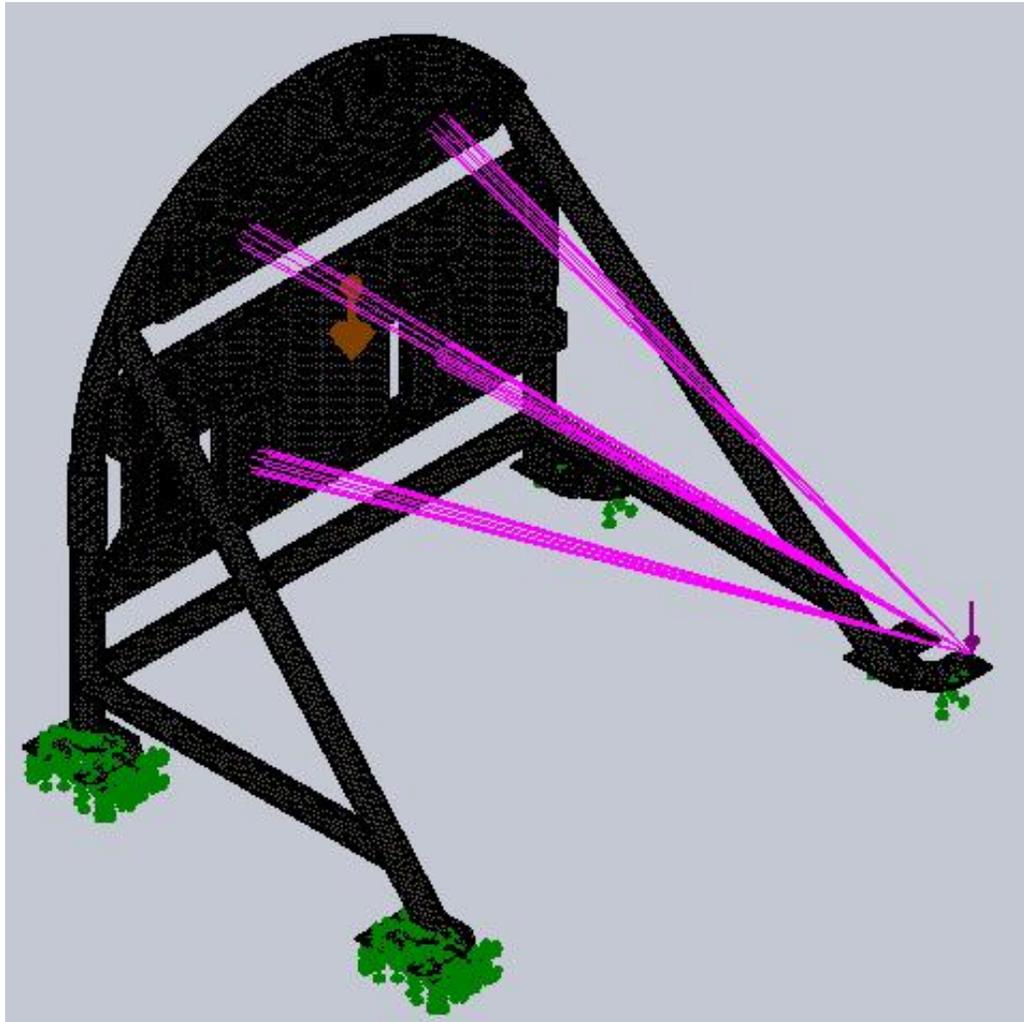


Ilustración 83. Mallado de la estructura de soporte turbinas PT6.

d) Resultados de análisis.

- **Tensión de Von Mises**

Esfuerzo Mínimo: 7.953-004 psi

Esfuerzo máximo: 18310 psi. La zona en la que se presentó este valor máximo se muestra en la ilustración 84.

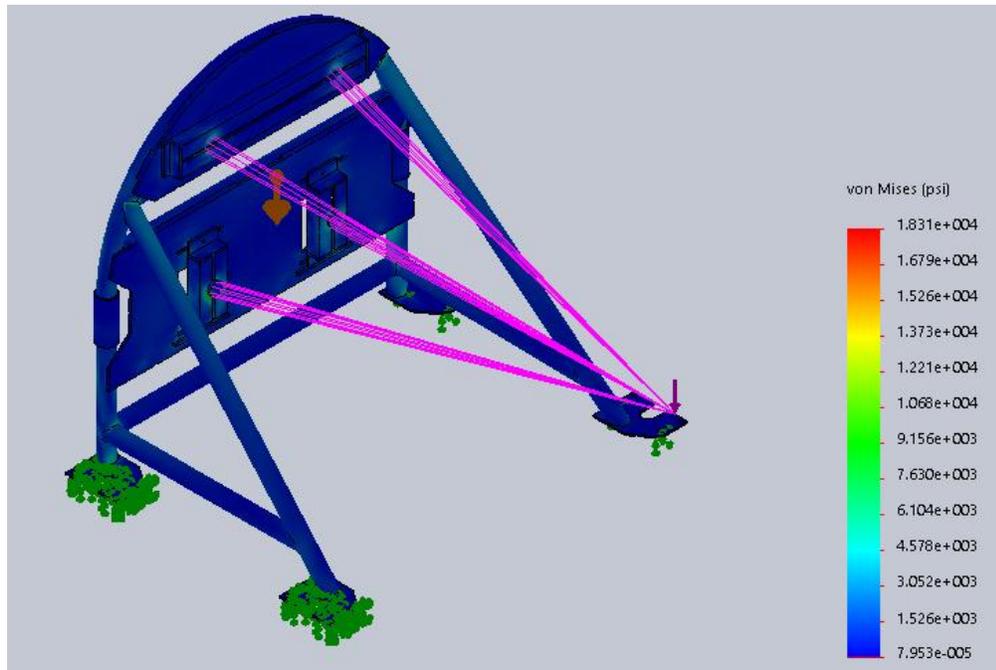


Ilustración 84. Análisis FEM. Distribución de los esfuerzos en la estructura de soporte de turbinas PT6.

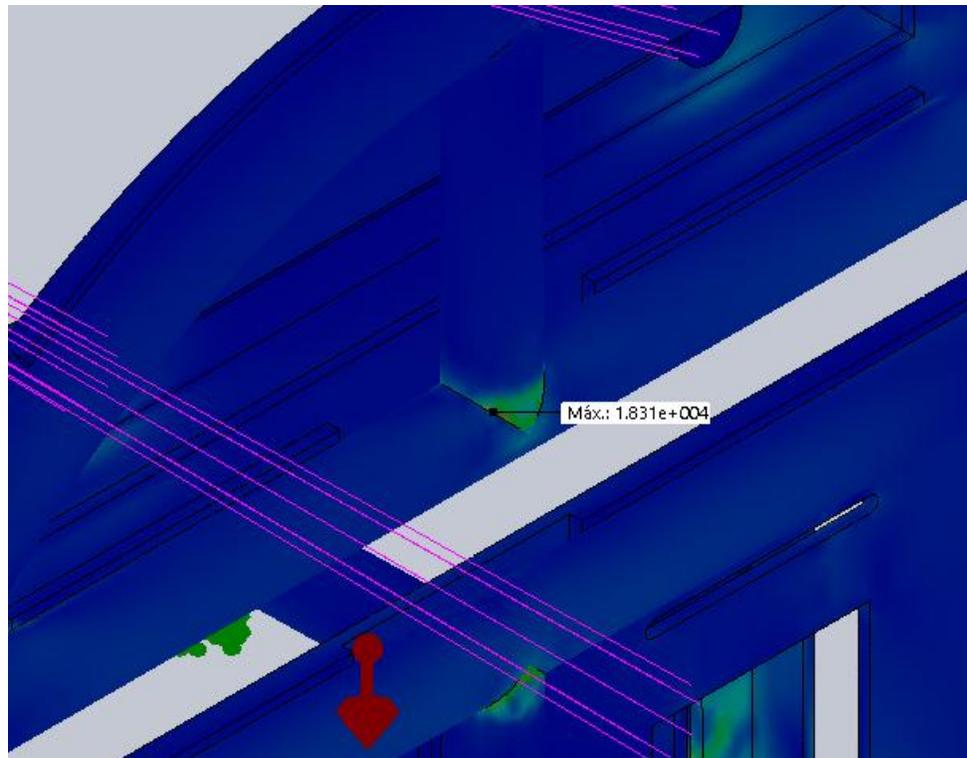


Ilustración 85. Análisis FEM. Localización del esfuerzo máximo estructura de soporte turbinas PT6.

La fuerza resultante en los anclajes superiores fue de: $x=-1990$, $y=586$, $z=-920$ lbf, se muestra en la ilustración 86.

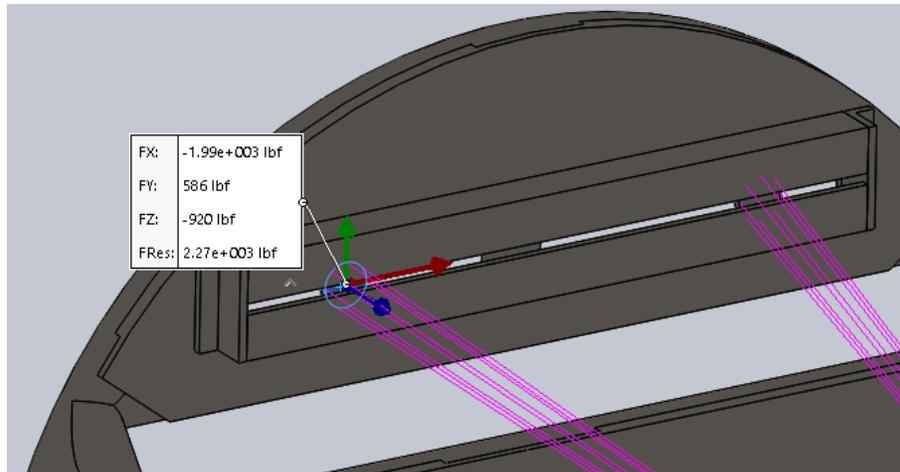


Ilustración 86. Fuerza resultante en anclajes superiores.

La fuerza resultante en los anclajes inferiores fue de: $x=988$, $y=-894$, $z=912$ lbf, se muestra en la ilustración 87.

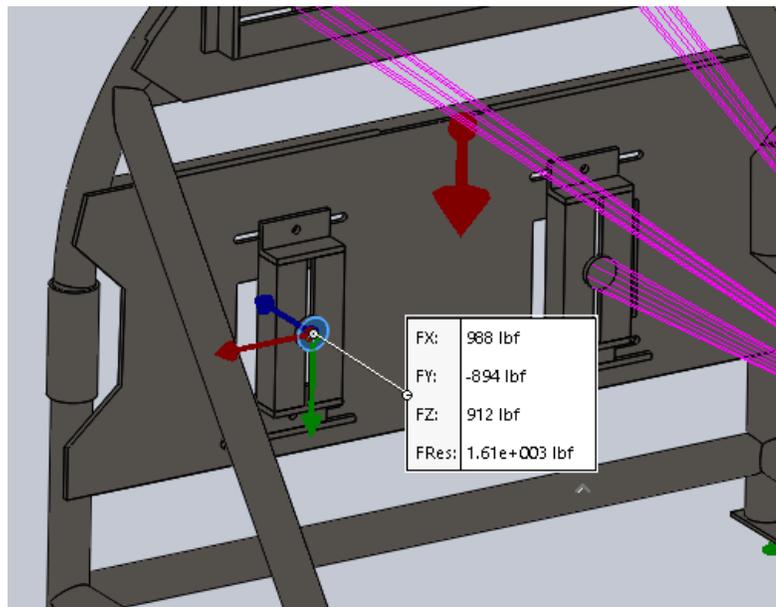


Ilustración 87. Fuerza resultante en anclajes inferiores.

La Fuerza de reacción que se produjo en las placas base soporte fue: $x=-503$, $y=727$, $z=197$ lbf. Las componentes de la reacción se muestran en la ilustración 88.

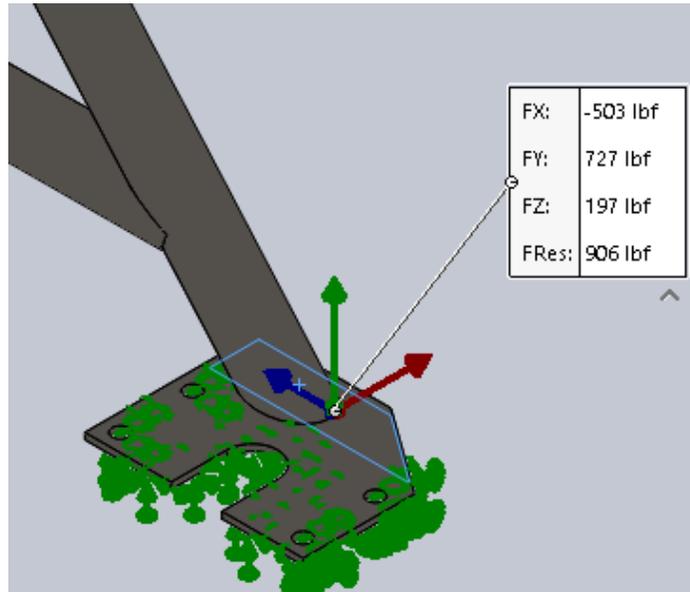


Ilustración 88. Fuerza de reacción en la placa base de soporte.

- Factor de seguridad

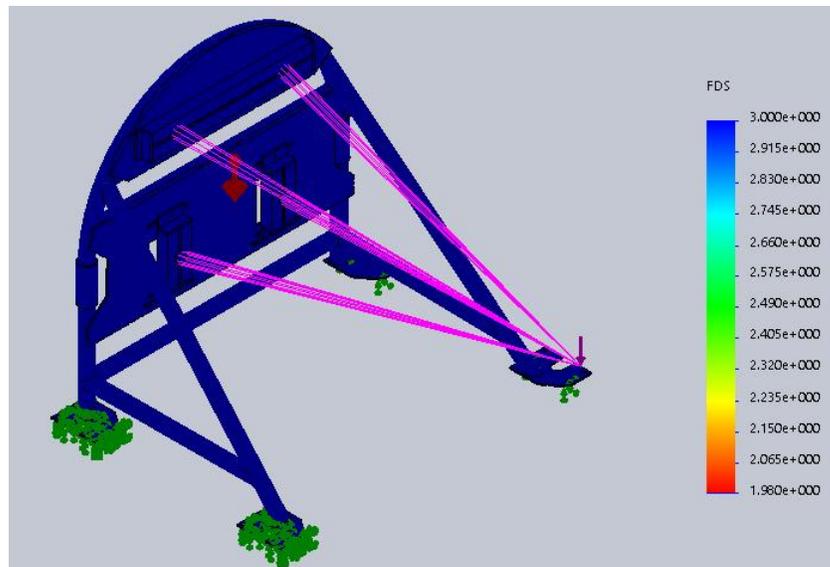


Ilustración 89. Análisis FEM. Distribución de factor de seguridad en la estructura de soporte turbinas PT6.

En la zona de mayor esfuerzo el factor de seguridad mínimo para placas de anclaje es de 1.98, sin embargo, en el resto de estos componentes se mantiene factores de seguridad de entre 2.5 y 3.

El factor de seguridad mínimo para tubería fue de 1.7 en la zona de mayor esfuerzo. Las demás zonas presentan factores de seguridad de entre 2 y 3

- **Desplazamientos**

Tipo: URES (desplazamientos resultantes)

Desplazamiento máximo: 2.077e-002in

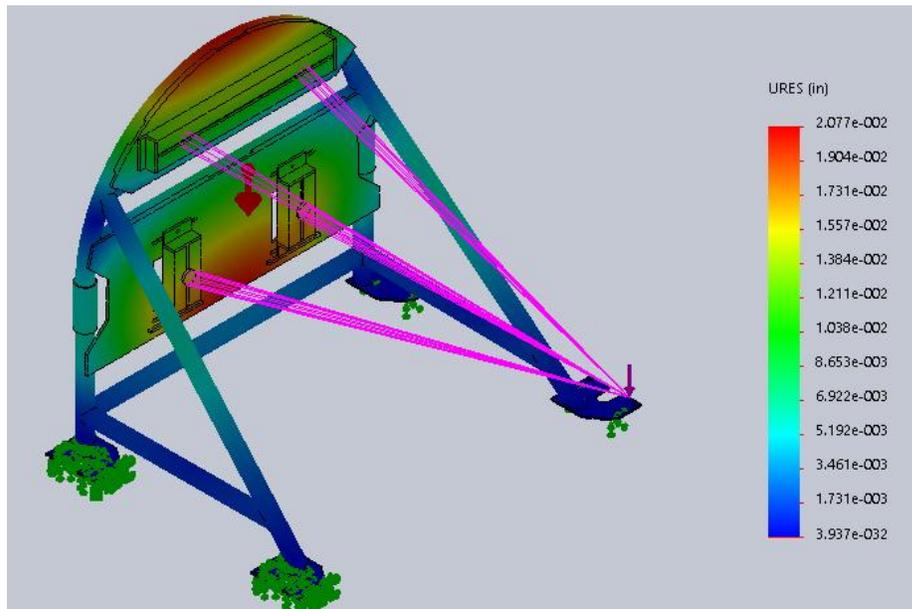


Ilustración 90. Análisis FEM. Desplazamientos totales en la estructura de soporte turbinas PT6.

4.2. Estructura de anclaje inferior

Se realizó un análisis FEM de la estructura de anclaje inferior con un mallado más fino, aplicando las fuerzas resultantes en anclaje inferior del análisis de la sección 4.1.

Peso estructura: 10.287 lbf

Volumen estructura: 36.339 in³

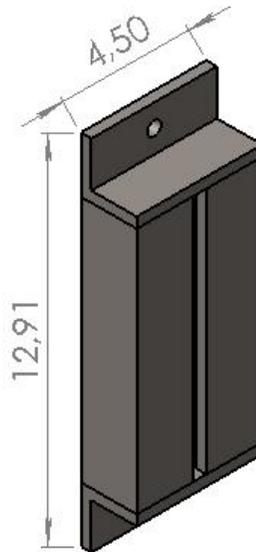


Ilustración 91. Análisis FEM. Estructura de anclaje inferior.

a) Propiedades del material

Angulo acero ASTM A36

Límite elástico: 36259.4 psi

Límite de tracción: 58015.1 psi

Módulo elástico: 2.90075e+007 psi

Densidad: 0.283599 lb/in³

b) Cargas y sujeciones

La Geometría fija de la estructura de anclaje inferior, para el análisis por FEM, será la cara posterior debido a que es donde se apoya sobre el resto de la estructura de soporte de turbinas PT6. LA geometría fija se indica mediante flechas verdes como se muestra en la ilustración 92.

La fuerza aplicada corresponderá al valor obtenido de fuerza resultante en el anclaje inferior: **$x=988$, $y=-894$, $z=912$ lbf**, por tanto, el sistema de coordenadas se mantiene igual que en la sección 4.1.

En la ilustración 92 se muestra la fuerza aplicada, denotada con color morado, y la geometría fija en color verde.

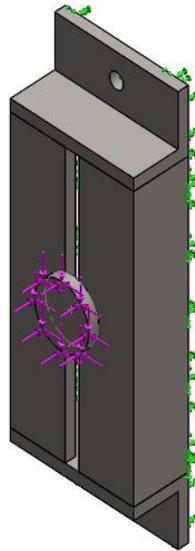


Ilustración 92. Análisis FEM. Aplicación de las fuerzas y puntos fijo de la estructura de anclaje inferior.

c) Información de mallado.

Se realizó un mallado sólido de alta calidad con elementos tetraédricos parabólicos con tamaño un tamaño máximo de 0.125 pulgadas. El número total de elementos obtenidos fue de 125903 y el número total de nodos fue de 196346.

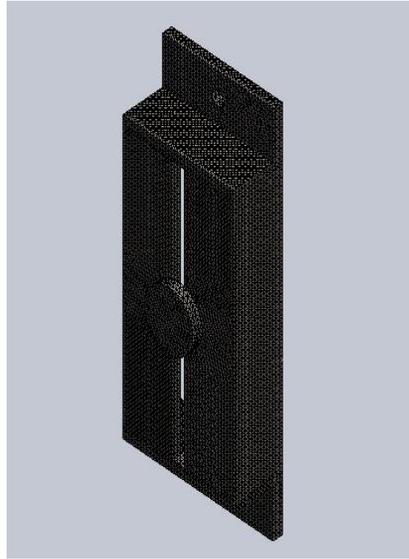


Ilustración 93. Análisis FEM. Mallado de estructura de anclaje inferior.

d) Resultados de análisis.

- **Tensión de von Mises**

Esfuerzo Mínimo: 1.033e-002psi

Esfuerzo máximo: 13390 psi. La zona en la que se presentó el esfuerzo máximo se muestra en la ilustración 95.

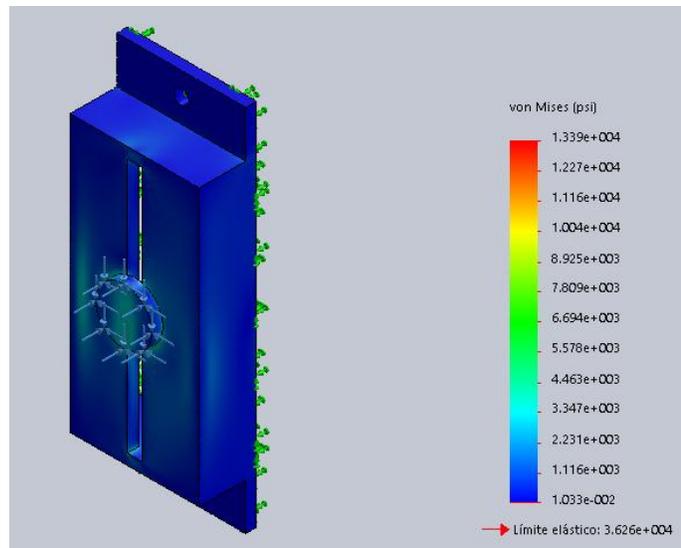


Ilustración 94. Análisis FEM. Distribución de esfuerzos en la estructura de anclaje inferior.

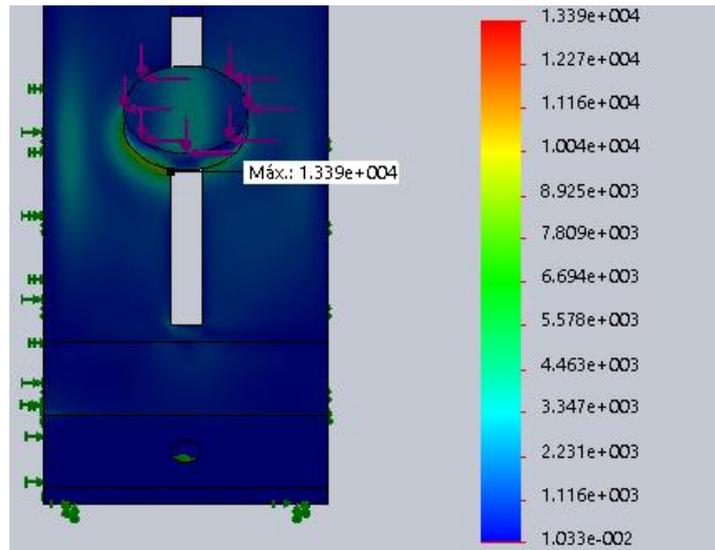


Ilustración 95. Análisis FEM. Localización del esfuerzo máximo en anclaje inferior.

- **Factor de seguridad**

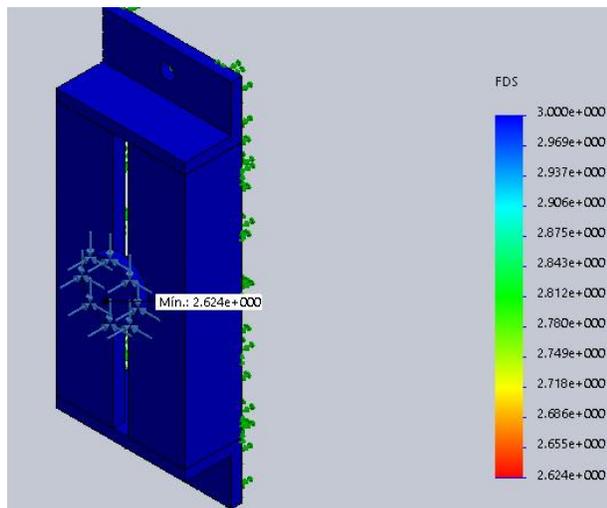


Ilustración 96. Análisis FEM. Distribución de factor de seguridad en la estructura de anclaje inferior.

El factor de seguridad mínimo que se presenta en la estructura de anclaje inferior en la zona de mayor esfuerzo es de 2.6.

- **Desplazamiento**

Tipo: URES (desplazamientos resultantes)

Desplazamiento total máximo: 1.022e-003in

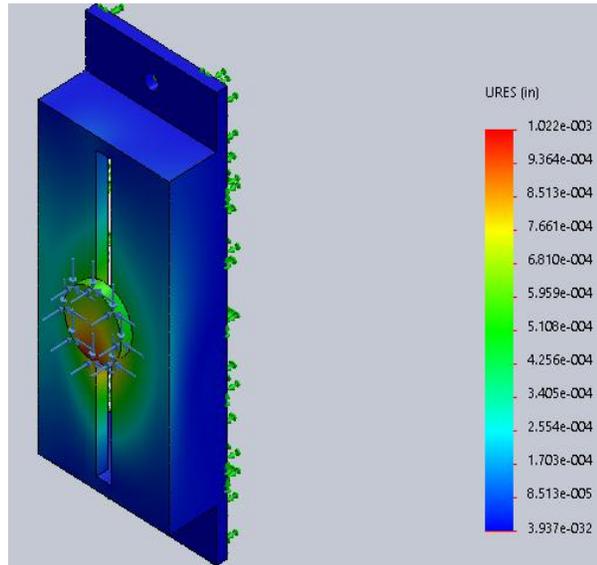


Ilustración 97. Análisis FEM. Desplazamiento total en estructura de anclaje inferior

4.3. Estructura de anclaje superior.

Se realizó un análisis FEM de la estructura de anclaje superior con un mallado más fino y aplicando la fuerza resultante en anclaje superior del análisis de la sección 4.1.

Peso estructura: 25.5014 lbf

Volumen estructura: 89.981 in³

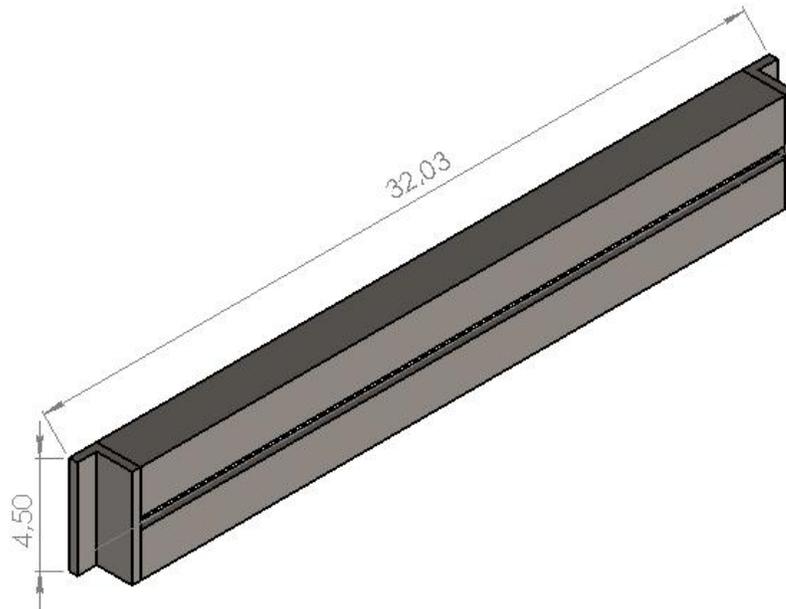


Ilustración 98. Análisis FEM. Estructura de anclaje superior.

a) Propiedades del material

Angulo acero ASTM A36

Límite elástico: 36259.4 psi

Límite de tracción: 58015.1 psi

Módulo elástico: 2.90075e+007 psi

Densidad: 0.283599 lb/in³

b) Cargas y sujeciones

La geometría fija para este análisis es la parte posterior de la estructura, denotada con flechas verdes en la ilustración 99.

Las fuerzas aplicadas corresponderán al valor de fuerza resultante en anclaje superior obtenido en el análisis de la sección 4.1, por tanto, se mantendrá el mismo sistema de coordenadas de dicho análisis. Los valores de las fuerzas son: **$F_1= x=988, y=-894, z=912 \text{ lbf}$** ; **$F_2= x=-988, y=-894, z=912 \text{ lbf}$** ; cada fuerza se aplica sobre un punto de anclaje, como se muestra en la ilustración 99.

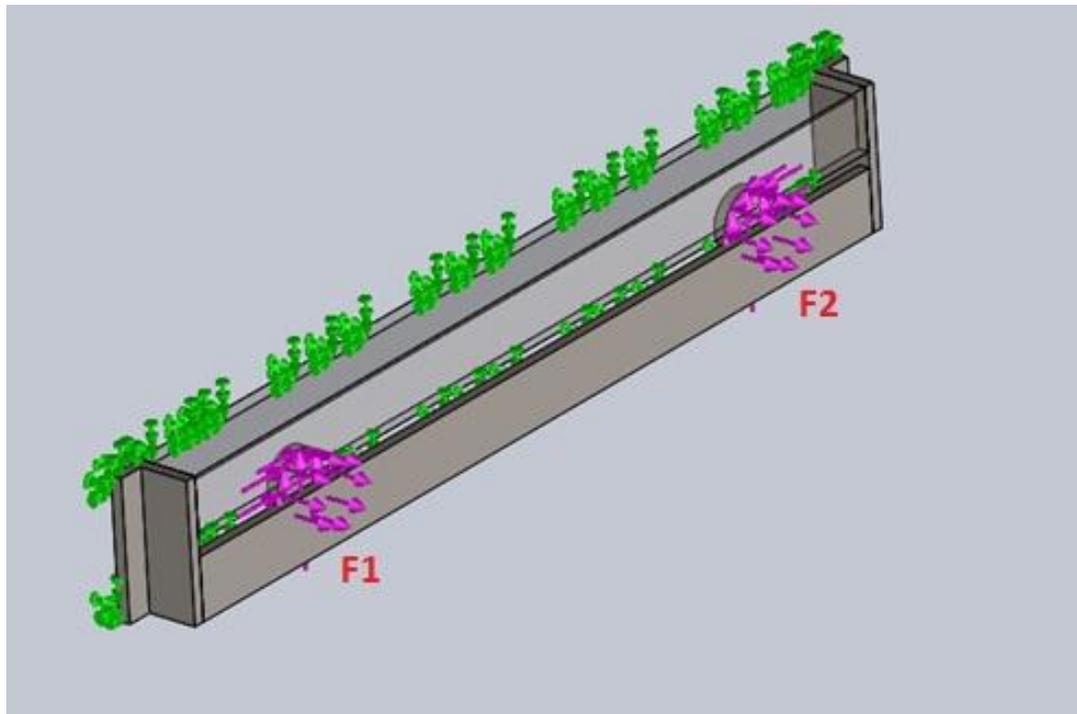


Ilustración 99. Análisis FEM. Aplicación de las fuerzas y puntos fijo de la estructura de anclaje superior.

c) Información de mallado.

Se creó un mallado sólido de alta calidad de elementos tetraédricos parabólicos. El tamaño máximo de cada elemento es de 0.125 in. Se produjeron 295692 elementos en total y 463472 nodos. El mallado se muestra en la ilustración 100.

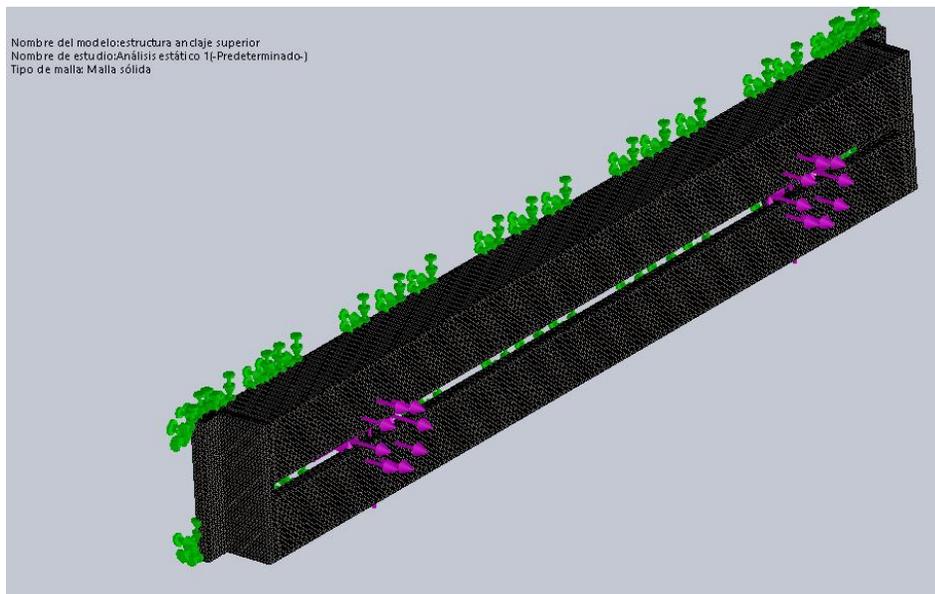


Ilustración 100. Análisis FEM. Mallado de estructura de anclaje superior.

d) Resultados de análisis.

- **Tensión de von Mises**

Esfuerzo Mínimo: 1.778e-001psi

Esfuerzo máximo: 13900psi. La zona crítica de esfuerzo máximo se muestra en la ilustración 101.

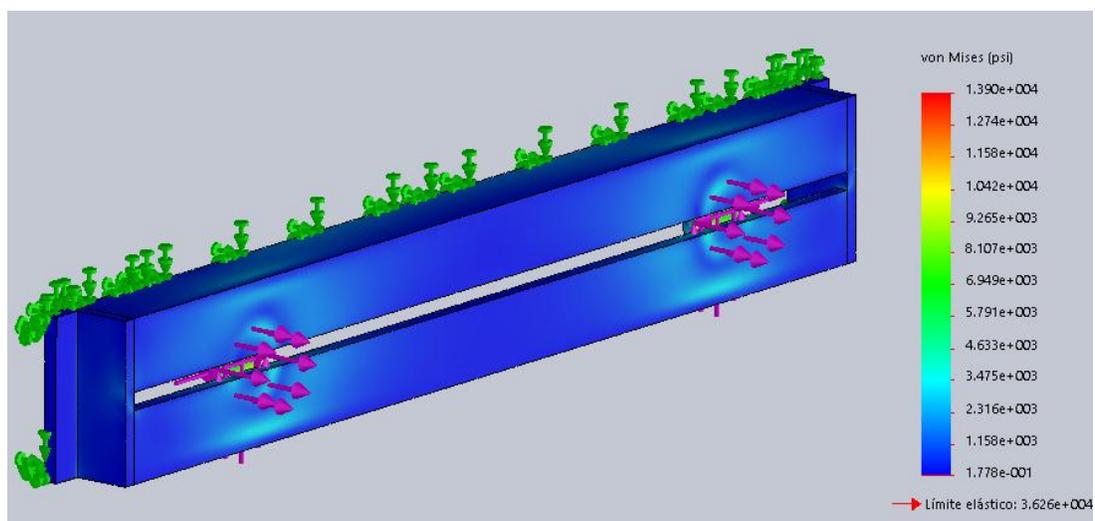


Ilustración 101. Análisis FEM. Distribución de esfuerzos en la estructura de anclaje superior.

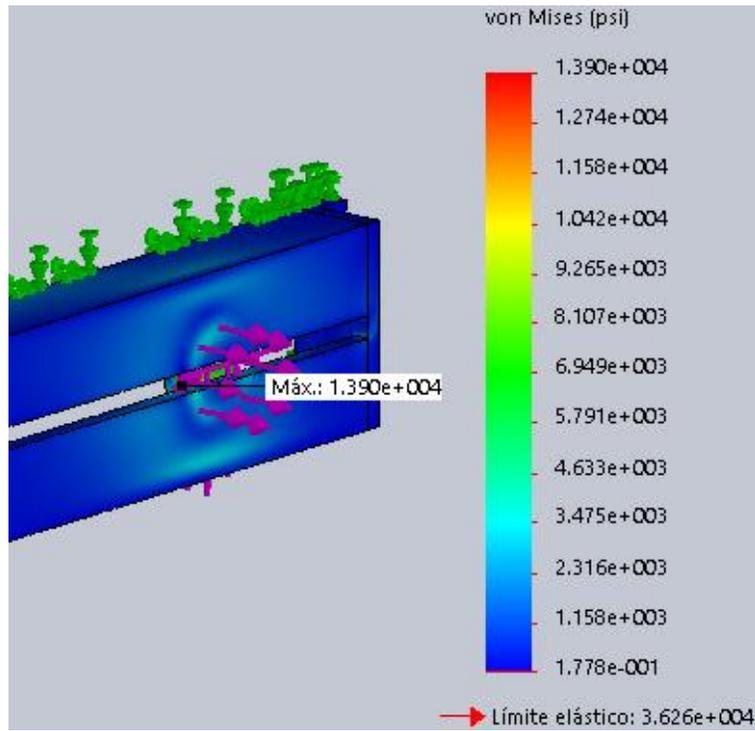


Ilustración 102. Análisis FEM. Localización del esfuerzo máximo anclaje superior

- **Factor de seguridad**

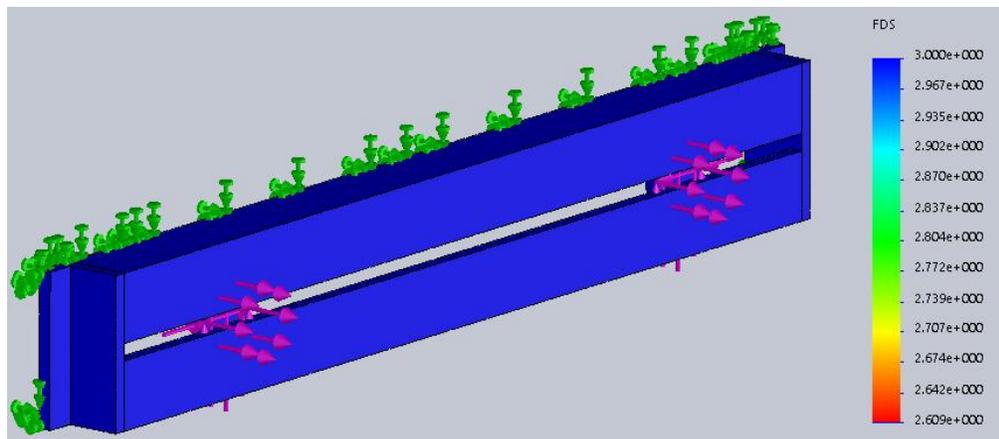


Ilustración 103. Análisis FEM. Distribución de factor de seguridad en la estructura de anclaje superior.

El factor de seguridad mínimo que se presenta en la estructura es de 2.6.

- **Desplazamiento**

Tipo: URES (desplazamientos resultantes)

Desplazamiento total máximo: 1.649e-003in

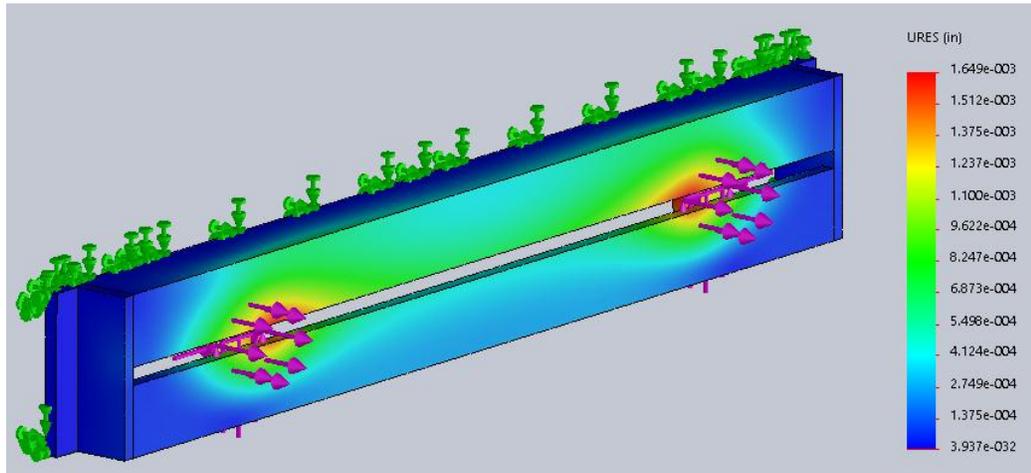


Ilustración 104. Análisis FEM. Desplazamiento total en estructura de anclaje superior

4.4. Placa base de soporte

El análisis estático por elementos finitos de la placa base de soporte se realizó con un mallado más fino y aplicando la fuerza correspondiente a la fuerza de reacción obtenida en el análisis de la sección 4.1.

Peso pieza: 3.3067 lbf

Volumen estructura: 11.6676 in³

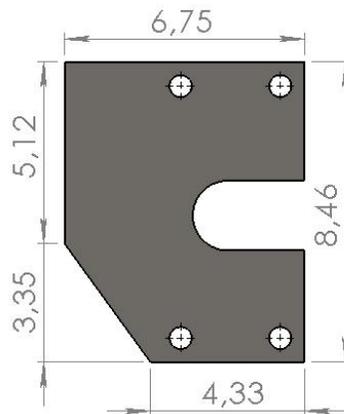


Ilustración 105. Análisis FEM. Placa base de soporte.

a) Propiedades del material

Lámina Acero ASTM A36

Límite elástico: 36259.4 psi

Límite de tracción: 58015.1 psi

Módulo elástico: 2.90075e+007 psi

Densidad: 0.283599 lb/in³

b) Cargas y sujeciones

La fuerza de reacción obtenida en el análisis de la sección 4.1 se muestra en la ilustración 106. La fuerza que se aplicará a la placa base de soporte de este análisis, corresponderá a la magnitud de dicha fuerza de reacción, pero con dirección contraria.

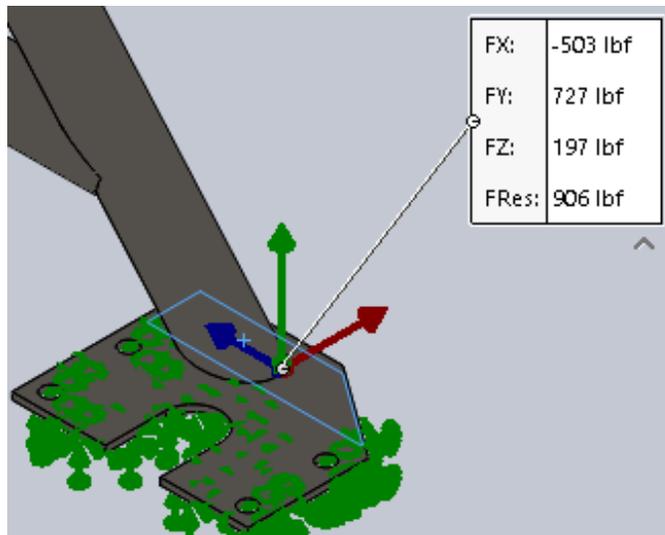


Ilustración 106. Fuerza de reacción en la placa base de soporte.

Entonces, la fuerza aplicada tendrá un valor de: $x=503$, $y=-727$, $z=-197$ lbf; se aplicará en la ubicación de conexión del tubo con la placa, como se muestra en la ilustración 107, denotada con color morado.

La geometría fija será la cara posterior a la aplicación de la fuerza, como se muestra en la ilustración 107, denotada por flechas de color verde.

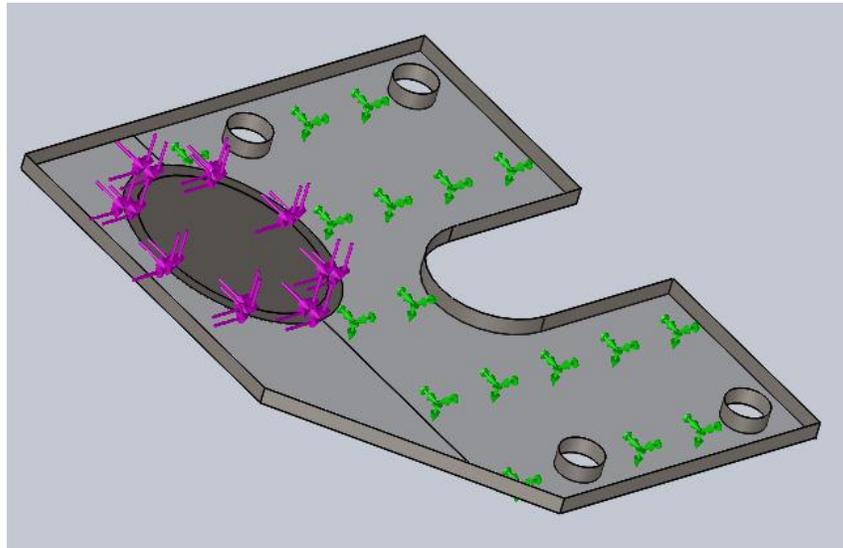


Ilustración 107. Análisis FEM. Aplicación de las fuerzas y puntos fijo de la placa base de soporte.

c) Información de mallado.

Para este análisis se creó un mallado solido de alta calidad con elementos tetraédricos parabólicos. El tamaño máximo de elemento es de 0.125 in. Se generó un total de 43375 elementos y un total de 71711 nodos. La placa base de soporte mallada se muestra en la ilustración 108.

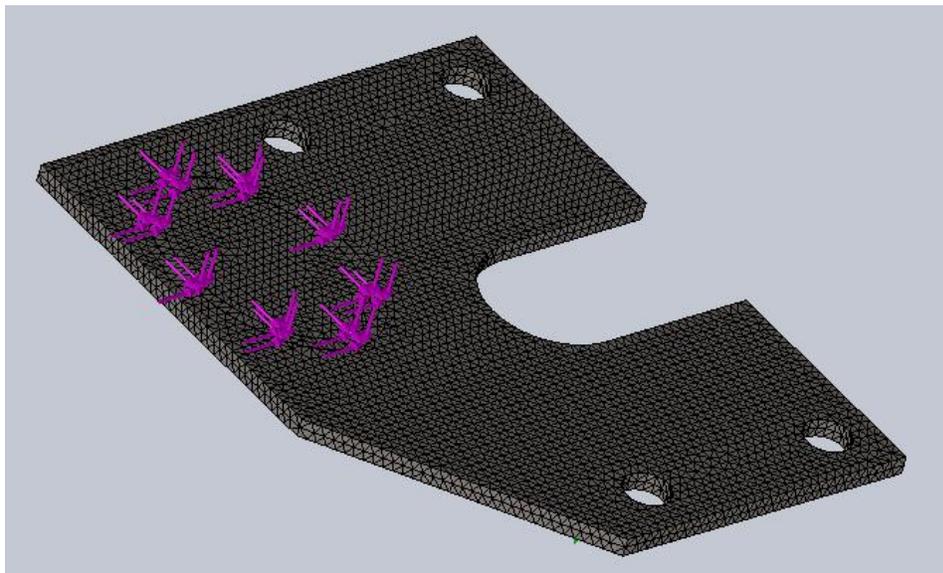


Ilustración 108. Análisis FEM. Mallado de placa base de soporte.

d) Resultados de análisis.

- *Tensión de von Mises*

Esfuerzo Mínimo: 2.801e-006 psi

Esfuerzo máximo: 9315psi. La zona de esfuerzo máximo se muestra en la ilustración 110.

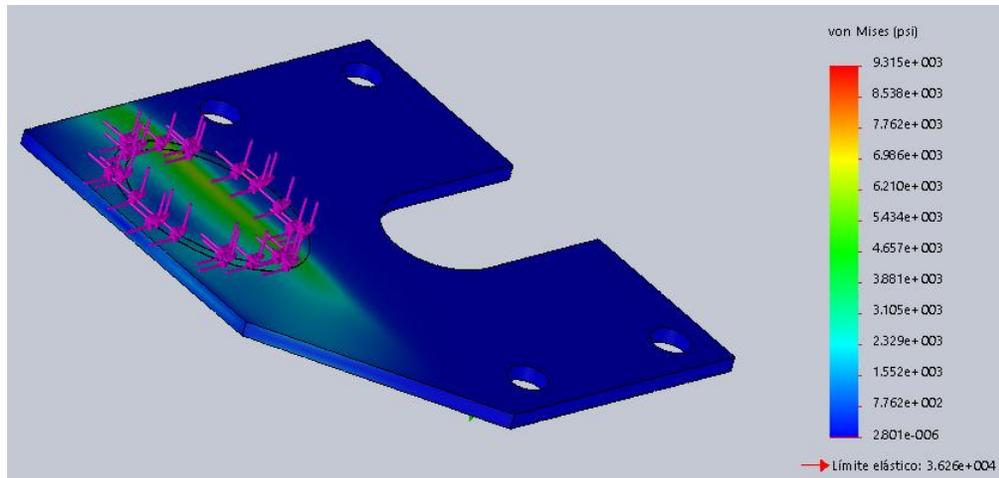


Ilustración 109. Análisis FEM. Distribución de esfuerzos en la placa base de soporte.

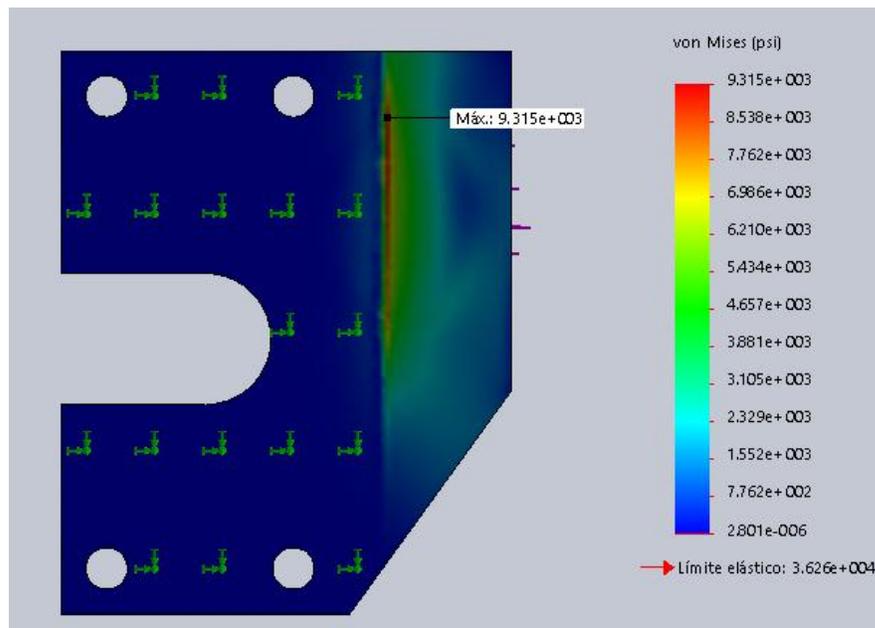


Ilustración 110. Análisis FEM. Vista inferior. Localización del esfuerzo máximo placa base de soporte.

- **Factor de seguridad**

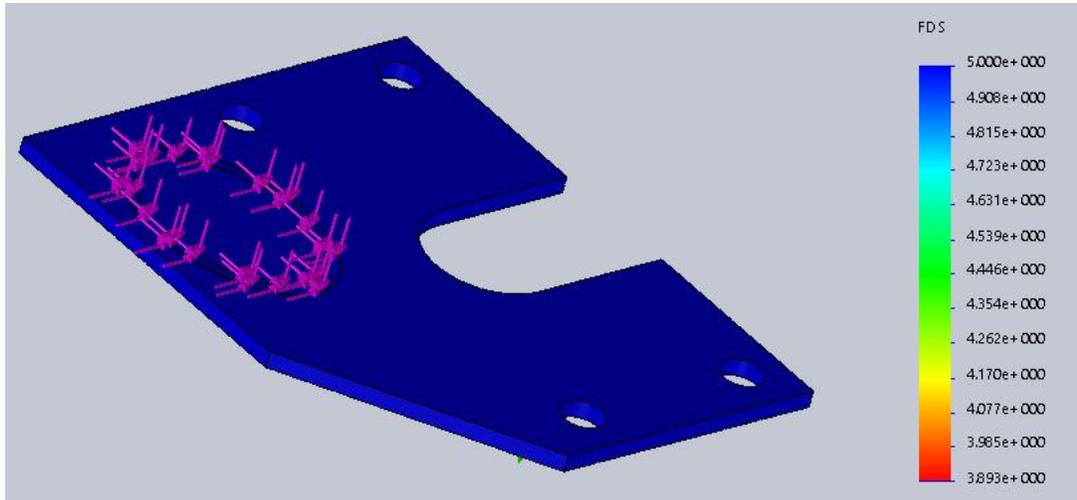


Ilustración 111. Análisis FEM. Distribución de factor de seguridad en la estructura de anclaje superior. El factor de seguridad mínimo en la placa es de 3.8.

- **Desplazamiento**

Tipo: URES (desplazamientos resultantes)

Desplazamiento total máximo: 2.195e-003in

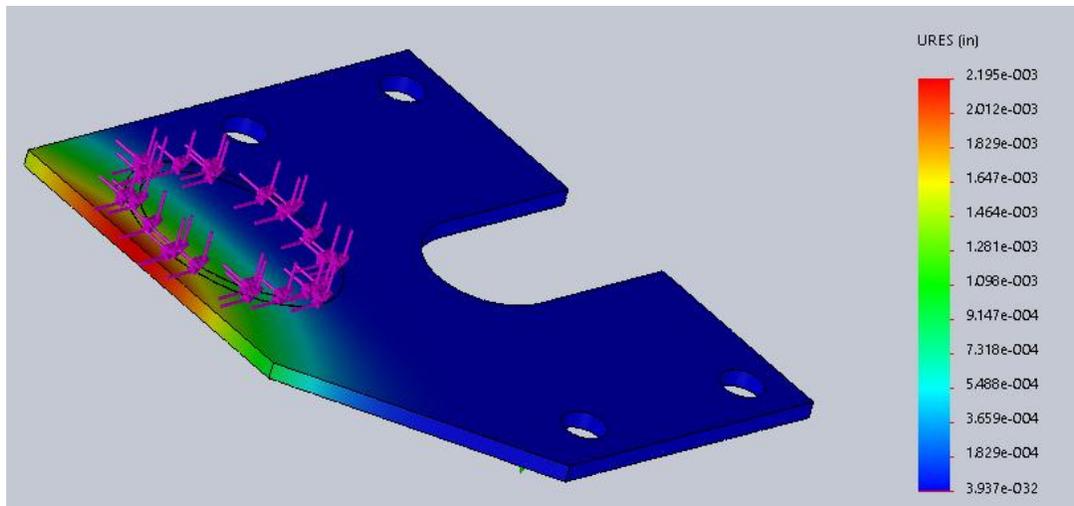


Ilustración 112. Análisis FEM. Deformación total en placa base de soporte.

ANALISIS DE RESULTADOS.

Inicialmente se había planteado un factor de seguridad de 3, con lo cual se realizaron los cálculos para determinar las dimensiones de los componentes de la estructura de soporte para turbinas PT6 de mediana y baja potencia, de acuerdo a los materiales seleccionados. Es preciso aclarar que algunas de las dimensiones y espesores de los materiales utilizados estuvieron condicionados por la forma y el material de la estructura ya existente del banco, por tanto, los cálculos realizados sobre los componentes con estas características tenían solo la finalidad de corroborar que su factor de seguridad estuviera dentro del parámetro propuesto.

Los cálculos realizados arrojaron resultados muy favorables de resistencia, con factores de seguridad por encima de 3 en la estructura diseñada, tanto para condiciones estáticas como para las condiciones de impacto de la carga generadas al mover el banco de transporte sobre terrenos irregulares. Sin embargo, los cálculos realizados, al ser en dos dimensiones, se quedan algo cortos respecto a las condiciones reales a las que se someterá la estructura ya sea en modo estático o durante el transporte de la carga. Entonces, para garantizar que el diseño es viable técnicamente se le realizó el análisis por el método de elementos finitos (FEM), que es un procedimiento que permite simular, en gran parte, las situaciones y parámetros a las que estará expuesta la estructura de soporte de turbinas PT6 a nivel real, todo en un entorno de análisis de tres dimensiones.

Los análisis por FEM se ejecutó de toda la estructura de soporte, también en los componentes que se consideraron más críticos, es decir, aquellos sobre los que recae directamente la sumatoria de fuerzas producidas por el peso de la carga y el mismo peso de la estructura. Estos análisis dieron como resultado esfuerzos mayores a los obtenidos en los cálculos, siendo los componentes más afectados los anclajes que son los puntos de donde se acopla el motor a la estructura de soporte del banco de transporte; también se observó que el esfuerzo máximo se presenta en las uniones soldadas de la tubería. En esas zonas el factor de seguridad mínimo fue de 1.7; los factores de seguridad de los demás componentes fueron mayores a 2.

Usando el método de Pugsley descrito en el capítulo 1 en la sección 1.1.2.2, basándose en la tabla 1, se encontró que para la estructura de soporte de turbinas PT6 el factor de seguridad (n_s) debe ser:

$$n_s = 1.3 * 1.3 = 1.69$$

Donde

$n_{xx}= 1.3$ debido a que la calidad del material es buena, los análisis realizados por FEM son bastante exactos y las cargas a las que se someterá la estructura pueden variar al desplazar el banco sobre terrenos irregulares.

$n_{yy}=1.3$ debido a que el riesgo de pérdidas económicas, a causa de alguna falla en la estructura, pueden ser importantes.

Por tanto, de acuerdo al método Pugsley, el factor de seguridad mínimo de la estructura de soporte para turbinas PT6 de mediana y baja potencia, generado en el análisis por FEM, se encuentra dentro de un rango aceptable. Sin embargo, cabe aclarar que el factor de seguridad en las uniones soldadas tenderá a ser mayor que 1.7 debido a que en el análisis FEM no se simuló los cordones de soldadura los cuales pueden elevar la resistencia en las uniones de las piezas.

CONCLUSIONES

- Según el análisis FEM, la zona donde se encuentra el esfuerzo máximo en la estructura de soporte para turbinas PT6 es la unión soldada que se muestra en la ilustración 85, esto debido a que en dicha ubicación la estructura está sometida a esfuerzos de tensión y torsión simultáneamente. Dichos esfuerzos se producen de esa forma porque los puntos de anclaje superiores de la turbina quedan soportados en la estructura por encima de la línea de acción de dos de los cuatro soportes principales de apoyo, es decir, la fuerza producida por los anclajes superiores actúa sobre una zona de la estructura que se encuentra en voladizo.
- De acuerdo al análisis por elementos finitos correspondiente a la estructura de soporte de turbinas PT6, realizado en la sección 4.1, el factor de seguridad mínimo obtenido fue de 1.7. Sin embargo, dicho factor de seguridad puede aumentar puesto que en la simulación no se modeló el cordón de soldadura.
- Mediante los cálculos realizados, suponiendo una condición extrema en el transporte de la turbina de mediana potencia en el banco, se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 1.7 en la zona más crítica de la estructura de soporte, lo que garantiza su buen desempeño en condiciones normales de funcionamiento.
- La posición de la aplicación de la fuerza utilizada para los cálculos y el análisis por FEM, se seleccionó estimando un punto que se consideró crítico, esto debido a que no se tenía conocimiento exacto del centro de masa de la turbina. Teniendo en cuenta lo anterior, los valores de esfuerzo pueden ser menores a los calculados y por ende el factor de seguridad aumentar.
- Los análisis y cálculos realizados permitieron concluir que el diseño de la estructura de soporte para turbinas PT6 es satisfactorio, lo que significa que se podrán instalar turbinas PT6 de modelos de baja y mediana potencia, con pesos de hasta 610 lbf, de manera segura y confiable en el banco de transporte. Además, la estructura de soporte permite transportar las turbinas con la hélice y sus accesorios instalados, lo que puede agilizar procesos de montaje de estos motores en banco de pruebas o en el avión.
- Las instrucciones de mantenimiento general y los procedimientos de operación del banco de transporte para turbinas PT6 de mediana y baja potencia, quedan consignados en el manual de operación y mantenimiento

realizado en este trabajo. Dicho documento es de gran importancia ya que de su entendimiento y aplicación dependerá la duración y el correcto funcionamiento de los componentes de la estructura de soporte y del banco de transporte, evitando de esta manera que se produzcan daños en las turbinas al ser transportadas.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Aeroexpo, «AEROEXPOONLINE,» 2017. [En línea]. Available: <http://www.aeroexpo.online/es/fabricante-aeronautico/transportador-avion-3294.html>. [Último acceso: 22 Agosto 2018].
- [2] R. Budynas y K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México D.F: McGraw Hill, 2008.
- [3] R. L. Mott, Resistencia de Materiales, México D.F: Pearson Education, 2009.
- [4] W. Calle, «SCRIBD,» Septiembre 2012. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/105524711/2-DISENO-FACTOR-DE-SEGURIDAD>. [Último acceso: 15 Marzo 2018].
- [5] D. Askeland y P. Phulé, Ciencia e ingeniería de los materiales, Cuarta ed., Mexico D:F: Thomson, 2004.
- [6] R. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Cuarta ed., México: Pearson, 2006.
- [7] INGMECANICA, «INGMECANICA,» 2017. [En línea]. Available: <http://ingmecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn40.html>. [Último acceso: 01 Marzo 2018].
- [8] Universidad de Cantabria , «Open course ware,» 2015. [En línea]. Available: https://ocw.unican.es/pluginfile.php/228/course/section/139/tema_3.3.pdf. [Último acceso: 01 Septiembre 2018].
- [9] F. Beer, R. Johnston y E. Eisenberg, Mecánica vectorial para Ingenieros, México D.F: Mc Graw-Hill, 2007.
- [10] iEnciclotareas, «youtube,» 25 Diciembre 2015. [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=fuHg5q83AjA>. [Último acceso: 30 Marzo 2018].
- [11] M. Portabella, «Un procedimiento para calculos de estructuras por el método de elementos finitos con error prefijado utilizando refinamiento de maya adaptativo.,» 2014. [En línea]. Available: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/24512/Memoria.pdf>. [Último acceso: 02 Marzo 2018].

- [12] R. Medina, «Revistas electrónicas UACH,» 2005. [En línea]. Available: http://mingaonline.uach.cl/scielo.php?pid=S0718-025X2005000100004&script=sci_arttext. [Último acceso: 30 Marzo 2018].
- [13] J. Rodriguez, «SIMULMAX,» 21 Junio 2017. [En línea]. Available: <http://simulmax.com/portal/2017/06/21/influencia-tamano-malla-concentracion-esfuerzos/>. [Último acceso: 15 Agosto 2018].
- [14] DASSAULT SYSTEMES, «SOLIDWORKS,» 2013. [En línea]. Available: http://help.solidworks.com/2013/spanish/SolidWorks/cworks/c_Solid_Mesh.htm. [Último acceso: 22 Agosto 2018].
- [15] Pratt & Whitney Canadá, PT6A-40 Training course, Quebec: Pratt & Whitney Publications, 1999.
- [16] takeoffbriefing, «takeoffbriefing,» 05 Marzo 2013. [En línea]. Available: <http://www.takeoffbriefing.com/transicion-al-turbohelice/>. [Último acceso: 21 agosto 2017].
- [17] A. Saada, «JASAAVIATION,» 12 Julio 2009. [En línea]. Available: <http://jasaaviation.blogspot.com/2009/07/todo-sobre-los-motores.html>. [Último acceso: 25 Agosto 2018].
- [18] Pratt and Whitney Canada, «Pratt and Whitney Canada,» 2013. [En línea]. Available: <http://www.pwc.ca/en/engines/pt6a>. [Último acceso: 29 marzo 2018].
- [19] UNITED TURBINE CORP., «Curso descriptivo y guia de caza fallas,» UT, Miami, 2009.
- [20] Sistemas motores, «Sistemas motores wikispace,» 2012. [En línea]. Available: <http://sistemasmotores.wikispaces.com/Pratt+&+Witney+JT8D>. [Último acceso: 05 Abril 2018].