



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE
PRUEBAS PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA
ESTRUCTURAL DE ALAS Y ALERONES"**

**AUTORES: SEVILLANO ESTRADA, CÉSAR EDUARDO
SUÁREZ CASTRO, ALEXANDER RAFAEL**

**DIRECTOR: ING. TORRES, GUIDO
CODIRECTOR: ING. CRUZ, MAURICIO**

LATACUNGA

2015

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICADO

ING. TORRES GUIDO (DIRECTOR)

ING. CRUZ MAURICIO (CODIRECTOR)

CERTIFICAN

Que el trabajo titulado "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS Y ALERONES**", realizado por Sevillano Estrada César Eduardo y Suárez Castro Rafael Alexander, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE.

Siendo este un proyecto de excelente calidad y contenido científico que servirá para la enseñanza/aprendizaje y a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, por lo que se recomienda su publicación.

El mencionado trabajo consta de DOS documentos empastados y DOS discos compactos los cuales contienen los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a los señores Sevillano Estrada César Eduardo y Suárez Castro Rafael Alexander, que lo entreguen al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, 06 de Abril del 2015

ING. TORRES GUIDO

DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. CRUZ MAURICIO

CODIRECTOR DEL PROYECTO

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros: Sevillano Estrada César Eduardo
 Suárez Castro Rafael Alexander.

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS Y ALERONES**" ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, 06 de Abril del 2015

Sevillano Estrada César Eduardo
C.C. 1003120480

Suárez Castro Rafael Alexander
C.C.1003271168

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros: Sevilla Estrada César Eduardo
Suárez Castro Rafael Alexander.

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas a la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS Y ALERONES”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, 06 de Abril del 2015

Sevillano Estrada César Eduardo
C.C. 1003120480

Suárez Castro Rafael Alexander
C.C. 1003271168

DEDICATORIA

La vida nos llena de momentos buenos y malos en los que debemos aprender de nuestros errores y saber levantarnos las veces que sean necesarias con el cariño de las personas que nos animan a seguir adelante, especialmente:

A Diosito y al Niñito Jesús por darme la salud, mi familia, la sabiduría e inteligencia para culminar satisfactoriamente mis estudios, el proyecto de grado, protegerme e iluminarme en todas las adversidades de la vida.

A mi Papi César por brindarme su apoyo y cariño en los momentos más difíciles y permitirme continuar con mis estudios para poder alcanzar mis objetivos, forjando en mi valores de perseverancia.

A mi Mami Irlita por su apoyo incondicional y cariño que me brindo siempre, velando por mi bienestar, impulsándome a seguir adelante y alcanzar el éxito.

A mis hermanas Lucy, Ceci y Blanki por su cariño, apoyo y ejemplo de perseverancia.

César Eduardo Sevillano Estrada

DEDICATORIA

*El presente proyecto de grado se lo dedico primeramente a Dios,
que siempre ha sido mi guía y fortaleza espiritual,
el que me regala la vida y los dones
para seguir adelante con mis metas.*

*A mis padres, Wilmer Suarez y Oliva Castro que son y serán mi
inspiración y mi brazo derecho en los buenos y malos momentos de mi
vida,
de los que me siento orgulloso y dichoso de tenerlos,
por ser un ejemplo de vida, y sobre todo
por ser grandes de corazón.*

*Quiero dedicarle a mi hermano Willan Andrés,
que a pesar de ser un hermano ejemplar ha sido como mi segundo padre,
mi mejor amigo el complemento perfecto de mi vida,
que siempre ha estado pendiente de mis estudios y bienestar,
es mi mayor motivación.*

*Porque solamente el esfuerzo y apoyo de mi familia hicieron posible
el estar estudiando en esta prestigiosa institución
y así poder culminar con éxito la carrera
de Ingeniería Automotriz.*

ALEXITO`S

AGRADECIMIENTO

Los objetivos de mi vida estudiantil se los debo a muchas personas que formaron parte primordial en cada paso hacia la culminación de mi carrera.

Agradezco infinitamente a Dios por permitirme realizar con éxito el presente trabajo.

A mis padres agradezco por cada una de sus enseñanzas, valores sembrados en mí que hoy se ven reflejados y su apoyo económico a lo largo de mi vida estudiantil.

A mis hermanas por brindarme en todo momento su apoyo y cada palabra de aliento, dejando a un lado sus prioridades y anteponiendo las mías.

A mis amigos y amigas por sus palabras de aliento para llegar a culminar mi carrera con quienes he pasado muchos momentos especiales.

A mis profesores y a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE que nos supieron formar a lo largo de la carrera como personas en lo moral y en lo académico en especial al Ingeniero Guido Torres Director de la Tesis y al Ingeniero Mauricio Cruz Codirector de la Tesis por su colaboración y predisposición en el proyecto.

César Eduardo Sevillano Estrada

AGRADECIMIENTO

Agradezco primeramente a Dios por darme las fuerzas para continuar en este largo camino de pruebas. Él cual con sus bendiciones me ha guiado hasta alcanzar una nueva meta.

Agradezco infinitamente a mis padres y hermano que me apoyaron y creyeron en mí, por sus consejos y enseñanzas frente a la vida. No los defraudé. Gracias por brindarme la oportunidad de ser alguien en la vida.

Agradezco a todos los ingenieros de esta prestigiosa institución que de una u otra manera contribuyeron con sus sabios conocimientos, inculcándome valores éticos y profesionales.

Cuando mayor es el obstáculo, existen más ganas de alcanzar el éxito....

ALEXITO`S

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA	i
CERTIFICADO	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xv
ÍNDICE DE FIGURAS	xvii
RESUMEN	xxii
ABSTRACT	xxiii
CAPÍTULO I	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Planteamiento del problema	1
1.3 Descripción resumida del proyecto	1
1.4 Justificación e importancia	2
1.5 Objetivos	2
1.5.1 Objetivo general	2
1.5.2 Objetivo específico	2
1.6 Metas	3
1.7 Hipótesis	3
1.8 Variables de la investigación	4
1.8.1 Variable independiente	4
1.8.2 Variable dependiente	4

CAPÍTULO II	5
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	5
2.1 Introducción aeronaves.....	5
2.2 Características de las alas de avión	5
2.3 Tipo de alas de aviones	8
2.4 Materiales de construcción de las alas de aviones.....	10
2.4.1 La madera	10
2.4.2 Aluminio (Al).....	11
2.4.3 El acero	13
2.4.4 Titanio (Ti).....	14
2.4.5 Materiales compuestos	15
2.5 Cargas actuantes sobre el ala	17
2.5.1 Sustentación	18
2.5.2 Ángulo de incidencia.....	18
2.5.3 Ángulo de ataque	18
2.5.4 Peso.....	19
2.5.5 Centro de gravedad	20
2.5.6 Resistencia.....	20
2.5.7 Factores que afectan a la sustentación	20
2.5.8 Factor de carga	23
2.6 Pesos máximos estructurales	24
2.6.1 Peso máximo al despegue.....	24
2.6.2 Peso máximo al aterrizaje.....	24
2.6.3 El factor de carga y turbulencia.....	25
2.6.4 Zonas del avión mas sensibles al factor de carga	26
2.7 Columnas	26

a.	Propiedades de la sección transversal de una columna.....	26
b.	Empotramiento o fijación en un extremo y longitud efectiva.....	27
c.	Análisis de una columna recta que se carga en el centro.....	28
d.	Razón de transición de delgadez.....	28
2.8	Cargas en vigas, apoyos y tipos de vigas.....	29
a.	Tipos de apoyos.....	31
b.	Fuerza cortante.....	31
c.	Momento flexionante.....	31
2.9	Esfuerzos cortantes, momentos y deflexión en vigas de voladizo...	31
2.10	Cables.....	32
2.11	Soldadura.....	33
2.12	Pernos.....	35
2.13	Bombas.....	36
2.13.1	Clasificación de las bombas.....	36
2.13.2	Bomba de engranes.....	37
2.14	Cilindros hidráulicos.....	37
2.14.1	Tipos de cilindros.....	38
2.15	Válvulas y accesorios hidráulicos.....	40
2.15.1	Válvula reguladora de caudal.....	40
2.15.2	Válvulas reductoras de presión.....	41
2.15.3	Válvula direccional.....	41
2.15.4	Válvula direccional (2 vías, 2 posiciones).....	42
2.15.5	Válvula direccional (4 vías, 3 posiciones) centro tándem.....	42
2.15.6	Manómetro.....	42
2.15.7	Mangueras hidráulicas.....	43
2.15.8	Conexiones y acoplamientos.....	44

2.16	Componentes eléctricos y electrónicos.....	45
2.16.1	Motor eléctrico trifásico	46
2.16.2	Breaker de seguridad.....	46
2.16.3	Cables de conexión eléctrica	47
2.16.4	Celdas de carga.....	48
2.16.5	Plataforma Arduino	50
CAPÍTULO III.....		51
3.	DISEÑO MECÁNICO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS	51
a.	Ingeniería asistida por computadora.....	51
b.	Parámetros de diseño	52
c.	Normas y documentos de referencia	53
3.1	Análisis de los elementos mecánicos del banco de resistencia estructural de alas y alerones.....	54
3.1.1	Análisis del sistema de distribución de fuerzas.....	54
3.1.2	Análisis de la estructura del bastidor	73
3.1.3	Análisis del sistema de anclaje de la probeta	82
3.2	Diseño y selección de los elementos hidráulicos.....	86
3.2.1	Cilindro hidráulico.....	87
3.2.2	Selección de la unidad de potencia	94
3.2.3	Selección de las mangueras hidráulicas.....	96
CAPÍTULO IV		97
4.	DISEÑO ELECTRÓNICO	97
4.1	Selección de la celda de carga	97
4.1.1	Acondicionamiento de la señal de la celda de carga	98

4.1.2	Amplificador de instrumentación (AD620).....	98
4.1.3	Convertor a/d.....	100
4.1.4	Arduino Leonardo.....	100
4.2	Programación sketch fuerza	103
4.3	Diseño de la placa del sistema de carga	103
4.3.1	Ruteado.....	104
4.3.2	Construcción de la tarjeta del circuito impreso (PCB). Impresión de las rutas.....	105
CAPÍTULO V		108
5.	CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y RECURSOS DEL BANCO DE PRUEBAS PARA RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS.	108
5.1	Construcción de la estructura del bastidor.....	108
5.2	Construcción del sistema de anclaje de la probeta.....	111
5.3	Construcción del sistema de distribución de fuerzas	114
5.4	Contrapeso de anclaje del sistema de distribución de fuerzas	119
5.5	Ensamble del banco de pruebas de resistencia estructural.....	121
5.6	Manual e instrucciones de instalación del banco de pruebas.....	121
5.7	Recursos	130
5.7.1	Recursos humanos	130
5.7.2	Recursos tecnológicos	131
5.7.3	Recursos físicos.....	131
5.7.4	Recursos materiales	131
5.7.5	Recursos financieros.....	132
5.8	Costos de construcción del banco de pruebas	132

CAPÍTULO VI	134
6. PRUEBAS Y MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL	134
6.1 Pruebas de funcionamiento	134
6.2 Ensayos de resistencia	134
6.3 Mantenimiento del banco de pruebas de resistencia estructural ...	150
6.3.1 Chequeo del pre funcionamiento diario (8 horas)	150
6.3.2 Mantenimiento cada 40 horas	151
6.3.3 Mantenimiento anual	151
6.4 Normas de seguridad	152
CONCLUSIONES	153
RECOMENDACIONES	154
BIBLIOGRAFÍA	155
NETGRAFÍA	156
ANEXOS	158

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Propiedades del electrodo	34
Tabla 2.2: Propiedades del proceso de soldadura	34
Tabla 2.3: Parámetros para soldar	34
Tabla 2.4: Características principales de un cilindro doble efecto.....	39
Tabla 3.1: Parámetros de diseño.....	52
Tabla 3.2: Material ASTM A 36.....	54
Tabla 3.3: Características del motor eléctrico.....	95
Tabla 3.4: Catalogo de mangueras hidráulicas	96
Tabla 4.1: Características de Arduino Leonardo	101
Tabla 4.2: Pines de la tarjeta Arduino Leonardo	102
Tabla 5.1: Diagrama de proceso de construcción del bastidor.....	110
Tabla 5.2: Diagrama de proceso de construcción del sistema de anclaje..	113
Tabla 5.3: Diagrama de proceso sistema distribución de fuerzas	118
Tabla 5.4: Diagrama de proceso del contrapeso	120
Tabla 5.5: Sujeción de la probeta a la mesa	124
Tabla 5.6: Distribución de fuerzas individual	125
Tabla 5.7: Grupo de distribución de fuerzas	126
Tabla 5.8: Lista de piezas de la sujeción de distribución de fuerzas	127
Tabla 5.9: Diagrama de proceso de ensamblaje de banco de pruebas	129
Tabla 5.10: Recursos Humanos	130
Tabla 5.11: Recurso Tecnológicos	131
Tabla 5.12: Recurso Físicos	131
Tabla 5.13: Costos de construcción del banco de pruebas	132
Tabla 6.1: Datos de la probeta	134
Tabla 6.2: Propiedades mecánicas del Abeto	135
Tabla 6.3: Fuerza y presión estimada para el ensayo	136
Tabla 6.4: Fuerza en las celdas de carga.....	136
Tabla 6.5: Análisis de los resultados de la prueba	137
Tabla 6.6: Fuerza y presión estimada para el ensayo.....	139
Tabla 6.7: Fuerza en las celdas de carga.....	140
Tabla 6.8: Análisis de los resultados de la prueba	140

Tabla 6.9: Fuerza y presión estimada para el ensayo	143
Tabla 6.10: Fuerza en las celdas de carga	143
Tabla 6.11: Análisis de los resultados de la prueba	144
Tabla 6.12: Fuerza y presión estimada para el ensayo	146
Tabla 6.13: Fuerza en las celdas de carga	147
Tabla 6.14: Análisis de los resultados de la prueba	147

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Terminología general de los elementos del ala	5
Figura 2.2: Flecha del ala	7
Figura 2.3: Ángulos diedros	7
Figura 2.4: Ala recta o rectangular.....	8
Figura 2.5: Ala trapezoidal	8
Figura 2.6: Ala elíptica	9
Figura 2.7: Ala tipo flecha.	9
Figura 2.8: Alas tipo delta	9
Figura 2.9: Ala ojival	10
Figura 2.10: Diseño estructural en madera.	11
Figura 2.11: Sección del ala cubierta de compuestos.	16
Figura 2.12: Fuerzas que actúan en vuelo	18
Figura 2.13: Perpendicularidad de la sustentación.....	18
Figura 2.14: Ángulo de incidencia	18
Figura 2.15: Ángulo de ataque y viento relativo	19
Figura 2.16: La sustentación es perpendicular al viento relativo.....	19
Figura 2.17: Dirección y sentido del peso.....	20
Figura 2.18: Centro de Gravedad	20
Figura 2.19: Dirección y sentido de la resistencia	20
Figura 2.20: Centro aerodinámico	22
Figura 2.21: Límites del centro aerodinámico.....	22
Figura 2.22: Factor de carga.....	25
Figura 2.23: Factor de carga en ráfagas	25
Figura 2.24: Constante de fijación en un extremo de una columna	27
Figura 2.25: Carga triangular	30
Figura 2.26: Tipos de apoyos	31
Figura 2.27: Vigas en voladizo	32
Figura 2.28: Efectos producidos en una soldadura MIG	33
Figura 2.29: Pernos	36
Figura 2.30: Clasificación de bombas.....	36
Figura 2.31: Bombas de engranajes.....	37

Figura 2.32: Partes del cilindro hidráulico.....	38
Figura 2.33: Cilindro de doble efecto.....	39
Figura 2.34: Regulador de caudal.....	41
Figura 2.35: Válvulas reductoras de presión.....	41
Figura 2.36: Válvula direccional.....	41
Figura 2.37: Válvula (2 vías, 2 posiciones).....	42
Figura 2.38: Válvula distribuidora (4 vías, 3 posiciones).....	42
Figura 2.39: Manómetro.....	43
Figura 2.40: Símbolo manómetro.....	43
Figura 2.41: Constitución mangueras hidráulicas.....	44
Figura 2.42: Acoplamiento rebordeado.....	45
Figura 2.43: NPTF.....	45
Figura 2.44: Motor eléctrico trifásico.....	46
Figura 2.45: Breaker de seguridad.....	47
Figura 2.46: Conductor eléctrico.....	47
Figura 2.47: Conductor eléctrico varios hilos.....	48
Figura 2.48: Tipos de celdas de carga.....	48
Figura 3.1: Distribución de fuerzas SAP200.....	55
Figura 3.2: Cargas aplicadas.....	56
Figura 3.3: Tensión de Von Mises.....	56
Figura 3.4: Desplazamiento resultante.....	57
Figura 3.5: Factor de seguridad.....	57
Figura 3.6: Fuerza aplicada.....	58
Figura 3.7: Tensión de Von Mises.....	58
Figura 3.8: Desplazamiento resultante.....	59
Figura 3.9: Factor de seguridad.....	59
Figura 3.10: Fuerza aplicada.....	60
Figura 3.11: Tensión de Von Mises.....	60
Figura 3.12: Desplazamiento resultante.....	61
Figura 3.13: Factor de seguridad.....	61
Figura 3.14: Fuerza aplicada.....	62
Figura 3.15: Tensión de Von Mises.....	62

Figura 3.16: Desplazamiento resultante	63
Figura 3.17: Factor de seguridad.....	63
Figura 3.18: Fuerza aplicada	64
Figura 3.19: Tensión de Von Mises	65
Figura 3.20: Desplazamiento resultante	65
Figura 3.21: Factor de seguridad.....	66
Figura 3.22: Fuerza aplicada	67
Figura 3.23: Tensión de Von Mises	67
Figura 3.24: Desplazamiento resultante	68
Figura 3.25: Factor de seguridad.....	68
Figura 3.26: Fuerza aplicada	69
Figura 3.27: Tensión de Von Mises	69
Figura 3.28: Desplazamiento resultante	70
Figura 3.29: Factor de seguridad.....	70
Figura 3.30: Fuerza aplicada	71
Figura 3.31: Tensión de Von Mises	71
Figura 3.32: Desplazamiento resultante	72
Figura 3.33: Factor de seguridad.....	72
Figura 3.34: Fuerza aplicada	73
Figura 3.35: Tensión de Von Mises	74
Figura 3.36: Desplazamiento resultante	74
Figura 3.37: Factor de seguridad.....	75
Figura 3.38: Dimensiones de un perfil en G	76
Figura 3.39: Características de un perfil en G	77
Figura 3.40: Diagrama de selección de columnas.....	79
Figura 3.41: Fuerza aplicada	82
Figura 3.42: Tensión de Von Mises	83
Figura 3.43: Desplazamientos resultante	83
Figura 3.44: Factor de seguridad.....	84
Figura 3.45: Tubo cuadrado.....	84
Figura 3.46: Circuito Hidráulico.....	87
Figura 3.47: Columna empotrada y libre por el otro extremo	88

Figura 3.48: Tabla de aplicación de diferentes diámetros de los vástagos en función de la fuerza y longitud ideal.	88
Figura 4.1: Amplificador de instrumentación	97
Figura 4.2: Amplificador de instrumentación AD620	98
Figura 4.3: Acondicionamiento de la celda de 1000 lb	99
Figura 4.4: Acondicionamiento de la celda de 500 lb	100
Figura 4.5: Arduino Leonardo	101
Figura 4.6: Mapa ATMEGA 32 U4	102
Figura 4.7: Diagrama electrónico del sistema de carga	104
Figura 4.8: Ruteado diagrama electrónico del sistema de carga	105
Figura 4.9: Placa impresa PCB.....	106
Figura 4.10: Instalación de elementos	107
Figura 5.1: Corte de los perfiles en G	108
Figura 5.2: Soldadura de los perfiles en G	108
Figura 5.3: Soldadura de las tapas de la viga superior	109
Figura 5.4: Soldadura de las bases de las columnas	109
Figura 5.5: Perforación de la base de sujeción	109
Figura 5.6: Bases de la mesa	111
Figura 5.7: Soldadura de la mesa.....	111
Figura 5.8: Planchas base de la mesa	112
Figura 5.9: Planchas de la base de mesa	112
Figura 5.10: Soldadura de las planchas de la mesa.....	112
Figura 5.11: Corte de los huecos de sujeción	113
Figura 5.12: Viga principal (AC).....	114
Figura 5.13: Viga intermedia (DF).....	115
Figura 5.14: Viga inferior (GI)	115
Figura 5.15: Viga de sujeción (JL)	115
Figura 5.16: Tubo para bocines	116
Figura 5.17: Perforación de la base de sujeción	116
Figura 5.18: Corte, perforación de sujeción sensores	117
Figura 5.19: Sujeción de la probeta	117
Figura 5.20: Planchas de anclaje al piso	119

Figura 5.21: Corte, suelda de la base de la polea	119
Figura 5.22: Banco de resistencia estructural	121
Figura 5.23: Ensamble de las Columnas	122
Figura 5.24: Anclaje al Piso	122
Figura 5.25: Taladrado para pernos de sujeción	122
Figura 5.26: Limpieza del agujero por medio de aire	123
Figura 5.27: Introducción del perno de anclaje.....	123
Figura 5.28: Anclaje al piso de la mesa y la base de la polea.....	124
Figura 5.29: Sujeción de la probeta en la mesa de anclaje.....	124
Figura 5.30: Armado de la distribución individual N° 1.	125
Figura 5.31: Grupo de distribución de fuerzas.....	126
Figura 5.32: Distribución de fuerzas del tipo WHIFFLE TREE	127
Figura 5.33: Ensamble hidráulico y anclaje	128
Figura 5.34: Elementos del banco de pruebas	128
Figura 6.1: Probeta de madera	134
Figura 6.2: Distribución de fuerzas	137
Figura 6.3: Diagrama de esfuerzos cortantes.....	138
Figura 6.4: Momentos flexionantes.....	138
Figura 6.5: Curva de la deflexión	139
Figura 6.6: Distribución de fuerzas	141
Figura 6.7: Diagrama de esfuerzos cortantes.....	141
Figura 6.8 Diagrama de momentos flexionantes	142
Figura 6.9 Curva de la deflexión	142
Figura 6.10: Distribución de fuerzas	144
Figura 6.11: Diagrama de fuerzas cortantes	145
Figura 6.12: Diagrama de momentos flexionantes	145
Figura 6.13: Curva de la deflexión	146
Figura 6.14: Distribución de fuerzas	148
Figura 6.15: Diagrama de fuerzas cortantes	148
Figura 6.16: Diagrama de momentos flexionantes	149
Figura 6.17: Curva de la deflexión	149
Figura 6.18 Curva de la deflexión a distintas cargas.....	150

RESUMEN

El proyecto tiene como objetivo diseñar y construir un banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas de aviones y alerones que permita comprobar experimentalmente las cargas estáticas sobre la estructura de un ala que se ejercen en seis puntos. El sistema wiffletree (distribución de fuerzas en forma de árbol) mediante un grupo hidráulico genera una fuerza a tracción cuya presión es una carga variable, para simular las cargas estáticas sobre el ala en vuelo (despegue, vuelo horizontal y aterrizaje) y con ello comprobar la resistencia de la composición de los distintos materiales que se utiliza en la industria aeronáutica para la construcción de las alas de los aviones. El motor electro hidráulico acciona al cilindro hidráulico, que transmite la fuerza a la distribución de tensión estática en el ala del avión de forma similar a la que el ala experimenta en vuelo horizontal para la prueba de resistencia estructural. Las celdas de carga miden la fuerza sobre el ala en seis puntos específicos y tienen una comunicación a una tarjeta de adquisición de datos (Arduino) esta información se muestra en un computador que proporciona el estado de fuerza al instante sobre el material. Por lo que el banco de pruebas inicia una etapa de experimentación en el área de materiales estructuras realizando ensayos a tracción y flexión para el sector de la aeronáutica ligera y la aerodinámica del automóvil.

PALABRAS CLAVE:

- **INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**
- **AERONAVES**
- **ALAS Y ALERONES**
- **BANCO DE PRUEBAS**
- **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN**

ABSTRACT

The project has as aims to design and build a testbed for databank the structural strength of aircraft wings and spoilers that allows experimentally verify the static loads on the structure of a wing exerted by six points. The wiffletree system (distribution of forces in tree form) by a hydraulic group generates a tensile force whose pressure is a variable load to simulate the static loads on the wing in flight (takeoff, horizontal flight and landing) and thereby check the resistance of the composition of the different materials used in the aviation industry for the construction of aircraft wings. Electro hydraulic motor drives the hydraulic cylinder, which transmits the force to the static pressure distribution in the airplane wing similar to the wing experiences in horizontal flight for the resistance structural test. Load cells measure the force on the wing in six specific points and have a communication to a data acquisition board (Arduino) this information is displayed on a computer that provides the state of power instantly on the material. Therefore, the databank began a period of experimentation in the area of materials structure, making tensile and flexural tests for the sector of light aircraft and aerodynamics of the car.

KEYWORDS:

- **AUTOMOTIVE ENGINEER**
- **AIRCRAFT**
- **WINGS**
- **TESTBED**
- **DESIGN AND BUILD**

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El Proyecto responde a la necesidad de realizar una investigación en el diseño y construcción de alas de aviones y alerones con la finalidad de determinar la resistencia estructural de distintas composiciones de materiales y distintas fórmulas estructurales en la construcción de los mismos.

Este proyecto permite desarrollar investigación y desarrollo autónomos que permitan adquirir y generar conocimientos en el área de la ciencia de materiales y sus aplicaciones. Por lo que es necesario, diseñar y construir un banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de las alas de aviones y alerones, y verificar su resistencia a los tipos de carga y esfuerzos estáticos a los que se encuentran expuestas.

1.2 Planteamiento del problema

Debido al avance en la composición y estructura de los materiales de las alas de aeronaves, se propone construir un banco de pruebas estático para ensayos de resistencia estructural de las alas.

Los resultados obtenidos de la experimentación permitirán construir estructuras livianas y resistentes. La construcción de dicho banco es de suma importancia en el análisis del diseño del ala, por lo que nos proporcionara la información necesaria para la selección adecuada del material y la estructura de su construcción.

1.3 Descripción resumida del proyecto

El proyecto tiene como objetivo diseñar y construir un banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas de aviones que permita comprobar experimentalmente las cargas estáticas sobre la estructura de un ala que se ejercen en seis puntos.

Mediante un grupo hidráulico se genera una fuerza a tracción, la presión es una carga variable que se puede incrementar o disminuir para simular las cargas estáticas que se transmite mediante una distribución de fuerzas estática en el ala del avión y con ello comprobar la resistencia estructural.

Las celdas de carga miden la fuerza sobre el ala en seis puntos específicos y tienen una comunicación a una tarjeta de adquisición de datos (Arduino) esta información se muestra en un computador que proporciona el estado de fuerza al instante sobre el material.

1.4 Justificación e importancia

Optimizar las combinaciones de materiales y la formula estructural para el diseño de alas de un UAV, es la razón por la cual planteamos el diseño y construcción de un banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas y alerones. Esto nos permitirá determinar la mejor combinación y forma del ala, a objeto de obtener la mejor relación de resistencia estructural sobre el peso total del ala.

Por otra parte el banco de pruebas inicia una etapa de experimentación en el área de materiales y estructuras para el sector de la aeronáutica ligera y la aerodinámica del automóvil.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Diseñar y construir un banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas y alerones, utilizando componentes mecánicos y electrónicos para simular los valores de carga estática que experimentan el ala y los alerones.

1.5.2 Objetivo específico

- Realizar el estudio de las características, esfuerzos, tensión y resistencia de materiales en las alas de aviones UAV hasta aviones UNASUR I
- Diseñar el banco de pruebas para ensayos estructural de alas de aviones UAV hasta aviones UNASUR I
- Diseñar un módulo de control electrónico para el funcionamiento del banco de pruebas para ensayos estructural de alas.
- Seleccionar los componentes mecánicos necesarios para la construcción del banco de pruebas para ensayo estructural de alas.
- Seleccionar los componentes electrónicos necesarios para la construcción del banco de pruebas para ensayos estructural de alas.

- Construir el banco para pruebas de ensayos estructural de acuerdo al diseño de las alas.

1.6 Metas

- Disponer de información necesaria a fin de estipular los requerimientos pretendidos para la implementación de dichos elementos para el diseño y construcción del banco de pruebas para ensayos estructural de alas en un plazo de 60 días.
- Elaborar el diseño del banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas y acoplamiento de los elementos mecánicos en un lapso de 45 días.
- Realizar el diseño electrónico del módulo de control para el banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas en un lapso de 45 días.
- Calcular la distribución de fuerzas sobre el ala en un lapso de 45 días.
- Seleccionar los componentes mecánicos necesarios para la construcción del banco de pruebas para ensayos estructural de alas en un lapso de 30 días.
- Seleccionar los componentes electrónicos necesarios para la construcción del banco de pruebas para ensayos estructural de alas en un lapso de 30 días.
- Construir el banco para pruebas de ensayos estructural de acuerdo al diseño de las alas 30 días.
- Cumplir el desarrollo del proyecto con las pruebas respectivas de funcionamiento de cada uno de los sistemas del banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas en un lapso de 60 días.

1.7 Hipótesis

El diseño y construcción de un banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas y alerones, permitirá realizar las pruebas necesarias para seleccionar la mejor combinación de materiales compuestos y la mejor estructura de diseño de alas para el vehículo aéreo no tripulado.

1.8 Variables de la investigación

1.8.1 Variable independiente

Diseñar y construir un banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas y alerones.

1.8.2 Variable dependiente

Cálculo de resistencia estructural de las alas de un perfil rectangular de un vehículo aéreo no tripulado.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

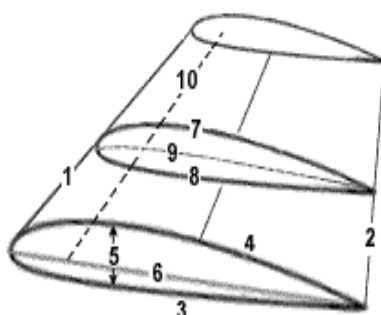
2.1 Introducción aeronaves

(Muñoz, 2010) "Los elementos aerodinámicos principales de una aeronave son: las alas, los estabilizadores y el fuselaje. El ala es la superficie que proporciona la fuerza sustentadora principal del avión, solidariamente responden por la estabilidad y maniobrabilidad del avión, gracias a estas superficies el avión vuela o se sustenta en el aire".

2.2 Características de las alas de avión

(Muñoz, 2010) "Las alas cortas y anchas son fáciles de construir y muy resistentes pero generan mucha resistencia; por el contrario las alas alargadas y estrechas generan poca resistencia pero son difíciles de construir y presentan problemas estructurales.

- 1 - Borde de ataque.
- 2 - Borde de salida.
- 3 - Intrados.
- 4 - Extrador.
- 5 - Espesor.
- 6 - Cuerda.
- 7 - Curvatura superior.
- 8 - Curvatura inferior.
- 9 - Curvatura media.
- 10 - Línea 25% de la cuerda.
- 11 - Cuerda media.
- 12 - Envergadura.



Mayor alargamiento.
Menor resistencia inducida.



Menor alargamiento.
Mayor resistencia inducida.

● Superficie alar = Cuerda media * Envergadura

$$\text{Alargamiento} = \frac{\text{Envergadura}}{\text{Cuerda media}}$$

Figura 2.1: Terminología general de los elementos del ala

Fuente: (Muñoz, 2010)

- **Afilamiento.** Este parámetro relaciona la cuerda del ala en la unión con el fuselaje o empotre y la cuerda del ala en la extremidad. El afilamiento determina la forma geométrica en planta del ala.
- **Envergadura.** Distancia entre los dos extremos de las alas. Por simple geometría, si multiplicamos la envergadura por la cuerda media debemos obtener la superficie alar.
- **Torsión.** El desprendimiento prematuro del flujo en los extremos del ala.

- **Flecha alar.** El efecto aerodinámico de la flecha hacia atrás del ala es similar al que se produce disminuyendo progresivamente la cuerda del ala desde el empotre hacia la punta.
- **Perfil.** Es la forma de la sección del ala, es decir lo que se observaría si se cortaría transversalmente "como en rodajas". Salvo en el caso de alas rectangulares en que todos los perfiles ("rodajas") son iguales, lo habitual es que los perfiles que componen un ala sean diferentes; se van haciendo más pequeños y estrechos hacia los extremos del ala.
- **Borde de ataque.** Es el borde delantero del ala, o sea la línea que une la parte anterior de todos los perfiles que forman el ala; o dicho de otra forma: la parte del ala que primero toma contacto con el flujo de aire.
- **Borde de salida.** Es el borde posterior del ala, es decir la línea que une la parte posterior de todos los perfiles del ala; o dicho de otra forma: la parte del ala por donde el flujo de aire perturbado por el ala retorna a la corriente libre.
- **Extradós.** Parte superior del ala comprendida entre los bordes de ataque y salida.
- **Intradós.** Parte inferior del ala comprendida entre los bordes de ataque y salida.
- **Espesor.** Distancia máxima entre los extradós y el intradós.
- **Cuerda.** Es la línea recta imaginaria trazada entre los bordes de ataque y de salida de cada perfil.
- **Cuerda media.** Como los perfiles del ala no suelen ser iguales sino que van disminuyendo hacía los extremos, lo mismo sucede con la cuerda de cada uno. Por tanto al tener cada perfil una cuerda distinta, lo normal es hablar de cuerda media.
- **Línea del 25% de la cuerda.** Línea imaginaria que se obtendría al unir todos los puntos situados a una distancia del 25% de la longitud de la cuerda de cada perfil, distancia medida comenzando por el borde de ataque.
- **Curvatura.** Del ala desde el borde de ataque al de salida. Curvatura superior se refiere a la de la superficie superior (extradós); inferior a la de la superficie inferior (intradós), y curvatura media a la equidistante a ambas

superficies. Aunque se puede dar en cifra absoluta, lo normales que se exprese en % de la cuerda.

- **Flecha.** Ángulo que forman las alas (más concretamente la línea del 25% de la cuerda) respecto del eje transversal del avión.

La flecha puede ser positiva (extremos de las alas orientados hacia atrás respecto a la raíz o encastre, que es lo habitual), neutra, o negativa (extremos adelantados).



Figura 2.2: Flecha del ala

Fuente:(Muñoz, 2010)

- **Diedro.** El diedro del ala es la contribución más importante a la estabilidad de alabeo o balance del avión. Visto el avión de frente, ángulo en forma de "V" que forman las alas con respecto al horizonte. El ángulo diedro puede ser positivo, neutro, o negativo.



Figura 2.3: Ángulos diedros

Fuente: (Muñoz, 2010)

- **Superficie alar.** La superficie total correspondiente al ala determina las características de despegue y aterrizaje dependientes de las velocidades máximas y mínimas del avión.

El peso máximo del avión de la aeronave se encuentra íntimamente relacionado con las características de velocidad de desplome, superficie alar, altura de vuelo, altura de vuelo, velocidad crucero, peso del avión y autonomía de vuelo.

- **Alargamiento o esbeltez.** Este parámetro determina la resistencia inducida del ala. El aire con presión en los intradós se escapa por el borde

de salida del perfil, en los extremos del ala, con dirección a las zonas depresivas de los extradós."

2.3 Tipo de alas de aviones

(LA AERONAVE, 2008) "Las alas pueden tener varias formas: estrechándose hacia los extremos o recta, en la parte del borde de ataque o del borde de salida, en forma de delta, en flecha.

Forma de la planta del ala: Se pueden diferenciar los siguientes tipos de ala por su forma/flecha:

- **Rectangular o recta:** Típica de las avionetas, se trata de un ala con forma de rectángulo. Muy barata y fácil de construir.

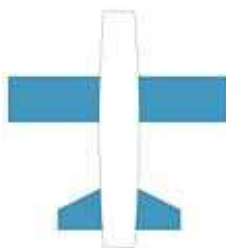


Figura 2.4: Ala recta o rectangular

Fuente:(LA AERONAVE, 2008)

- **Trapezoidal:** Típica de avionetas, es un ala en la cual la anchura de la raíz a la punta se reduce progresivamente dándole una forma trapezoidal. Es más eficiente que el ala recta.



Figura 2.5: Ala trapezoidal

Fuente:(LA AERONAVE, 2008)

- **Elíptica:** Ala que minimiza la resistencia inducida. Típica de algunos cazas de la Segunda Guerra Mundial.



Figura 2.6: Ala elíptica

Fuente:(LA AERONAVE, 2008)

- **Flecha:** El ala forma un ángulo no recto con el fuselaje. Típica de aviones diseñados para vuelo en régimen subsónico alto. Existen los siguientes tipos de flecha:

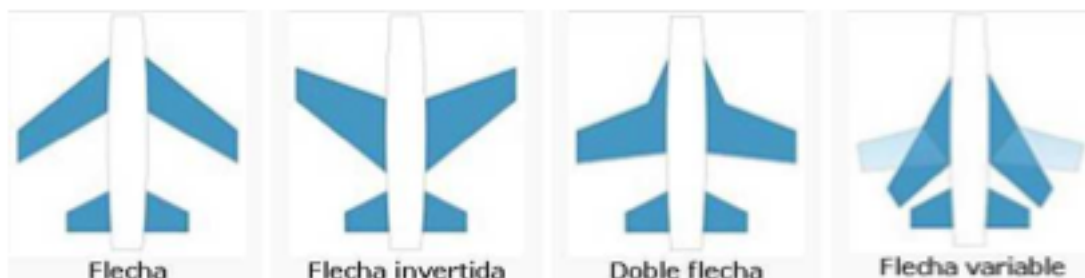


Figura 2.7: Ala tipo flecha.

Fuente:(LA AERONAVE, 2008)

- **Delta:** Este tipo de ala está diseñado para proporcionar sustentación en altos ángulos de ataque, además de mejorar las prestaciones de las aeronaves a velocidades supersónicas. Se utiliza primordialmente en aviones militares

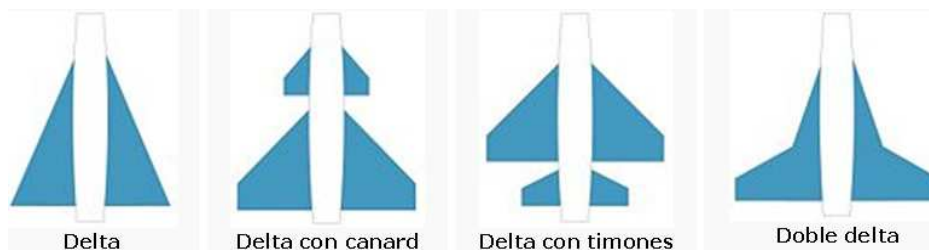


Figura 2.8: Alas tipo delta

Fuente:(LA AERONAVE, 2008)

- **Ojival:** Es una variación de la ala en forma de delta. El avión supersónico Concorde es un claro ejemplo de utilización de este tipo de ala."



Figura 2.9: Ala ojival

Fuente:(LA AERONAVE, 2008)

2.4 Materiales de construcción de las alas de aviones.

(Megson & Gordon, 2010) "Los materiales en la aeronáutica tienen un papel muy importante en la construcción de las estructuras del avión debido a factores que influyen en la selección del material estructural, entre los más importantes la fuerza aliada a la ligereza. Otras propiedades son rigidez, dureza, fatiga, resistencia a la corrosión, calentamientos del medio ambiente, consistencia y disponibilidad de los materiales en función del peso y costo. Es por ello la investigación de nuevas alternativas que sustituyan los materiales tradicionales por nuevas tendencias con materiales que tengan menor peso y una alta resistencia.

Los principales grupos de material utilizado en la construcción de aviones han sido madera, acero, aleaciones de aluminio, recientemente aleaciones de titanio, y materiales compuestos reforzados con fibras."

2.4.1 La madera

(Castaño, En línea) "Los primeros materiales en emplearse fueron la madera y la tela.

a. Características de la madera

Proporcionaban una resistencia adecuada con un peso muy bajo. La madera en muchos aspectos se comporta como un material compuesto, por cómo está constituida por capas, con mejores propiedades en la dirección longitudinal de la fibra, tiene valores de módulo elástico y resistencias muy altos para su densidad. Algunos ejemplos:

- **Abeto**
 - ✓ $E=9000$ MPa
 - ✓ Resistencia a la tracción: 70 MPa
 - ✓ Densidad: 400 Kg/m^3
- **Abedul**
 - ✓ $E=14250$ MPa
 - ✓ Resistencia a la tracción: 100MPa
 - ✓ Densidad: 630 Kg/m^3

b. Inconvenientes de la utilización de la madera

Estos valores son mejores que los de algunas aleaciones de aluminio, pero la madera sufre cambios en su tamaño y sus propiedades con la variación de humedad y se ve sometida al ataque biológico. Fue utilizada hasta la segunda guerra mundial. Antes principalmente en estructuras recubiertas de tela y en recubrimientos."

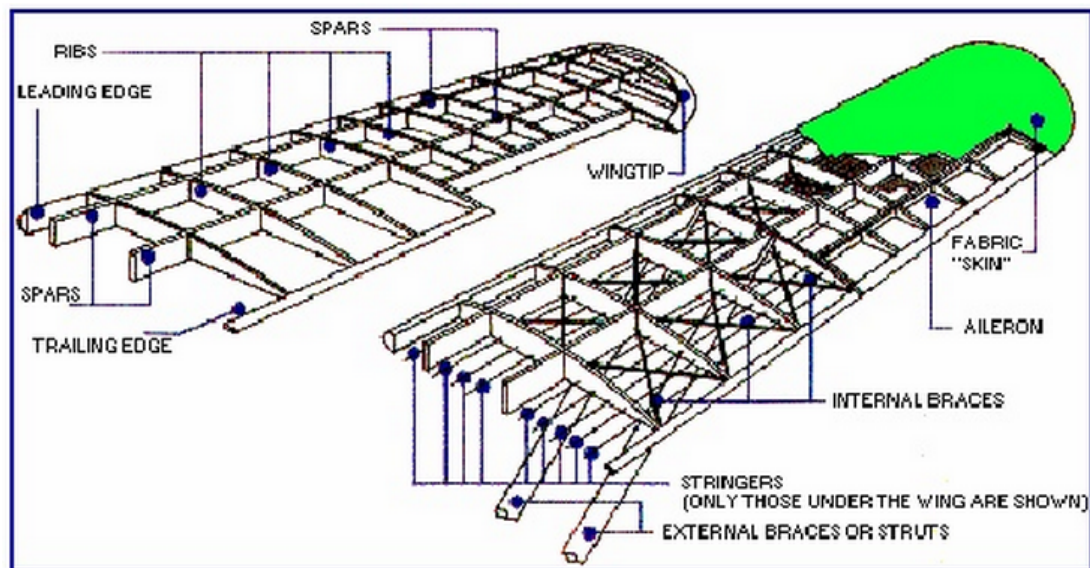


Figura 2.10: Diseño estructural en madera.

Fuente:(Castaño, En línea)

2.4.2 Aluminio (Al)

(Megson & Gordon, 2010) "El aluminio puro tiene una resistencia relativamente baja, extremadamente flexible y prácticamente sin aplicaciones estructurales. Sin embargo, cuando es aleado con otros metales sus propiedades se mejoraron significativamente. Existen grupos de

aleación de aluminio que se han utilizado en la industria de la aviación durante muchos años y todavía juegan un papel importante en la construcción de aviones."

a. Características del aluminio

(Castaño, En línea) "Dentro de los factores más importantes para la selección de aluminio(Al) y de sus aleaciones en el sector aeronáutico se encuentran su elevada relación de resistencia al peso, la corrosión, conductividad térmica, eléctrica, flexibilidad, apariencia y facilidad de conformado, maqueneabilidad, elasticidad y resistencias muy alta en relación a su densidad.

- Mecánicamente es maleable.
- En estado puro tiene un límite de resistencia en tracción de 160-200 N/mm² [160-200 MPa]. Todo ello le hace adecuado para la fabricación de cables eléctricos y láminas delgadas, pero no como elemento estructural.
- Para mejorar estas propiedades se alea con otros metales, lo que permite realizar sobre él operaciones de fundición y forja, así como la extrusión del material"

b. Aleaciones del aluminio utilizado en la industria aeronáutica.

(Megson & Gordon, 2010) "Tenemos tres grupos de aleación de aluminio que son usados por muchos años en la industria aeronáutica y todavía juegan un rol importante en la construcción de aeronaves.

- La primera aleación de aluminio se alea con cobre, magnesio, manganeso, silicio y hierro, siendo el resto aluminio. La fatiga de esta composición es de 230 N/mm², la resistencia a la tracción es no menos a 390 N/mm².

Esta aleación se prefiere para partes de la estructura donde las consideraciones de fatiga son de primordial importancia, tales como la superficie inferior de las alas, donde las cargas de fatiga a la tracción predominan.

- El segundo grupo de aleaciones contiene de 1 a 2% de níquel más que la anterior aleación, un mayor contenido de magnesio y posible variación en las cantidades de cobre, silicio y hierro. La propiedad más importante es la

retención de fuerza a altas temperaturas, por lo que su utilización es en el forjado de motores y fuselajes.

- El tercer grupo de aleación depende de la inclusión de zinc y magnesio para altas fuerzas y tiene una composición de 2,5% de cobre, 5% de zinc, 3% de magnesio y arriba del 1% de níquel. Tiene una propiedad mecánica del 0,1% en prueba de fatiga 510 N/mm^2 , resistencia a la tracción de 585 N/mm^2

El primer grupo de aleaciones posee una menor resistencia estática que las aleaciones de zinc-soporte pero se prefieren para partes de la estructura donde las consideraciones de fatiga son de primordial importancia, tales como la superficie inferior de las alas, donde las cargas de fatiga a la tracción predominan."

2.4.3 El acero

(Castaño, En línea) "El acero tiene buenas cualidades respecto a resistencia, pero su densidad es excesiva y tiene graves problemas de corrosión, se lo utilizaba en la construcción de los largueros de las alas, pero fue sustituido por las aleaciones de aluminio el titanio y materiales compuestos."

a. Características del acero

(Megson & Gordon, 2010) "Las principales características del acero son:

- Alta resistencia
- La densidad del acero es 3 veces la densidad de las aleaciones de aluminio, y hasta 10 veces la de la madera.
- En 0,2 % de prueba de fatiga nominal es 1400 N/mm^2 y el módulo de elasticidad 180000 N/mm^2

El paso del tiempo ha ido mostrando los materiales más adecuados para el mundo de la aviación. Entre ellos, el Aluminio, el Titanio y los Compuestos.

b. Inconvenientes de la utilización del acero

- Su alto peso específico impide su uso generalizado en la construcción de aviones, pero se ha conservado un cierto valor como material para piezas de fundición para pequeños componentes que demandan altas resistencias a la tracción, alta rigidez y alta resistencia al desgaste.
- La producción del endurecimiento necesaria de aceros de alta resistencia convencionales, provoca fragilidad y la distorsión;
- El mecanizado es difícil y la conformación en frío impracticable.
- La soldadura también es casi imposible o muy caro."

(Megson & Gordon, 2010) "Para superar algunas de estas dificultades, se han desarrollado tipos de aceros conocidos como aceros martensíticos. En la cual el carbono se elimina ya sea totalmente o está presente sólo en cantidades muy pequeñas.

El endurecimiento de aceros maraging se logra mediante la adición de otros elementos tales como níquel, cobalto y molibdeno. Un acero martensítico típico tendría estos elementos presentes en las proporciones, níquel de 17 a 19%, cobalto de 8 a 9%, molibdeno de 3 al 3,5%, con el titanio de 0,15 a 0,25%. El contenido de carbono sería un máximo del 0,03%, con restos de manganeso, silicio, azufre, fosforo, aluminio, boro, calcio y circonio. Su resistencia del 0,2 por ciento sería nominalmente 1400N / m² y su módulo de elasticidad 1800000N / mm²."

2.4.4 Titanio (Ti)

(Castaño, En línea) "Es un metal de color gris oscuro, de gran dureza, resistente a la corrosión y de propiedades físicas parecidas a las del acero. El titanio aleado con el hierro y otros metales, se emplea en la industria aeronáutica y aeroespacial.

a. Características del titanio

(Megson & Gordon, 2010) "Las aleaciones de titanio posee altas propiedades específicas:

- Una buena resistencia a la fatiga, relación de resistencia a la tracción con un límite de fatiga destacado.

- Conserva una fuerza considerable a la temperatura de hasta 400 a 500 °C.
- Presenta una alta resistencia a la tracción y cuando está puro, se tiene un metal ligero, fuerte, brillante y blanco metálico de una relativa baja densidad.

b. Inconvenientes de la utilización del titanio

- Las propiedades se ven afectadas negativamente por la exposición a la temperatura y el estrés en un ambiente de sal.
- El costo es muy alto en 7 veces más que el aluminio.
- La densidad es relativamente alta de manera que impone en penalizaciones de peso."

2.4.5 Materiales compuestos

(Megson & Gordon, 2010) "Los materiales compuestos se componen de fibras fuertes tales como vidrio o de carbono fijado en una matriz de plástico o resina epoxi, que es una protección mecánica y química. Las fibras pueden ser continuas o discontinuas y posee una resistencia mucho mayor que la de los mismos materiales de mayor volumen. Por ejemplo, las fibras de carbono tienen una resistencia a la tracción de 2.400 N / mm^2 y un módulo de elasticidad de 400000 N / mm^2 "

(Castaño, En línea) "Los compuestos de fibra son sistemas de materiales que constan de dos fases: una fase continua denominada matriz o resina, y una fase discontinua denominada fibras o material de refuerzo. Las fibras y la resina se denominan también "constituyentes". Las fibras son los constituyentes principales que soportan la carga, debido a sus excelentes valores de resistencia y rigidez. Los compuestos formados por fibras cortas (12 a 80 mm) son adecuados para procesos de producción de bajo coste. Sin embargo, muestran una baja resistencia, fundamentalmente debido a la orientación aleatoria de las fibras y por tanto, están limitados a aplicaciones no estructurales. Todas las aplicaciones estructurales de los compuestos en aeronáutica se basan en refuerzos con fibras continuas."

a. Características de los materiales compuestos

(Castaño, En línea) "Como ya hemos comentado antes, los compuestos o resinas compuestas son materiales sintéticos que están mezclados heterogéneamente y que forman un compuesto formado por moléculas de elementos variados. Estos componentes pueden ser de dos tipos: los de cohesión y los de refuerzo. Los componentes de cohesión envuelven y unen los componentes de refuerzo (o simplemente refuerzos) manteniendo la rigidez y la posición de éstos. Así, esta combinación de materiales le da al compuesto unas propiedades mecánicas notablemente superiores a las materias primas del que procede.

Los compuestos se utilizan en la industria aeroespacial y aeronáutica para aligerar el peso de la estructura y revestimiento de satélites, transbordadores y aviones."

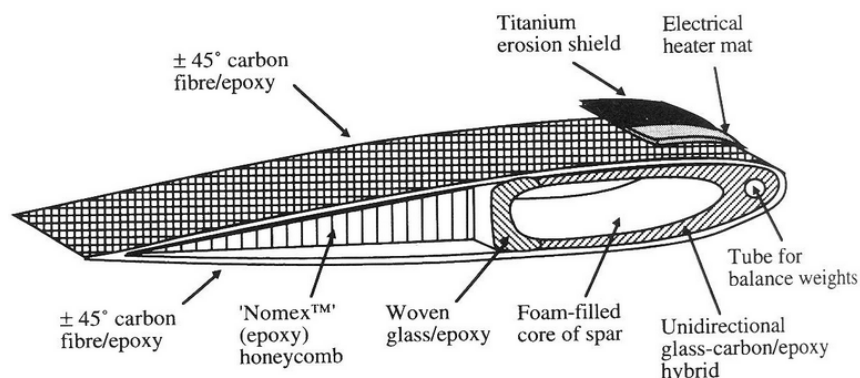


Figura 2.11: Sección del ala cubierta de compuestos.

Fuente:(Castaño, En línea)

b. Inconvenientes de la utilización de materiales compuestos

- Costosos programas de evaluación, calificación y certificación de estructuras.
- Desarrollo de nuevas tecnologías de fabricación e inspección.
- Realización de costosas inversiones en instalaciones y equipos.
- Costo de los materiales elevado.

c. Función de los componentes dentro de los materiales compuestos

Fibras:

- Proporcionan la resistencia y rigidez al material

- Dirigen el comportamiento mecánico de los materiales compuestos, dependiendo del tipo de fibra utilizado y la orientación.
- Resinas:
 - Proporcionan la cohesión entre las fibras.
 - Transmiten las cargas aplicadas al material compuesto.
 - Protección de las fibras del daño mecánico y del medio ambiente.
 - Separación de las fibras impidiendo la propagación de grietas de unas fibras a otras.
- Determinan la temperatura de servicio del material compuesto y controlan la resistencia del compuesto frente al medio ambiente y agentes externos.

2.5 Cargas actuantes sobre el ala

(Muñoz, 2010) "Sobre un aeroplano en vuelo actúan una serie de fuerzas, favorables unas y desfavorables otras, aunque los expertos siguen debatiendo e investigando sobre aerodinámica, a nuestro nivel solo necesitamos conocer algunos conceptos fundamentales, empezando por las fuerzas que afectan al vuelo y sus efectos. De todas las fuerzas que actúan sobre un aeroplano en vuelo, las básicas y principales porque afectan a todas las maniobras son cuatro: sustentación, peso, empuje y resistencia. Estas cuatro fuerzas actúan en pares; la sustentación es opuesta al peso, y el empuje o tracción a la resistencia.

Un aeroplano, como cualquier otro objeto, se mantiene estático en el suelo debido a la acción de dos fuerzas: su peso, debido a la gravedad, que lo mantiene en el suelo, y la inercia o resistencia al avance que lo mantiene parado. Para que este aeroplano vuele será necesario contrarrestar el efecto de estas dos fuerzas negativas, peso y resistencia, mediante otras dos fuerzas positivas de sentido contrario, sustentación y empuje respectivamente. Así, el empuje ha de superar la resistencia que opone el avión a avanzar, y la sustentación superar el peso del avión manteniéndolo en el aire."



Figura 2.12: Fuerzas que actúan en vuelo

Fuente:(Muñoz, 2010)

2.5.1 Sustentación

(Muñoz, 2010) "Es la fuerza desarrollada por un perfil aerodinámico moviéndose en el aire, ejercida de abajo arriba, y cuya dirección es perpendicular al viento relativo y a la envergadura del avión (no necesariamente perpendiculares al horizonte). Se suele representar con la letra **L**, inicial del término inglés Lift = Sustentación."



Figura 2.13: Perpendicularidad de la sustentación

Fuente:(Muñoz, 2010)

2.5.2 Ángulo de incidencia

(Muñoz, 2010) "El ángulo de incidencia es el ángulo agudo formado por la cuerda del ala con respecto al eje longitudinal del avión. Este ángulo es fijo, pues responde a consideraciones de diseño."



Figura 2.14: Ángulo de incidencia

Fuente:(Muñoz, 2010)

2.5.3 Ángulo de ataque

(Muñoz, 2010) "El ángulo de ataque es el ángulo agudo formado por la cuerda del ala y la dirección del viento relativo. Este ángulo es variable, pues

depende de la dirección del viento relativo y de la posición de las alas con respecto a este, ambos extremos controlados por el piloto. Es conveniente tener muy claro el concepto de ángulo de ataque pues el vuelo está directa y estrechamente relacionado con el mismo."

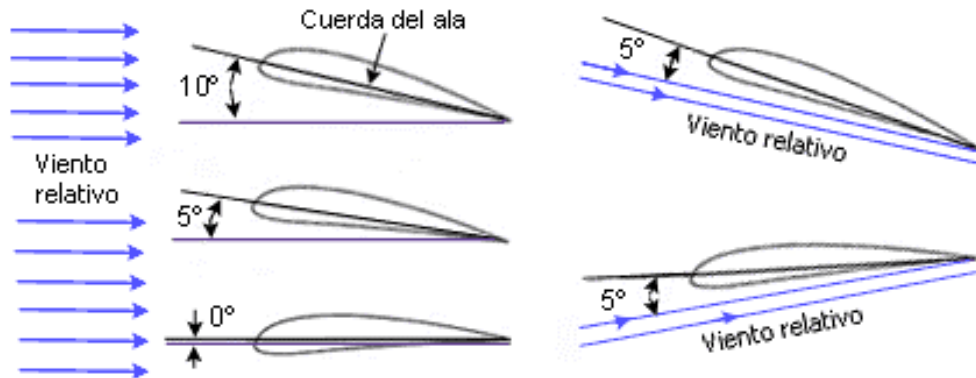


Figura 2.15: Ángulo de ataque y viento relativo

Fuente:(Muñoz, 2010)

(Muñoz, 2010) "Se muestran distintas fases de un avión en vuelo, en cada una de las cuales podemos apreciar de una manera gráfica los conceptos definidos: la trayectoria; el viento relativo, paralelo y de dirección opuesta a la trayectoria, y la sustentación, perpendicular al viento relativo."



Figura 2.16: La sustentación es perpendicular al viento relativo

Fuente:(Muñoz, 2010)

2.5.4 Peso

(Muñoz, 2010) "El peso es la fuerza de atracción gravitatoria sobre un cuerpo, siendo su dirección perpendicular a la superficie de la tierra, su sentido hacia abajo, y su intensidad proporcional a la masa de dicho cuerpo. Esta fuerza es la que atrae al avión hacia la tierra y ha de ser contrarrestada por la fuerza de sustentación para mantener al avión en el aire."



Figura 2.17: Dirección y sentido del peso

Fuente:(Muñoz, 2010)

2.5.5 Centro de gravedad

(Muñoz, 2010) "Es el punto donde se considera ejercida toda la fuerza de gravedad, es decir el peso. El C.G es el punto de balance de manera que si se pudiera colgar el avión por ese punto específico este quedaría en perfecto equilibrio. El avión realiza todos sus movimientos pivotando sobre el C.G."



Figura 2.18: Centro de Gravedad

Fuente:(Muñoz, 2010)

2.5.6 Resistencia

(Muñoz, 2010) "La resistencia es la fuerza que impide o retarda el movimiento de un aeroplano. La resistencia actúa de forma paralela y en la misma dirección que el viento relativo, aunque también podríamos afirmar que la resistencia es paralela y de dirección opuesta a la trayectoria."



Figura 2.19: Dirección y sentido de la resistencia

Fuente:(Muñoz, 2010)

2.5.7 Factores que afectan a la sustentación

- **La forma del perfil del ala**

(Muñoz, 2010) "Hasta cierto límite, a mayor curvatura del perfil mayor diferencia de velocidad entre las superficies superior e inferior del ala y por tanto mayor diferencia de presión, o lo que es igual mayor fuerza de sustentación. No obstante no hay que confundirse pensando que es

necesario que el ala sea curvada por arriba y plana o cóncava por abajo para producir sustentación, pues un ala con un perfil simétrico también la produce. Lo que ocurre es que un ala ligeramente curvada entra en pérdida con un ángulo de ataque mucho mayor que un ala simétrica, lo que significa que tanto su coeficiente de sustentación como su resistencia a la pérdida son mayores. La curvatura de un ala típica moderna es solo de un 1% o un 2%. La razón por la cual no se hace más curvada, es que un incremento de esta curvatura requeriría una superficie inferior cóncava, lo cual ofrece dificultades de construcción. Otra razón, es que una gran curvatura solo es realmente beneficiosa en velocidades cercanas a la pérdida (despegue y aterrizaje) y para tener más sustentación en esos momentos es suficiente con extender los flaps.

- **La superficie alar**

Cuanto más grandes sean las alas mayor será la superficie sobre la que se ejerce la fuerza de sustentación. Pero hay que tener en cuenta que perfiles muy curvados o alas muy grandes incrementan la resistencia del avión al ofrecer mayor superficie enfrentada a la corriente de aire. En cualquier caso, tanto la forma como la superficie del ala dependen del criterio del diseñador, que tendrá que adoptar un compromiso entre todos los factores según convenga a la funcionalidad del avión.

- **La densidad del aire**

Cuanto mayor sea la densidad del aire, mayor es el número de partículas por unidad de volumen que cambian velocidad por presión y producen sustentación.

La velocidad del viento relativo. A mayor velocidad sobre el perfil, mayor es la sustentación. La sustentación es proporcional al cuadrado de la velocidad, siendo por tanto este factor el que comparativamente más afecta a la sustentación.

- **El ángulo de ataque**

Si se aumenta el ángulo de ataque es como si se aumentara la curvatura de la parte superior del perfil, o sea el estrechamiento al flujo de aire, y por tanto la diferencia de presiones y en consecuencia la sustentación

- **Centro de presiones**

(Muñoz, 2010) "Se denomina centro de presiones al punto teórico del ala donde se considera aplicada toda la fuerza de sustentación. La figura 2.20 muestra un ejemplo de distribución de presiones sobre un perfil moviéndose en el aire. A efectos teóricos, aunque la presión actúa sobre todo el perfil, se considera que toda la fuerza de sustentación se ejerce sobre un punto en la línea de la cuerda (resultante). La posición del centro de presiones se suele dar en % de la cuerda del ala a partir del borde de ataque. A medida que aumenta o disminuye el ángulo de ataque se modifica la distribución de presiones alrededor del perfil, desplazándose el centro de presiones, dentro de unos límites, hacia adelante o atrás respectivamente.

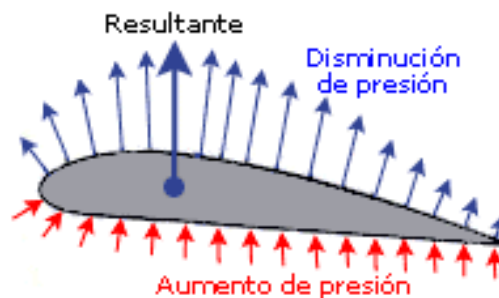


Figura 2.20: Centro aerodinámico

Fuente:(Muñoz, 2010)

El margen de desplazamiento suele estar entre el 25% y el 60% de la cuerda como se indica en la figura 2.21 y puesto que afecta a la estabilidad de la aeronave es conveniente que sea el menor posible. Mediante métodos empíricos se ha demostrado que a medida que se incrementa el ángulo de ataque, el Centro de Presiones se desplaza gradualmente hacia adelante. En un punto más allá del ángulo de ataque para vuelo ordinario, comienza a moverse hacia atrás de nuevo; cuando llega a un punto lo suficientemente atrás, el morro del avión cae porque el ala está en pérdida."

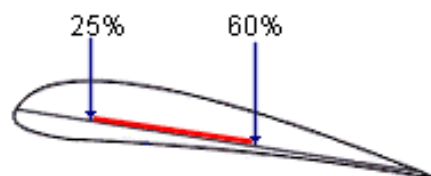


Figura 2.21: Límites del centro aerodinámico

Fuente:(Muñoz, 2010)

2.5.8 Factor de carga

(Saavedra, 1990) "Cuando un móvil como el avión, se desplaza en el espacio de tres dimensiones, se ve sometido a unas fuerzas debidas a las aceleraciones y fuerzas centrifugas.

Para medirlas, se utiliza el factor de carga o número n, que se define como la relación que existe entre la fuerza total que actúa sobre el avión y el peso del mismo.

Ecuación 2.1 (Saavedra, 1990)

$$n = \frac{\text{Fuerza Sustentación}}{\text{Peso del avión}} \quad (2.1)$$

Otra forma de nombrar el factor de carga es por la letra g (aceleración de la gravedad)"

a. Importancia del factor de carga

(Saavedra, 1990) "Dos razones hacen muy importante el conocimiento del factor de carga:

- El peligro de someter al avión a unos límites estructurales peligrosos que pueden llegar a romperlo
- Un aumento del factor de carga aumenta la velocidad de pérdida, a valores muy superiores a los normales."

b. El factor de carga en el diseño de aviones

(Saavedra, 1990) "Los aviones, al ser diseñados, deben cumplir una serie de limitaciones con relación al factor de carga.

Son distintas, según la categoría del avión o fin a que se destine. Así, en los aviones diseñados en EEUU y certificados en las categorías normal, utility o acrobatic, los límites son:

- Normal (No acrobáticos ni barrenas) =3,8 g
- Utility(semi-acrobático, incluyendo barrenas figura específicamente autorizado) = 4,4g
- Acrobatic = 6,0 g
- Estos límites incluyen un margen de seguridad del 50%"

2.6 Pesos máximos estructurales

(Saavedra, 1990) "Todo avión tiene certificados unos pesos máximos que no deben ser sobrepasados. Están definidos por límites de resistencia estructural.

- Peso máximo al despegue
- Peso máximo al aterrizaje
- Peso máximo sin combustible en los depósitos de las alas (se conoce también como peso máximo con combustible cero)

Estos pesos, repetimos, no pueden sobrepasarse de las circunstancias previstas ya que aun cuando el constructor del avión ha utilizado suficiente márgenes de seguridad, la resistencia estructural podría verse comprometida."

2.6.1 Peso máximo al despegue

(Saavedra, 1990) "Es el peso máximo certificado para iniciar el despegue. Figura en su Certificado de Aeronavegabilidad.

Algunos aviones tienen previsto un peso máximo para rodaje o movimientos en tierra. Será mayor que el máximo de despegue, pero sólo debe ser utilizado para movimientos en el suelo.

Recordar que este peso está directamente relacionado con la máxima sustentación que puede crear el ala del avión."

2.6.2 Peso máximo al aterrizaje

(Saavedra, 1990) "Será el peso máximo en el momento de poner las ruedas en el suelo. Normalmente, este peso viene definido por la resistencia estructural del tren de aterrizaje a un impacto fuerte sobre la pista.

Si hubiera algún problema grave después del despegue, el avión podría volver a aterrizar con el peso máximo de despegue, poniendo especial cuidado para no realizar un "desplome" sobre la pista.

Para entender su razón repasemos el significado del factor de carga llamado n o G

Cuando un avión se ve sometido a 1G significa que su factor de carga es 1, o lo que es igual, soporta unas fuerzas iguales a su peso.(Ver la figura 2.22)

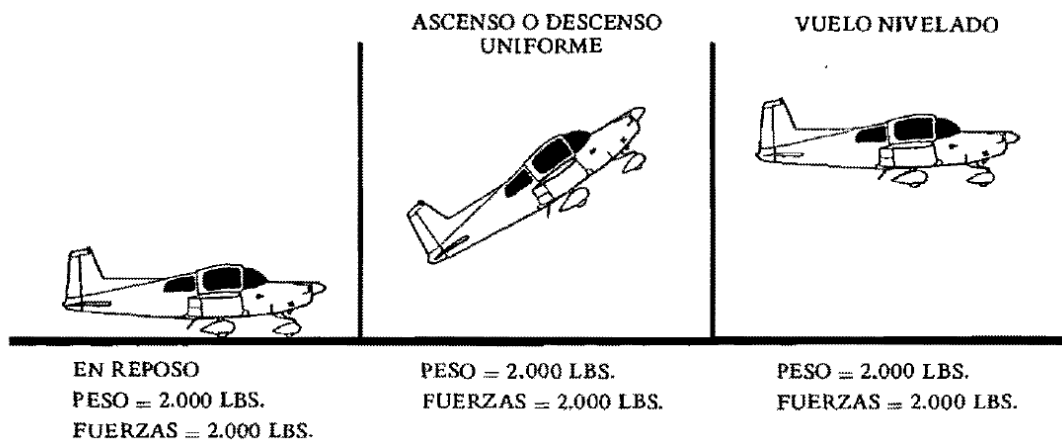


Figura 2.22: Factor de carga

Fuente: (Saavedra, 1990)

Pero hay situaciones en las que el avión se ve sometido a unas fuerzas que aumentan su factor de carga.

Estas pueden ser virajes fuertes, vuelo en aire turbulento, ráfagas de viento entre otras." (Ver la figura 2.23)

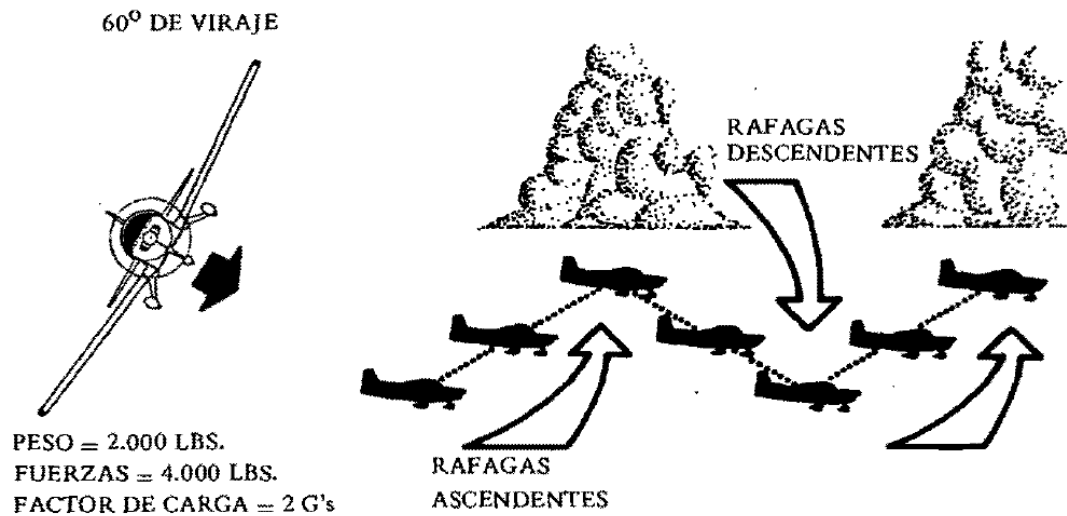


Figura 2.23: Factor de carga en ráfagas

Fuente: (Saavedra, 1990)

2.6.3 El factor de carga y turbulencia

(Saavedra, 1990) "Todos los aviones deben demostrar su capacidad de resistir ráfagas de aire de gran intensidad. El factor de seguridad de carga aumenta con la velocidad y normalmente, el límite estructural está calculado a la máxima velocidad de crucero.

En condiciones de turbulencia, muy fuerte, como en tormentas o en situaciones frontales, es aconsejable reducir la velocidad a la de la turbulencia. De este modo, será prácticamente imposible que las ráfagas de aire produzcan, daños estructurales.

2.6.4 Zonas del avión más sensibles al factor de carga

(Saavedra, 1990) "Normalmente, las zonas más sensibles a los daños estructurales son las alas, en su unión con el fuselaje, los bordes de ataque y bordes de salida del ala."

2.7 Columnas

(Mott, 2006) "Una columna es una pieza estructural que soporta una carga axial por compresión y tiende a fallar como resultado de inestabilidad elástica o pandeo, más que por trituración de material.

La inestabilidad elástica es aquella condición de falla en la deformación de la columna y no es lo suficiente rígida para mantenerla recta bajo la acción de la carga.

a. Propiedades de la sección transversal de una columna

La tendencia de una columna a pandearse depende de su forma, dimensiones de su sección transversal conjuntamente con su longitud y la manera en que se une a piezas o soportes adyacentes.

Una columna tiende a pandearse alrededor del eje el cual el radio de giro al igual que el momento de inercia son mínimos.

Sus propiedades son:

- Área de la sección transversal (A)
- Momento de Inercia respecto al eje alrededor del cual es mínimo el valor (I)
- El valor mínimo de radio de giro (r).

Ecuación 2.2 (Mott, 2006)

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.2)$$

b. Empotramiento o fijación en un extremo y longitud efectiva

Indica la manera en que se apoyan o sostienen los extremos de la columna la variable más importante es la cantidad de sujeción o fijación que se presenta en los extremos de la columna en contra de la tendencia a girar, como se ve en la figura 2.24.

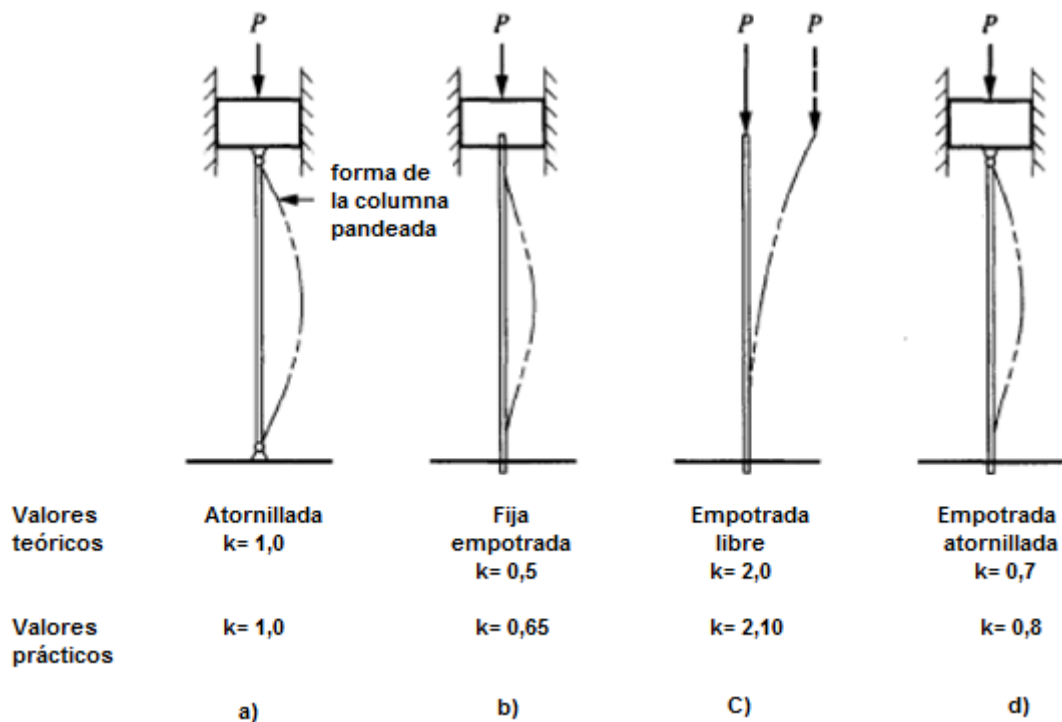


Figura 2.24: Constante de fijación en un extremo de una columna

Fuente: (Mott, 2006)

La manera en que se apoyan o sustentan ambos extremos de la columna afecta la longitud efectiva, que se define como:

Ecuación 2.3 (Mott, 2006)

$$L_e = L \times K \quad (2.3)$$

Donde:

L = Longitud de la columna (m).

L_e = Longitud efectiva (m)

K = Constante de empotramiento (ver figura 2.24)

c. Análisis de una columna recta que se carga en el centro

• Relación de delgadez (Re)

La razón de delgadez es la relación de la longitud efectiva de la columna (Le) con su radio de giro mínimo (r_{\min}). Esto es.

Ecuación 2.4 (Mott, 2006)

$$Re = \frac{Le}{r_{\min}} = \frac{K \times L}{r_{\min}} \quad (2.4)$$

Donde:

Re= Razón de delgadez (Adimensional)

Utilizaremos la razón de delgadez para que contribuya en la selección del método para realizar el análisis de columnas rectas, que se cargan en el centro.

d. Razón de transición de delgadez

A lo largo de las secciones siguientes, se hace una exposición de dos métodos para analizar columnas rectas que se cargan en el centro: la fórmula de Euler para columnas largas, esbeltas o delgadas; y la fórmula de J. B. Johnson para columnas cortas.

La decisión en cuanto a cuál método utilizar depende del valor de la razón real de delgadez para la columna objeto de análisis en relación con la razón de transición de delgadez, o constante de columna, que se define como:

Ecuación 2.5 (Mott, 2006)

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (2.5)$$

Donde:

Cc= Razón de transición de delgadez (Adimensional)

E= Coeficiente o módulo de elasticidad del material (Pa)

Sy= Resistencia del punto cedente del material. (Pa)

El uso de la constante de columna se ilustra en el procedimiento que se puede observar en el diagrama de flujo lógico del apéndice de (Mott R. L., 2006), que se utiliza para analizar columnas rectas que se cargan en el centro.

- Para la columna en particular, calcule su razón real de delgadez.
- Calcule el valor de C_c .
- Compare C_c con R_e . Porque C_c representa el valor de la razón de delgadez que separa una columna larga de una corta, el resultado de la comparación indica qué tipo de análisis debe utilizarse.

Ecuación 2.6 (Mott, 2006)

$$R_e > C_c \quad (2.6)$$

- Si R_e real es mayor que C_c , la columna es larga. Utilice la ecuación de Euler como se describe en el diagrama de flujo lógico del análisis de la columna en el apéndice de (Mott, 2006).

Ecuación 2.7 (Mott, 2006)

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{R_e^2} \quad (2.7)$$

Dónde:

P_{cr} = Carga permisible (N)

A = Área de la sección (m²)

- Si R_e es menor que C_c , la columna es corta. Utilice la fórmula de J. B. Johnson, que se describe en el diagrama de flujo lógico que se encuentra a continuación.

Ecuación 2.8 (Mott, 2006)

$$P_{cr} = A * S_y \left[1 - \frac{S_y * R_e^2}{4 * \pi^2 * E} \right] \quad (2.8)$$

- Aplicando los literales 4 y 5 procedemos a calcular el valor de la carga permisible.

Ecuación 2.9 (Mott, 2006)

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} \quad (2.9)$$

2.8 Cargas en vigas, apoyos y tipos de vigas

Una viga es un miembro que se somete a cargas transversales es decir, perpendiculares a lo largo de su eje. Tales cargas provocan esfuerzos cortantes en la viga y le imparte su figura característica de pandeo, lo que también da como consecuencia esfuerzos flexionantes.

Las vigas se someten a varios patrones de carga:

1. Cargas concentradas normales
2. Cargas concentradas con inclinación
3. Cargas uniforme distribuidas
4. Cargas variables

En el caso del proyecto se realiza el estudio de una carga triangular como se observa en la Figura 2.25

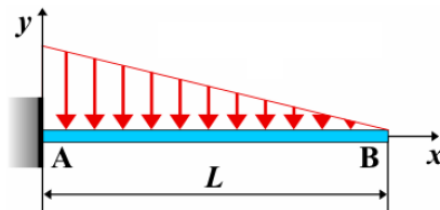


Figura 2.25: Carga triangular
(Vaxa-Software, 2014)

Fuerza:

Ecuación 2.10 (Singer & Pytel, 1987)

$$W_x = \frac{W(L-x)}{L} \quad (2.10)$$

Reacciones:

Ecuación 2.11 (Singer & Pytel, 1987)

$$R_A = \frac{W \cdot L}{2} \quad (2.11)$$

Las siguientes ecuaciones se obtienen mediante la integración de la ecuación 2.12

Esfuerzo cortante:

$$V_{AB} = \frac{W}{2L} \cdot (L-x)^2 \quad (2.12)$$

Momentos flectores:

$$M_{AB} = \frac{W}{6L} \cdot (L-x)^3 \quad (2.13)$$

Pendiente:

$$\theta_{AB} = \frac{W}{24 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (4L^2 - 6L^2 \cdot x + 4Lx^2 - x^3) \quad (2.14)$$

Deflexión:

$$Y_{AB} = \frac{W \cdot x^2}{120 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (10L^3 - 10L^2 \cdot x + 5Lx^2 - x^3) \quad (2.15)$$

Donde:

W = Fuerza aplicada (N)

W_x = Fuerza en un punto x (N)

R_A = Fuerza reactiva (N)

V = Esfuerzo cortante (N)

L = Longitud de la viga (m)

I = Momento de Inercia (m^4)

a. Tipos de apoyos

Tenemos varios tipos de apoyos, como se puede observar en la Figura 2.26

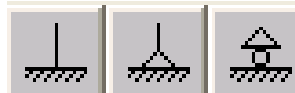


Figura 2.26: Tipos de apoyos

Fuente: (Mott, 2006)

1. Apoyo fijo o empotrado
2. Apoyo de pasador
3. Apoyo simple de rodillo

b. Fuerza cortante

Las fuerzas cortantes son cargas internas que se generan en el material de una viga para equilibrar las fuerzas aplicadas externamente y para garantizar el equilibrio en todas sus partes.

c. Momento flexionante

Se desarrollan en vigas por la aplicación de cargas perpendiculares a la viga. Estos momentos flexionantes son los que hacen que la viga asuma una figura característica de curvado o flexionado

2.9 Esfuerzos cortantes, momentos y deflexión en vigas de voladizo

Las vigas en voladizo son en las cuales el apoyo es fijo y por lo tanto puede resistir momentos. De hecho el momento flexionante en el extremo fijo de la viga es el máximo, como se ve e la Figura 2.27

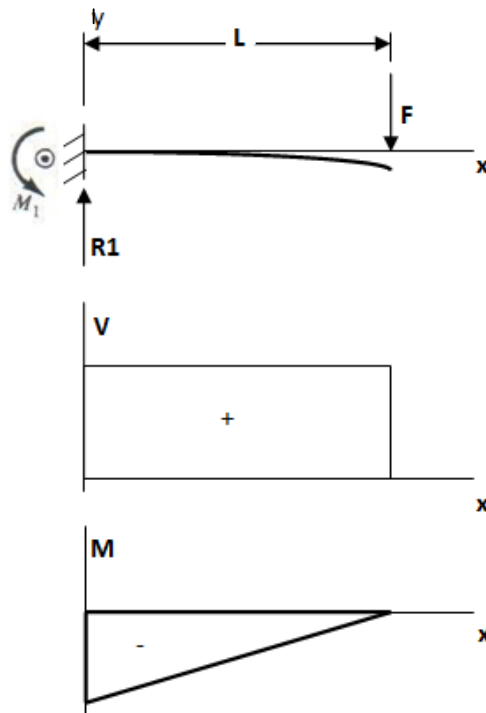


Figura 2.27: Vigas en voladizo

Fuente: (Mott, 2006)

2.10 Cables

Los cables metálicos son elementos ampliamente utilizados en la mayoría de actividades industriales. Así los encontramos formando parte de los equipos para la manipulación y sujeción de cargas, (grúas, cabrestantes, eslingas, etc.) e incluso en el transporte de personas (teleféricos, ascensores, etc.).

Es por ello conveniente conocer las características de dichos elementos, así como las condiciones básicas a tener presentes tanto para su instalación o montaje en los equipos, como para su manipulación y conservación.

- **Características de los cables**

Un cable metálico, de forma genérica, puede considerarse compuesto por diversos cordones metálicos dispuestos helicoidalmente alrededor de un alma, que puede ser textil, metálica o mixta. Esta disposición es tal que su trabajo se comporta como una sola unidad. A su vez un cordón puede considerarse compuesto por diversos alambres metálicos dispuestos helicoidalmente en una o varias capas.

Se denomina arrollamiento cruzado cuando el sentido de arrollamiento de los cordones, en el cable, es contrario al de los alambres.

2.11 Soldadura

a. Definición

(Riesco, 2012) "La soldadura es un proceso para la unión de dos metales por medio de calor y/o presión y se define como la liga metalúrgica entre los átomos del metal a unir y el de aporte."

Existen diversos procesos de soldadura los que difieren en el modo en que se aplica el calor o la energía para la unión. Para el presente proyecto se va a utilizar la soldadura continua MIG/MAG, el cual se detalla a continuación.

b. Soldadura Mig/Mag (GMAW)

(AGA, 2014) "Este proceso de soldadura consiste básicamente en mantener un arco eléctrico entre la pieza a soldar y el extremo de un electrodo consumible constituido por un alambre continuo que se alimenta hacia el arco automáticamente desde una boquilla. El arco se mantiene bajo una atmósfera de gas de protección que impide que el aire circundante alcance el charco de soldadura evitando que el oxígeno, nitrógeno y otros gases contaminan el cordón haciéndolo poroso y débil. En la siguiente figura 2.28 se indican los elementos más importantes que intervienen en el proceso."

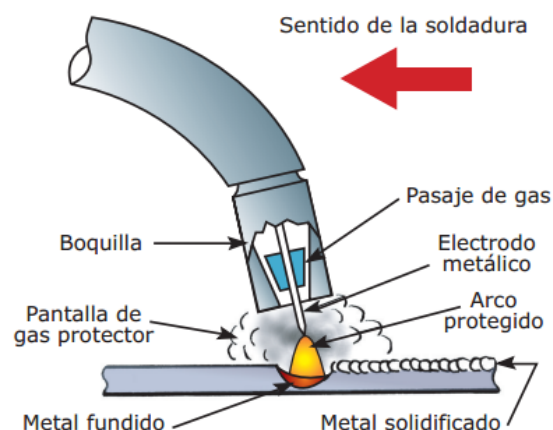


Figura 2.28: Efectos producidos en una soldadura MIG

Fuente: (Rodríguez, 2014)

- Electrodo para la soldadura MIG.

Tabla 2.1

Propiedades del electrodo

ALAMBRE MIG PARA ACERO DE BAJO CARBONO		
ER 70 S-6		
Norma:	AWS	ER70S-6
Análisis del metal depositado:		
C 0.1%	Si 0.90%	Mn 1.50%
Descripción: Alambre continuo cobrizado de acero microaleado		
Proceso: (G. M. A. W)		
Fuente: (AGA, 2014)		

Tabla 2.2

Propiedades del proceso de soldadura

MIG/MAG	GAS DE PROTECCIÓN
CO ₂	AGA MIX 20
RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	
58-63 kg/mm ² (80000 psi)	
Fuente: (AGA, 2014)	

- Aplicaciones: Para soldar acero dulce en toda posición, mediante proceso MIG, usando Anhídrido Carbónico (CO₂). Utilización en estructuras en general, maquinarias, bastidores de autos, puentes, muelles, torres, etc.

Tabla 2.3

Parámetros para soldar

	PROCESO MAG		AMPERAJE	VOLTAJE	FLUJO	VELOCIDAD
	(GMAW)				GAS	ALIMEN
	mm	Plg	A	V	lt/min	ALAM
CORTO	0.8	0.030	90-110	15-21	8-15	500-860
CIRCUITO	0.9	0.035	90-110	16-22	8-15	400-760
	1.0	0.040	100-120	17-22	8-15	310-630
	1.2	0.045	100-130	17-22	8-15	250-560

Fuente: (AGA, 2014)

Para soldaduras en posición vertical y sobre cabeza, reducir el amperaje un 10 a 15%.

c. Cálculo y análisis de sueldas

A continuación se muestra las fórmulas que se van a emplear, con las cuales podemos deducir la resistencia que cada una de estas va a lograr soportar, según el trabajo que realice.

Ecuación 2.16 (Mott, 2006)

$$F = (C * X_s) * r_e \quad (2.16)$$

Ecuación 2.17 (Mott, 2006)

$$X_s = (L_c - 2)C \quad (2.17)$$

Donde:

F = Fuerza (N)

C = Espesor de la costura del electrodo (mm)

X_s = Longitud de soldadura de soporte (mm)

r_e = Resistencia del electrodo (N/mm²)

L_c = Longitud total del cordón (mm)"

2.12 Pernos

(Bawa, 2007)"Los dos tipos básicos de pernos de alta resistencia son designados por ASTM como A325 y A490. Estos pernos como se muestra en la figura 2.29, tienen cabeza hexagonal y se usan con tuercas hexagonales no terminadas. Pernos A325 son de acero con mediano contenido de carbono, tratados al calor, su esfuerzo a la fluencia varía aproximadamente entre 5700 a 6470 kgf/cm², dependiendo del diámetro. Los pernos A490 son también tratados al calor, pero son de acero aleado con un esfuerzo de fluencia de 8085 a 9140 kgf/cm², dependiendo del diámetro.

El esfuerzo de tensión es la definición de la fuerza que un material puede soportar antes de sufrir una fractura, siempre se expresa en función de una unidad de área. Además del esfuerzo tensor, otros factores mecánicos deben considerarse para realizar una conexión adecuada, incluyendo el esfuerzo de deformación y el correcto acomodo de todas las partes de la

conexión. Con el diseño apropiado, una conexión por tornillo puede soportar cargas de trabajo mucho mayores que las esperadas en su ciclo de trabajo."



Figura 2.29: Pernos

Fuente: www.sodiper.cl

2.13 Bombas

(Mott R. L., 2006) "Una bomba es un ejemplo común de dispositivo mecánico que añade energía a un fluido. Un motor eléctrico o algún otro aditamento importante impulsa un eje rotatorio en la bomba. Entonces, la bomba aprovecha esta energía cinética y la transmite al fluido, lo que provoca el movimiento de éste y el incremento de su presión."

2.13.1 Clasificación de las bombas

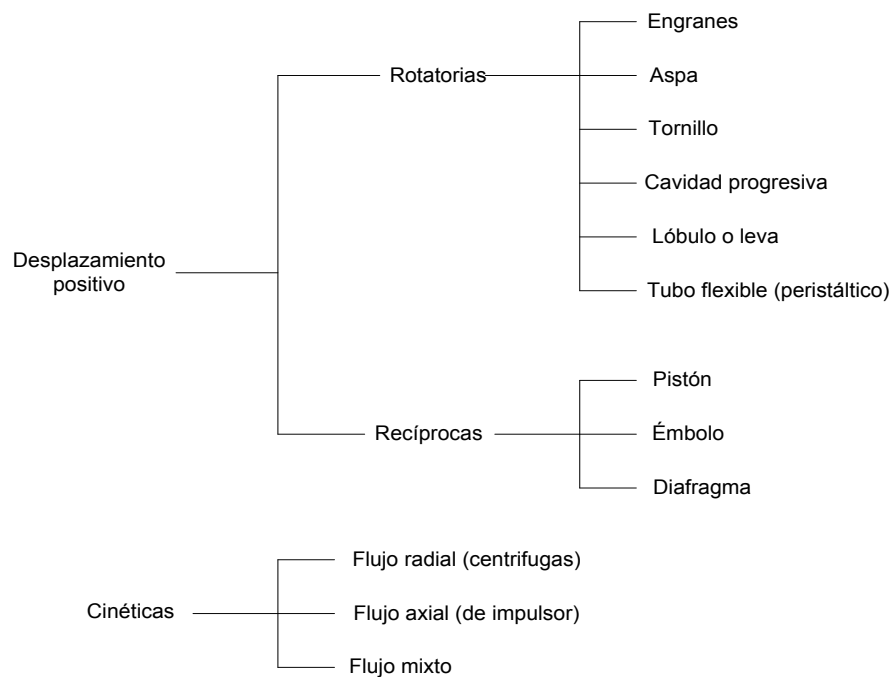


Figura 2.30: Clasificación de bombas

Fuente: (Mott R. L., 2006)

2.13.2 Bomba de engranes

(Mott R. L., 2006) "La bomba de engranes que se usa para aplicaciones en potencia de fluidos, y para distribuir lubricantes a componentes específicos de maquinaria. Se compone de dos engranes que giran dentro de una carcasa, en sentido contrario y muy ajustados el uno con el otro. La periferia exterior de los dientes del engrane se ajusta muy bien con la superficie interior de la carcasa. Se lleva fluido del almacenamiento del suministro al puerto de la succión y se conduce en los espacios entre los dientes al puerto de descarga, desde donde se envía a alta presión al sistema como se observa en la figura 2.31. La presión con que se envía depende de la resistencia del sistema. Las bombas de engranes desarrollan presiones en el sistema en el rango de 1500 a 4000 psi (10,3 a 27,6 MPa). EL flujo que entregan varían con el tamaño de los engranes y la velocidad de rotación, que puede ser de hasta 4000 rpm. Con unidades de tamaño diferentes es posible tener flujos volumétricos de 1 a 50 gal/min (4 a 190 L/min).

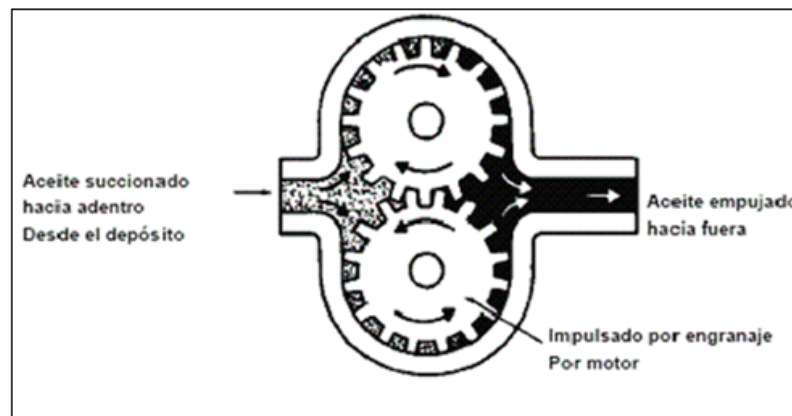


Figura 2.31: Bombas de engranajes

Fuente: (Mott R. L., 2006)

2.14 Cilindros hidráulicos

(Roldán, 2001) "Los cilindros hidráulicos convierten la presión y movimiento del fluido hidráulico en fuerza y movimiento mecánico en línea recta. El flujo del fluido dentro de un cilindro hace mover el pistón y la presión del fluido proporciona a este la fuerza.

La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia.

Las partes principales de un cilindro hidráulico las podemos observar en la Figura 2.32."

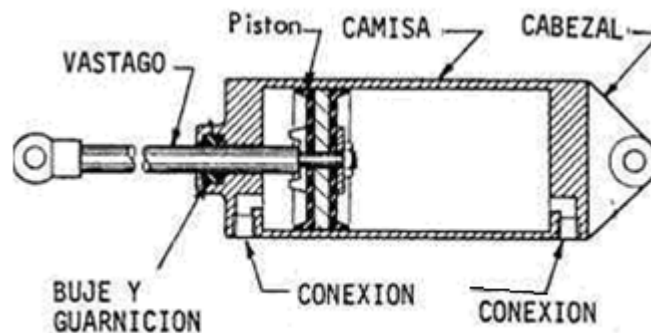


Figura 2.32: Partes del cilindro hidráulico

Fuente: (Plana, 1982)

2.14.1 Tipos de cilindros

Existen diferentes tipos de cilindros tales como:

- Cilindro de efecto simple.
- Cilindro de doble efecto.
- Cilindro telescópico.

a. Cilindro de doble efecto.

(Roldán, 2001) "En el cilindro de doble efecto los dos movimientos son producidos por el líquido presurizado. Hay dos puertos de fluido; el líquido bajo presión se dirige al extremo cerrado del cilindro para extender el embolo y para aplicar la fuerza. Para contraer el émbolo y reducir la fuerza, el líquido se dirige al extremo opuesto del cilindro. (Ver figura 2.33)."

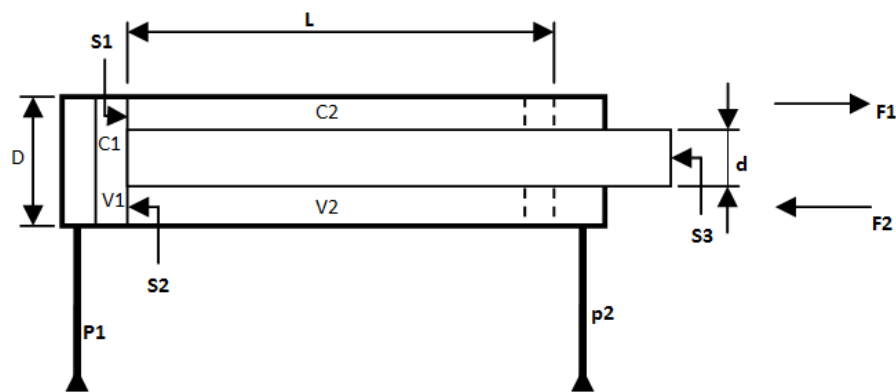


Figura 2.33: Cilindro de doble efecto

Fuente: (Roldán, 2001)

Tabla 2.4

Características principales de un cilindro doble efecto

Marca	
D	Diámetro del cilindro
d	Diámetro del vástago del cilindro
L	Carrera máxima del émbolo y, por tanto, del vástago
S1	Sección del émbolo por el lado del vástago
S2	Sección útil del émbolo por el lado vástago
S3	Sección del vástago
P1	Presión con que se alimenta la cámara C1
P2	Presión con que se alimenta la cámara C2
C1	Cámara de mayor capacidad. Lado sin vástago
C2	Cámara de menor capacidad. Lado con vástago
V1	Volumen de mayor capacidad. Lado sin vástago
V2	Volumen de menor capacidad. Lado con vástago
F1	Fuerza desarrollada por el cilindro en la salida
F2	Fuerza desarrollada por el cilindro en la entrada

Fuente:(Roldán, 2001)

El fluido actúa sobre el área "neta" del pistón por lo tanto para el cálculo de fuerza debe considerar toda el área sobre la cual se está aplicando el fluido.

2.15 Válvulas y accesorios hidráulicos

(Creus, 2011)"Son aquellas que se utilizan para regular las condiciones del flujo de aceite, tales como caudal, presión y dirección. Todos los sistemas hidráulicos utilizan válvulas para accionar los cilindros y los motores y para controlar otros requisitos de caudal de fluido y presión del sistema. Estas válvulas pueden ser componentes individuales, agrupados dentro de una sola caja, o apilados en bancos de válvulas."

"Para el presente proyecto se utiliza los siguientes accesorios hidráulicos:

- Válvulas antirretorno.
- Válvula reguladora de presión.
- Válvula distribuidora (2/2)
- Electroválvula distribuidora (4/3)
- Válvula reguladora de caudal.
- Manómetro"

2.15.1 Válvula reguladora de caudal

(Roldán, 2001) "Las aplicaciones de los reguladores de caudal (también reguladores de flujo) no están limitadas a la reducción de la velocidad de los cilindros o actuadores en general, pues además tienen gran aplicación en accionamientos retardados, temporizaciones, impulsos, etc.

Los reguladores de caudal pueden ser unidireccionales y bidireccionales.

En los reguladores bidireccionales el flujo es regulado en cualquiera de las dos direcciones. Tienen su principal aplicación cuando se precisa idéntica velocidad en uno y otro sentido del fluido. La válvula de regulación unidireccional, está constituida a su vez, por otras dos válvulas; una de retención y otra que permite regular el caudal.

En la Figura 2.34, se observa una válvula reguladora de caudal en una dirección de 1 a 2 "

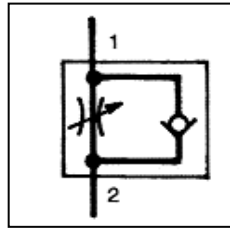


Figura 2.34: Regulador de caudal

Fuente:(Roldán, 2001)

2.15.2 Válvulas reductoras de presión

(Roldán, 2001) "En la Figura 2.35, se observa las válvulas reductoras de presión:

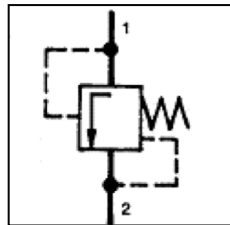


Figura 2.35: Válvulas reductoras de presión

Fuente:(Roldán, 2001)

Válvula reductora de presión que funciona de forma diferencial entre las presiones de 1 a 2."

2.15.3 Válvula direccional

(Roldán, 2001) "Son válvulas que dirigen el la circulación del fluido en uno u otro sentido mediante la apertura o bloqueo del paso abriéndose o cerrándose en las distintas líneas de conexión. Se clasifican usualmente por el número de pasos, es decir el número de entradas y salidas más el número de posiciones en que pueden situarse."



Figura 2.36: Válvula direccional

Fuente: www.weg.net

2.15.4 Válvula direccional (2 vías, 2 posiciones)

(Roldán, 2001) "En la Figura 2.37, podemos observar la Válvula distribuidora de 2 vías y 2 posiciones (2 v / 2 p), (2/2)."



Figura 2.37: Válvula (2 vías, 2 posiciones)

Fuente: (Roldán, 2001)

2.15.5 Válvula direccional (4 vías, 3 posiciones) centro tándem

(Electromecani, En línea) "Válvula direccional 4/3 de centro en tándem: el centro en tándem significa que tiene las dos vías que van al actuador bloqueadas y las dos vías que van a la presión y al tanque conectadas permitiendo que se quede el actuador bloqueado y la presión enviarla al tanque o a otra válvula mientras está ese actuador inmovilizado."

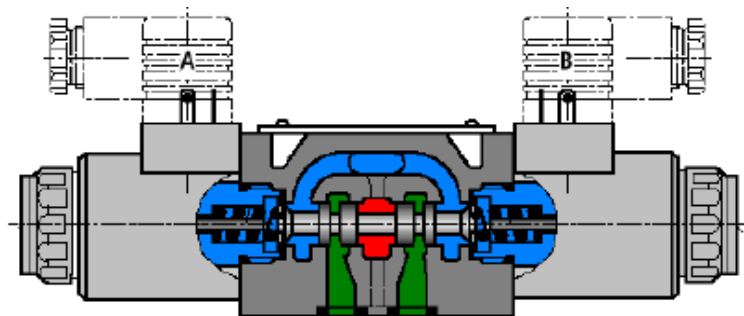


Figura 2.38: Válvula distribuidora (4 vías, 3 posiciones)

Fuente: www.weg.net

La posición se logra por una señal de mando, que puede ser, manual, mecánica, eléctrica, por piloto hidráulico o neumático, que al producirse provocan el deslizamiento del husillo al lado opuesto.

2.15.6 Manómetro

(Roldán, 2001) "Son aparatos que señalan la presión del fluido en el lugar que están instalados."

Según el lugar donde estén instalados, se evitara los golpes de ariete o impulso brusco que lleven al deterioro del manómetro.



Figura 2.39: Manómetro

Fuente: (Creus, 2011)

En la figura 2.40 se indica un manómetro acoplado directamente al circuito a medir.

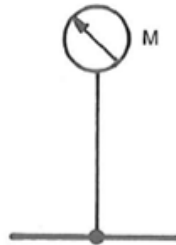


Figura 2.40: Símbolo manómetro

Fuente:(Roldán, 2001)

2.15.7 Mangueras hidráulicas

(Rexroth, 2012)"Se usan en los casos en que se necesita flexibilidad, como cuando los componentes rozan unos con otros. Las mangueras como se indica en la figura 2.42 absorben la vibración y resisten las variaciones de presión. Sus usos en sistemas hidráulicos son variados, entre ellos encontramos: Movimiento de tierras, industria forestal, industria petrolera, ferrocarriles, construcción, aserraderos de madera terciada y de pulpa, fábricas, agricultura, manejo de desechos y minería."

a. Construcción de manguera

(Creus, 2011)"En la figura 2.41 se muestra el tubo interior de polímero (1) transporta el aceite. Una capa de alambre de refuerzo o envoltura de fibra (2) sostiene al tubo interior. Si hay más de una capa de refuerzo, estarán separadas por una capa de fricción de polímero (3). La cubierta exterior (4) protege a la manguera del desgaste.

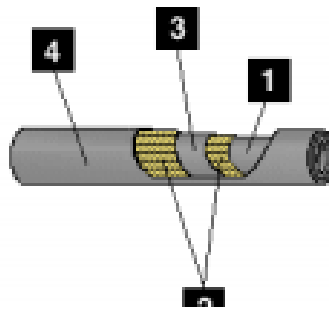


Figura 2.41: Constitución mangueras hidráulicas

Fuente: (Creus, 2011)

b. Tipos de mangueras

La selección de mangueras dependerá de su uso (temperatura, fluido a transportar, etc.) y de los niveles de presión que soportará el sistema. El siguiente cuadro muestra los niveles de presión que soporta cada tipo de manguera.

Nivel de presiones

- XT-3 (Cuatro espirales) 2500-4000 PSI
- XT-5 (Cuatro / seis espirales) 5000 PSI
- XT-6 (Seis espirales): 6000 PSI
- 716 (de una malla de alambre) 625-2750 PSI
- 844 (succión hidráulica) 100-300 PSI
- 556 (de una malla cubierta con tela) 500-3000 PSI
- 1130 (Motor / frenos de aire) 250-1500 PSI
- 1028 (Termoplástico) 1250-3000 PSI
- 294 (de dos mallas de alambre) 2250-5800 PSI"

2.15.8 Conexiones y acoplamientos

Término que se refiere a una serie de acoplamientos, bridas y conectores que se utilizan para conectar mangueras y tubos a los componentes hidráulicos.

a. Acoplamientos

Son las conexiones que se utilizan para conectar las mangueras a los componentes o a otras tuberías.

REBORDEADOS

- Permanentes.
- De bajo índice de falla.
- Funcionan bien en todas las aplicaciones de presión como se muestra en la figura 2.42.



Figura 2.42: Acoplamiento rebordeado

Fuente: (Rexroth, 2012)

b. Conectores roscados

Se utilizan tanto para las conexiones de tubos como de manguera. Su uso por lo general está limitado a las tuberías que tienen 1" o menos de diámetro. Los conectores roscados de los sistemas hidráulicos por lo regular se hacen de acero.

NPTF

- Se utiliza ampliamente.
- La rosca es cónica y el sellado se produce por la deformación de las roscas, como se indica en la figura 2.43.



Figura 2.43: NPTF

Fuente: (Rexroth, 2012)

2.16 Componentes eléctricos y electrónicos

En cual se tomará varios aspectos de acuerdo al que sea aplicado como es el motor eléctrico, Breaker y cables de conexión eléctrica.

2.16.1 Motor eléctrico trifásico

(Wildi, 2007)"Se manifiesta en la figura 2.44. Se fabrican en diversas potencias, desde una fracción de caballo hasta varios miles de caballos de fuerza (HP), se los construye para prácticamente, todas las tensiones y frecuencias (50 y 60 Hz) normalizadas y muy a menudo, están equipados para trabajar a dos tensiones nominales distintas. Se emplean para accionar máquinas herramienta, bombas, montacargas, ventiladores, grúas, maquinaria elevada, sopladores, entre otros."



Figura 2.44: Motor eléctrico trifásico

Fuente: (Wildi, 2007)

2.16.2 Breaker de seguridad

(Wildi, 2007)"Como se muestra en la figura 2.45. Es de mucha importancia ya que en su interior consta con un relé el cual cuando está a su máximo nivel de amperaje (60 Amperios) este se activara y hará que se corte la alimentación en el sistema; evitando que el motor eléctrico haga sobreesfuerzo y llegue a quemarse. Todos los bloques de contactos pueden ser montados lado a lado y/o en tándem para reducir el espacio requerido en el gabinete. Para uso rudo, a prueba de aceite, polvo y agua sin caparazones. La posibilidad de poner capas de diferentes colores, provee mayor flexibilidad y reduce la cantidad en el inventario. Montaje de los 40 bloques con un solo tornillo de apriete para agilizar la instalación."



Figura 2.45: Breaker de seguridad

Fuente: www.macroelectric.com

2.16.3 Cables de conexión eléctrica

(Wildi, 2007)"Son materiales cuya resistencia al paso de la electricidad es muy baja. Los mejores conductores eléctricos son metales, como el cobre, el oro, el hierro y el aluminio, y sus aleaciones; como se muestra en la figura 2.46.



Figura 2.46: Conductor eléctrico

Fuente: (Basalla, 1991)

Para el transporte de energía eléctrica, así como para cualquier instalación de uso doméstico o industrial como se indica en la figura 2.47, el mejor conductor es el cobre (en forma de cables de uno o varios hilos). Aunque la plata es el mejor conductor, pero debido a su precio elevado no se usa con tanta frecuencia. También se puede usar el aluminio, metal que si bien tiene una conductividad eléctrica del orden del 60% de la del cobre, es sin embargo un material tres veces más ligero, por lo que su empleo está más indicado en líneas aéreas que en la transmisión de energía eléctrica en las redes de alta tensión. A diferencia de lo que mucha gente cree, el oro es levemente peor conductor que el cobre; sin embargo, se utiliza en bornes de baterías y conectores eléctricos debido a su durabilidad y "resistencia" a la corrosión."

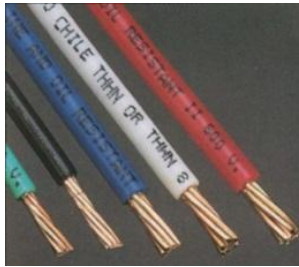


Figura 2.47: Conductor eléctrico varios hilos

Fuente: (Wildi, 2007)

2.16.4 Celdas de carga

(Norton, 2005) "La celda de carga es un transductor electrónico que convierte una fuerza aplicada a ella en corriente eléctrica para poder ser procesada. Este cambio de voltaje produce en la instrumentación de salida una deflexión repetible o indicación que puede ser cambiado directamente en términos de la carga aplicada a la celda.

a. Tipos de celdas de carga

Existen diferentes tipos de celdas de carga como se indican en la figura 2.48 que difieren, además de su capacidad y resolución, en la forma a la cual se la somete a la fuerza, es decir si es por tracción, compresión por tensión o por cizalladura.



Figura 2.48: Tipos de celdas de carga

Fuente:(Norton, 2005)

b. Principio de funcionamiento

(Norton, 2005) "El principio básico de una celda de carga está basado en el funcionamiento de cuatro galgas extensiométricas, dispuestos en una

configuración especial, generalmente un puente de Wheastone, montadas o pegadas al elemento deformador.

El principio de operación depende sobre la deflexión de filamento de strain- gages creando un cambio en su resistencia y por tanto un desbalance en el circuito puente, como resultado, se tiene que para una señal de voltaje de entrada dada, el voltaje de salida del puente varia proporcionalmente con la carga. La superficie a la cual la galga es adjuntada se va a deformar, el alambre de la galga, se estira o comprime cambiando su resistencia proporcional a la carga aplicada.

c. Impedancia de las celdas de carga

(Norton, 2005) "Para identificar y distinguir excitaciones y señales, las empresas fabricantes utilizan un código de color en el cableado de las celdas de carga, aunque dependiendo de la procedencia.

En nuestro caso, la celda usada es de procedencia China, por lo tanto los colores de los cables son: rojo (+), negro (GND) para polarización; y los de señal son verde (+) y blanco (-).

Existen casos donde ninguno color corresponde a un código conocido, en este caso se puede utilizar el método de las impedancias, que consiste en medir cada cable con su compañero y tomar notas de las impedancias dadas, dependiendo de los fabricantes las celdas tendrán impedancias de 350 Ω , 700 Ω u otras, luego se aplica los siguientes criterios para conocer el estado de la celda.

- El par de cables con mayor impedancia son la Excitación.
- El par de cable restante son las Señales.
- Entre excitación positiva y cada una de las señales debe haber la misma impedancia $\pm 2 \Omega$
- Entre excitación negativa y cada una de las señales debe haber la misma impedancia $\pm 2 \Omega$ máximo.

Si cualquiera de estas condiciones no se cumple entonces la celda está dañada.

2.16.5 Plataforma Arduino

(Arduino, En línea) "Arduino es una plataforma electrónica de hardware libre basada en una placa con un microcontrolador. Con software y hardware flexibles, consta de un simple, pero completo, entorno de desarrollo que contribuye a la creación de prototipos, entornos, u objetos interactivos destinados a proyectos.

Gracias a sus pines de entrada, nos permite jugar con toda una gama de sensores que nos brindan la capacidad de controlar o actuar sobre ciertos factores del entorno que le rodean controlando actuadores.

El entorno de desarrollo dispone de un propio lenguaje de programación para el microcontrolador de la placa Arduino, basado en Processing/Wiring. Arduino es perfectamente capaz de trabajar en modo 'standalone', o con conexión permanente a un computador, siendo capaz de comunicarse con diferentes tipos de software, como por ejemplo: Macromedia Flash, Processing, Max/MSP, Pure Data, etc."

a. Placas Arduino

(Arduino, En línea) "Los principales modelos de placas Arduino que podemos encontrar en el mercado al día de hoy son los siguientes:

- Arduino Uno
- Arduino Leonardo
- Arduino Gsm
- Arduino Fio
- Arduino Nano.
- Arduino Lilypad
- Arduino Mega Arduino Ethernet
- Arduino Mini
- Arduino Pro Mini
- Arduino Pro
- Arduino Robot
- Arduino Esplora"

CAPÍTULO III

DISEÑO MECÁNICO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS

En éste capítulo se muestra el resultado de la búsqueda del diseño indicado del banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas de aviones, con el fin de cumplir con todos los requerimientos funcionales y de seguridad exigidos para este tipo de ensayos. Para lograr este cometido se partió de un diseño preliminar de los bancos de pruebas de resistencia estructural y el mismo fue modificado y mejorado durante la etapa de diseño, hasta llegar al definitivo, el mismo que se describe a continuación en el presente capítulo.

Con el fin de agilizar el proceso iterativo de diseño, se utilizó el programa Inventor y SAP 2000 para realizar de una forma rápida y precisa la distribución de fuerzas y el análisis de esfuerzos de las diferentes alternativas de diseño hasta llegar a obtener las más óptimas dimensiones, formas y disposición de los diferentes componentes, garantizando el funcionamiento adecuado y seguro del banco bajo condiciones críticas de operación.

a. Ingeniería asistida por computadora

La ingeniería asistida por computadora (CAE, del inglés: Computer Aid Engineering) se refiere al uso de programas de computadora sobre las piezas o ensamblajes para analizar su resistencia y diferentes comportamientos cuando están en funcionamiento. Pueden realizar modelado de piezas, construcción de ensambles, simulación, validación y optimización de los mismos.

Antes de usar el programa computacional para realizar las simulaciones se necesita realizar diferentes cálculos matemáticos como: las cargas a las cuales está sometida la estructura.

Se somete a la estructura a un estudio computacional para verificar que las dimensiones y el material soportaran las cargas y esfuerzos calculados, mostrando las deformaciones físicas que presente la estructura.

Los software usado para el modelado y simulaciones de la estructura es Inventor Professional ADVANCED 3D CAD y SAP 2000, la técnica que utiliza este programa para realizar cálculos se llama análisis de elementos finitos.

b. Parámetros de diseño

El banco de pruebas realiza ensayos de resistencia estructural de alas de aviones desde UAV hasta alas de aviones de entrenamiento militar UNASUR I con un peso máximo de 8330 N y una fuerza de sustentación sobre un ala de 5390 N (Ver Anexo IV A), con un factor de carga de 4,4. Despejando la fuerza de sustentación de la ecuación 2.1 se obtiene:

$$\text{Fuerza sustentación máxima} = \text{Peso del avion} * n$$

$$\text{Fuerza sustentación máxima} = 5390 * 4,4$$

$$\text{Fuerza sustentación máxima} = 23716 \text{ N}$$

A la fuerza de sustentación máxima hay que sumar la carga muerta de la estructura del banco de pruebas para determinar la carga (P) que debe soportar la distribución de fuerzas, el bastidor de la estructura y el sistema de sujeción de la probeta.


$$P = 23716 \text{ N} + 1435 \text{ N}$$

$$P = 25151 \text{ N}$$

En la tabla 3.1 Se indican los parámetros de diseño.

Tabla 3.1

Parámetros de diseño

DESCRIPCIÓN	DIMENSIÓN	UNIDADES
Carga máxima sobre la estructura	25151	N
Altura máxima de elevación de la probeta	500	mm
Altura total del equipo	3236	mm
Ancho total del equipo	2200	mm
Distancia interna entre postes	1600	mm
Dimensión máxima de sujeción de la probeta	500X200	mm
Tiempo de elevación	10	s
Potencia del motor eléctrico	2,2	KW
		CONTINÚA 

Voltaje de alimentación motor eléctrico	220 - 240	V
Revoluciones por minuto del motor eléctrico	2850/ 3420	rpm
Presión de la bomba hidráulica	2000	psi
Voltaje de excitación celdas de carga	12	V
Voltaje de señal celdas de carga	0-5	V
Factor de seguridad mínimo requerido	2	

El banco de pruebas deberá ser capaz de soportar la carga de prueba sobre el ala (probeta). La carga será aplicada por medio de un grupo hidráulico que será soportado sobre las columnas, la carga es aplicada sobre la viga superior del sistema de distribución de fuerzas que transmiten la carga para simular la aplicación de carga distribuida sobre la probeta de prueba. La primera viga además será soportada en uno de sus extremos por un cable anclado al piso para tener un extremo fijo.

Para la probeta de prueba se considera que uno de los extremos está empotrado y el otro libre.

Las cargas que son parte del análisis son:

- Carga muerta: masa propia de la estructura.
- Carga viva: carga de prueba (se considera carga máxima: 25151 N).

La combinación de carga se aplica de acuerdo a lo indicado en la norma ASCE

c. Normas y documentos de referencia

Las normas utilizadas para el desarrollo de la verificación de diseño se mencionan a continuación:

- AISC – 360 Ed 2005 “Specification for Structural Steel Buildings”.
- ASCE Minimum design loads for buildings and other Structures 2.
- Documentos de referencia de bancos de pruebas.

En función de estos parámetros y del fundamento teórico del capítulo anterior, a continuación se procede con el diseño y la selección de los diferentes componentes mecánicos del banco de pruebas de resistencia estructural de alas.

Para la comprobación estructural de este proyecto se utilizó el programa SAP2000 e INVENTOR el cual nos permite una visualización exacta para un óptimo funcionamiento.

3.1 Análisis de los elementos mecánicos del banco de resistencia estructural de alas y alerones.

Cada uno de los elementos del banco de pruebas fueron diseñados y simulados aplicando cargas muertas y cargas vivas con la ayuda del software INVENTOR y SAP2000 para seleccionar el material ASTM A 36 que se encuentra en el mercado de nuestro país.

Tabla 3.2

Material ASTM A 36

ACERO ASTM A36			
	CARACTERISTICAS	VALOR	UNIDADES
General	Densidad de masa	7,84905	g/cm ³
	Límite de elasticidad	250	MPa
	Resistencia máxima a tracción	400	MPa

Fuente: (Mott R. L., 2006)

3.1.1 Análisis del sistema de distribución de fuerzas

Para el análisis en la distribución de fuerzas se aplica una carga (Ps) que es igual a la sustentación máxima de un ala de un avión UNASUR I mas la carga muerta de la estructura, mediante el software SAP 2000 se distribuye esta carga sobre el ala determinando las fuerzas en cada punto como se observa en la figura 3.1

- **Cargas sobre el sistema de distribución de fuerzas**

La fuerza aplicada al sistema de distribución de fuerzas será:

$$FPs = 25151,00 \text{ N}$$

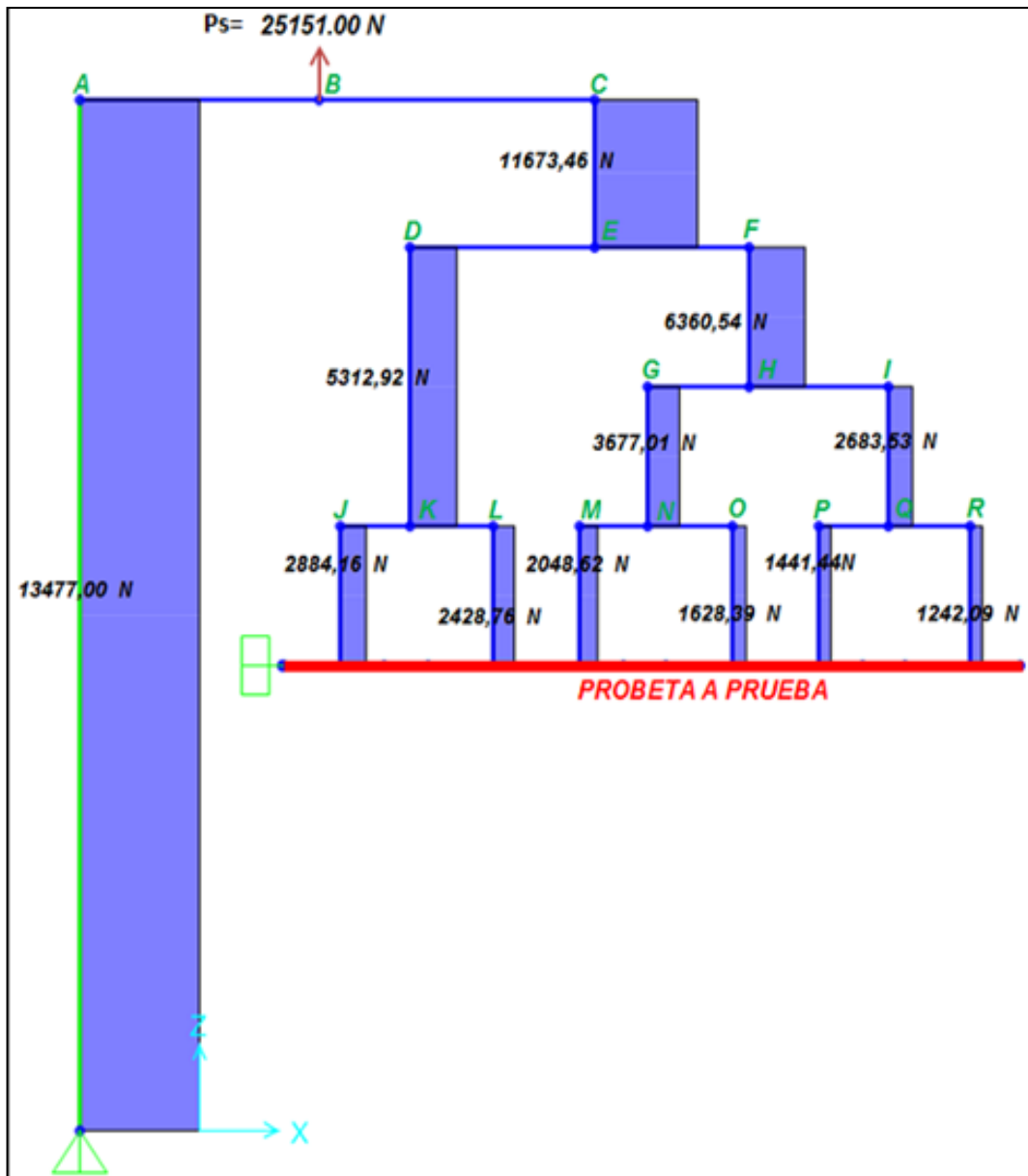


Figura 3.1: Distribución de fuerzas SAP200

a. Análisis de la viga principal (AC)

En la viga principal (AC) se encuentra dos vigas UPN de $120 \times 55 \times 7 \times 9$, en la cual se aplicará la carga máxima (P_s) que se indica en la figura 3.1 mediante el cilindro hidráulico.

- **Aplicación de la carga**

$$F_A = 13477 \text{ N}$$

$$F_B = 25151 \text{ N}$$

$$F_C = 11673,46 \text{ N}$$

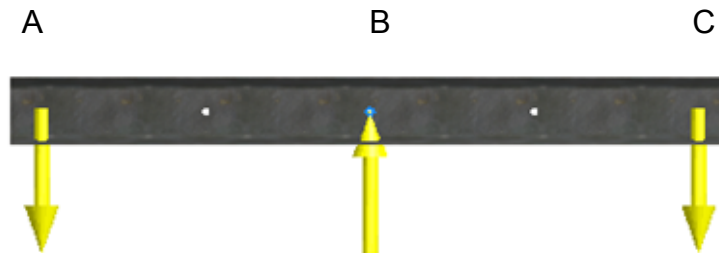


Figura 3.2: Cargas aplicadas

- **Tensión de Von Mises de la viga principal (AC)**

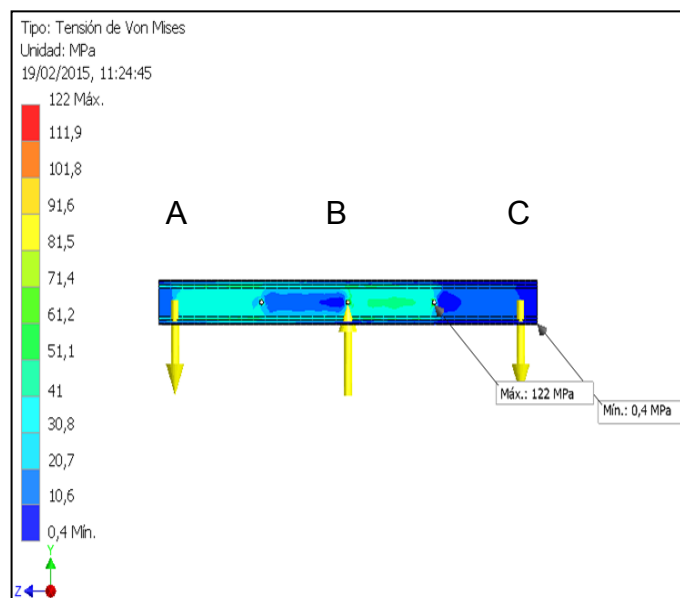


Figura 3.3: Tensión de Von Mises

En la figura 3.3 se determina que la viga principal (AC) soporta una tensión máxima de Von Mises de 122 MPa que se produce en la parte de los agujeros, sin embargo esta tensión es menor que el límite elástico del material ASTM A36 de 250 MPa que se indica en la tabla 3.2, por lo tanto la viga principal (AC) puede resistir la tensión máxima a la que está sometida.

- **Desplazamiento resultante de la viga principal (AC)**

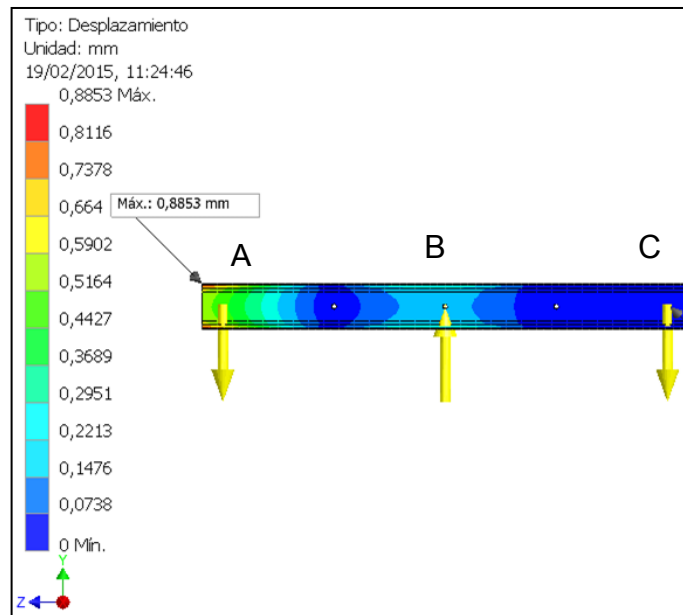


Figura 3.4: Desplazamiento resultante

Como se observa en la figura 3.4 la parte critica de la viga principal (AC) es en el agujero del extremo A que une al cable de estabilización de las fuerzas y su valor máximo de desplazamiento resultante es de 0,8553 mm, por lo que se concluye que este resultado no afecta al funcionamiento normal de la viga principal (AC)

- **Factor de seguridad de la viga principal (AC)**

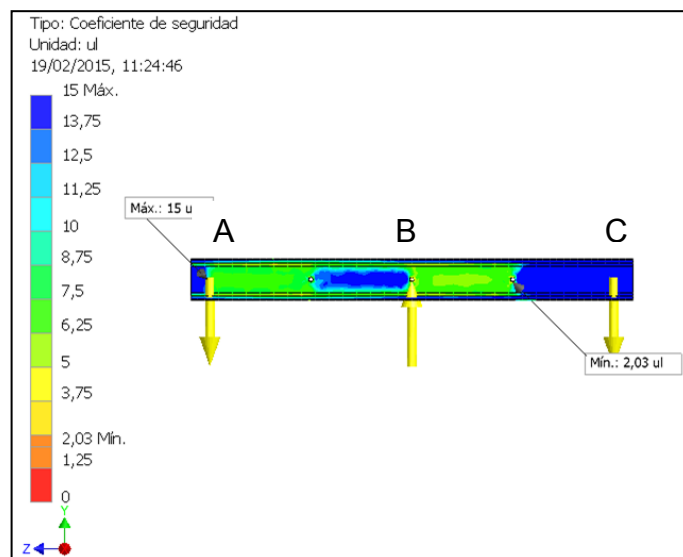


Figura 3.5: Factor de seguridad

En la figura 3.5 se observa la parte crítica de la viga principal (AC) en los agujeros y su valor del factor de seguridad es 2,03 con lo que se concluye que el material y el diseño es correcto.

b. Análisis de la viga intermedia (DF)

En la viga intermedia (DF) se encuentran dos vigas UPN de 80 x 45 x 6 x 8, en la misma se aplicarán las cargas que se obtiene del programa SAP 2000 de la distribución de fuerzas que se muestra en la figura 3.1

- **Aplicación de la carga**

$$\begin{array}{ccc} FD = 5312,92 \text{ N} & FE = 11673,46 \text{ N} & FF = 6360,54 \text{ N} \\ D & E & F \end{array}$$

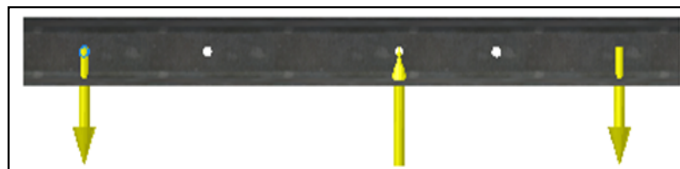


Figura 3.6: Fuerza aplicada

- **Tensión de Von Mises de la viga intermedia (DF)**

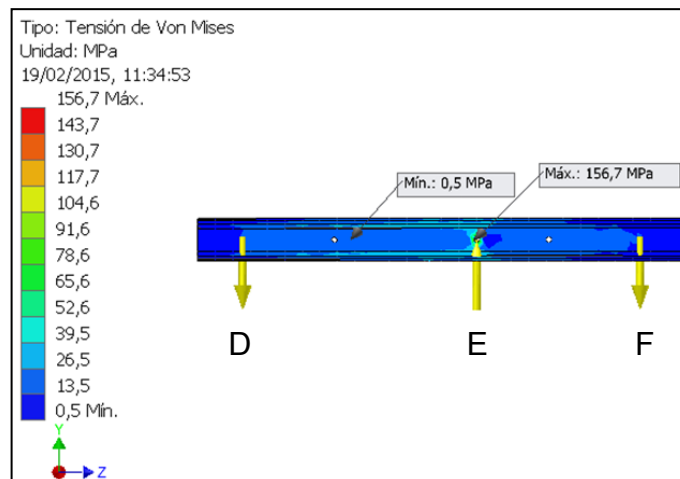


Figura 3.7: Tensión de Von Mises

En la figura 3.7 se determina que la viga intermedia (DF) soporta el valor máximo de tensión de Von Mises de 156,7 MPa que se produce en la parte de los agujeros, sin embargo esta tensión es menor que el límite elástico del material ASTM A36 de 250 MPa que se indica en la tabla 3.2. Por lo tanto la viga intermedia (DF) puede resistir la tensión máxima a la que está sometida.

- **Desplazamiento resultante de la viga intermedia (DF)**

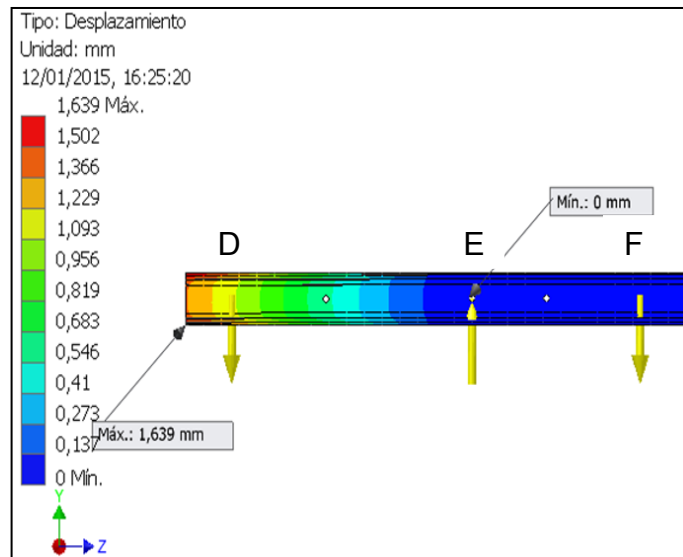


Figura 3.8: Desplazamiento resultante

Como se observa en la figura 3.8 la parte crítica de la viga intermedia (DF) es en el agujero que une a la parte de mayor fuerza que es hacia el extremo de anclaje y su valor máximo de desplazamiento resultante es de 1,639 mm por lo que se concluye que este resultado no afecta al correcto funcionamiento de la viga intermedia (DF)

- **Factor de seguridad de la viga intermedia (DF)**

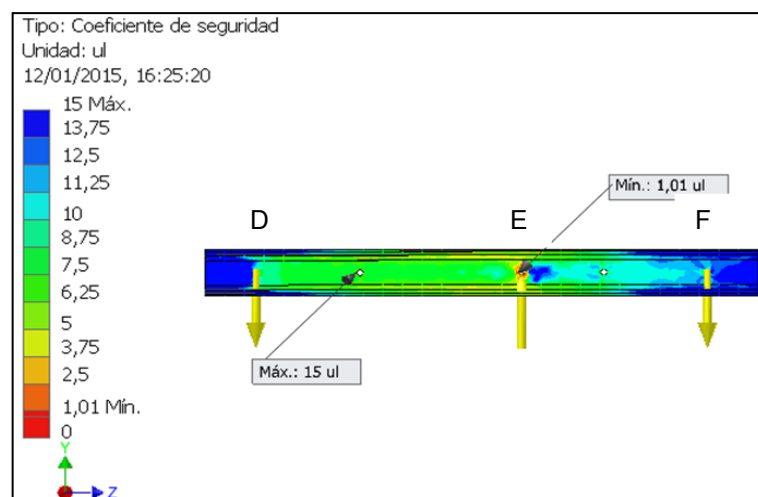


Figura 3.9: Factor de seguridad

En la figura 3.9 se observa la parte crítica de la viga intermedia (DF) se encuentra en los agujeros con un valor de factor de seguridad de 1,01 con lo que se concluye que el material y el diseño es correcto.

c. Análisis de la viga inferior (GI)

La viga inferior (GI) se compone de dos vigas UPN de 80 x 45 x 6 x 8, en esta viga se aplicarán las cargas distribuidas que se obtiene del programa SAP2000 como se observa en la figura 3.1.

- **Aplicación de la carga en la viga inferior (GI)**

$$FG = 3677,01 \text{ N} \quad FH = 6360,54 \text{ N} \quad FI = 2683,53 \text{ N}$$

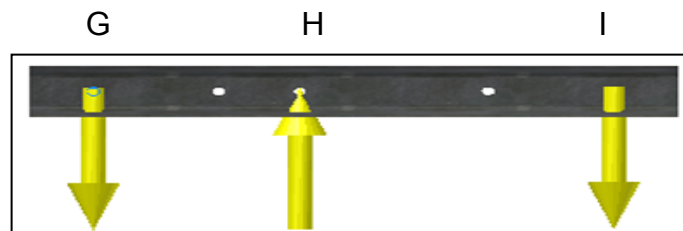


Figura 3.10: Fuerza aplicada

- **Tensión de Von Mises de la viga inferior (GI)**

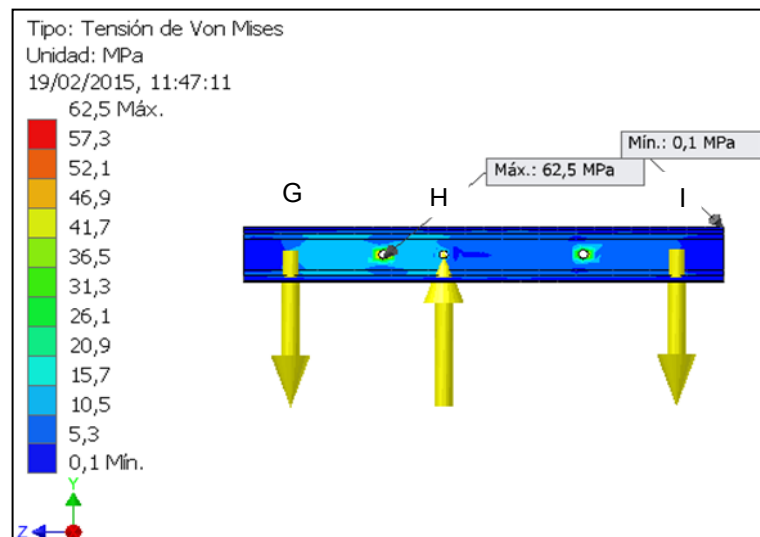


Figura 3.11: Tensión de Von Mises

En la figura 3.11 se determina que la viga inferior (GI) soporta el valor máximo de tensión de Von Mises de 62,5 MPa que se produce en la parte de los agujeros, sin embargo esta tensión es menor que el límite elástico del material ASTM A36 de 250 MPa que se indica en la tabla 3.2. Por lo tanto la viga inferior (GI) puede resistir la tensión máxima a la que está sometida.

- **Desplazamiento en la viga inferior (GI)**

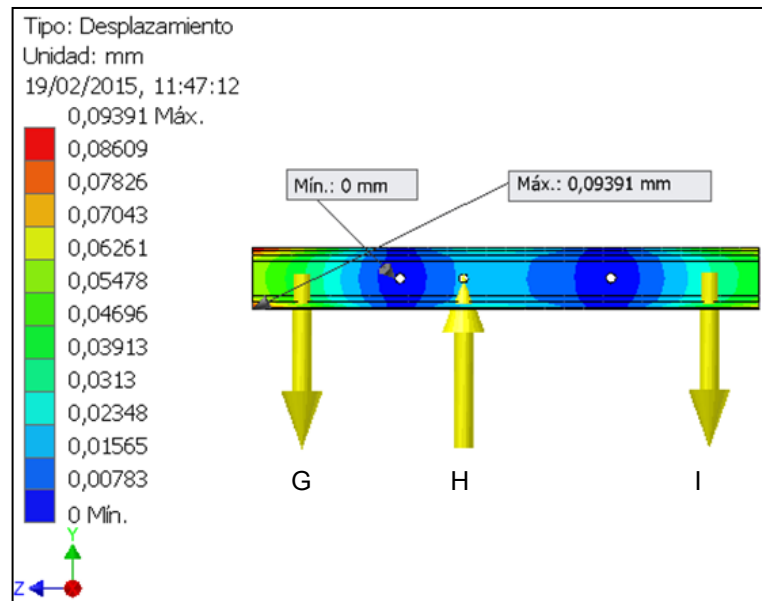


Figura 3.12: Desplazamiento resultante

Como se observa en la figura 3.12 la parte crítica de la viga inferior (GI) es en el agujero que une a la viga intermedia (GI) y su valor máximo es de 0,093 mm por lo que se concluye que este resultado no afecta al correcto funcionamiento de la viga inferior (GI).

- **Factor de seguridad en la viga inferior (GI)**

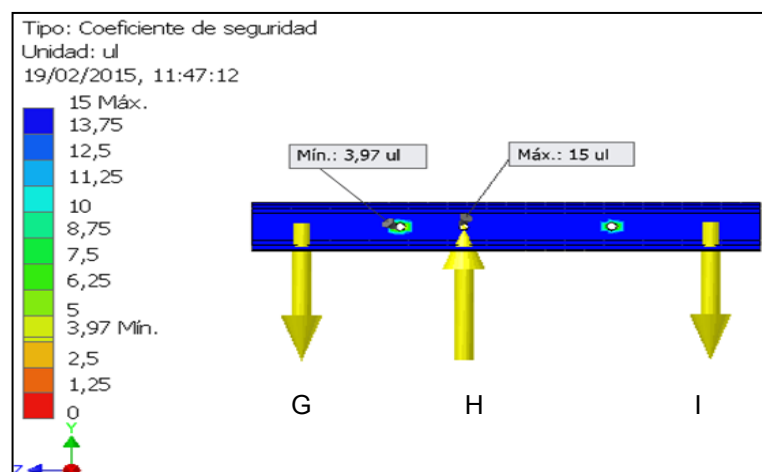


Figura 3.13: Factor de seguridad

En la figura 3.13 se observa la parte crítica de la viga inferior (GI) en los agujeros y su factor de seguridad es 3,97 por lo tanto se concluye que su diseño y selección del material es el indicado para su correcto funcionamiento.

d. Análisis de la viga de sujeción (JL)

En la viga de sujeción (JL) al igual que la viga de sujeción (MO) y (PR) se encuentran dos ángulos tipo L de 50 x 50 x 6 mm, en la viga (JL) se aplicará las cargas distribuidas que se obtiene del programa SAP2000 como se muestra en la figura 3.1 para el análisis.

- **Aplicación de la carga**

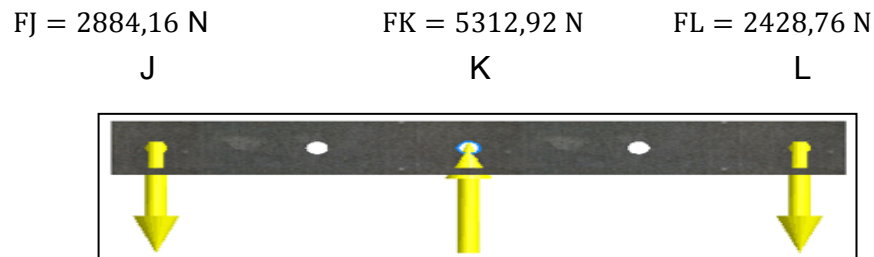


Figura 3.14: Fuerza aplicada

- **Tensión de von mises en la viga de sujeción (JL)**

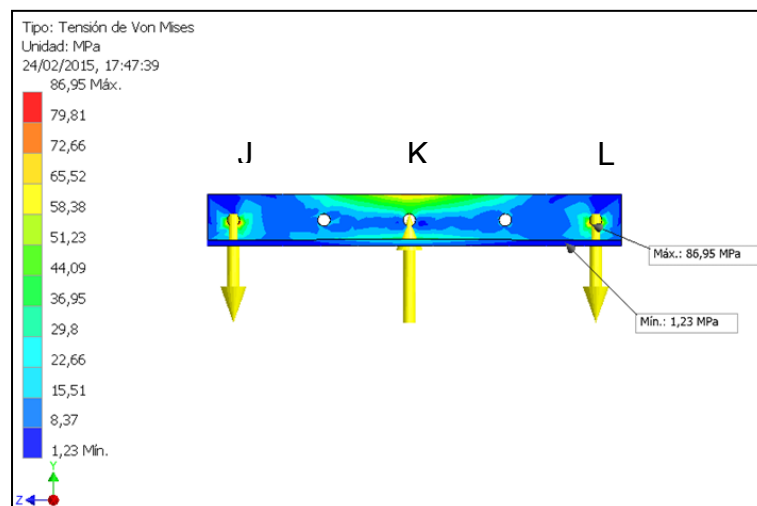


Figura 3.15: Tensión de Von Mises

En la figura 3.15 se determina que la viga de sujeción (JL) soporta el valor máximo de tensión de Von Mises de 86,95 MPa que se produce en la parte de los agujeros, sin embargo esta tensión es menor que el límite elástico del material ASTM A36 de 250 MPa que se indica en la tabla 3.2. Por lo tanto la viga de sujeción (JL) puede resistir la tensión máxima a la que está sometida.

- **Desplazamiento de la viga de sujeción(JL)**

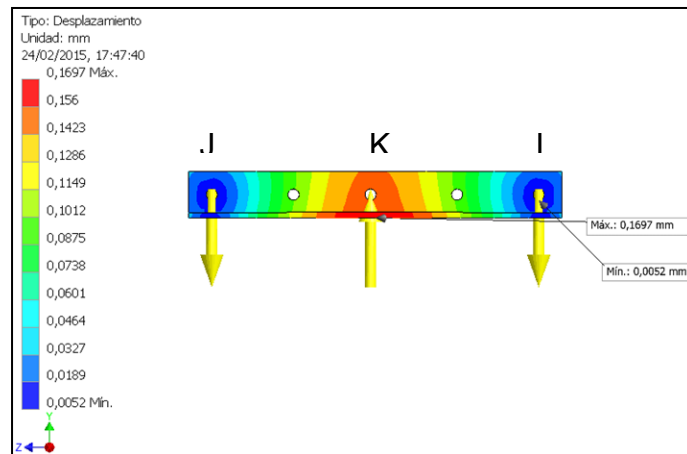


Figura 3.16: Desplazamiento resultante

Como se observa en la figura 3.16 la parte crítica de la viga de sujeción (JL) es en el agujero que une a la viga inferior (DF) y su valor máximo de desplazamiento resultante es de 0,1697 mm por lo que se concluye que este resultado no afecta al correcto funcionamiento.

- **Factor de seguridad de la viga de sujeción (JL)**

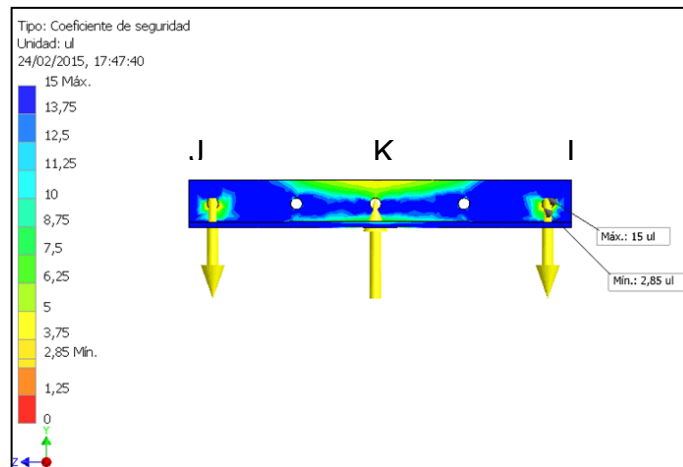


Figura 3.17: Factor de seguridad

En la figura 3.17 se observa la parte crítica de la viga de sujeción (JL) es en la parte central de viga y los agujeros de los extremos con un factor de seguridad de 2,85 por lo tanto se concluye que su diseño y selección del material es el correcto para su funcionamiento.

Observación:

Las vigas de sujeción (MO) y (PR) de la distribución de fuerzas tienen cargas menores a la viga de sujeción (JL) como se muestra en la figura 3.1 por lo que se concluye que su material y diseño es el correcto.

e. Análisis de los eslabones de unión (CE)

En el eslabón (CE) al igual que los eslabones (FH), (GN), (IQ) de la distribución de fuerzas como se muestra en la figura 3.1 se utilizó platinas de 50 x 6 mm, para el análisis se aplica la carga máxima que es dada por el programa SAP2000 en el eslabón (CE) debido a que la fuerza en esta sección es mayor que en los demás eslabones de la misma longitud y así determinar el correcto funcionamiento y material adecuado de este conjunto de eslabones.

- **Aplicación de la carga**

$$F_{CE} = 11673,46 \text{ N}$$



Figura 3.18: Fuerza aplicada

- **Tensión de Von Mises en el eslabón de unión (CE)**

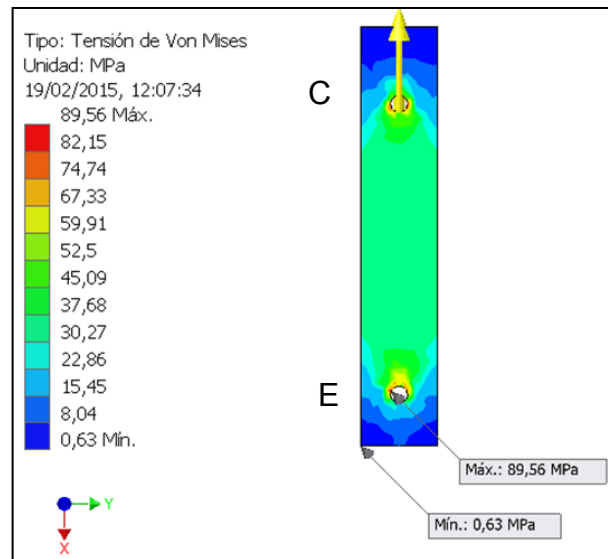


Figura 3.19: Tensión de Von Mises

En la figura 3.19 se determina que el eslabón de unión (CE) soporta el valor máximo de tensión de Von Mises de 89,56 MPa que se produce en la parte de los agujeros, sin embargo esta tensión es menor que el límite elástico del material ASTM A36 de 250 MPa que se indica en la tabla 3.2. Por lo tanto puede resistir la tensión máxima a la que está sometido.

- **Desplazamiento en el eslabón de unión**

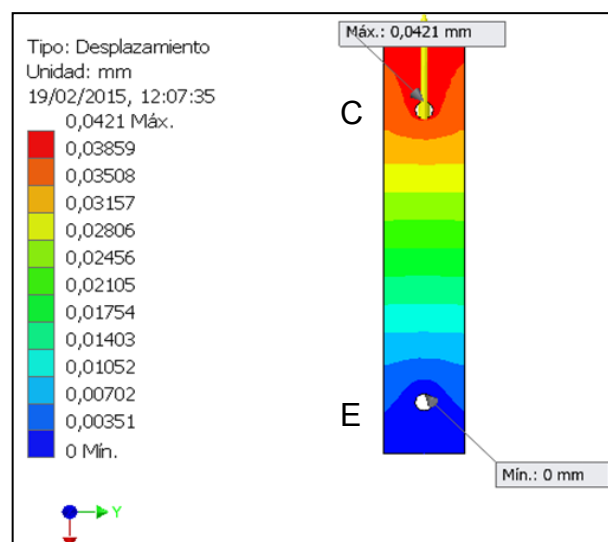


Figura 3.20: Desplazamiento resultante

Como se observa en la figura 3.20 la parte crítica del eslabón es en el agujero que une a las vigas y su valor máximo de desplazamiento resultante

es de 0,0421 mm por lo que se concluye que su material y diseño es seguro.

- **Factor de seguridad en el eslabón de unión**

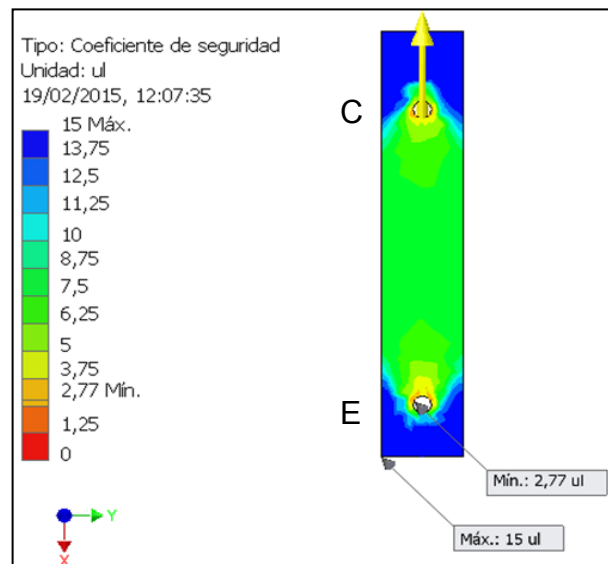


Figura 3.21: Factor de seguridad

En la figura 3.21 se observa la parte crítica del eslabón de unión y su factor de seguridad es 2,77 por lo tanto se concluye que su diseño y selección del material es correcto.

Observación:

Los eslabones (FH), (GN) y (IQ) de la distribución de fuerzas tienen cargas menores al eslabón (CE) como se muestra en la figura 3.1 por lo que se concluye que su material y diseño es el correcto.

f. Análisis de los eslabones de unión (DK)

En el eslabón (DK), se utilizó platinas de 50 x 6 mm, para el análisis se aplica la carga que es dada por el programa SAP2000 de la distribución de fuerzas que se indica la figura 3.1

- **Aplicación de la carga**

$$F_{DK} = 5312,92N$$

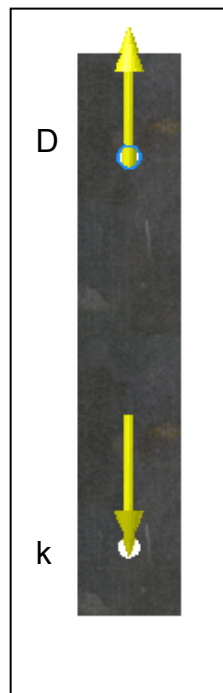


Figura 3.22: Fuerza aplicada

- **Tensión de Von Mises en el eslabón de unión (DK)**

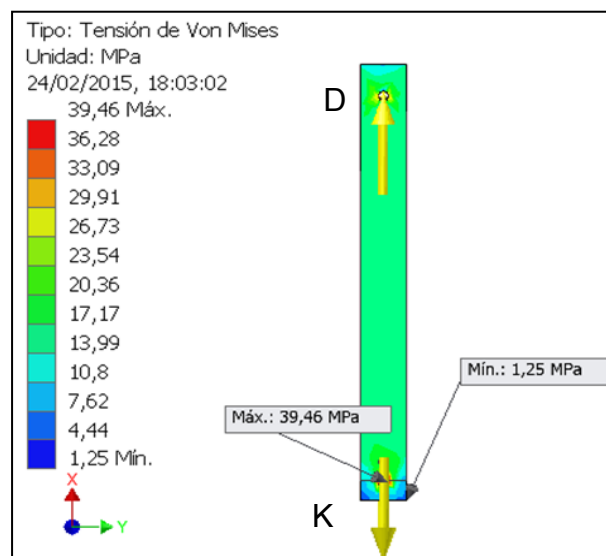


Figura 3.23: Tensión de Von Mises

En la figura 3.23 se determina que el eslabón de unión (DK) soporta el valor máximo de tensión de Von Mises de 36,49 MPa que se produce en la parte de los agujeros, sin embargo esta tensión es menor que el límite elástico del material ASTM A36 de 250 MPa que se indica en la tabla 3.2. Por lo tanto puede resistir la tensión máxima a la que está sometido.

- **Desplazamiento en el eslabón de unión (DK)**

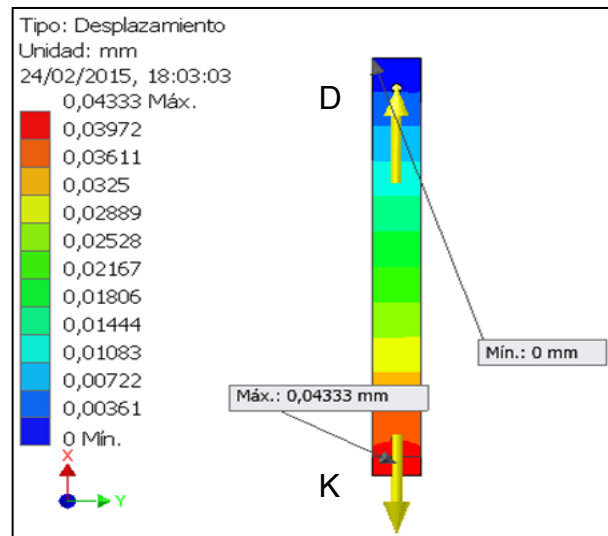


Figura 3.24: Desplazamiento resultante

Como se observa en la figura 3.24 la parte crítica del eslabón es en el agujero que une a las vigas y su valor máximo de desplazamiento resultante es de 0,0421 mm por lo que se concluye que su material y diseño es seguro.

- **Factor de seguridad en el eslabón de unión (DK)**

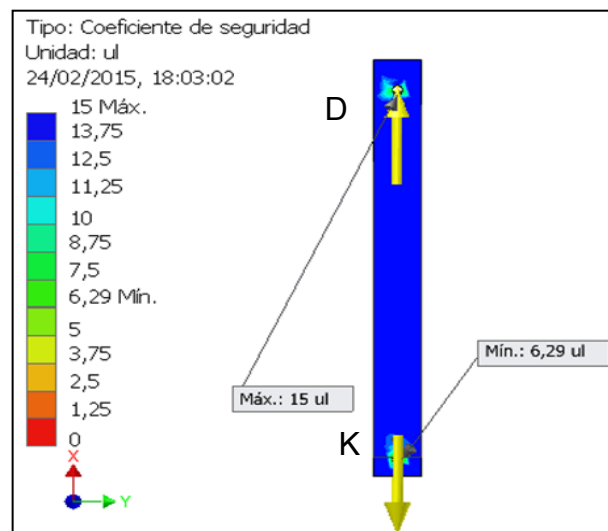


Figura 3.25: Factor de seguridad

En la figura 3.25 se observa la parte crítica del eslabón de unión en los agujeros y su factor de seguridad es 6,29 por lo tanto se concluye que su diseño y selección del material es correcto.

g. Análisis de la sujeción superior de la celda de carga

En la sujeción superior de la celda de carga (J1) al igual que (L2), (M3), (O4), (P5) y (R6) se utilizó platinas de 50 x 6 mm, en la sujeción (J1) se aplicará las cargas distribuidas que se obtiene del programa SAP2000 como se muestra en la figura 3.1 para el análisis.

- **Aplicación de la carga**

$$FJ = 2884,16 \text{ N}$$

$$F1 = 2884,16 \text{ N}$$



Figura 3.26: Fuerza aplicada

- **Tensión de von mises en la viga de sujeción (JL)**

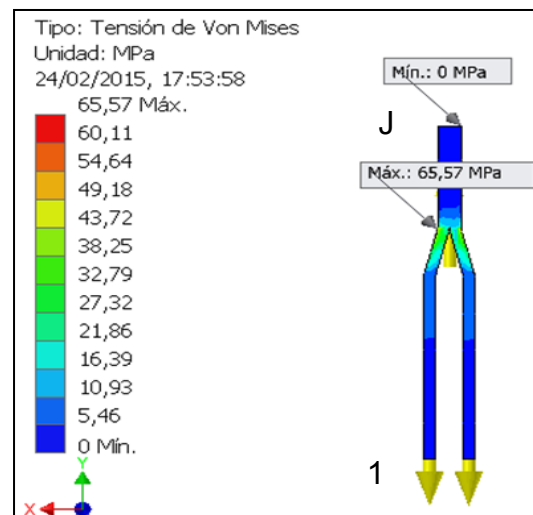


Figura 3.27: Tensión de Von Mises

En la figura 3.27 se determina que la sujeción superior de la celda de carga (J1) soporta el valor máximo de tensión de Von Mises de 65,57 MPa

que se produce en la parte de los dobleces, sin embargo esta tensión es menor que el límite elástico del material ASTM A36 de 250 MPa que se indica en la tabla 3.2. Por lo tanto la sujeción superior (J1) puede resistir la tensión máxima a la que está sometida.

- **Desplazamiento de la viga de sujeción (JL)**

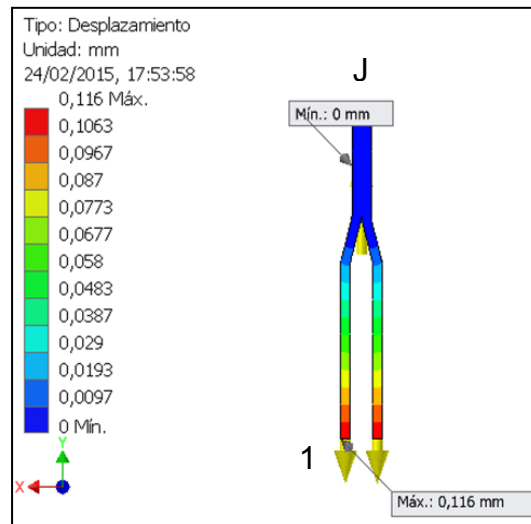


Figura 3.28: Desplazamiento resultante

Como se observa en la figura 3.28 la parte crítica de la sujeción superior de la celda de carga (J1) es en los agujeros inferiores de sujeción de la celda de carga y su valor máximo de desplazamiento resultante es de 0,116 mm por lo que se concluye que este resultado no afecta al correcto funcionamiento.

- **Factor de seguridad de la viga de sujeción (JL)**

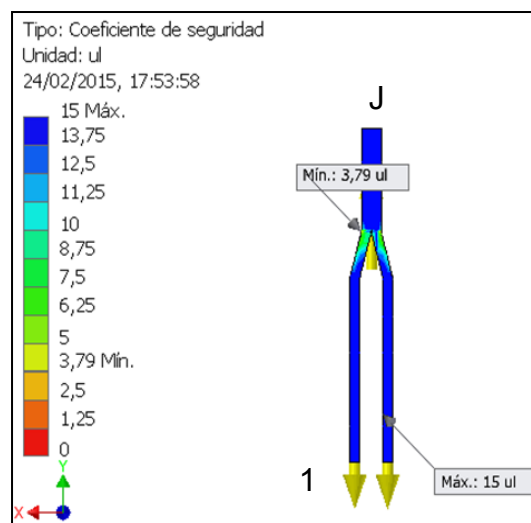


Figura 3.29: Factor de seguridad

En la figura 3.29 se observa la parte crítica de la sujeción superior de la celda de carga (J1) y su factor de seguridad de 2,85 por lo tanto se concluye que su diseño y selección del material es el correcto para su funcionamiento.

Observación:

Las sujeciones (L2), (M3), (O4), (P5) y (R6) de la distribución de fuerzas tienen cargas menores a la viga de sujeción (J1) como se muestra en la figura 3.1 por lo que se concluye que el material y diseño es el correcto.

h. Análisis de la sujeción inferior de la celda de carga (S1)

En la sujeción inferior de la celda de carga (S1) al igual que las sujeciones (S2), (S3), (S4), (S5) y (S6) se encuentra un ángulo de 50 x 50 x 6 mm, en la sujeción (S1) se aplicará las cargas distribuidas que se obtiene del programa SAP2000 como se muestra en la figura 3.1 para el análisis.

• **Aplicación de la carga**

$$F1 = 2884,16 \text{ N}$$

$$FS1 = 2884,16 \text{ N}$$

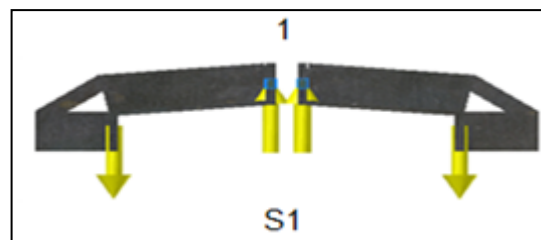


Figura 3.30: Fuerza aplicada

• **Tensión de Von Mises de la sujeción inferior de la celda de carga (S1)**

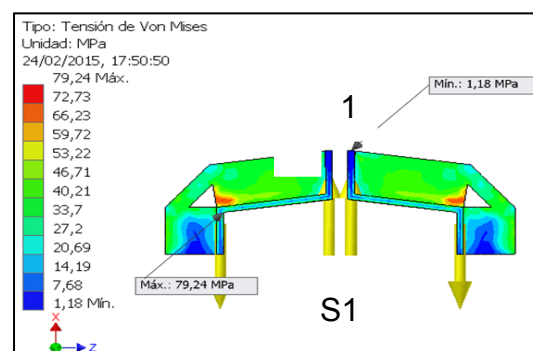


Figura 3.31: Tensión de Von Mises

En la figura 3.31 se determina que la sujeción inferior de la celda de carga (S1) soporta el valor máximo de tensión de Von Mises de 79,24 MPa que se produce en la parte de los agujeros, sin embargo esta tensión es

menor que el límite elástico del material ASTM A36 de 250 MPa que se indica en la tabla 3.2. Por lo tanto la sujeción (S1) puede resistir la tensión máxima a la que está sometida.

- **Desplazamiento de la sujeción inferior de la celda de carga (S1)**

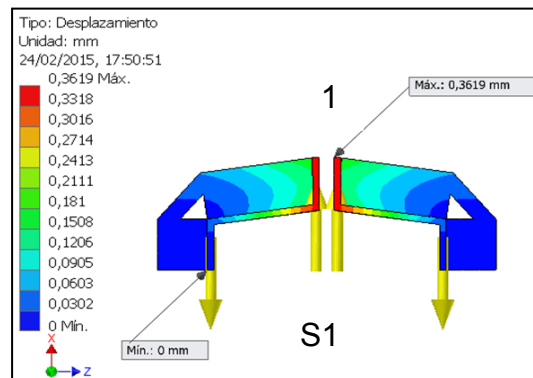


Figura 3.32: Desplazamiento resultante

Como se observa en la figura 3.32 la parte crítica de la sujeción inferior de la celda de carga (S1) es en los agujeros superiores y su valor máximo de desplazamiento resultante es de 0,3619 mm por lo que se concluye que este resultado no afecta al correcto funcionamiento.

- **Factor de seguridad de la sujeción inferior de la celda de carga (S1)**

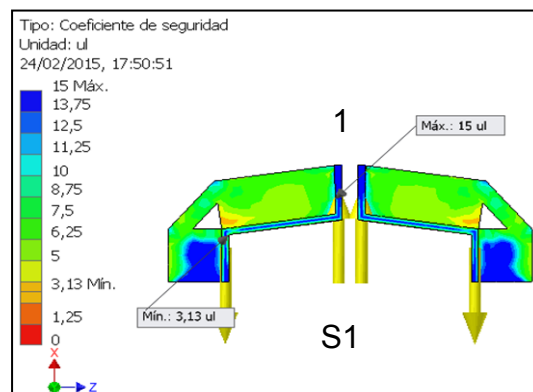


Figura 3.33: Factor de seguridad

En la figura 3.33 se observa la parte crítica de la sujeción inferior (S1) y su factor de seguridad de 3,13 por lo tanto se concluye que su diseño y selección del material es el correcto para su funcionamiento.

Observación:

Las sujeciones (S2), (S3), (S4), (S5) y (S6) de la distribución de fuerzas tienen cargas menores a la viga de sujeción (S1) como se muestra en la figura 3.1 por lo que se concluye que el material y diseño es el correcto.

3.1.2 Análisis de la estructura del bastidor

La estructura del bastidor del banco de pruebas fue diseñada para cumplir con la carga requerida del proyecto y tener a futuro una ampliación en el estudio de probetas de pruebas de mayores dimensiones.

La mayor fuerza a la que va a estar sometida las columnas de soporte estructural es cuando el banco de pruebas este en su funcionamiento total.

- **Aplicación de la carga**

La carga para el diseño del bastidor del banco de pruebas se determina a partir del carga puntual (P_s) del sistema de distribución de fuerzas que es la fuerza de sustentación máxima mas la carga muerta de la distribución de fuerzas.

En la figura 3.34 se puede observar la aplicación de la carga puntual aplicada al centro de la parte superior de la estructura.

$$FP_s = 25151 \text{ N}$$

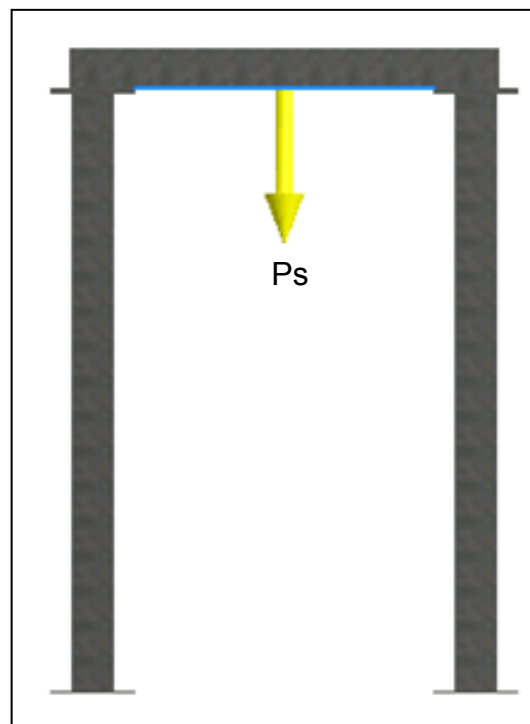


Figura 3.34: Fuerza aplicada

- **Tensión de Von Mises en la estructura del bastidor**

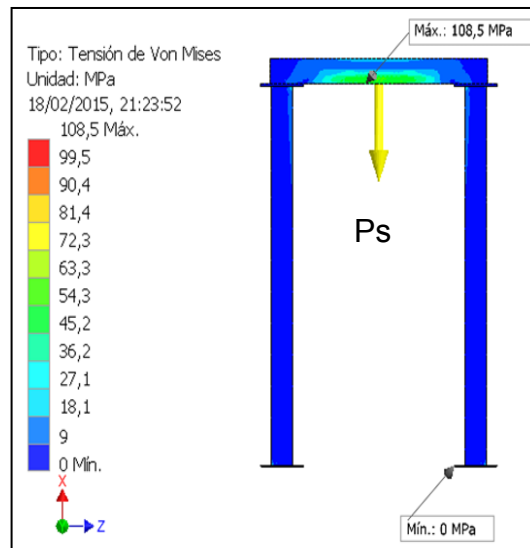


Figura 3.35: Tensión de Von Mises

En la figura 3.35 se determina que en la estructura del bastidor del banco de pruebas que lo conforman las columnas, la tensión de Von Mises máxima es de 108,5 MPa que se produce en la parte central de la estructura, sin embargo esta tensión es menor que el límite de elasticidad del material ASTM A36 de 250 MPa que se indica en la tabla 3.2. Por lo tanto se concluye que la estructura del banco puede resistir la tensión máxima a la que está sometido.

- **Desplazamiento en la estructura del bastidor**

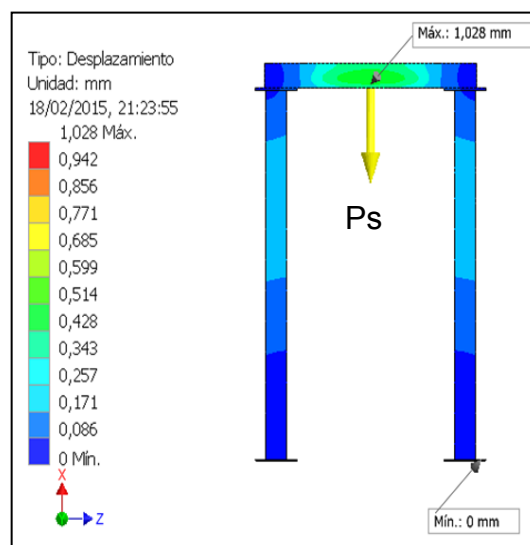


Figura 3.36: Desplazamiento resultante

Como se observa en la figura 3.36 la parte crítica de la estructura es en la parte superior donde se aplica la carga y su valor máximo de desplazamiento resultante es de 1,028 mm por lo que se considera que este resultado no afecta al funcionamiento normal del bastidor.

- **Factor de seguridad en la estructura del bastidor**

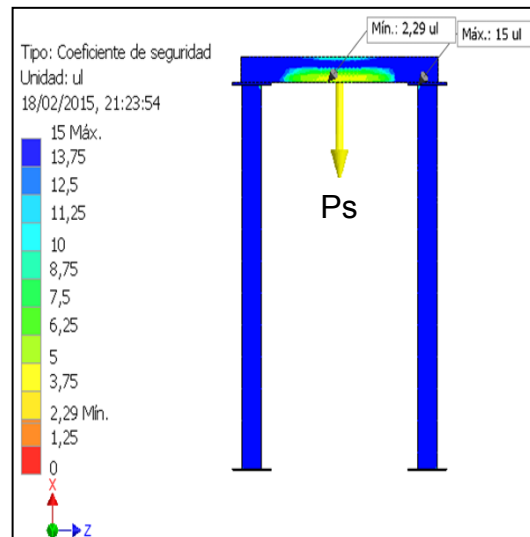


Figura 3.37: Factor de seguridad

En la figura 3.37 se observa la parte crítica de la estructura que es en la posición superior donde se sujeta el cilindro hidráulico que genera la fuerza a aplicar y su factor de seguridad es de 2,29 con lo que concluimos que el material y el diseño es correcto.

a. Cálculo de la estructura del bastidor

El análisis de la estructura se lo realiza mediante un análisis estático en la posición crítica, estado en el cual se obtiene los máximos momentos y esfuerzos actuantes en la estructura.

Una vez que se tiene planteado el problema y colocadas las fuerzas actuantes a la que van a estar sometidas, se realizara el análisis mediante la primera ley de Newton para estática.

$$\sum F_x = 0, \quad \sum F_y = 0, \quad \sum F_z = 0, \quad \sum M_x = 0, \quad \sum M_y = 0, \quad \sum M_z = 0,$$

Como en el suelo esta empotrado se producen 3 reacciones y 3 momentos, las reacciones las vamos a dar una nomenclatura de acuerdo con el eje en el cual actúan; si actúan en los ejes X, Y, Z, respectivamente.

$R_x = 0$	$M_x = 0$
$R_y = 25151 \text{ N}$	$M_y = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$
$R_z = 0$	$M_z = 0$

1 Cálculos de las columnas

La columna actúa netamente a compresión, por lo que este debe ser analizado por estabilidad, el cual se debe encontrar el P_{cr} (Punto crítico), que es la carga crítica o carga máxima en la cual no existe deflexión o deformación del elemento.

El perfil seleccionado consta de una columna de espesor $e = 4 \text{ mm}$ y $200 \times 100 \times 30 \times 4 \text{ mm}$ como se observa en la Figura 3.38

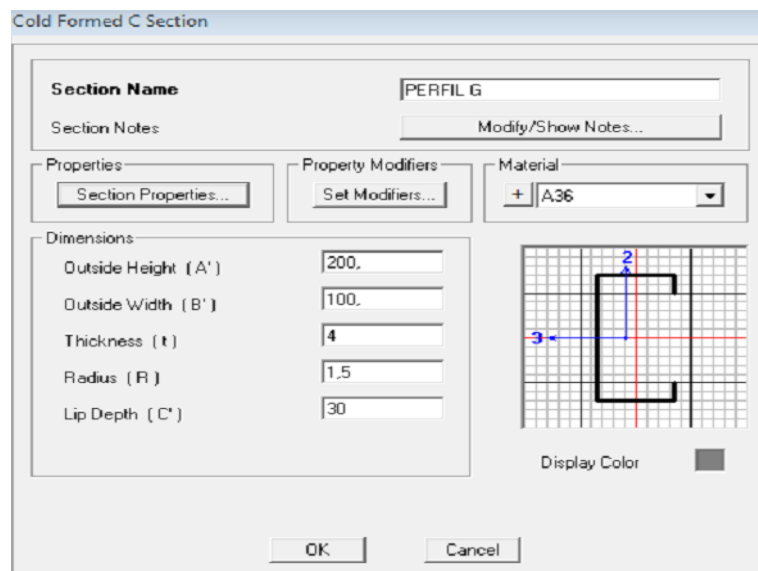


Figura 3.38: Dimensiones de un perfil en G

Fuente: Programa INVENTOR 2014

En la figura 3.39 se obtiene los valores como: momento de inercia y radio de giro que se utiliza para el cálculo del material.

Property Data			
Section Name		PERFIL G	
Properties			
Cross-section (axial) area	1751,9646	Section modulus about 3 axis	112491,75
Torsional constant	9343,8112	Section modulus about 2 axis	37389,89
Moment of Inertia about 3 axis	11249175	Plastic modulus about 3 axis	112491,75
Moment of Inertia about 2 axis	2443159,3	Plastic modulus about 2 axis	37389,89
Shear area in 2 direction	756	Radius of Gyration about 3 axis	80,1305
Shear area in 3 direction	712	Radius of Gyration about 2 axis	37,3433

Figura 3.39: Características de un perfil en G

Fuente: Programa INVENTOR 2014

A continuación procedemos a calcular las características de la columna para el presente proyecto.

- **Momento de inercia**

Con respecto a un eje plano es la suma de los momentos de inercia respecto de ese eje de todos los elementos de área contenidos en ella.

Donde I es el momento de inercia con respecto a cada eje en su plano x , y son la distancia desde el centro de cada uno de los elementos al eje neutro respectivamente.

$$I_{xx} = \sum I_{xxi}$$

$$I_{yy} = \sum I_{yyi}$$

$$I_{xxi} = 11249175 \text{mm}^4 = 0,0000112 \text{m}^4$$

$$I_{yyi} = 2443159,3 \text{mm}^4 = 0,00000244 \text{m}^4$$

- **Radio de giro**

Luego de calcular los momentos de inercia se calcula el radio de giro en cada uno de los ejes utilizando la ecuación (2.2).

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A}}$$

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{11249175}{1751,96}}$$

$$r_{xx} = 0,080 \text{ m}$$

$$r_{yy} = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}}$$

$$r_{yy} = \sqrt{\frac{2443159,3}{1751,96}}$$

$$r_{yy} = 0,037 \text{ m}$$

- **Cálculo del factor de esbeltez**

Para calcular la relación de esbeltez utilizaremos la ecuación (2.4) además necesitaremos un valor de K, constante en función del tipo de empotramiento, el cual lo podemos ver en la Figura 2.24.

$$Re = \frac{K * L}{r_{\min}}$$

$$Re = \frac{2 * 3}{0,037}$$

$$Re = 162,16$$

Después procedemos a calcular la razón de transición de delgadez C_c con la ecuación (2.5)

$$C_c = \left[\frac{2\pi^2 E}{S_y} \right]^{1/2}$$

$$C_c = \left[\frac{2\pi^2 (200 * 10^9) \text{Pa}}{345 * 10^6 \text{Pa}} \right]^{1/2}$$

$$C_c = 106,97$$

Con los datos obtenidos aplicamos la ecuación (2.6) para determinar si se trata de una columna corta o larga, Como se puede observar en la Figura 3.40

$$Re > C_c = 162,16 > 106,97$$

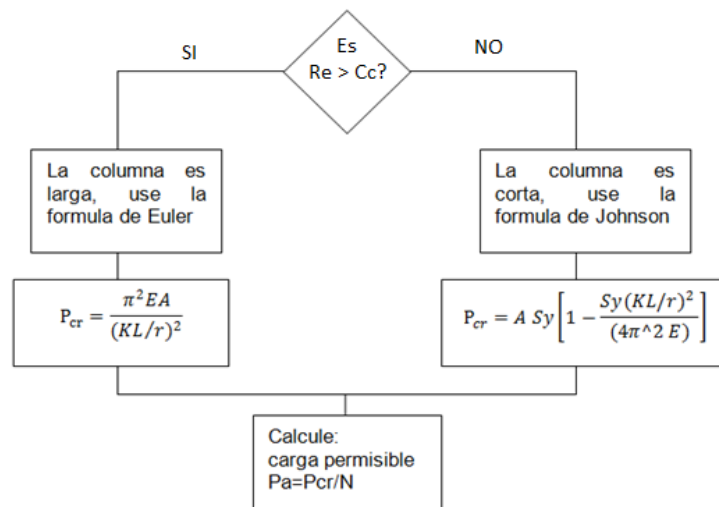


Figura 3.40: Diagrama de selección de columnas

Fuente: (Mott, 2006)

De esta relación podemos darnos cuenta que se trata de una columna larga, por lo tanto utilizaremos la fórmula de Euler ecuación (2.7) para calcular la carga permisible P_{cr} .

- **Fórmula de Euler**

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{(KL/r)^2}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (200 * 10^9) \text{Pa} * 0,00175 \text{m}^2}{(162,16)^2}$$

$$P_{cr} = 131365,196 \text{N}$$

Ahora calcularemos la carga permisible real P_a utilizando la ecuación (2.9) a la cual la columna empezaría a deformarse.

$$P_a = P_{cr} / N$$

Se determino un factor de seguridad $N = 4$ para determinar la carga admisible.

$$P_a = P_{cr} / N$$

$$P_a = 131365,196 \text{N} / 4$$

$$P_a = 32841,29 \text{N}$$

Conclusión:

De los cálculos obtenidos determinamos que las cargas aplicadas en la columna no provocaran ninguna deformación ya que están dentro del rango de carga permisible a la que fue diseñado nuestro proyecto.

2 Cálculo de soldadura

Para el cálculo de las soldaduras utilizamos las ecuaciones (2.14) y (2.15)

• Cálculo de la placa soporte (base)

Resistencia a la tracción MIG = 58-63 kg/mm²

$$L_c = 200 + 200 + 200 + 200$$

$$L_c = 800 \text{ mm}$$

$$C = 10 \text{ mm}$$

$$X_s = (L_c - 2)C$$

$$X_s = (800\text{mm} - 2) * 10\text{mm}$$

$$X_s = 7980\text{mm}$$

$$F = (C * X_s) * R_e$$

$$F = (10\text{mm} * 7980\text{mm}) * 58\text{kg/mm}^2$$

$$F = 4628400\text{Kg}$$

$$F = 45389098,86\text{N}$$

Conclusión:

La fuerza que va a soportar los cordones de suelda es de 45389098,86 N por tanto soportará la fuerza ejercida sobre la columna que es de 25151 N, garantizando su correcto funcionamiento.

3 Cálculo de pernos de anclaje

Al colocar 4 pernos en cada extremo de la columna, se obtiene que en cada extremo del bastidor soporta una carga de R= 2566,43 Kg. Esta carga para 8 pernos es:

$$F_{\text{perno}} = \frac{R}{n}$$

$$F_{\text{perno}} = \frac{2566,43 \text{ Kg}}{8}$$

$$F_{\text{perno}} = 320,80 \text{ Kg}$$

Para estimar el diámetro seleccionado se hacen los cálculos y las verificaciones necesarias, y si después de esto se encuentra que el perno está sobredimensionado o no cumple los requisitos, se determina un nuevo diámetro (o se selecciona un nuevo material del perno) y se hace nuevamente los cálculos.

- **Determinación del área de sección transversal**

Se aplica la ecuación para tracción inicial desconocida.

$$A_t = \left(\frac{15,24 * F_e}{S_y} \right)^{2/3}$$

Ecuación (Faires, 2003)

Donde:

A_t = Área de sección transversal. (cm²)

F_e = Fuerza empleada sobre el perno. (Kg)

S_y = Resistencia de fluencia mínima a la tracción. (Kg/cm²)

De acuerdo a las propiedades del material de acero inoxidable AISI 316. Apéndice (Mott R. L., 2006) se calcula el diámetro del perno.

Entonces, se reemplazó:

$$A_t = \left(\frac{15,24 * F_e}{S_y} \right)^{2/3}$$

$$A_t = \left(\frac{15,24 * 320,80 \text{ Kg}}{552 \text{ MPa} * 10,197} \right)^{2/3}$$

$$A_t = 0,91 \text{ cm}^2$$

- **Selección del perno en base al diámetro**

Se calcula el diámetro del perno en base al área obtenida anteriormente:

$$A_t = \frac{\pi D^2}{4}$$

Despejamos D para obtener el diámetro del perno requerido:

$$D = \sqrt{\frac{4 A_t}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0,91 \text{ cm}^2}{\pi}} * 10 * 1,5$$

$$D = 16 \text{ mm}$$

Se selecciona un perno de anclaje de acero inoxidable A4 (AISI 316) ver ANEXO I G de diámetro $D = 16$ mm, ya que éste es el adecuado para la fuerza de 320,8 Kg que debe soportar y se encuentra en el mercado del país.

3.1.3 Análisis del sistema de anclaje de la probeta

Para la simulación del sistema de sujeción de la probeta se coloca la mayor fuerza que aplica en la distribución de fuerzas. La mayor fuerza a la que va a estar sometido este sistema de sujeción será a la fuerza a tracción del embolo del cilindro hidráulico a dicha distribución de fuerzas.

- **Aplicación de la carga**

El sistema de anclaje de la probeta tiene cuatro puntos de apoyo fijos los cuales son los puntos de fijación al piso y tres puntos donde se va a aplicar las fuerzas como se muestra en la figura 3.41 los mismos puntos que serán de sujeción a la probeta.

Fuerza generada a la mesa de sujeción será:

$$F = 24500 \text{ N}$$

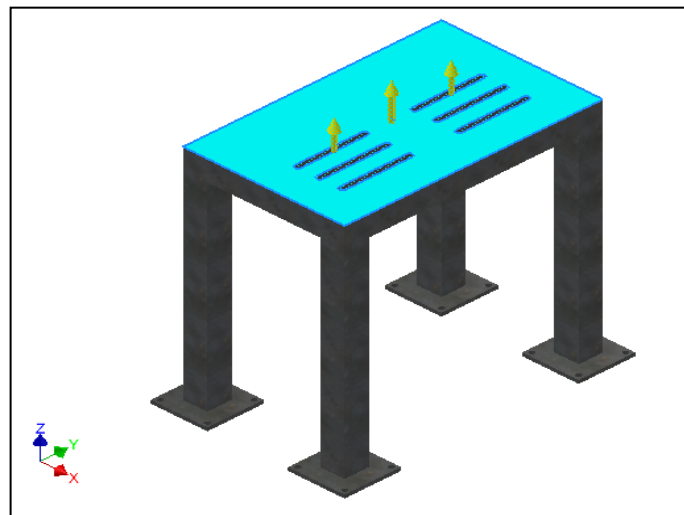


Figura 3.41: Fuerza aplicada

- **Tensión de Von Mises del sistema de anclaje de la probeta**

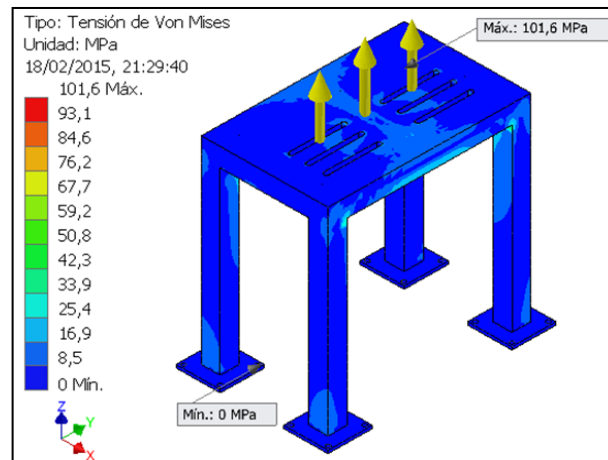


Figura 3.42: Tensión de Von Mises

En la figura 3.42 se determina que el sistema de anclaje de la probeta soporta el valor máximo de tensión de Von Mises de 101,6 MPa que se produce en la parte superior donde se sujeta la probeta, sin embargo esta tensión es menor que el límite elástico del material ASTM A36 de 250 MPa, que se indica en la tabla 3.2. Por lo tanto se concluye que el sistema de sujeción de la probeta puede resistir la tensión máxima a la que está sometido.

- **Desplazamiento del sistema de anclaje de la probeta**

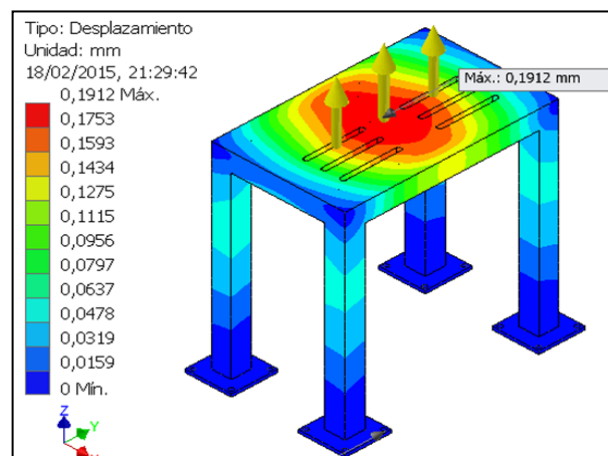


Figura 3.43: Desplazamientos resultante

Como se observa en la figura 3.43 la parte crítica del sistema de anclaje es donde se fija la probeta y su valor máximo de desplazamiento resultante es de 0,1912 mm por lo que se concluye que este resultado no afecta al funcionamiento normal del sistema de anclaje de la probeta.

- **Factor de seguridad del sistema de anclaje de la probeta**

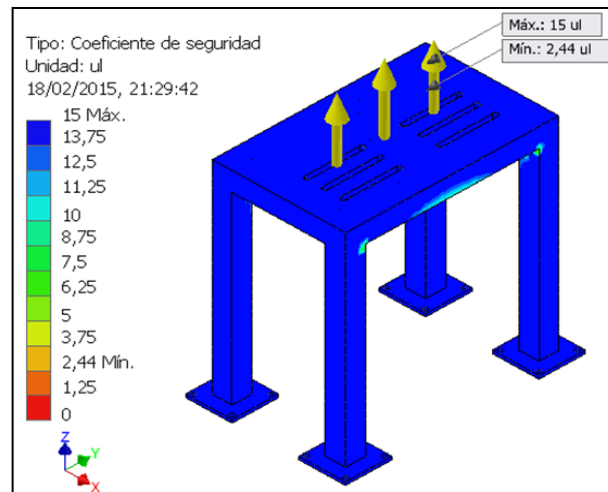


Figura 3.44: Factor de seguridad

En la figura 3.44 se observa la parte crítica del sistema de anclaje de la probeta es donde se fija la misma y su factor de seguridad es de 2,44 con lo que se concluye que el material y el diseño es correcto.

a. Cálculo de los brazos de la mesa

Para los diseños de los brazos se realiza un análisis esttico. La sección de los brazos está compuesta de una sección tipo caja de 0,75 m * 0,75 m y un espesor $e = 0,004\text{m}$ como se indica en la figura 3.45

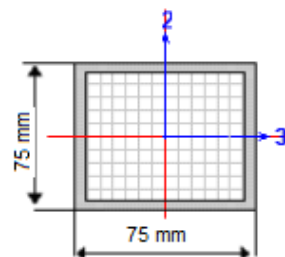


Figura 3.45: Tubo cuadrado

Los parámetros de los brazos se calculan al igual que el análisis de la columna.

- **Momentos de inercia**

$$I_{xx} = \Sigma I_{xxi}$$

$$I_{yy} = \Sigma I_{yyi}$$

$$I_{xxi} = 0,0000008998 \text{ m}^4$$

- **Radio de giro**

Para calcular el radio de giro utilizaremos la ecuación (2.2).

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A}}$$

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{8,998 * 10^{-7}}{0,1095}}$$

$$r_{xx} = 8,22 * 10^{-6} \text{m}$$

b. Cálculo de pernos de anclaje

Al colocar 4 pernos en cada extremo de la columna, se obtiene que en cada extremo del bastidor soporta una carga de $R=25151 \text{ N}$. Esta carga para 8 pernos es:

$$F_{\text{perno}} = \frac{R}{n}$$

$$F_{\text{perno}} = \frac{2566,43 \text{ Kg}}{16}$$

$$F_{\text{perno}} = 160,4 \text{ Kg}$$

Para estimar el diámetro seleccionado se hacen los cálculos y las verificaciones necesarias, y si después de esto se encuentra que el perno está sobredimensionado o no cumple los requisitos, se determina un nuevo diámetro (o se selecciona un nuevo material del perno) y se hace nuevamente los cálculos.

- **Determinación del área de sección transversal**

Se aplica la ecuación para tracción inicial desconocida.

$$A_t = \left(\frac{15,24 * F_e}{S_y} \right)^{2/3}$$

Ecuación 3.8 (Faires, Diseño de elementos de máquinas, 2003, pág.201)

Donde:

A_t = Área de sección transversal. (cm^2)

F_e = Fuerza empleada sobre el perno. (Kg)

S_y = Resistencia de fluencia mínima a la tracción. (Kg/cm^2)

De acuerdo a las propiedades del material de acero inoxidable AISI 316. Apéndice (Mott R. L., 2006) se calcula el diámetro del perno.

Entonces, se remplazo:

$$At = \left(\frac{15,24 * Fe}{Sy} \right)^{2/3}$$

$$At = \left(\frac{15,24 * 120,4 \text{ Kg}}{552 * 10,197} \right)^{2/3}$$

$$At = 0,47 \text{ cm}^2$$

- **Selección del perno en base al diámetro**

Se calcula el diámetro del perno en base al área obtenida anteriormente:

$$At = \frac{\pi D^2}{4}$$

Despejamos D para obtener el diámetro del perno requerido:

$$D = \sqrt{\frac{4 At}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0,47 \text{ cm}^2}{\pi}} * 10 * 1,5$$

$$D = 11,6 \text{ mm}$$

Se selecciona un perno de anclaje de acero inoxidable A4 (AISI 316) ver ANEXO I G de diámetro D =12 mm, ya que éste es el adecuado para la fuerza de 320,8 Kg que debe soportar y se encuentra en el mercado del país.

3.2 Diseño y selección de los elementos hidráulicos

El sistema hidráulico es el encargado de suministrar la fuerza a tracción y está compuesto en cuatro partes principales: la unidad de potencia, el cilindro hidráulico, la electroválvula y sus accesorios hidráulicos.

La unidad de potencia, está constituida del depósito, filtro, motor eléctrico, bomba, válvula reguladora de presión como se indica en el circuito hidráulico de la figura 3.46

- 1.- Cilindro hidráulico doble efecto
- 2.- Regulador de caudal unidireccional
- 3.- Válvula 4/3 tipo tándem - Doble control eléctrico
- 4.- Manómetro
- 5.- Válvula de seguridad
- 6.- Motor eléctrico

7.- Bomba unidireccional

8.- Filtro

9.- Depósito atmosférico

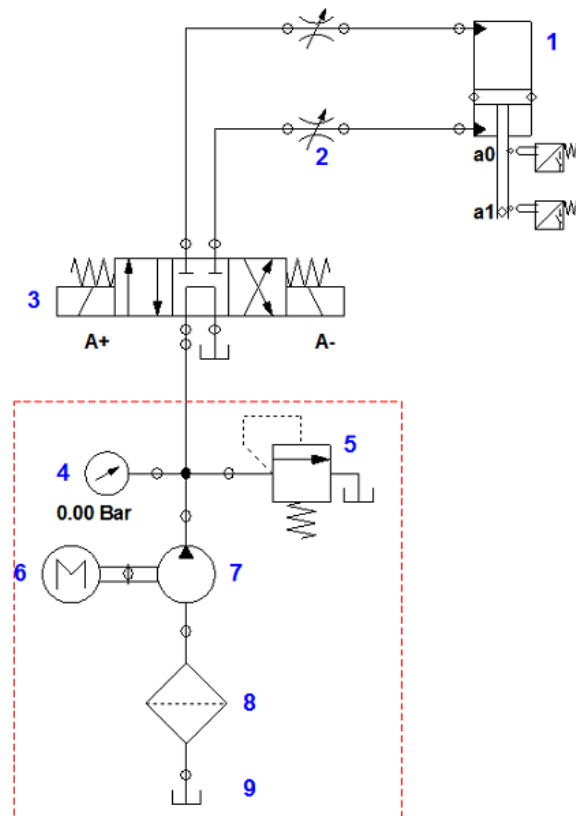


Figura 3.46: Circuito Hidráulico

3.2.1 Cilindro hidráulico

Las características del cilindro hidráulico se selecciona en función de los requerimientos del banco de pruebas que son: la fuerza y la longitud ideal del vástago.

Los valores más importantes del cilindro hidráulico son:

p - Presión de alimentación del cilindro

d - Diámetro del vástago

D - Diámetro del émbolo

S1 - Sección del émbolo por el lado sin vástago ($S1 > S2$)

S2 - Sección del émbolo por el lado con vástago ($S2 < S1$)

L - Curso o carrera del émbolo

a. Diseño y selección del vástago

• Cálculo de la carrea

La posición de mayor esfuerzo del vástago del cilindro, es cuando en el cilindro actúa una presión de 13,79 MPa sobre el área del pistón a través del sello principal del pistón.

El vástago se considera como una columna empotrada y libre por el otro extremo como se observa en la Figura 3.47.



Figura 3.47: Columna empotrada y libre por el otro extremo

Fuente: (Mott, 2006)

En función del tipo de fijación del cilindro hidráulico figura 3.48 se diseña y determina la longitud efectiva y diámetro del vástago de acuerdo a los parámetros que se indican en la figura 3.48

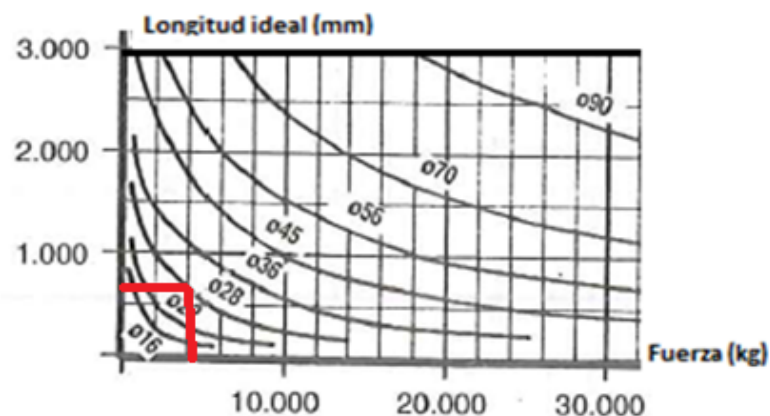


Figura 3.48: Tabla de aplicación de diferentes diámetros de los vástagos en función de la fuerza y longitud ideal.

Fuente: (Roldán, 2001)

Se selecciona un cilindro hidráulico con un vástago de diámetro de 38 mm que proporcione una fuerza de (25151 N) y una longitud ideal menor o igual a 1000 mm para el diseño.

La carrera del cilindro hidráulico se calculó en función de la longitud efectiva (ideal) de salida, el diámetro, la fuerza del vástago y el coeficiente de empotramiento que se muestran en las figuras anteriores mencionadas, para un determinado cilindro y una aplicación concreta que viene dada por la siguiente formula.

Ecuación 3.1 (Roldán, 2001)

$$L_i = C * K$$

Donde:

L_i - Longitud ideal del vástago del cilindro en cuestión.

C - Carrera del cilindro en cuestión.

K - Factor de carrera en función

$$C = \frac{L_i}{K}$$

$$C = \frac{1000 \text{ mm}}{2}$$

$$C = 500 \text{ mm} = 0,50 \text{ m}$$

- **Radio de giro mínimo**

Para calcular el radio de giro mínimo del vástago se utiliza la siguiente ecuación

$$r_{\min} = \frac{1}{4} d$$

$$r_{\min} = \frac{1}{4} 0,038$$

$$r_{\min} = 0,0095 \text{ m}$$

- **Cálculo del factor de esbeltez**

Para calcular la relación de esbeltez utilizaremos la ecuación (2.4) y necesitamos un valor de K constante en función del tipo de empotramiento el cual lo podemos encontrar de la Figura 2.24.

$$Re = \frac{L_e}{r_{\min}}$$

$$Re = \frac{0,85}{0,0095}$$

$$Re = 89,47$$

Después procedemos a calcular la razón de transición de delgadez utilizando la ecuación (2.5).

$$C_c = \left[\frac{2\pi^2 E}{S_y} \right]^{1/2}$$

$$C_c = \left[\frac{2\pi^2 (200 * 10^9) \text{Pa}}{310 * 10^6 \text{Pa}} \right]^{1/2}$$

$$C_c = \left[\frac{2\pi^2 (200 * 10^9) \text{Pa}}{310 * 10^6 \text{Pa}} \right]^{1/2}$$

$$C_c = 112,85$$

Ahora determinaremos si se trata de una columna corta o larga utilizando la ecuación (2.6).

$$Re > C_c$$

$$89,47 < 112,85$$

De esta relación podemos darnos cuenta que se trata de una columna corta, por lo tanto utilizaremos la ecuación (2.8) de Johnson para su análisis.

- **Fórmula de Johnston**

$$P_{cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y (KL/r)^2}{(4\pi^2 E)} \right]$$

$$P_{cr} = 0,0019635 * (345 * 10^6) \left[1 - \frac{345 * 10^6 (89,47)^2}{(4\pi^2 (200 * 10^9))} \right]$$

$$P_{cr} = 440469,762 \text{ N}$$

Ahora utilizando la ecuación (2.9) para calcular la carga permisible a la cual la columna empezaría a deformarse.

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N}$$

Se determinó un factor de diseño $N = 4$ para el cálculo de la carga admisible del proyecto

$$Pa = \frac{440469,762}{4}$$

$$Pa = 110117,44 \text{ N}$$

a. Cálculo del diámetro del émbolo ideal

Para el cálculo del diámetro del émbolo se identificó la fuerza necesaria que se indica en la figura 3.1 de la distribución de fuerzas de 25151 N y una bomba que genere una presión de $13,79 \times 10^{-6}$ Pa.

Utilizando la ecuación la siguiente ecuación calculamos el área del cilindro:

Ecuación 3.2 (Roldán, 2001)

$$A = \frac{F}{P}$$

Donde:

A- Área del émbolo

F- Fuerza

P- Presión

$$A = \frac{25151 \text{ N}}{13,79 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$A = 1,83 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

A continuación se calcula diámetro interior del cilindro hidráulico.

Ecuación 3.3 (Roldán, 2001)

$$Di = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

Donde:

Di- Diámetro interior del émbolo

A- Área

$$Di = \sqrt{\frac{4 * (1,83 * 10^{-3})}{\pi}}$$

$$Di = 0,048 \text{ m}$$

Conclusión:

En el mercado no se encuentran cilindros con un diámetro interior de 0,048 m por lo que seleccionamos un cilindro hidráulico con $Di = 0,059$ m de

tubo sin costura de acero A-53 grado B, cédula 80 con esfuerzo permisible de 60000 psi que cumple con los parámetros requeridos de la fuerza y presión para el proyecto.

Propiedades físicas del tubo sin costura de acero A-53 grado B (ver Anexo III A).

$$\text{Diámetro Interior} = 0,059 \text{ m}$$

$$\text{Diámetro Exterior} = 0,073 \text{ m}$$

- **Cálculo de la sección del émbolo libre (S1)**

La sección del émbolo libre se deduce en función del diámetro del pistón que se calculó y se encuentre en el mercado local.

Ecuación 3.4 (Roldán, 2001)

$$S1 = \frac{(\pi * D^2)}{4}$$

S1- Área del émbolo libre

D- Diámetro del émbolo

$$S1 = \frac{(\pi * 0,059^2)}{4}$$

$$S1 = 2,756 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

- **Cálculo de la sección del émbolo por el lado del vástago (S2)**

La sección del émbolo por el lado del vástago se calcula en función del diámetro del pistón y el diámetro del vástago.

Ecuación 3.5 (Roldán, 2001)

$$S2 = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4}$$

Donde:

S2- Área del émbolo lado del vástago

D- Diámetro del émbolo libre

d- Diámetro del lado del vástago

$$S2 = \frac{\pi * (0,059^2 - 0,028^2)}{4}$$

$$S2 = 2,12 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

b. Fuerza generada en el cilindro hidráulico

La fuerza del cilindro hidráulico se determina en función de la presión de la bomba y el área del cilindro hidráulico seleccionado.

- **Fuerza lado émbolo sin vástago (F1)**

Ecuación 3.6 (Roldán, 2001)

$$F1 = p * S1 \text{ (N)}$$

Donde:

F1- Fuerza lado émbolo libre

p- Presión

S1- Área del émbolo libre.

$$F1 = 13790000\text{Pa} * 2,756^{-3}\text{m}^2$$

$$F1 = 38005,24 \text{ N}$$

- **Fuerza lado émbolo con vástago (F2)**

$$F2 = p * S2 \text{ (N)}$$

Donde:

F2- Fuerza lado émbolo libre

p- Presión

S2- Área del émbolo con el vástago

$$F2 = 13790000\text{Pa} * (2,12 * 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$F2 = 29158,83 \text{ N}$$

Las fuerzas calculadas en función de los parámetros de la presión y el área del cilindro hidráulico cumplen con los requerimientos del diseño del banco de pruebas obteniendo un correcto funcionamiento.

- c. Velocidad de desplazamiento del vástago (V)

Ecuación 3.7 (Roldán, 2001)

$$V = \frac{L}{t}$$

Donde:

V- Velocidad de salida del vástago

L- Carrera del émbolo

t- tiempo de salida

$$V = \frac{0,400}{10}$$

$$V = 0,040 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.2.2 Selección de la unidad de potencia

a. Determinación del caudal de la bomba

Para calcular el caudal de la bomba necesitamos los siguientes parámetros. Tiempo de elevación, recorrido y el diámetro interior del cilindro.

Datos:

$$D = 0,059 \text{ m}$$

$$C = 0,400 \text{ m}$$

$$T = 10 \text{ s} = 0.16 \text{ min}$$

Para el cálculo del caudal de la bomba utilizaremos la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{\pi * D^2 * C}{4 * t}$$

Donde:

Q = Caudal (gal/min)

D = Diámetro interior del cilindro (m)

C = Carrera útil del pistón (m)

t = Tiempo de elevación (s)

$$Q = \frac{\pi * 0,059^2 * 0,400}{4 * 10}$$

$$Q = 1,09 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * (264,17) * (60)$$

$$Q = 1,73 \text{ gal/min}$$

Conclusión:

Por tanto seleccionamos una bomba que genere 1,73 GPM de caudal, para subir el émbolo del cilindro en un tiempo de 10 s como se indica en las especificaciones del catalogo de la unidad hidráulica ANEXO III B

b. Determinación de la potencia del motor eléctrico

La potencia del motor eléctrico se calcula en función de la presión y el caudal que va a generar la bomba.

$$\text{Potencia} = p * Q$$

Donde:

P = Presión en los cilindros 13,79 MPa

Q = Caudal de la bomba (gal/min)

$$\text{Potencia} = 13790000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 1,09 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Potencia} = 1508,05 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}$$

$$\text{Potencia} = 1508,05 \frac{\text{Kgm} * \text{m}}{\text{S}^2 * \text{S}}$$

$$\text{Potencia} = \frac{1508,05 \frac{\text{Kgm}^2}{\text{S}^3}}{745,7}$$

$$\text{Potencia} = 2,02 \text{ Hp}$$

Del mercado se selecciona un motor eléctrico de características que se indican en la tabla 3.3 de acuerdo a la potencia necesaria calculada para el proyecto.

Tabla 3.3**Características del motor eléctrico**

MOTOR ELÉCTRICO				
VOLTAJE (VCA)	FRECUENCIA (Hz)	CORRIENTE (A)	POTENCIA (Hp)	REVOLUCIONES (rpm)
220	50-60	13,4 - 14	3	3600

Fuente: Catálogo JIG

c. Determinación de la capacidad del depósito de aceite

Calculamos el volumen de aceite en los cilindros.

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 0,059^2}{4}$$

$$A = 2,73 * 10^{-3}$$

$$V = A * C$$

Donde:

V = Volumen de aceite en los cilindros (Galones)

D = Diámetro del cilindro (m)

A = Área del cilindro (m²)

C = Carrera útil del pistón (m)

$$V = 2,73 * 10^{-3} * 0,400$$

$$V = \frac{1,09 * 10^{-3} \text{m}^3}{\text{m}^3} * 264,17205 \text{gal}$$

$$V = 0,30 \text{ gal}$$

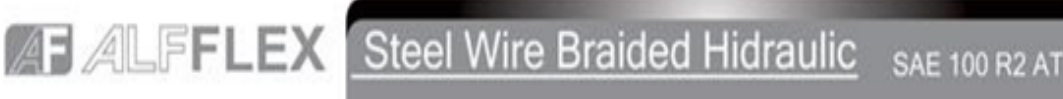
De acuerdo al catálogo de la JSB indica que el depósito de aceite debe ser de 2.5 a 3 veces el volumen de| aceite que utiliza los cilindros. Por tanto seleccionamos un depósito de aceite de una capacidad mayor a 0,9 Galones.

3.2.3 Selección de las mangueras hidráulicas

Las mangueras hidráulicas seleccionadas cumplen con la presión requerida por el sistema hidráulico como se indica en la tabla 3.4 del catálogo del fabricante.

Tabla 3.4

Catálogo de mangueras hidráulicas



ID		OD	WP		BP/PB		VACUUM	BR/KY/r	W/A	L/B
inch	mm	mm	bar	psi	bar	psi	bar	mm	gr/mt	mt
3/8	9.5	19	330	4785	1320	19140	-0.95	130	563	+10

Fuente: Catálogo ALFFLEX

CAPÍTULO IV DISEÑO ELECTRÓNICO

Para realizar el diseño del sistema electrónico que tendrá el banco de pruebas de resistencia estructural vamos a realizar la programación y calibración de las celdas de carga para obtener los valores en el computador.

El diseño del sistema para medir la carga puede resumirse en el siguiente diagrama de bloques:

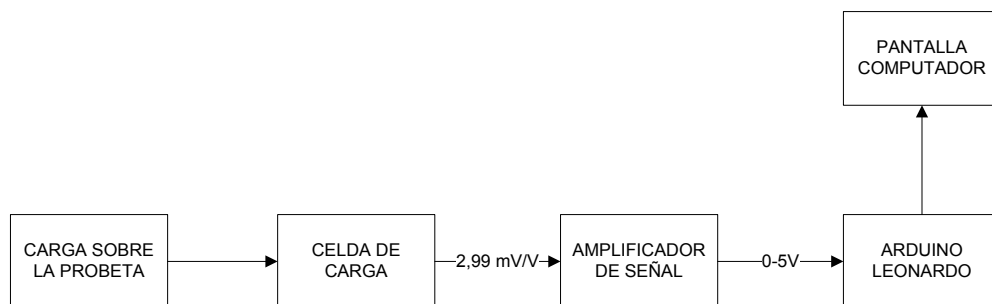


Figura 4.1: Amplificador de instrumentación

El sistema de medición de carga consta de una celda de carga, un amplificador de instrumentación, y el conversor A/D del microcontrolador PIC

4.1 Selección de la celda de carga

De acuerdo a las cargas sobre la probeta de la distribución de fuerzas (Figura 3.1) se seleccionan las celdas de carga de 1000 lb y 500lb que cumplen con los requerimientos del banco de pruebas y son las que se encuentra en el país.

La aplicación de la carga es a tracción, la salida de la celda es de 3mV/V y se excita con 12V ver Anexo II A.

La celda de carga tiene un voltaje muy pequeño y además diferencial en su salida, por lo tanto es necesario amplificar esa señal para que el micro controlador pueda detectar un voltaje variable entre 0V y 5V.

La celda de carga utilizada tiene cuatro conductores de diferentes colores, el negro y rojo son para alimentación, GND y VDD, respectivamente, mientras que el verde y el blanco son los de señal de salida.

4.1.1 Acondicionamiento de la señal de la celda de carga

La señal proveniente de la celda de carga no es suficiente para procesarla por lo que es necesario amplificarla. Para este proyecto, ha sido preciso utilizar un amplificador de instrumentación debido a que los amplificadores operacionales normales introducen ruido al operar con señales pequeñas, y en lo posterior enviarla a un CAD (convertor analógico digital).

4.1.2 Amplificador de instrumentación (AD620)

(Coughlin & Driscoll, 1999) "El amplificador AD620 es un dispositivo electrónico que tiene una alimentación de entrada de 12VC y un voltaje de salida de 5VC, mediante el cual se alimenta a la celda de carga.

En el caso del AD620 sólo se utiliza una resistencia externa para definir ganancias que van de 1 a 1000. Este dispositivo se puede adquirir en los encapsulados SOIC o DIP de 8 terminales como se aprecia en la figura 4.2. El fabricante proporciona la relación entre la ganancia y R_G de la siguiente manera:

Ecuación 4.1 (Coughlin & Driscoll, 1999)

$$G = 1 + \frac{49400}{R_G} \quad (4.1)$$

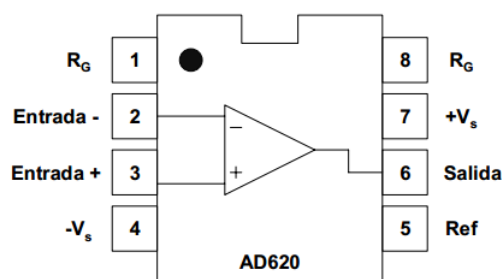


Figura 4.2: Amplificador de instrumentación AD620

Fuente: (Coughlin & Driscoll, 1999)

Para determinar la resistencia externa del amplificador de instrumentación de la celda de carga de 1000 lb se despeja R_G de la ecuación 4.1 provista por el fabricante.

Debido a que el voltaje diferencial entregado por la celda de carga es demasiado pequeño, es necesaria una ganancia de 400.

$$R_G = \frac{49,400 \Omega}{400 - 1}$$

$$R_G = 123 \Omega$$

Se determinó una resistencia de ganancia de $R_G=123 \Omega$ pero en el mercado no se encuentran resistencias de este valor por lo que se selecciona una resistencia de 120Ω .

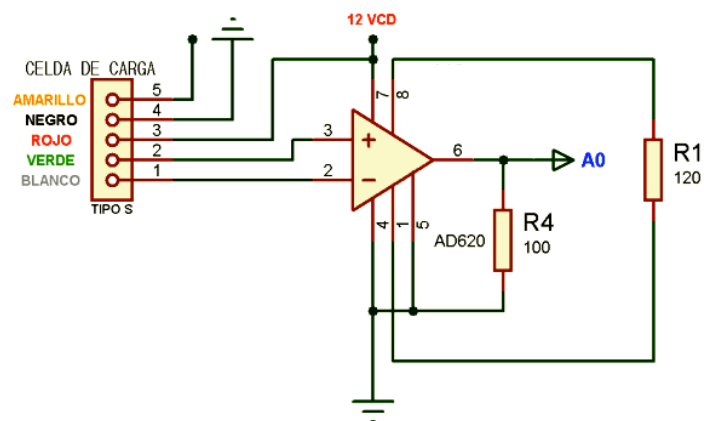


Figura 4.3: Acondicionamiento de la celda de 1000 lb

Para determinar la resistencia externa del amplificador de instrumentación de la celda de carga de 500 lb se despeja R_G de la ecuación 4.1 provista por el fabricante.

Debido a que el voltaje diferencial entregado por la celda de carga es demasiado pequeño, es necesaria una ganancia de 400.

$$R_G = \frac{49400 \Omega}{250 - 1}$$

$$R_G = 198 \Omega$$

Se determinó una resistencia de ganancia de $R_G=198 \Omega$ pero en el mercado no se encuentran resistencias de este valor por lo que se seleccionan dos resistencias de 390Ω que se conectan en paralelo teniendo como resultado una resistencia de 195Ω .

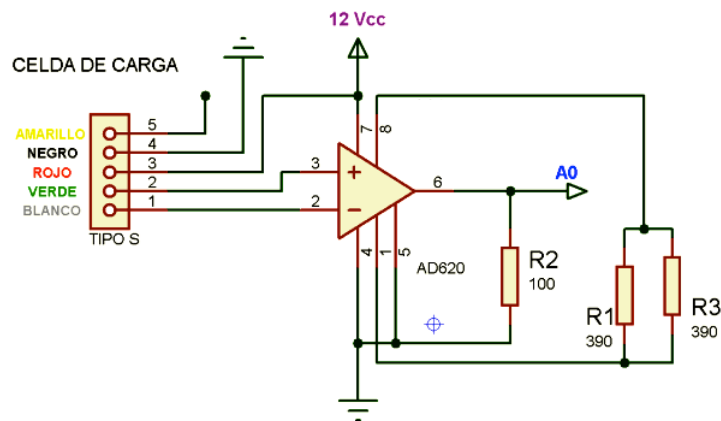


Figura 4.4: Acondicionamiento de la celda de 500 lb

4.1.3 Conversor A/D

Una vez amplificada la señal entregada por el amplificador de instrumentación, un conversor A/D, incorporado en el Arduino Leonardo recoge esta señal y realiza la conversión necesaria para la visualización de la cantidad medida en la pantalla del computador.

4.1.4 Arduino Leonardo

(Arduino, En línea) "El Arduino Leonardo es una placa electrónica que está basada en un chip ATmega32u4 que por una parte tiene unas funcionalidades atractivas como gestión del USB integrada, más pines digitales, un PWM extra y 4 timers. Cuenta con 20 entradas/salidas digitales (de los cuales 7 se pueden utilizar como salidas PWM y 12 entradas como analógicas), un oscilador de 16 MHz, una conexión micro USB, un conector de alimentación, y un botón de reseteo.

Contiene todo lo necesario para apoyar el micro controlador; basta con conectarlo a un ordenador con el cable USB, o alimentarla con un adaptador o batería de CA a CC para empezar.

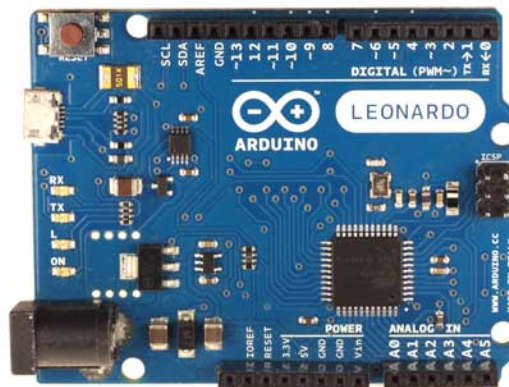


Figura 4.5: Arduino Leonardo

Fuente: (Arduino, En línea)

- **Características**

Tabla 4.1

Características de Arduino Leonardo

Micro controladores	ATMEGA32U4
Tensión de funcionamiento	5V
Voltaje de entrada (recomendado)	7-12V
Voltaje de entrada (límites)	6-20V
Digital I / O Pins	20
Canales PWM	7
Canales de Entrada Analógica	12
Corriente continua para las E / S Pin	40 mA
Corriente de la CC para Pin 3.3V	50 mA
Memoria Flash	32 KB (ATMEGA32U4) de los cuales 4 KB utilizado por el gestor de arranque
SRAM	2,5 KB (ATMEGA32U4)
EEPROM	1 KB (ATMEGA32U4)
Velocidad del reloj	16 MHz

Fuente: (Arduino, En línea)

Tabla 4.2

Pines de la tarjeta Arduino Leonardo

PINES DE ALIMENTACIÓN	
Pines	Alimentación
VIN	5 Voltios CC
5 V	Suministro USB
3V3	Suministro de 3,3 V/50mA
GND	Patillas de tierra
IOREF	Pin I/O 5 V VCC

Fuente: (Arduino, En línea)

- **Memoria**

El ATMEGA 32 U4 tiene 32 KB (con 4 KB utilizado por el gestor de arranque). También tiene 2,5 KB de SRAM y 1 KB de memoria EEPROM (que puede ser leído y escrito con la librería EEPROM).



Figura 4.6: Mapa ATMEGA 32 U4

Fuente: (Arduino, 2014)

- **Programación**

El Leonardo se puede programar con el software de Arduino. El ATmega32U4 en el Arduino Leonardo viene precargado con un gestor de arranque que le permite subir un código nuevo a ella sin el uso de un programador de hardware externo. Se comunica usando el AVR109 protocolo, también puede pasar por alto el gestor de arranque y programar el microcontrolador a través del ICSP (In- Circuit Serial Programming) cabecea."

Conclusión:

La razón por la cual se selecciona el Arduino Leonardo ATmega32u4 como tarjeta de nuestro circuito fue gracias a que cuenta con las entradas analógicas necesarias para la conexión de las celdas de carga a utilizar en el proyecto, la conexión USB para el computador, el conversor analógico a digital integrado en la tarjeta Arduino, la memoria del ATmega32u4 para su programación, su entorno de programación amigable y su precio accesible en el mercado del Ecuador.

4.2 Programación sketch fuerza

La programación de la tarjeta electrónica, se realizó en función de obtener la información de las celdas de carga y visualizar en el programa Excel del computador. Para ello se utilizó el software ARDUINO que tiene un entorno de programación amigable.

4.3 Diseño de la placa del sistema de carga

La placa fue diseñada dependiendo a las necesidades que nosotros establecimos para el mejor funcionamiento de las celdas de carga. En el diseño se utilizó el software Proteus 7.10 en el cual se desarrolló la simulación de los elementos como las resistencias de 100Ω, 120Ω, 390Ω, amplificadores AD 620, la tarjeta Arduino Leonardo y las celdas de carga a utilizar en nuestro proyecto.

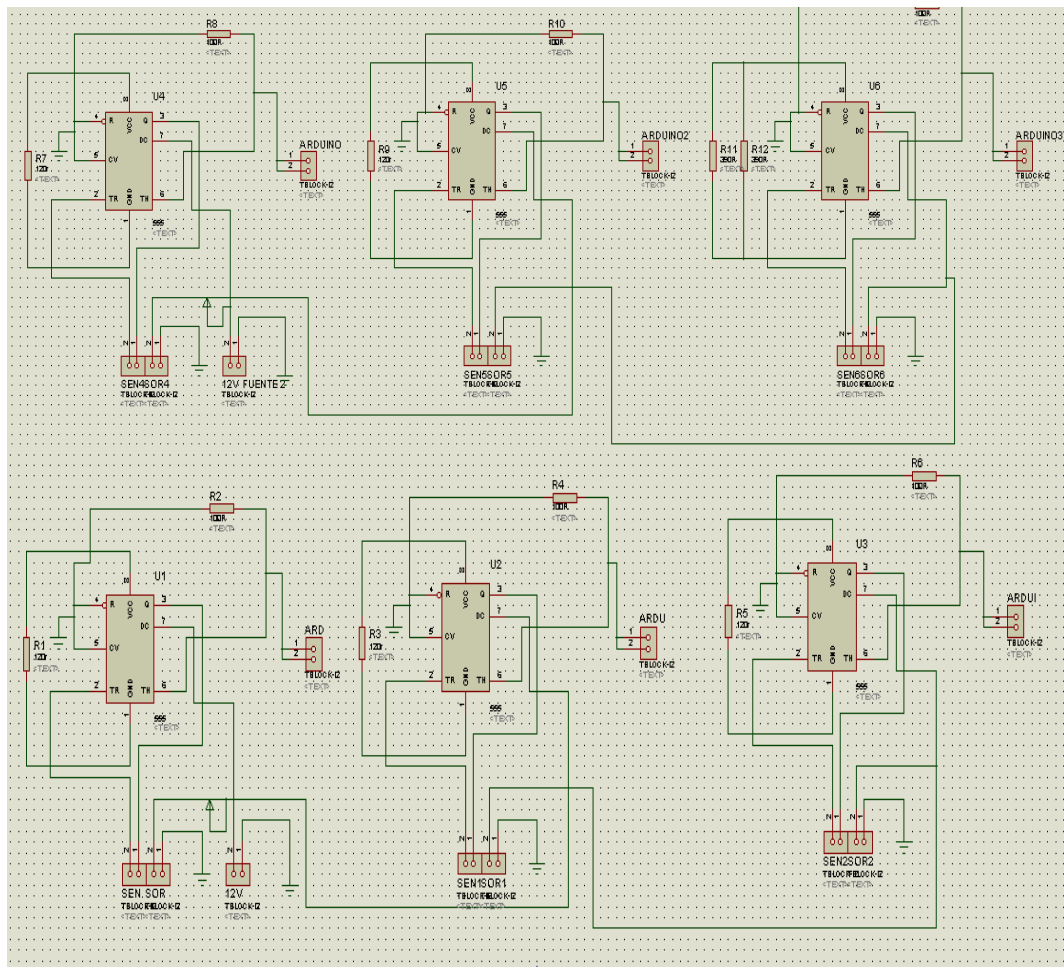


Figura 4.7: Diagrama electrónico del sistema de carga

4.3.1 Ruteado

El primer paso para la construcción es el mapa, las rutas por las que se conectan los elementos y por donde circula la corriente, para elaborar el ruteado, es imprescindible un software, como lo es el Ares que se ejecuta directamente desde Isis.

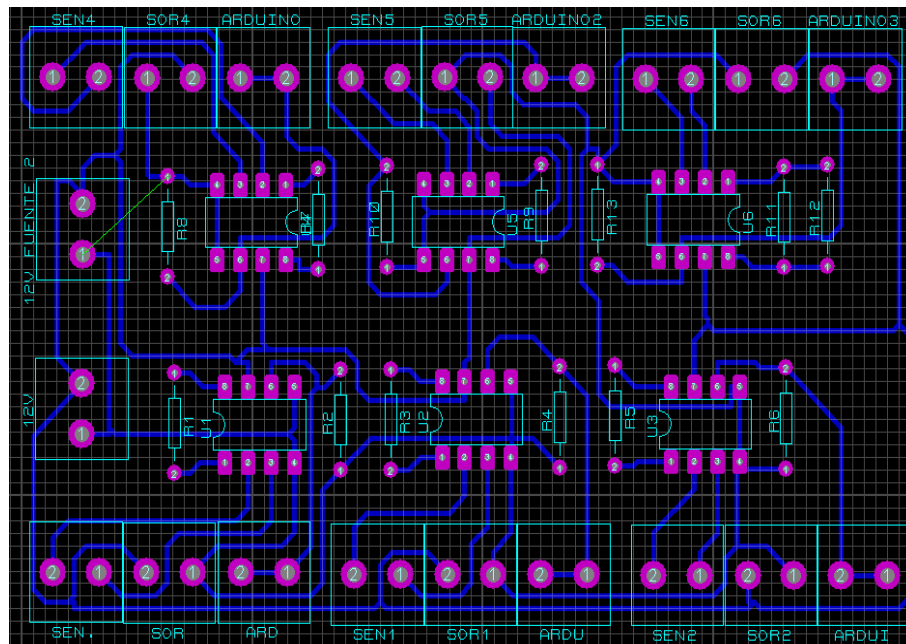


Figura 4.8: Ruteado diagrama electrónico del sistema de carga

4.3.2 Construcción de la tarjeta del circuito impreso (PCB). Impresión de las rutas.

Se imprime la configuración de las rutas, se hacen 3 impresiones, la primera con las rutas del reverso (BottomCopper) normalmente, la segunda con el anverso (Top Copper) activando la opción “mirror”, y la tercera, con los elementos (Top Silk) en mirror, para guiarse al momento de la instalación.

Se imprimirán usando la opción “mirror” debido a que se debe enfrentar las caras impresas con la superficie de la placa para que se adhieran las conexiones a la baquelita.

Las impresiones deben hacerse en papel fotográfico o de transferencia térmica, que es un tipo de papel especial que reacciona con la tinta de la impresora y al aplicar calor transfiere la tinta a la placa de cobre. Es importante señalar que obligatoriamente se tiene que realizar las impresiones con tinta en polvo (cartuchos toner), la cual se usa en las impresoras láser o ciertas copadoras.

a. Traspaso de las rutas impresas a la placa

La placa mencionada es una baquelita, con capas de cobre a los dos lados, se debe pulir las caras de cobre usando un lustre delgado o una lija de agua muerta, para asegurar la adhesión de la tinta, también se la debe cortar a las medidas de los bordes de la impresión, con un margen de error de 2 mm., lo que deja las medidas de la placa en 65 x 105mm.

El traspaso se lo realizó ubicando las impresiones del apartado anterior, en cada cara de la placa, y aplicando calor uniformemente por 15 minutos para luego enfriar el conjunto presionando las impresiones con masajes hasta que se enfríe la placa.

b. Atacado al material excedente

Este proceso se lo hace para remover el cobre que no constituye las rutas para las conexiones, se lo realizó usando cloruro férrico, que se lo adquiere en estado sólido, como polvo, y al contacto con agua produce una reacción química que calienta la solución y reduce al cobre no protegido con la tinta. Los remanentes de papel fotográfico también protegen al cobre, haciendo que aquellas partes protegidas no se reduzcan, quedando líneas conectadas, que al energizarse producirán cortocircuitos.

Se debe tener un especial cuidado debido a que el cloruro férrico es una sustancia que ataca a los metales y maltrata la piel, por ello se debe usar guantes o no vestir anillos ni pulseras y evitar el contacto directo con los dedos.

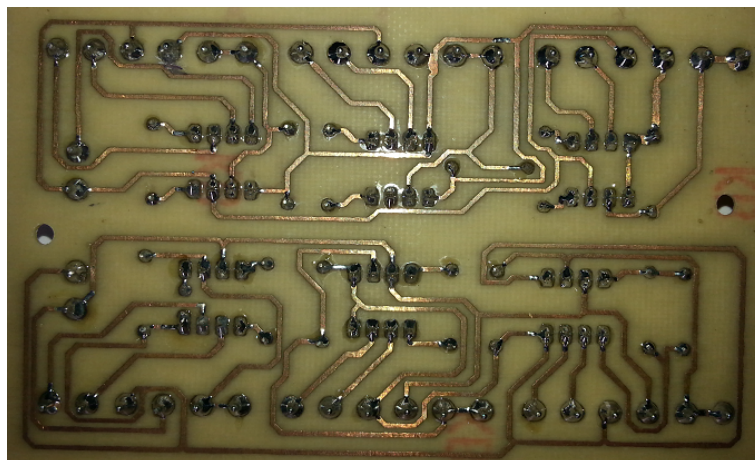


Figura 4.9: Placa impresa PCB

c. Instalación de elementos

Los elementos o dispositivos se soldaron a la placa usando un caudín y estaño, lo primero es soldar alambres en las vías, a los dos lados, ya que se deben conectar, el proceso se complica debido a que el espacio es muy reducido y la soldadura debe realizarse a los 2 lados de la placa.

La placa cuenta con borneras para la conexión de los elementos más importantes como es el voltaje de entrada y señal de las celdas de carga, la alimentación de los amplificadores, la conexión de los mismos y una bornera para la tarjeta electrónica Arduino Leonardo que tiene un micro controlador programado y guardado en su memoria interna un programa pre establecido para determinar la carga de las celdas en función del tiempo.

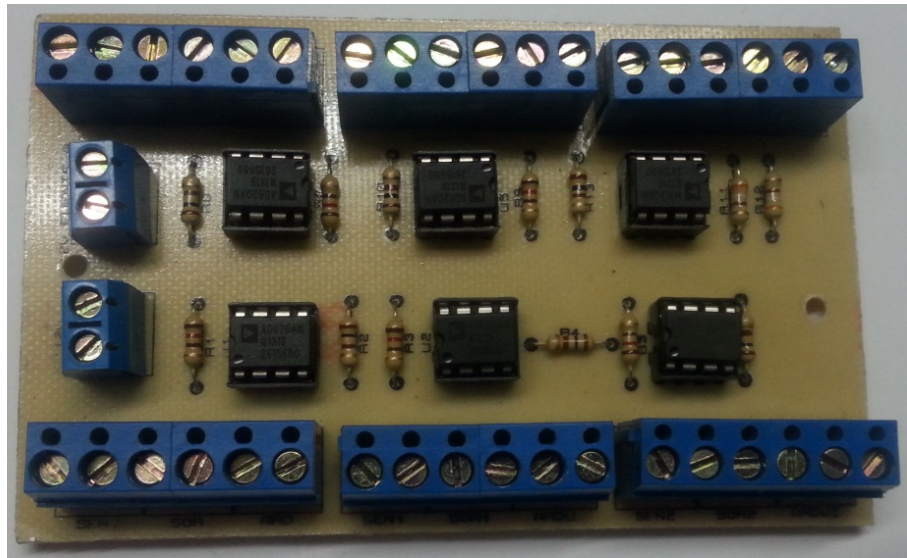


Figura 4.10: Instalación de elementos

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y RECURSOS DEL BANCO DE PRUEBAS PARA RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS.

En esta sección hablaremos específicamente de la construcción de la estructura del banco de pruebas, sus medidas se encuentran en los planos con sus especificaciones, sin embargo describiremos brevemente el proceso de corte y medidas de los materiales utilizados. Una vez escogidos todos los materiales y después de conocer todas sus características procedemos al corte de los mismos.

5.1 Construcción de la estructura del bastidor

Primero se procedió a cortar los perfiles en G de 200X100X30X4 mm mediante oxicorte para luego unir en pares y con ello obtener las columnas que luego nos servirán para montar las diferentes piezas que tiene el banco, el tipo de acero estructural ASTM A36, siendo un metal soldable.



Figura 5.1: Corte de los perfiles en G

Una vez cortados los diferentes perfiles en G de acero se procedió a soldarlos mediante la suelda MIG verificando las medidas exactas de los planos colocándolos en un ángulo recto.



Figura 5.2: Soldadura de los perfiles en G

En la viga superior de la estructura se realizó el procedimiento de suelda eléctrica en sus extremos planchas metálicas de 200X200X2 mm en cada lado.



Figura 5.3: Soldadura de las tapas de la viga superior

Se soldó mediante la suelda MIG en los extremos de las columnas y la viga superior de la estructura planchas de 400X400X12 mm con cuatro perforaciones de 19 mm de diámetro, con el fin de tener puntos de fijación al piso y la viga superior ser desmontable.



Figura 5.4: Soldadura de las bases de las columnas

La construcción de la base donde se sujetara el cilindro hidráulico tiene 670X181, 4X12 mm con cuatro agujeros de 12mm para su sujeción con la viga superior de la estructura.



Figura 5.5: Perforación de la base de sujeción

En la tabla 5.1 se describe el proceso de construcción de la estructura del bastidor del banco de pruebas en función de parámetros del número y tiempo necesario de operaciones.

Tabla 5.1

Diagrama de proceso de construcción de la estructura del bastidor

CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE LAS COLUMNAS										
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA: 14-07-2014				
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				ESTRUCTURA DEL BASTIDOR						
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN						
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS		
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM			
<input type="radio"/>	OPERACIONES	40,9	174							
<input type="checkbox"/>	TRANSPORTE	36,4	142							
<input type="checkbox"/>	INSPECCIONES	35,3	174							
<input type="checkbox"/>	RETRASOS	0	0					ESTUDIO POR: SEVILLANO /SUAREZ		
<input type="checkbox"/>	ALMACENAMIENTO	0	0							
DIST. RECORRIDA (Km)		18,4								
PASO	DETALLE DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (Km)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)
1	Adquisición de materiales	Auto	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	8	2	6
2	Recepción del material	Visual	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,1	2	2
3	Medición perfiles en G	Flexómetro	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,2	4	0,5
4	Medición plancha 12 mm	Flexómetro	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,2	26	2
5	Corte perfil en G, planchas 12 mm	Oxicorte	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	5	14	5
6	Taladro columnas y planchas 12 mm	Taladro de pedestal	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	4	44	16
7	Suelda de las columnas con las bases	MIG	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,2	78	6
8	Doblado de plancha 12mm	Dobladora automática	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,2	2	0,4
9	Pintura de la estructura	Soplete	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,4	2	3
10	Aprobación de la estructura de las columnas	Visual	<input type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,1	2	0,4

5.2 Construcción del sistema de anclaje de la probeta

Las bases de sujeción de la mesa fueron construidas y soldadas en tubo estructural cuadrado de 75X4 mm de acero ASTM A36.

Se procedió a cortar con oxicorte las cuatro bases de la mesa de 725 mm de altura para luego ser soldadas a las placas base de anclaje al piso y a la superficie de la mesa.



Figura 5.6: Bases de la mesa

Se procedió a soldar con la suelda MIG las bases de la mesa con los tubos cuadrados de la parte superior de 500X800 mm de cada lado en todo su contorno con la suelda oxiacetilénica.



Figura 5.7: Soldadura de la mesa

Se soldó con la suelda MIG las bases de la mesa con las planchas de 175X175 mm de cada lado en todo su contorno con la suelda oxiacetilénica, para su sujeción al piso de la mesa de anclaje.



Figura 5.8: Planchas base de la mesa

Se cortó las planchas del material ASTM A36 de 12 mm a las medidas correspondientes como se indica en el anexo para la cavidad de los tubos.



Figura 5.9: Planchas de la base de mesa

Se soldó con la suelda MIG las planchas de 12 mm en la parte superior en la cavidad de los tubos con las medidas mostradas en el anexo, con un material ASTM A36

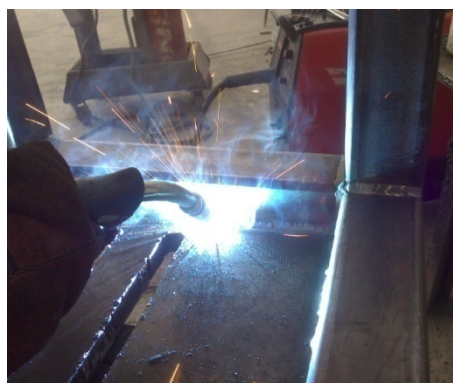


Figura 5.10: Soldadura de las planchas de la mesa

Una vez soldadas las planchas de 12mm en la parte superior, procedimos a hacer seis cortes a lo ancho de la mesa para con ello poder obtener una sujeción variable de los distintos anchos de las probetas.

















































Figura 5.11: Corte de los huecos de sujeción

En la tabla 5.2 se describe el proceso de construcción del sistema de anclaje de la probeta del banco de pruebas en función de parámetros del número y tiempo necesario de operaciones.

Tabla 5.2

Diagrama de proceso de construcción del sistema de anclaje

CONSTRUCCIÓN DE LA MESA DE SUJECCIÓN											
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA: 21-07-2014					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				SISTEMA DE ANCLAJE DE LA PROBETA							
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN							
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
○	OPERACIONES	15,7	96					ESTUDIO POR: SEVILLANO /SUAREZ			
⇨	TRANSPORTE	13,2	6								
□	INSPECCIONES	14,1	96								
⊖	RETRASOS	0	0								
▽	ALMACENAMIENTO	0	0								
DIST. RECORRIDA (Km)		14,6									
PASO	DETALLE DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (Km)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	
				⇨	□	⊖	▽				
1	Adquisición de materiales	Auto	●	⇨	□	⊖	▽	8	1	2	

CONTINÚA 										
2	Recepción del material	Visual						0,1	1	1
3	Medición tubo cuadrado	Flexómetro						0,2	8	0,5
4	Medición plancha 12 mm	Flexómetro						0,2	12	1
5	Corte tubo cuadrado, planchas 12 mm	Oxicorte						5	12	3
6	Taladro planchas 12 mm	Taladro de pedestal						0,2	16	1,2
7	Suelda tubos con las planchas	MIG						0,2	34	3
8	Perforaciones	Oxicorte						0,2	8	1
9	Pintura de la mesa de sujeción	Soplete						0,4	2	3
10	Aprobación de la mesa de sujeción	Visual						0,1	2	0,4

5.3 Construcción del sistema de distribución de fuerzas

Para distribuir la carga primaria aplicada por un cilindro hidráulico a las diferentes secciones, se construyó de acuerdo a las medidas obtenidas en el diseño de cálculo y la longitud y ancho de nuestra probeta que en este caso es una sección en u rectangular de acero ASTM A36.

a. Viga principal (AC)

Se cortó con oxi corte dos UPN de 120X55X7X9 mm y de 1278 mm de longitud en acero ASTM A36 para la parte superior de la distribución de fuerzas con cuatro perforaciones de diámetro de 13 mm y una perforación de 19 mm.



Figura 5.12: Viga principal (AC)

b. Viga intermedia (DF)

Para la segunda y tercera sección de la distribución de fuerzas se empleó UPN de 80X45X6X8mm de 920mm y 650 mm de longitud respectivamente

en acero ASTM A36 con cinco perforaciones de diámetro para unir mediante bocines y pernos.



Figura 5.13: Viga intermedia (DF)

c. Viga inferior (GI)

Para la sujeción de las barras superiores y medias de la distribución de fuerzas se utilizó platinas de 6 mm de espesor con una longitud de 325X60X6 mm y dos orificios con diámetros de 13 mm en la parte superior e inferior de distancias como se muestra en el anexo.



Figura 5.14: Viga inferior (GI)

d. Viga de sujeción (JL)

Para la parte inferior de la distribución de fuerza se utilizó ángulo de 50X50X6 mm con una longitud de 400 mm y cinco perforaciones de un diámetro de 12 mm a distancias especificadas en el anexo.

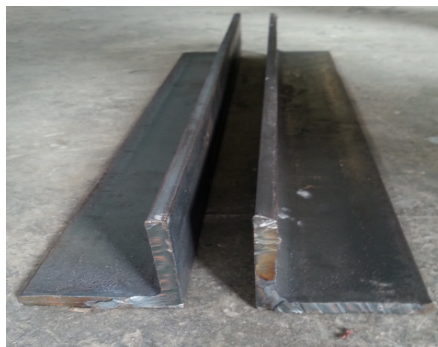


Figura 5.15: Viga de sujeción (JL)

Se procedió a cortar bocines de 15 mm y 12 mm para fijar la distancia entre los perfiles simétricos y tener con ello el movimiento de las piezas de la platina



Figura 5.16: Tubo para bocines

Se realizó un corte y perforación en la base de la pieza así como también en los lados en una plancha de 12mm con el fin de sujetar de mejor manera la probeta la mesa.



Figura 5.17: Perforación de la base de sujeción

Se cortó, doblo y perforo las platinas con las medidas que se muestran en los planos del anexo para unir la parte inferior de la distribución de fuerzas y las celdas de carga.



Figura 5.18: Corte, perforación de sujeción sensores

e. Sujeción distribución de fuerzas a la probeta

Se realizó el procedimiento de corte, dobles y perforación en el material del ángulo de 50X50X6 mm con las medidas especificadas en el anexo para la pieza de sujeción de la probeta en la parte inferior y de las celdas de carga en la parte superior



Figura 5.19: Sujeción de la probeta

En la tabla 5.3 se describe el proceso de construcción del sistema de distribución de fuerzas del banco de pruebas en función de parámetros del número y tiempo necesario de operaciones.

Tabla 5.3

Diagrama de proceso de construcción del sistema de distribución de fuerzas

CONSTRUCCION DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS											
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA: 21-07-2014					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS							
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN							
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
<input type="radio"/>	OPERACIONES	23	491								
<input type="checkbox"/>	TRANSPORTE	18	6								
<input type="checkbox"/>	INSPECCIONES	21,4	488								
<input type="checkbox"/>	RETRASOS	0	0					ESTUDIO POR: SEVILLANO /SUAREZ			
<input type="checkbox"/>	ALMACENAMIENTO	0	0								
DIST. RECORRIDA (Km)		10,5									
PASO	DETALLE DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (Km)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	
1	Adquisición de materiales	Auto	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	4	2	
2	Recepción del material	Visual	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.1	4	1	
3	Medición UPN120, UPN 80, ángulo, platina	Flexómetro	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,3	266	4	
4	Corte UPN120, UPN 80, ángulo, platina	Oxicorte	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	5	82	5	
5	Taladro UPN120, UPN 80, ángulo, platina	Taladro de pedestal	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	1	134	8	
6	Pintura del sistema de distribución de fuerzas	Soplete	<input checked="" type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	1	3	
7	Aprobación de sistema de distribución de fuerzas	Visual	<input type="radio"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0,1	1	0,4	

5.4 Contrapeso de anclaje del sistema de distribución de fuerzas

Se soldó dos placas de 175X175X12 mm con cuatro perforaciones de 12 mm de diámetro para la sujeción al piso de la base.



Figura 5.20: Planchas de anclaje al piso

Se construyó una base con las medidas expuestas en el anexo de planos para la polea que se sujeta de un perno, por medio de la cual el cable que hace el contra peso del sistema de distribución de fuerzas se estabilizara.



Figura 5.21: Corte, suelta de la base de la polea

Elaborado por: Investigadores

En la tabla 5.4 se describe el proceso de construcción del contrapeso de anclaje del sistema de distribución de fuerzas del banco de pruebas en función de parámetros del número y tiempo necesario de operaciones.

Tabla 5.4

Diagrama de proceso de construcción del contrapeso de anclaje de la distribución de fuerzas

CONSTRUCCIÓN DEL CONTRAPESO DE DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS										
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA: 04-08-2014				
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				CONTRAPESO DE ANCLAJE DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS						
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN						
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS		
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM			
○	OPERACIONES	5,35	55					ESTUDIO POR: SEVILLANO /SUAREZ		
⇨	TRANSPORTE	4,95	33							
□	INSPECCIONES	3,55	54							
⊖	RETRASOS	0	0							
▽	ALMACENAMIENTO	0	0							
DIST. RECORRIDA (Km)		14,6								
PASO	DETALLE DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (Km)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)
1	Adquisición de materiales	Auto	●	⇨	□	⊖	▽	2	2	2
2	Recepción del material	Visual	●	⇨	■	⊖	▽	0,10	2	0,10
3	Medición plancha de 12 mm	Flexómetro	●	⇨	■	⊖	▽	0,2	20	0,3
4	Corte plancha de 12 mm	Oxicorte	●	⇨	■	⊖	▽	5	8	0,45
5	Taladro planchas 12 mm	Taladro de pedestal	●	⇨	■	⊖	▽	0,2	10	1,2
6	Sueida planchas de 12 mm	MIG	●	⇨	■	⊖	▽	0,2	12	1
7	Pintura del contrapeso de la distribución de fuerzas	Soplete	●	⇨	■	⊖	▽	0,4	1	0,30
8	Aprobación del contrapeso de distribución de fuerzas	Visual	○	⇨	■	⊖	▽	0,1	1	0,2

5.5 Ensamble del banco de pruebas de resistencia estructural

En la figura 5.22 se observa la construcción del banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas terminado en su totalidad.



Figura 5.22: Banco de resistencia estructural

5.6 Manual e instrucciones de instalación del banco de pruebas

Paso 1: Después de todo el diseño estructural colocar en el espacio designado para ensamblar.

Paso 2: Una vez decidido el lugar de instalación, asegúrese que la colocación del banco de pruebas sea apropiada de acuerdo a las medidas del plano 29 que se indica en el ANEXO V A, observe las paredes y obstáculos. También verifique la altura del techo y el nivel del piso. Note que la unidad de potencia se pueda colocar en cualquier lado de la columna.

Paso 3: Una vez designada el área de trabajo se procede a ensamblar la viga superior con las columnas de soporte, colocando cara con cara las planchas de unión, las mismas que se encuentran señalizadas en la parte lateral, esta señal indica la posición de ubicación como se indica en la figura 5.23.

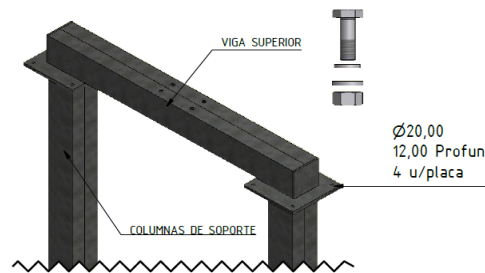


Figura 5.23: Ensamble de las Columnas de Sujeción con la Viga Superior

Paso 4: Apriete la tuerca del perno de sujeción de cada plancha, Por ultimo apretamos la tuercas para un correcto funcionamiento y seguridad en el trabajo.

Repita el mismo procedimiento con todos los pernos.

Paso 5: Colocamos las columnas de sujeción en posición vertical sobre el área de trabajo ya definida, como se puede observar en la figura 5.24.

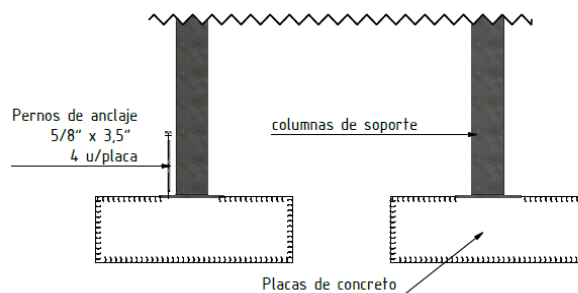


Figura 5.24: Anclaje al Piso

Paso 6: Colocación de los pernos de fijación:

1) Usamos un taladro con una punta de carburo para concreto, la broca del taladro debe ser del mismo diámetro como el ancla de sujeción, 5/8". (0.625 a 0.635 milésimas de pulgada de diámetro).

2) Mantenga el taladro perpendicular a la base de concreto, como se puede observar en la figura 5.25.

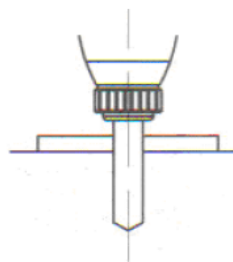


Figura 5.25: Taladrado para pernos de sujeción

Permita al taladro hacer el trabajo. No aplique una presión excesiva. Alce de arriba abajo de vez en cuando el taladro para quitar el residuo para reducir la obstrucción de la broca.

3) La profundidad del agujero deber ser igual a la longitud del perno de anclaje, con una profundidad mínima de 4"

4) Antes de insertar el perno de anclaje en el agujero respectivo es recomendable limpiar el polvo con una presión de aire, como podemos observar en la figura 5.26.

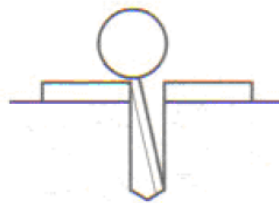


Figura 5.26: Limpieza del agujero por medio de aire

5) La tuerca hexagonal del perno de anclaje debe quedar por encima del fin del roscado, dejando aproximadamente 1/2 " de hilo expuestos del ancla. Se debe tener mucho cuidado de no dañar los hilos, como se puede observar en la figura 5.27.

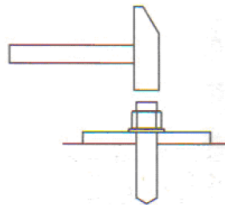


Figura 5.27: Introducción del perno de anclaje

6) Introducimos el perno de anclaje hasta cuando la tuerca hexagonal tope con la base de la columna. No use una pistola de impacto para apretar. Para terminar, apriete la tuerca dos o tres giros con un torque de 150 lb - ft. Si el hormigón es muy duro puede requerirse uno o dos giros únicamente.

Paso 7: Colocamos la mesa de sujeción y la base de la polea en posición vertical sobre el área de trabajo ya definida, como se puede observar en la figura 5.28.

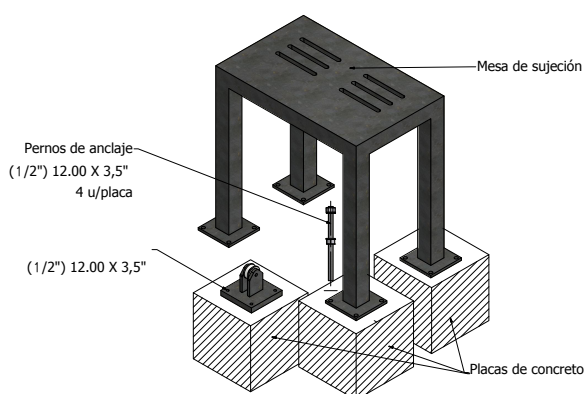


Figura 5.28: Anclaje al piso de la mesa y la base de la polea.

Paso 8: Una vez colocado en la ubicación correspondiente se procede a seguir el paso 6. (Colocación de los pernos de fijación).

Paso 9: Montar la probeta a prueba con sus debidas sujeciones tal como se indica en la figura 5.29, en este caso es necesario centrar la probeta en la mesa de sujeción, ya que dicha mesa está diseñada para un ancho máximo y una altura máxima de sujeción.

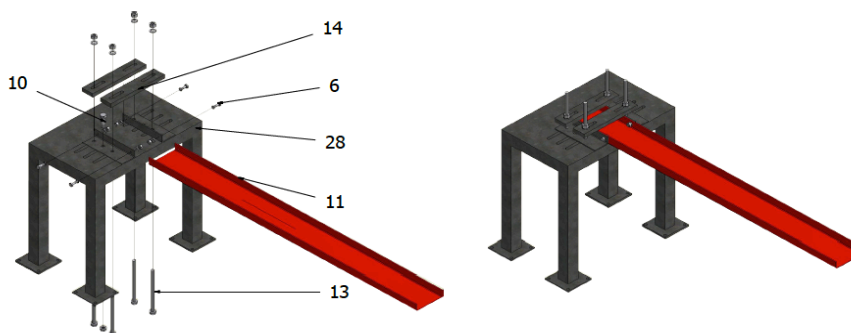


Figura 5.29: Sujeción de la probeta en la mesa de anclaje.

Tabla 5.5

Sujeción de la probeta a la mesa

LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CANTIDAD	Nº DE PIEZA
6	16	ANSI B18.2.1 - 1/2-20 UNF - 1,5
10	1	ANSI B18.2.1 - 3/4-16 UNF - 3
11	1	Probeta a prueba
13	4	Espárragos M 18 X 300
14	1	Sujeción vertical de la probeta de 400 X 82 X 24
28	1	Mesa de sujeción tubo cuadrado de 75 X 4

Paso 10: En el sistema de distribución de fuerzas es necesario armar cada pieza o elemento tal y como se indica en la figura 5.30, cabe recalcar que en cada pieza de la distribución individual hay marcas que nos indican el apareamiento o el conjunto de piezas que van según el debido orden.

Ejemplo:

La celda de carga uno (1000lb) va colocado con la sujeción superior para sensor N° 1 y sujeción inferior para sensor N° 1.

La celda de carga seis (500lb) va colocado con la sujeción superior para sensor N° 6 y sujeción inferior para sensor N° 6

El orden de colocación de la distribución individual va enumerada desde el 1-6 los mismos que toman posición desde el primer punto de la probeta.

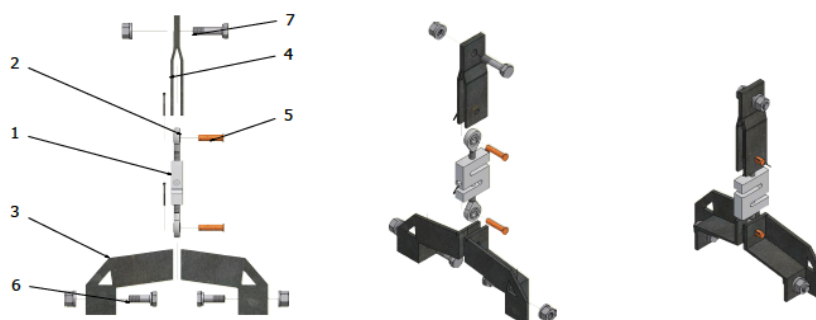


Figura 5.30: Armado de la distribución individual N° 1.

Tabla 5.6

Distribución de fuerzas individual

LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CANTIDAD	N° DE PIEZA
1	1	Celda de carga
2	1	Rotula de sujeción para celda de carga
3	1	Sujeción inferior para celda de carga
4	1	Sujeción superior para celda de carga
5	2	Pasador de sujeción de celdas de carga
6	2	Perno de construcción Hex. Gueso 12-20 UNF - 15
7	1	Perno de construcción Hex. Gueso 12-20 UNF - 2IN

Paso 11: Con cada distribución individual enumeradas se selecciona el primer grupo de distribución individual (1 y 2) para armar el primer grupo de distribución tal y como se indica en la figura 5.31, los ángulos de 50 X 50 X

6 mm forman pares con su respectivo bocín, estos ángulos se encuentran marcados de la misma forma que todas las piezas del sistema de distribución de fuerzas, de ser el caso van colocados de la siguiente manera:

Tabla 5.7

Grupo de distribución de fuerzas

Grupos de distribución	Distribución individual
D1	1 y 2
D2	3 y 4
D3	5 y 6

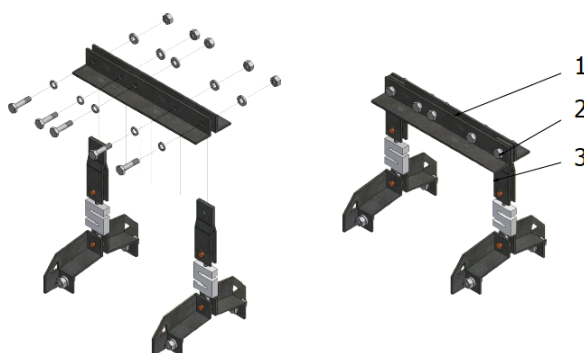


Figura 5.31: Grupo de distribución de fuerzas

Tabla 5.4

Lista de piezas del grupo D1 de distribución de fuerzas

LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CANTIDAD	Nº DE PIEZA
3	2	Distribución individual 1
1	1	Angulo de 50 X 50 X 6 1
2	5	Perno de construcción HEX. GRUESO 12-20 UNF - 2IN

Paso 12: La distribución de fuerzas del tipo WHIFFLE TREE se arma de la forma que indica la figura 5.32 colocando sus respectivos pernos de sujeción.

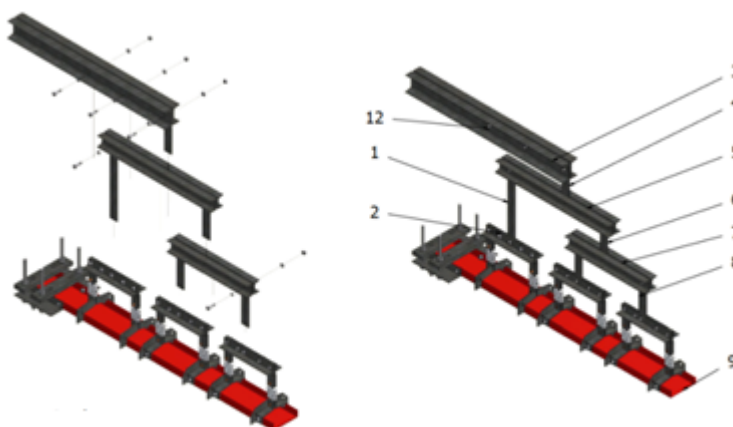


Figura 5.32: Distribución de fuerzas del tipo WHIFFLE TREE

Tabla 5.8

Lista de piezas de la sujeción de distribución de fuerzas

LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CANTIDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Platina de 570 X 60 X 6 4
2	3	Sujeción superior de distribución
3	1	UPN 120 X 55 X 8 L = 1278
4	1	Platina de 325 X 60 X 6 1
5	1	UPN 80 X 45 X 6 L = 915
6	1	Platina de 325 X 60 X 6 2
7	1	UPN 80 X 45 X 6 L = 650
8	2	Platina de 325 X 60 X 6 3
9	1	Probeta a prueba
12	20	ANSI B18.2.1 - 1/2-20 UNF - 2

Paso 13: Montamos la unidad de potencia en la columna del elevador, como se observa en la figura 5.33

Paso 14: Sujetamos los puntos fijos de la viga superior (UPN 120 X 55 X 8 L = 1278) de la distribución de fuerzas haciendo que el cable acerado sujete uno de los extremos que hará la función de punto pivote, el mismo cable pasa por la polea para aplicar un fuerza de sujeción a la probeta contra la mesa, tal como se indica en la figura 5.33.

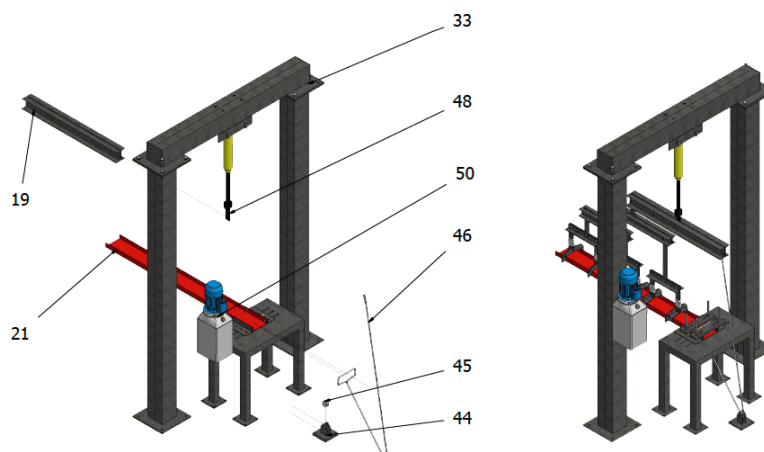


Figura 5.33: Ensamble hidráulico y anclaje

Figura 5.34

Elementos del banco de pruebas

LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CANTIDAD	Nº DE PIEZA
19	1	UPN 120 X 55 X 8 L = 1278
21	1	Probeta a prueba
33	6	Estructura metálica
44	1	Base de polea con sujeción fija
45	1	Polea
46	1	Cable de anclaje
48	2	Cilindro hidráulico
50	1	Unidad de potencia hidráulica

En si el banco ya armado y montado en su área de trabajo se verá tan como se indica en la vista isométrica de la figura 5.38.

Paso 15: Reajuste los pernos de la distribución de fuerzas, asegurándonos que exista un juego de ½” de lado a lado, para un correcto funcionamiento del equipo

Paso 16: Quite el tapón de la abertura de la unidad de potencia llene el depósito usando un aceite hidráulico SAE-10 no detergente. La unidad sostendrá 3 galones.

Paso 17: Haga el montaje eléctrico a la unidad de poder de simple fase 220 V. Se recomienda un voltaje de 220 Voltios, 30 Amperios, el alambre debe

ser de tamaño para que resista los 30 amperios el circuito. Este mismo voltaje usa todo el sistema hidráulico incluido la electroválvula de 3P/4V.

Paso 18: Para la conexión de las celdas de carga o sensores de fuerza es recomendable utilizar 110V, el mismo que mediante un transformador de voltaje lo reduciremos a 12 VCC.






























































Paso 19: Por ultimo debemos comprobar el funcionamiento de todo el sistema del banco, no se debe colocar ninguna probeta en el alzamiento en este momento. Procedemos a realizar varios ciclos de trabajo, de arriba hacia abajo varios tiempos asegurándonos que no exista ninguna fuga del sistema hidráulico y verificando la utilidad máxima del cilindro hidráulico.

Tabla 5.9

Diagrama de proceso de ensamblaje de banco de pruebas

ENSAMBLAJE DEL BANCO DE PRUEBAS											
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL			<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO			FECHA: 04-08-2014					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:				CONTRAPESO DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS							
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:				CONSTRUCCIÓN							
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
○	OPERACIONES	12,75	172								
⇨	TRANSPORTE	2	5								
□	INSPECCIONES	11,05	168								
⊖	RETRASOS	0	0								
▽	ALMACENAMIENTO	0	0								
DIST. RECORRIDA (Km)		101,65									
PASO	DETALLE DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DIST. (Km)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	
1	Movilización de las partes del banco	Auto	●	⇨	□	⊖	▽	100	5	2	
2	Recepción del material	Visual	●	⇨	■	⊖	▽	0,10	5	0,45	
3	Ubicación de las piezas del banco	Visual	●	⇨	■	⊖	▽	0,20	5	1	
4	Armar la estructura de las columnas	Manual	●	⇨	■	⊖	▽	0,10	8	0,45	

ESTUDIO POR: SEVILLANO /SUAREZ

CONTINÚA 										
5	Taladrar los orificios del piso	Taladro eléctrico						0,5	28	4
6	Posicionar las columnas, la mesa y contrapeso de anclaje	Manual						0,10	3	0,40
7	Insertar los pernos de anclaje	Manual						0,05	28	0,40
8	Ajustar los pernos	Manual						0,05	28	0,40
9	Montar la probeta	Manual						0,05	1	0,20
10	Montar las celdas de carga	Manual						0,05	6	0,30
11	Armar la distribución de fuerzas	Manual						0,08	48	1
12	Montar el grupo hidráulico	Manual						0,08	3	1
13	Poner el aceite en la unidad de potencia	Manual						0,05	1	0,2
14	Fijación del cable al contrapeso de distribución de fuerzas	Manual						0,1	1	0,2
15	Montaje eléctrico y electrónico	Manual						0,04	1	0,45
16	Verificación del funcionamiento	Manual						0,10	1	0,30

5.7 Recursos

5.7.1 Recursos humanos

Durante el desarrollo de este proyecto "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS Y ALERONES" existen miembros importantes que permitieron llevarlo a cabo. Nosotros como investigadores César Sevillano y Alexander Suárez, con el apoyo y asesoramiento del Ing. Guido Torres como director y la colaboración del Ing. Mauricio Cruz como codirector.

Tabla 5.10

Recursos Humanos

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS Y ALERONES"	
DIRECTOR	ING. GUIDO TORRES
CODIRECTOR	ING. MAURICIO CRUZ
INVESTIGADORES	CESAR SEVILLANO

5.7.2 Recursos tecnológicos

En la elaboración de este proyecto contamos con herramientas tecnológicas importantes como el software de diseño y simulación Inventor 2014, computadoras, cámaras digitales, internet, libros digitales, máquinas y herramientas como suelda, amoladora, esmeril, etc. que permitieron la realización del mismo.

Tabla 5.11

Recurso Tecnológico

RECURSOS TECNOLOGICOS
Inventor 2014 y SAP 2000
Computadoras
Cámara digital
Internet
Libros digitales
Maquinas herramientas

5.7.3 Recursos físicos

Los recursos físicos utilizados en la realización de este proyecto fue un taller mecánico que se arrendo para la realización del proyecto, las pruebas de funcionamiento que se realizaron.

Tabla 5.12

Recurso Físicos

RECURSOS FÍSICOS
Construcción
Pruebas
Taller Mecánico

5.7.4 Recursos materiales

Entre los recursos materiales importantes tenemos un grupo hidráulico con sus respectivos accesorios, perfil en G, UPN 120, UPN 80, platinas, ángulo, plancha de 12 mm entre otros.

5.7.5 Recursos financieros

El financiamiento se realizó por parte de los autores del proyecto César Sevillano y Alexander Suarez.


5.8 Costos de construcción del banco de pruebas

Los costos de los insumos y materiales utilizados en la construcción del banco de pruebas se detallan en la siguiente Tabla.

Tabla 5.13

Costos de construcción del banco de pruebas

DETALLE DE COSTOS DE CONSTRUCCIÓN				
Resistencia	Elementos	Cant	Precio	Total
Módulo electrónico/ conexión sistemas eléctricos	Celda de carga tipo s 1000lb	5	420	2100
	Celda de carga tipo s 500lb	1	420	420
	Tarjeta Arduino Leonardo	1	45,80	45,80
	Adaptador fijo 12v -3a	2	14	28
	Amplificador ad620	6	6,70	40,18
	Relé térmico I6 18a	1	24,77	24,77
	Relés Encap Camsco 220 VAC	2	4,41	8,82
	Caja módulo	1	60	60
	Enchufe 110vac	1	2,21	2,21
	Borneras	14	0,35	4,9
	Zócalo	12	0,02	0,24
	Condensador NF	6	0,07	0,43
	Cloruro 20g	1	1	1
	Baquelita	1	4	4
	Lámina de transferencia	1	2,25	2,25
	Terminal en u	50	0,04	2
	Taípe	25	0,04	1
	Cable flexible # 18	18	0,20	3,74
	Cable flexible # 12	2	0,666	1,33
	Cable sucre 4x14	2	1,93	3,86
Pulsador Camsco mono block	2	1,57	3,14	
Contactador LG GNC 220 v	1	22,85	22,85	
Breaker	1	1	4,83	
SUBTOTAL				2780,52
Estructura metálica	Perfil en G 200x100x30x4x6000 mm	3	267,79	803,37
	Tubo cuadrado 75x75x6000x4 mm	1	88,50	88,50
	UPN 120x55x7x9	1	105	105
	UPN 80x45x6x8	1	67,47	67,47
	Plancha 12 mm	1	272,75	272,75
	Plancha 24 mm	1/2	340	170
	Platina 50x6 mm	1	17,58	17,58
	Ángulo 50x6 mm	1	34	34
	Perno esparrago ASTM a193 b7 3/4"-10x144	1	36,00	36,00
	Perno hex AC. GR8 UNC 3/4x2 1/2"-RT	8	1,87	15,78
	Tuerca AC. GR5 UNC negra 3/4"	11	0,30	3,30
	Arandela plana SAE (Europeo)3/4"	11	0,10	1,10
	Arandela de presión SAE Negra 3/4"	11	0,18	198
Perno Hex AC. Gr8 UNC 3/4x2"-RT	2	1,32	2,64	

	Perno Hex AC. Gr8 UNC 3/4x3"-RT	1	1,63	1,63
	Perno Hex AC Gr8 UNC 1/2x1 1/2"-RT	12	0,37	4,44
	Tuerca AC. Gr5 UNC negra 1/2"	42	0,15	6,30
	Arandela plana USS 1/2"	42	0,09	3,78
	Arandela de presión SAE negra 1/2"	42	0,05	2,10
	CONTINÚA 			
	Perno hex AC. GR8 UNC 1/2X2"-RT	30	0,45	13,50
	Pernos de anclaje tipo camisa (LOK BOLT) 1/2 IN X 4 IN	20	0,80	16,00
	Pernos de anclaje tipo camisa (LOK BOLT) 5/8 IN X 5 IN	15	1,35	20,25
	Alquiler de herramientas y taller	1	2240	2240
	SUBTOTAL			4123,49
Hidráulico	Power pack hidráulico	1	1100	1100
	Cilindro hidráulico	1	300	300
	Electroválvula 4/3 CETOP 3 220 VAC 60 HZ	1	195,40	195,4
	Placa base CETOP 3 1/4	1	50,55	50,55
	Mangueras	1	55	55
	Válvula reguladora de caudal 1/4	2	19,55	39,10
	Manómetro 3000 PSI	1	29,26	29,26
	SUBTOTAL			1769,39
Varios	Neplos y aceite hidráulico	18	130	130
	Libros	2	200	400
	Tairas	1	3	3
	Riel din	1	5,40	5,40
	Tubo térmico compresible	1	4	4
	Base Camco 8 huecos	2	1,77	3,54
	Alicate	1	4,32	4,32
	Pintura	1	300	300
	Alquiler de herramientas	1	2000	2000
	SUBTOTAL			2550,26
TOTAL				11223,66

El costo total del Banco de Pruebas es de 11223,66 dólares americanos sin tomar en consideración las horas de trabajo invertidas en el diseño, análisis y pruebas del mismo.

CAPÍTULO VI

PRUEBAS Y MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL

6.1 Pruebas de funcionamiento

El banco de pruebas de resistencia estructural de alas fue diseñado para soportar una carga de 25151 N, sus valores ideales de funcionamiento oscilar entre 245 N a 28694 N dependiendo del material de la probeta de ensayo, Se realizaron pruebas para asegurar que el acondicionamiento de las celdas de carga y la comunicación de la tarjeta Arduino Leonardo tengan un trabajo eficiente.

Las verificaciones más importantes son:

- Comunicación entre la tarje Arduino Leonardo y el computador.
- Funcionamiento del acondicionamiento de las celdas de carga.

Luego de superar todas las verificaciones anteriores se confirmó el funcionamiento de todo el sistema en conjunto, lo cual permite realizar las pruebas de resistencia estructural de la probeta con eficiencia.

6.2 Ensayos de resistencia

Los ensayos de resistencia estructural son relajados sobre una sección rectangular de madera (Abeto).

Tabla 6.1

Datos de la probeta

DATOS	
Base (b)	190 mm
Longitud (L)	1700 mm
Altura (h)	50 mm

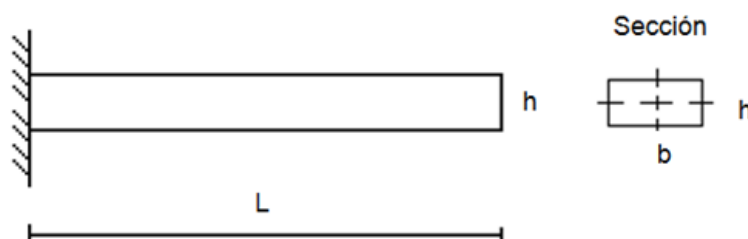


Figura 6.1: Probeta de madera

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

I: Momento de inercia de la sección transversal de la probeta de madera

Es necesario conocer el momento de inercia de la sección y las propiedades mecánicas de la probeta para el cálculo de la fuerza (Ec. 2.8), reacción (Ec. 2.9), esfuerzo cortante (Ec. 2.10), momento flexionante (Ec. 2.11) y deflexión (Ec. 2.13). El cálculo se desarrolló en función de una carga distribuida triangular como se indica en la figura 2.27.

Tabla 6.2

Propiedades mecánicas del Abeto

PROPIEDADES MECÁNICAS	
Densidad	400 Kg/m ³
Módulo de elasticidad	9000 MPa
Resistencia a la tracción	70 MPa

Fuente: (Castaño, En línea)

El análisis se desarrolló en las distancias de ubicación de las celdas de carga que se indican a continuación.

$$x: [0,14 \quad 0,49 \quad 0,69 \quad 1,04 \quad 1,24 \quad 1,59] \text{ m}$$

Para las pruebas se tomó como referencia el peso de un avión UAV de 4410 N ANEXO IV B. La fuerza que se ejerce sobre una de las ala de 2205 N en función del factor de carga de 1G en vuelo nivelado y 1,25G, 1,5 G y 2G en condiciones de vuelo con turbulencias que pueden afectar a la estructura alar

a. Prueba I al 1G de carga

En esta prueba se consideró una carga de 1G sobre el ala de 2205 N y la carga muerta de la distribución de fuerzas de 1445,7 N. Para poder determinar la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico es necesario sumar la fuerza sobre la probeta más la carga muerta de la distribución de fuerzas obteniendo 3650,7 N.

En la tabla 6.3 se puede observar los datos de la carga que debe soportar la probeta a 1G del peso del avión UAV.

Tabla 6.3**Fuerza y presión estimada para el ensayo**

	PRESION CILINDRO	FUERZA CILINDRO	Σ FUERZA CELDA DE CARGA		CARGA MUERTA
n	(Pa)	(N)	(Lb)	(N)	(N)
1G	1,74X10 ⁶	3650,7	490	2179,63	1445,7

La tabla 6.4 indica los valores de la carga distribuida obtenidas en las seis celdas de carga en Lb que se muestran en la pantalla de Excel en función del tiempo en la prueba a 3650,7 N.

Tabla 6.4**Fuerza en las celdas de carga**

TABLA GENERAL DE VALORES OBTENIDOS EN EL TIEMPO						
	SENSOR1	SENSOR2	SENSOR3	SENSOR4	SENSOR5	SENSOR6
t01	113	76	42	15	5	2
t02	127	91	55	30	14	5
t03	133	96	58	31	16	7
t04	152	112	76	43	26	14
t05	163	121	83	47	31	18
t06	167	124	85	52	33	22
t07	165	124	84	56	34	23
t08	168	126	88	56	36	25
t09	167	125	87	54	35	24
t10	166	125	86	54	35	24

En la tabla 6.5 se muestra los datos de las fuerzas obtenidas de las celdas de carga, las fuerzas cortantes, los momentos flexionantes y la deflexión en los seis puntos distribuidos a lo largo de la probeta. Estos resultados se utilizan para determinar las respectivas gráficas y el análisis de la prueba.

Tabla 6.5
Análisis de los resultados de la prueba

PUNTOS	DISTANCIA	FUERZA CELDA DE CARGA	FUERZAS CORTANTES	MOMENTOS	DEFLEXIÓN
	(m)	(N)	(N)	(Nm)	(m)
P0	0	-	-1852,684	1049,8541	0,000
P1	0,14	738,405	-1560,101	811,2523	0,001
P2	0,49	556,028	-938,586	378,5631	0,005
P3	0,69	382,547	-653,952	220,1640	0,009
P4	1,04	240,204	-279,249	61,4347	0,018
P5	1,24	155,688	-135,650	20,7996	0,023
P6	1,59	106,757	-7,757	0,2844	0,034

- **Distribución de fuerzas**

En la figura 6.2 se observa la fuerza con respecto a la distancia obteniendo una gráfica que cumple con la distribución de fuerzas que sea mayor en el empotramiento y vaya disminuyendo hacia el extremo libre de la probeta de los datos de la tabla 6.5.

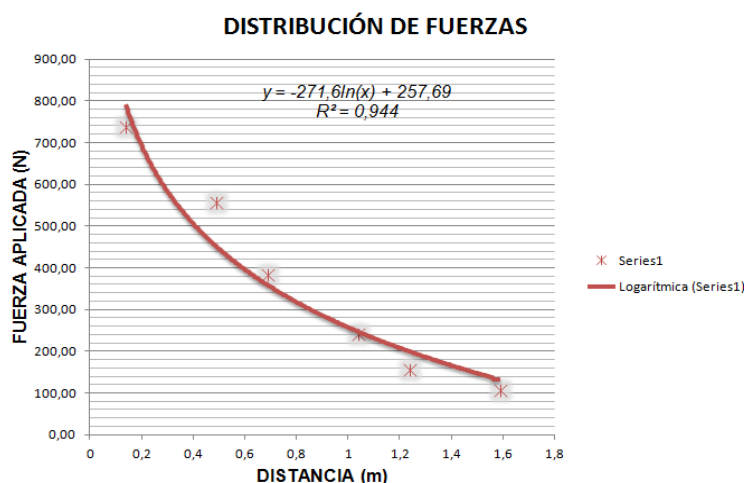


Figura 6.2: Distribución de fuerzas

- **Fuerzas cortantes**

En la figura 6.3 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con un esfuerzo cortante de -1852,684 N y el punto P1 con -1560,101 N, debido al valor de su carga que se aplica en esa distancia.

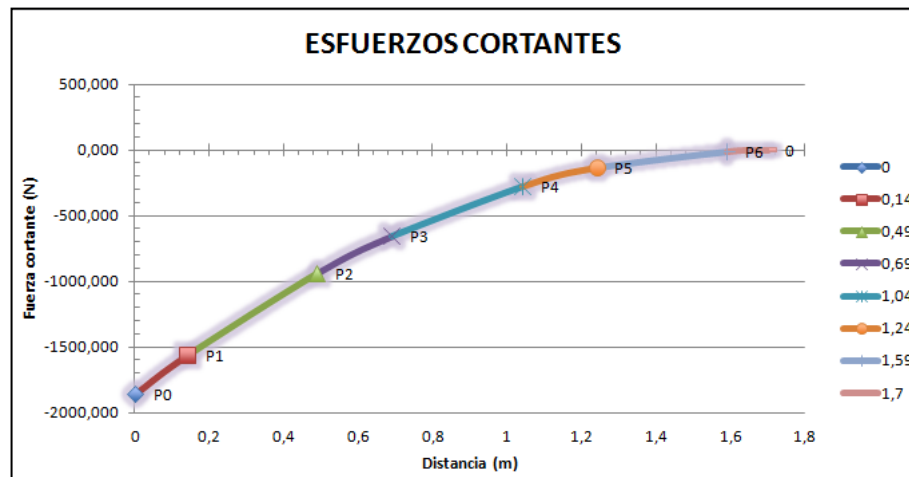


Figura 6.3: Diagrama de esfuerzos cortantes

- **Momentos flexionantes**

En la figura 6.4 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con un momento flexionante de 1049,8541 Nm y el punto P1 de 811,2523, debido a la carga que se aplica en esas distancias.

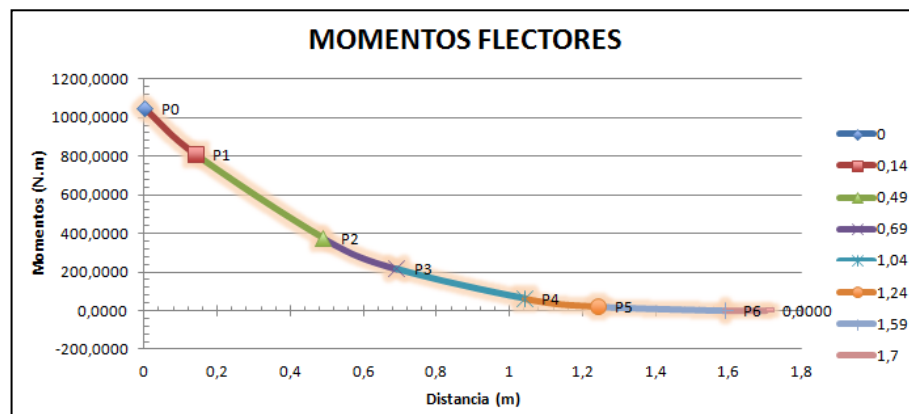


Figura 6.4: Momentos flexionantes

- **Deflexión**

En la figura 6.5 se observa que la deflexión máxima sobre la probeta de madera a una carga de 3650,7 N se produce en el punto seis obteniendo un valor de 0,034m.

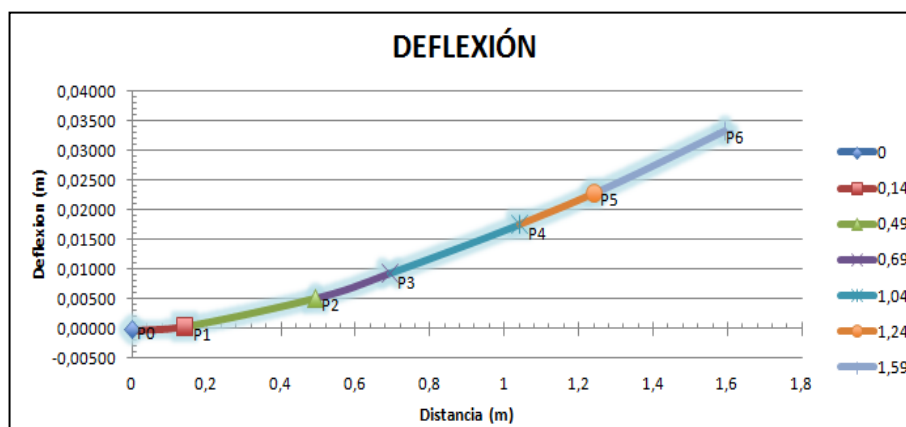


Figura 6.5: Curva de la deflexión

b. Prueba II al 1,25 G de carga

En esta prueba se consideró el peso del avión sobre una de las alas multiplicado por un factor de carga de 1,25 G que es 2756,25 N y la carga muerta de la distribución de fuerzas de 1445,7 N. Para poder determinar la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico es necesario sumar la fuerza sobre la probeta más la carga muerta de la distribución de fuerzas obteniendo 4205,5 N.

En la tabla 6.6 se puede observar los datos de la carga que debe soportar la probeta a 1,25G del peso del avión UAV.

Tabla 6.6

Fuerza y presión estimada para el ensayo

	PRESION CILINDRO	FUERZA CILINDRO	Σ FUERZA CELDAS DE CARGA		CARGA MUERTA
n	(Pa)	(N)	(Lb)	(N)	(N)
1,25 G	2,01X10 ⁶	4205,5	825	2179,63	1445,7

La tabla 6.7 indica los valores de la carga distribuida obtenido en las seis celdas de carga en la pantalla de Excel en función del tiempo de la prueba a 4205,5 N.

Tabla 6.7

Fuerza en las celdas de carga

TABLA GENERAL DE VALORES OBTENIDOS EN EL TIEMPO						
	SENSOR1	SENSOR2	SENSOR3	SENSOR4	SENSOR5	SENSOR6
t01	125	92	55	28	11	4
t02	196	153	110	80	51	38
t03	227	177	133	96	64	54
t04	235	188	142	104	72	63
t05	235	191	144	112	76	66
t06	234	197	152	111	77	67
t07	235	195	148	110	78	68
t08	234	195	147	110	77	68
t09	234	194	147	108	76	67
t10	234	193	147	107	76	68

En la tabla 6.8 se muestra los datos de las fuerzas obtenidas de las celdas de carga, las fuerzas cortantes y momentos flexionantes en los seis puntos distribuidos a lo largo de la probeta.

Tabla 6.8

Análisis de los resultados de la prueba

PUNTOS	DISTANCIAS	FUERZA CELDAS DE CARGA	FUERZAS CORTANTES	MOMENTOS	DEFLEXIÓN
	(m)	(N)	(N)	(Nm)	(m)
P0	0	-	-3119,314	1767,611	0,0000
P1	0,14	1040,88	-2626,700	1365,884	0,0009
P2	0,49	858,51	-1580,273	637,377	0,0089
P3	0,69	653,89	-1101,042	370,684	0,0158
P4	1,04	475,96	-470,164	103,436	0,0297
P5	1,24	338,06	-228,390	35,020	0,0386
P6	1,59	302,48	-13,060	0,479	0,0565

- **Distribución de fuerzas**

En la figura 6.6 se observa la fuerza con respecto a la distancia obteniendo una gráfica que cumple con la distribución de fuerzas que sea mayor en el empotramiento y vaya disminuyendo hacia el extremo libre de la probeta.

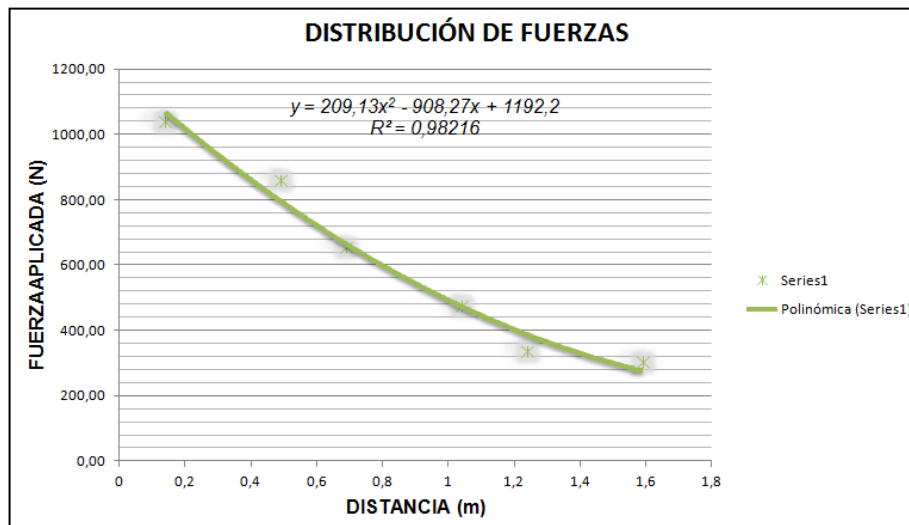


Figura 6.6: Distribución de fuerzas

- **Fuerzas cortantes**

En la figura 6.7 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con un esfuerzo cortante de -3119,314 N y el punto P1 con -2626,700 N, debido al valor de su carga que se aplica en esa distancia.

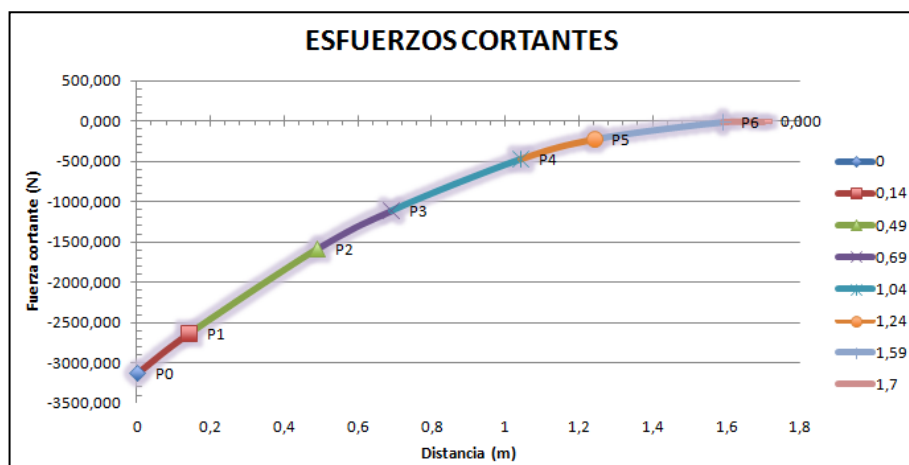


Figura 6.7: Diagrama de esfuerzos cortantes

- **Momentos flexionantes**

En la figura 6.8 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con un momento flexionante de 1767,611 Nm y el punto P1 de 1365,884 Nm, debido a la carga que se aplica en esas distancias.

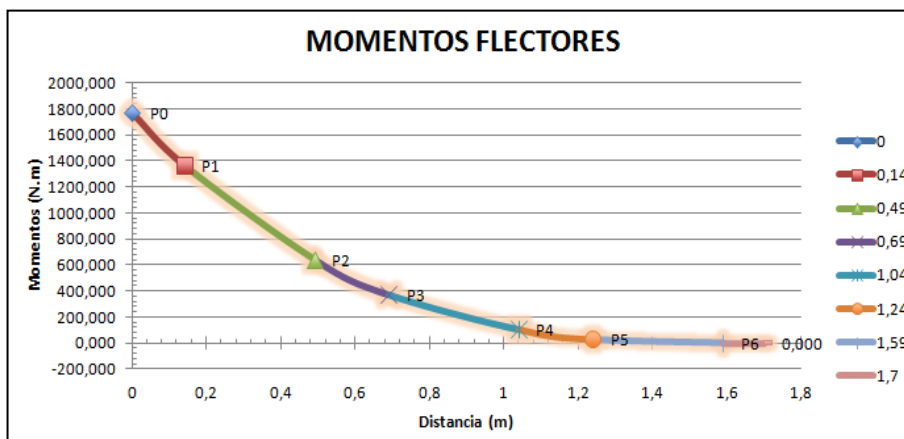


Figura 6.8 Diagrama de momentos flexionantes

- Deflexión**

En la figura 6.9 se observa que la deflexión máxima sobre la probeta de madera a una carga de 4205,5 N se produce en el punto seis obteniendo un valor de 0,0565 m.

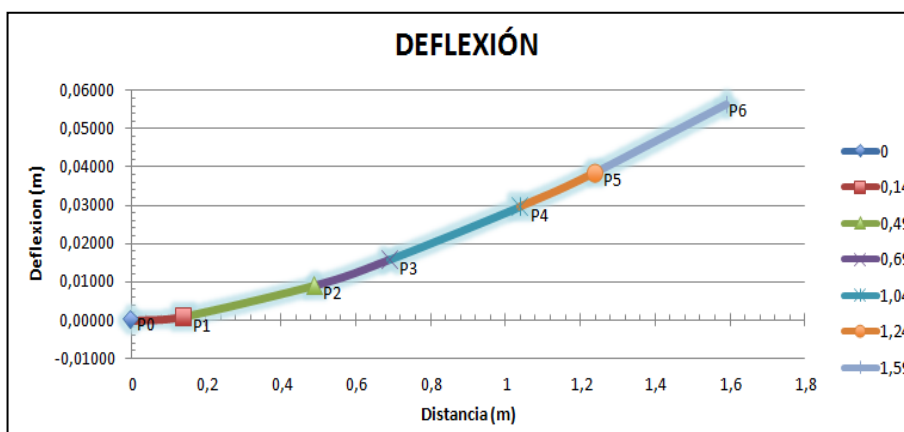


Figura 6.9 Curva de la deflexión

c. Prueba III al 1,5 G de carga

En esta prueba se consideró el peso del avión sobre una de las alas multiplicado por un factor de carga de 1,5 G que es 3307,5 N y la carga muerta de la distribución de fuerzas de 1445,7 N. Para poder determinar la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico es necesario sumar la fuerza sobre la probeta más la carga muerta de la distribución de fuerzas obteniendo 4753,2 N.

En la tabla 6.9 se puede observar los datos de la carga que debe soportar la probeta a 1,5G del peso del avión UAV.

Tabla 6.9**Fuerza y presión estimada para el ensayo**

n	PRESION CILINDRO	FUERZA CILINDRO	Σ FUERZA CELDA DE CARGA		CARGA MUERTA
	(Pa)	(N)	(Lb)	(N)	(N)
1,5 G	2,27X10 ⁶	4753,2	956	4252,50	1445,7

La tabla 6.10 se indica los valores de la carga distribuida obtenidos en las seis celdas de carga en la pantalla de Excel en función del tiempo de la prueba a 4753,2 N

Tabla 6.10**Fuerza en las celdas de carga**

TABLA GENERAL DE VALORES OBTENIDOS EN EL TIEMPO						
	SENSOR1	SENSOR2	SENSOR3	SENSOR4	SENSOR5	SENSOR6
t01	94	63	31	7	1	0
t02	210	163	118	85	54	44
t03	235	196	147	113	76	67
t04	235	211	162	127	87	77
t05	234	220	171	131	92	82
t06	234	224	174	136	94	86
t07	234	227	175	138	97	88
t08	234	230	180	138	97	88
t09	233	228	177	138	96	90
t10	233	226	177	136	96	88

En la tabla 6.11 se muestra los datos de las fuerzas obtenidas de las celdas de carga, las fuerzas cortantes y momentos flexionantes en los seis puntos distribuidos a lo largo de la probeta.

Tabla 6.11

Análisis de los resultados de la prueba

PUNTOS	DISTANCIA (m)	FUERZA CELDAS DE CARGA (N)	FUERZAS CORTANTES (N)	MOMENTOS (Nm)	DEFLECCIÓN (m)
P0	0	-	-3614,624	2048,287	0,0000
P1	0,14	1036,44	-3043,788	1582,770	0,0010
P2	0,49	1005,30	-1831,201	738,584	0,0103
P3	0,69	787,33	-1275,875	429,544	0,0183
P4	1,04	604,96	-544,820	119,860	0,0344
P5	1,24	427,03	-264,655	40,581	0,0447
P6	1,59	391,44	-15,134	0,555	0,0655

- Distribución de fuerzas**

En la figura 6.10 se observa la fuerza con respecto a la distancia obteniendo una gráfica que cumple con la distribución de fuerzas que sea mayor en el empotramiento y vaya disminuyendo hacia el extremo libre de la probeta.

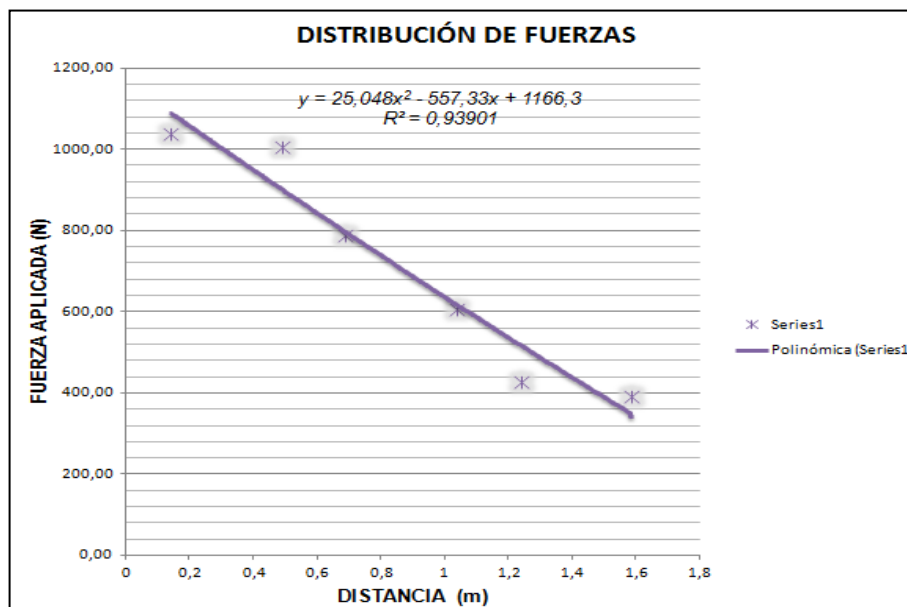


Figura 6.10: Distribución de fuerzas

- **Fuerzas cortantes**

En la figura 6.11 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con esfuerzo cortante de -3614,624 N y el punto P1 con -3043,788 N, debido al valor de su carga que se aplica en esa distancia.

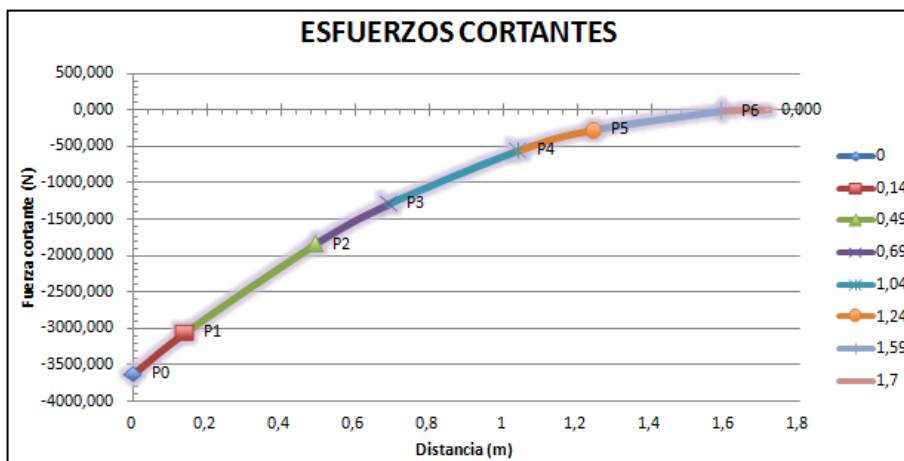


Figura 6.11: Diagrama de fuerzas cortantes

- **Momentos flexionantes**

En la figura 6.12 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con un momento flexionante de 2048,287 Nm y en el punto P1 de 1582,770 Nm, debido a la carga que se aplica en esas distancias.

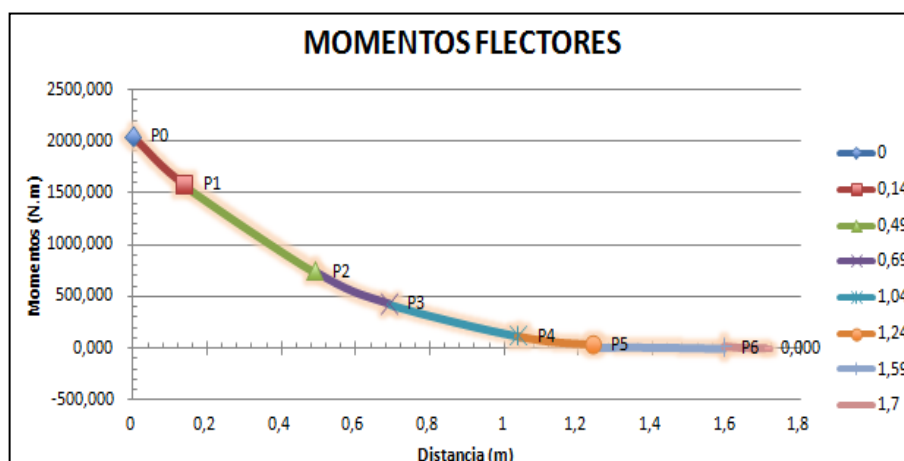


Figura 6.12: Diagrama de momentos flexionantes

- **Deflexión**

En la figura 6.13 se observa que la deflexión máxima sobre la probeta de madera a una carga de 3683,18 N se produce en el punto seis obteniendo un valor de 0,0655 m.

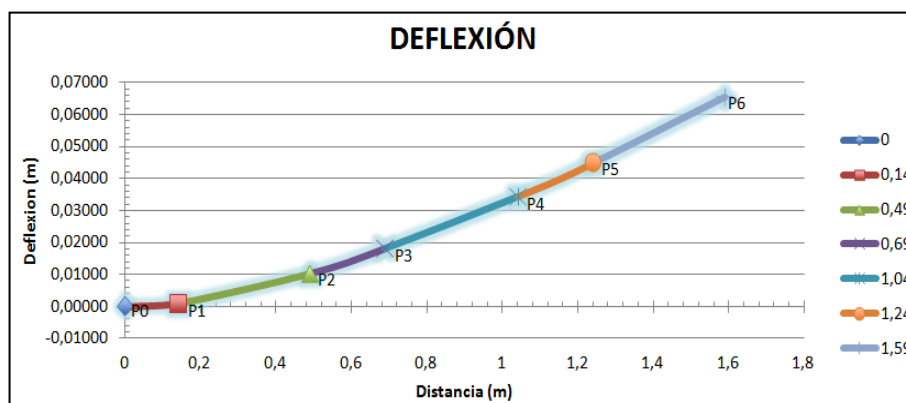


Figura 6.13: Curva de la deflexión

d. Prueba IV al 2 G de carga

En esta prueba se consideró el peso del avión sobre una de las alas multiplicado por un factor de carga de 2 G que es 4410 N y la carga muerta de la distribución de fuerzas de 1445,7 N. Para poder determinar la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico es necesario sumar la fuerza sobre la probeta más la carga muerta de la distribución de fuerzas obteniendo 5855,7 N.

En la tabla 6.12 se puede observar los datos de la carga que debe soportar la probeta a 2 G del peso del avión UAV.

Tabla 6.12

Fuerza y presión estimada para el ensayo

	PRESION CILINDRO	FUERZA CILINDRO	Σ FUERZA CELDA DE CARGA	CARGA MUERTA
n	(Pa)	(N)	(Lb)	(N)
2 G	$12,8 \times 10^6$	5855,7	1160	5159,94
				1445,7

La tabla 6.13 se indica los valores de la carga distribuida obtenido en las seis celdas de carga en la pantalla de Excel en función del tiempo de la prueba a 5855,7 N

Tabla 6.13

Fuerza en las celdas de carga

TABLA GENERAL DE VALORES OBTENIDOS EN EL TIEMPO						
	SENSOR1	SENSOR2	SENSOR3	SENSOR4	SENSOR5	SENSOR6
t01	66	41	8	1	-3	-2
t02	162	127	83	54	32	17
t03	225	182	132	101	66	55
t04	230	218	167	130	90	80
t05	230	241	193	151	105	97
t06	228	241	204	165	117	108
t07	228	241	218	173	124	117
t08	228	240	225	180	130	123
t09	228	241	230	186	135	125
t10	228	240	237	187	137	131

En la tabla 6.14 se muestra los datos de las fuerzas obtenidas de las celdas de carga, las fuerzas cortantes y momentos flexionantes en los seis puntos distribuidos a lo largo de la probeta.

Tabla 6.14

Análisis de los resultados de la prueba

PUNTOS	DISTANCIA	FUERZA CELDAS DE CARGA	FUERZAS CORTANTES	MOMENTOS	DEFLEXIÓN
	(m)	(N)	(N)	(Nm)	(m)
P0	0	-	-4385,945	2485,3688	0,0000
P1	0,14	1014,19	-3693,300	1920,5157	0,0013
P2	0,49	1067,57	-2221,959	896,1902	0,0125
P3	0,69	1054,23	-1548,132	521,2045	0,0221
P4	1,04	831,82	-661,079	145,4373	0,0418
P5	1,24	609,41	-321,130	49,2399	0,0542
P6	1,59	582,72	-18,363	0,6733	0,0795

- **Distribución de fuerzas**

En la figura 6.14 se observa la fuerza con respecto a la distancia obteniendo una gráfica que cumple con la distribución de fuerzas que sea mayor en el empotramiento y vaya disminuyendo hacia el extremo libre de la probeta.

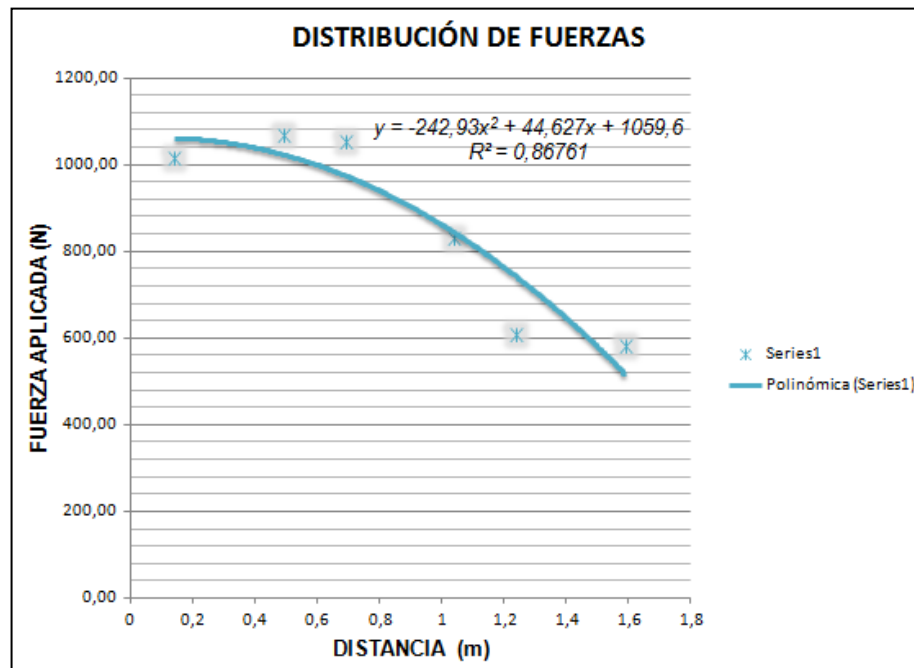


Figura 6.14: Distribución de fuerzas

- **Fuerzas cortantes**

En la figura 6.15 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con esfuerzo cortante de -4385,945 N y el punto P1 con -3693,300 N, debido al valor de su carga que se aplica en esa distancia.

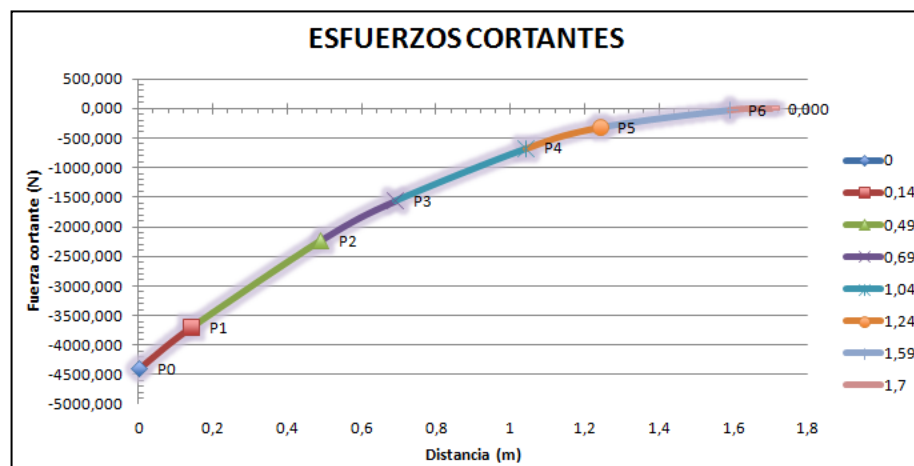


Figura 6.15: Diagrama de fuerzas cortantes

- **Momentos flexionantes**

En la figura 6.16 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con un momento flexionante de 2485,3688 Nm y en el punto P1 de 1920,5157 Nm, debido a la carga que se aplica en esas distancias.

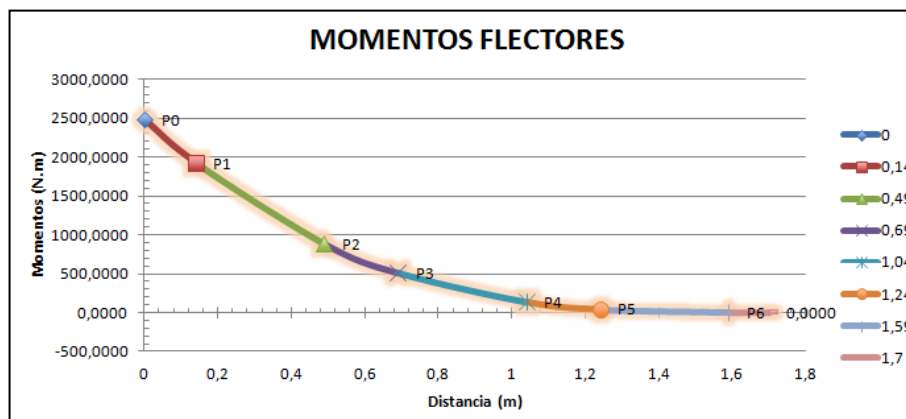


Figura 6.16: Diagrama de momentos flexionantes

- **Deflexión**

En la figura 6.17 se observa que la deflexión máxima sobre la probeta de madera a una carga de 3683,18 N se produce en el punto seis obteniendo un valor de 0,0795 m.

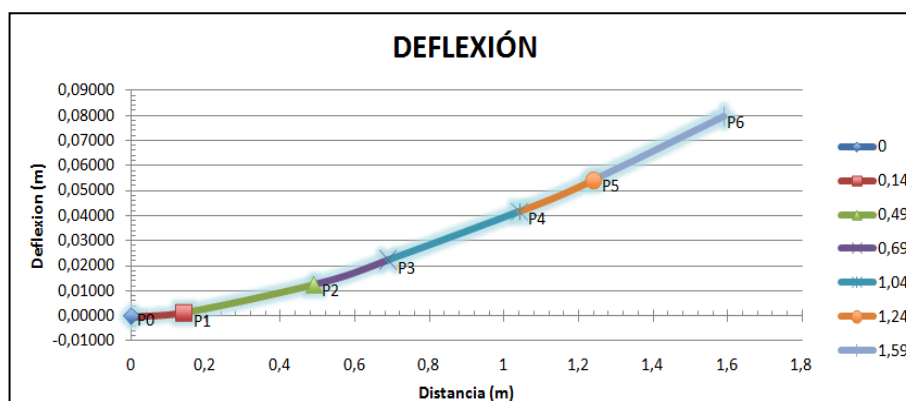


Figura 6.17: Curva de la deflexión

e. Comparación de la deflexión

En la figura 6.18 se observa la curva de la deflexión de la probeta a distintas cargas que se ejercieron en las tres pruebas descritas anteriormente, obteniendo en la primera prueba a una carga de 3650,7 N se obtuvo un valor de 0,034 m de deformación, en la segunda prueba a una carga de 4205,5 N se obtiene un valor de 0,056 m de deformación, en la tercera prueba a una carga de 4753,2 N con una deformación de 0,065 m y en la cuarta a prueba a una carga de 5855,7 N se obtiene una deformación de 0,079 m.

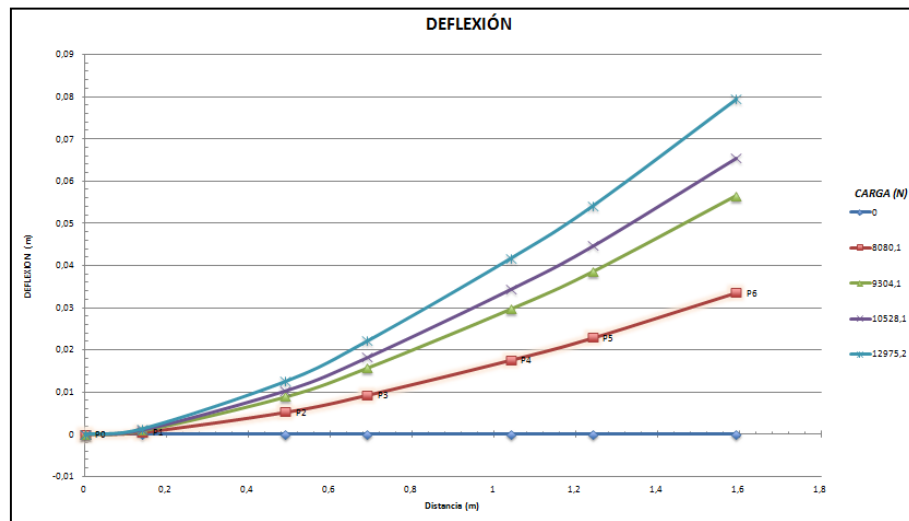


Figura 6.18 Curva de la deflexión a distintas cargas

Conclusión:

Se determina las graficas en función de los datos recolectados a través de las celdas de carga para así tabular y realizar una comparación en las distintas pruebas con diferentes cargas determinando si el material es resistente y flexible.

6.3 Mantenimiento del banco de pruebas de resistencia estructural

El mantenimiento periódico tiene los requisitos mínimos sugeridos en intervalos de tiempo en función de las horas acumuladas o período de trabajo para realizar el mantenimiento respectivo.

Si usted oye un ruido o ve cualquier indicio de mal funcionamiento, inmediatamente inspeccione el equipo, corrigiendo o reemplazando las partes que sean requeridas.

Siempre deben inspeccionar el equipo del banco de pruebas de resistencia estructural al final de cada trabajo.

6.3.1 Chequeo del pre funcionamiento diario (8 horas)

El usuario debe realizar la inspección diaria, verificando el cable de sujeción de la distribución de fuerzas. Es muy importante, el hallazgo a tiempo de las posibles fallas del dispositivo que podría evitar el daño mucho más grave, además de pérdida de tiempo en las pruebas, como de lesiones personales e inclusive la muerte.

- Chequear las advertencias de seguridades tanto visibles como auditivas para el correcto funcionamiento del banco de pruebas de resistencia estructural.
- Chequear las conexiones hidráulicas, y mangueras por posibles fugas o goteo del líquido hidráulico.
- Chequear las conexiones del cable, verificando que se encuentre retorcido o exista demasiada soltura y estén deslizándose sobre la respectiva polea.
- Chequear la polea que se encuentre en buenas condiciones.
- Chequear los pernos, tuercas y su respectivo apriete.
- Chequear la instalación eléctrica y los interruptores por posibles daños.
- Mantenga las columnas y distribución de fuerza libres de suciedad, o cualquier otra sustancia corrosiva.
- Chequear el suelo por crujidos de tensión cerca de las bases de la columna.

6.3.2 Mantenimiento cada 40 horas

- Chequear el torque a 150 pie-lb. de los pernos de sujeción de la base de la columna. No use pistola de impacto para dar el apriete recomendado.
- Chequear el suelo por los crujidos de tensión cerca de las bases de la columna
- Chequear el nivel de aceite hidráulico.
- Chequear y aprieta las tuercas, pernos, y tornillos.
- Chequear el apriete de la placa de sujeción del cilindro y el cordón de soldadura del mismo.
- Chequear la polea del cable de la distribución de fuerzas y los juegos excesivos.

6.3.3 Mantenimiento anual

Cambiar el aceite hidráulico, el procedimiento de mantenimiento sugiere utilizar un buen aceite hidráulico (SAE 10), el cual nos garantizara una vida útil más larga del equipo, Ninguna regla puede establecerse exactamente el tiempo de cambio del aceite ya que es imposible determinar la temperatura a la que opera, el tipo de servicio, los niveles de contaminación, filtración, y la

composición química de fluido todo estos aspectos debe ser considerado al momento de su mantenimiento. Si el elevador trabaja en un ambiente polvoriento el intervalo de cambio de aceite será más corto.

Los siguientes pasos solo se debe realizar por personal especializado.

- Reemplazar las mangueras hidráulicas.
- Reemplazar el cable y polea.
- Purgar el aire del cilindro hidráulico.
- Reemplazar la bomba, filtro o los motores como sea requerido.
- Chequear el vástago del cilindro por deformación o presencia de ralladuras en el mismo.

6.4 Normas de seguridad

- No permite que personas no autorizadas nunca operen el banco de pruebas de resistencia estructural. Entrene a los usuarios en el funcionamiento y el cuidado del banco de pruebas.
- Precaución: la unidad de potencia funciona en la alta presión de 2000 PSI.
- Prohíbe a personas no autorizadas de estar en el área de trabajo mientras se realiza las pruebas.
- La capacidad de elevador total es 4 Toneladas, No exceder este peso.
- Nunca use el banco de pruebas para otros fines que no sea realizar los ensayos de resistencia estructural.

CONCLUSIONES

- El banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas y alerones soporta las cargas establecidas en el diseño, que permite realizar las pruebas en probetas rectangulares que soportan una fuerza máxima de 25151 N y una longitud de 1700 mm garantizando su correcto funcionamiento.
- El banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas permite obtener los valores de carga en seis puntos sobre el ala para determinar los valores de esfuerzo cortante, momento flexionante y deflexión en función de una carga desde 490 N hasta una carga máxima de 25151 N distribuida sobre la probeta con el objetivo de indicar la mejor relación de resistencia sobre el peso del ala a un bajo costo.
- Los modelos matemáticos para el dimensionamiento de los elementos constitutivos del banco de prueba se comparo con el análisis de elementos finitos con un factor de seguridad mínimo de 2 para estructuras bajo cargas estáticas, lo que da una idea clara de que el banco de pruebas podría trabajar con un rendimiento óptimo a la máxima carga.
- Los perfiles, tubo cuadrado y plancha de acero ASTM A36 utilizado en la construcción de la estructura del banco de pruebas ofrece las mejores características mecánicas, que permite un amplio margen de diseño de la estructura.
- El sistema hidráulico utilizado tiene una presión hidráulica de 13,79 MPa que genera una fuerza a tracción máxima de 25151 N necesaria para realizar las pruebas.
- El diseño de un módulo de control electrónico para el funcionamiento del banco de pruebas, se realizó en función de las necesidades de accionar la electroválvula que direcciona el aceite al cilindro hidráulico y el acondicionamiento de las celdas de carga.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda no exceder la capacidad de carga del banco de pruebas de 25151N debido a que la selección del grupo hidráulico y celdas de carga se realizó en función de la carga máxima, ya que estos pueden sufrir daños y dichos accesorios son muy costosos y difícil de adquirirlos en el mercado de nuestro país.
- Antes de poner en funcionamiento el banco de pruebas verificar que todos los elementos estén conectados correctamente a su respectivo voltaje (grupo hidráulico 220V y acondicionamiento de las celdas de carga 110V) para evitar daños en el funcionamiento del banco.
- Leer las normas de seguridad para el correcto funcionamiento del banco de pruebas, antes de proceder a utilizarlo debido a que se podría sufrir lesiones.
- Proteger del polvo y del agua los sistemas de potencia del banco de pruebas así como las instalaciones eléctricas del mismo, para evitar posibles daños.
- En caso de presentarse posibles daños o averías en el banco de pruebas, se recomienda consultar con el manual de mantenimiento.

BIBLIOGRAFÍA

- AISC. (2005). Manual of Steel Construction. 8th Edición. Chicago
- Basalla, G. (1991). La evolución de la tecnología.
- Bawa, H. (2007). Procesos de Manufactura. México D.F.
- Coughlin & Driscoll, R. F. (1999), Amplificadores Operacionales y Circuitos Integrados Lineales. Mexico D.F.: Prentice Hall
- Creus, N. E. (2011). Hidraulica. Mexico D.F.: Alfaomega
- Faires. (2003). Diseño de elementos de maquinas.
- Megson, & Gordon, T. H. (2010). An Introduction to Aircraft Structural Analysis. London: ELSEVIER B.H.
- Riesco, G. H. (2012). Manual del Soldador. España: Cesol.
- Mott, R. L. (2006). Diseño de Elementos de Maquinas (4° Edición). Mexico: Pearson Educación.
- Mott, R. L. (2006). Mecanica de Fluidos (6° Edición). Mexico: Pearson Educación.
- Parker. (1986). Industrial Hydraulic Technology. 21th Edición. Ohio, Group Parker - Hannifin Corporation
- Plana, M. C. (1982). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. México: Harla.
- Pytel & Singer, A.F. (1987) Resistencia de Materiales, Mexico: Harla
- Rexroth. (2012). Manual Bosh. México: Pearson Education.
- Riesco, G. H. (2012). Soldadura,Manual del Soldador. España: Cesol.
- Roldán, J. (2001). Prontuario de Hidráulica Industrial Electricidad Aplicada. Madrid-España: Thomson.
- Saavedra, A. R. (1990). Manual del Piloto Privado (5° Edicion). Madrid-España: PILOT´S, S.A.Suministros Aeronáuticos.
- Thomas, F. L. (2005). Celdas de Carga. Dispositivos Electrónicos (págs. 105-120). California- Estados Unidos: Pretice Hall.
- Wildi, T. (2007). Maquinas Eléctricas y Sistemas de Potencia. México: Pearson Education.

NETGRAFÍA

- AGA. Manual del Electroodos y Gases Aga. (Citado 12-11-2014) de: http://www.academia.edu/6434648/Manual_del_Electroodos_y_Gases_Aga_Ver_001
- Arduino. ATmega Mapping 32U4-Pin Arduino. (Citado 12-10-2014) de: <http://arduino.cc/en/Hacking/PinMapping32u4>
- Arduino. (En línea). Arduino Leonardo. (Citado 12-10-2014) de: <http://arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardLeonardo>
- Castaño, F. (En línea).Materiales Utilizados en la Industria Aeronautica. (Citado 12-10-2014) de: <http://es.scribd.com/doc/140981268/Materiales-Utilizados-en-la-Industria-Aeronautica-Fernando-Castano-Membrives>
- COHIMAR. (12 de 11 de 2014). Electroválvula Direccional. (Citado 12-10-2014). de: <http://tdz.cohimar.com/PDF/Programa%20CETOP.pdf>
- Electromecani. (En línea). Automantenimiento. (Citado 22-10-2014) de: <http://automantenimiento.net/hidraulica/funcionamiento-y-tipos-de-valvulas-direccionales-o-de-vias/>
- INTERDEFENSA. UNASUR I. (Citado 15-12-2014) de: <http://interdefensa.argentinaforo.net/t9239-el-entrenador-unasur-i-depura-sus-lineas.>
- LA AERONAVE. (2008).Tipos de Aeronaves, (Citado 08-09-2014) de: <http://kimerius.com/app/download/5783670865/Tipos+de+aeronaves.pdf%E2%80%8E>
- Muñoz, M. (2010). Manual de Vuelo, (Citado 08-09-2014) de: http://www.clubaereo.cl/clubaereo/Manuales/Manual%20de%20Vuelo%20Secc_1_3.pdf
- Rodríguez, P. C. (20 de 10 de 2014). Manual de soldadura electrica. Obtenido de: <http://www.unge.gq/ftp/biblioteca%20digital/Manual.de.Soldadura/manual%20de%20soldadura%20electronica%20mig%20y%20tig.pdf>
- THALES. Sistemas y oluciones para vehículos aéreos no tripulados. (Citado 20-10-2014) de:

https://www.thalesgroup.com/sites/default/files/asset/document/sistemas_y_soluciones_para_vehiculos_aereos_no_tripulados.pdf

- Vaxa-Software. Fórmulas de Deformación de Vigas. (Citado 13-09-2014)

de: http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/fis/vigasdef.pdf

- WANTONG. Unidad de Potencia hidráulica AC. (Citado 10-11-2014) de:

<http://www.wtcylinder.es/1-ac-power-unit-2.html>

ANEXOS

ANEXO I A

ESPECIFICACIONES GENERALES ÁNGULOS ASTM A36

PERFILES IMPORTADOS ÁNGULOS

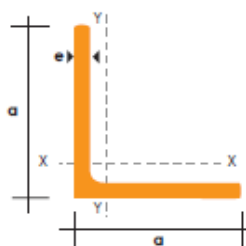
Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36 SAE 1008
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA
	mm		kg/m	kg/6m	cm2
	a	e			
AL 20X2	20	2	0.60	3.62	0.76
AL 20X3	20	3	0.87	5.27	1.11
AL 25X2	25	2	0.75	4.56	0.96
AL 25X3	25	3	1.11	6.68	1.41
AL 25X4	25	4	1.45	8.75	1.84
AL 30X3	30	3	1.36	8.13	1.71
AL 30X4	30	4	1.77	10.63	2.24
AL 40X3	40	3	1.81	11.00	2.31
AL 40X4	40	4	2.39	14.34	3.04
AL 40X6	40	6	3.49	21.34	4.44
AL 50X3	50	3	2.29	13.85	2.91
AL 50X4	50	4	3.02	18.33	3.84
AL 50X6	50	6	4.43	26.58	5.64
AL 60X6	60	6	5.37	32.54	6.84
AL 60X8	60	8	7.09	42.54	9.03
AL 65X6	65	6	5.84	35.25	7.44
AL 70X6	70	6	6.32	38.28	8.05
AL 75X6	75	6	6.78	40.65	8.64
AL 75X8	75	8	8.92	54.18	11.36
AL 80X8	80	8	9.14	56.95	11.60
AL 100X6	100	6	9.14	56.95	11.64
AL 100X8	100	8	12.06	74.05	15.36
AL 100X10	100	10	15.04	90.21	19.15
AL 100X12	100	12	18.26	109.54	22.56

También en galvanizado e inoxidable



ANEXO I B

ESPECIFICACIONES PERFILES LAMINADOS PLATINAS 50X6 mm

PERFILES LAMINADOS PLATINAS

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36 SAE 1008
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA
	mm		kg/m	kg/6m	cm2
	a	e			
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X6	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 25X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60
PLT 38X3	38	3	0.89	5.37	1.15
PLT 38X4	38	4	1.19	7.16	1.52
PLT 38X6	38	6	1.79	11.40	2.28
PLT 38X9	38	9	2.69	16.11	3.42
PLT 38X12	38	12	3.58	21.48	4.56
PLT 50X3	50	3	1.18	7.08	1.50
PLT 50X4	50	4	1.58	9.42	2.00
PLT 50X6	50	6	2.26	14.16	3.00
PLT 50X9	50	9	3.53	21.20	4.50
PLT 50X12	50	12	4.71	28.26	6.00
PLT 65X6	65	6	3.06	18.37	3.90
PLT 65X9	65	9	4.59	27.55	5.85
PLT 65X12	65	12	6.12	36.73	7.80
PLT 75X6	75	6	3.53	21.20	4.50
PLT 75X9	75	9	5.30	31.80	6.75
PLT 75X8	75	8	7.07	28.26	9.00
PLT 75X12	75	12	7.07	42.39	9.00
PLT 100X6	100	6	4.71	28.26	6.00
PLT 100X8	100	8	7.07	37.68	9.00
PLT 100X9	100	9	7.07	43.00	9.00
PLT 100X12	100	12	9.42	58.00	12.00
PLT 120X12	120	12	67.82	67.82	14.40
PLT 150X15	150	15	105.88	105.88	22.50
PLT 150X20	150	20	145.44	145.00	30.00



ANEXO I C

ESPECIFICACIONES PERFILES LAMINADOS UPN 80 Y UPN 120

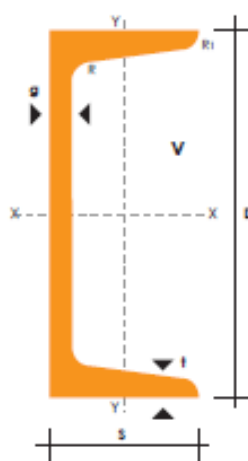
PERFILES LAMINADOS UPN

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 mts. Y 12,00 mts
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm	R1 cm4	SECCION cm2	PESOS kg/mt	Ix cm4	Iy cm4	Wx cm3	Wy cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.80	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 260	260	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80



ANEXO I D
ESPECIFICACIONES PLANCHAS ASTM A36 12 mm

PLANCHAS
PL



DIMENSIONES EN (mm)			PESOS
ANCHO	LARGO	ESPESOR	KG
1220	2440	2	46.74
1220	2440	3	70.10
1220	2440	4	93.47
1500	2440	4	114.92
1220	2440	5	116.84
1500	2440	5	143.66
1800	2440	5	172.39
1220	2440	6	140.21
1500	2440	6	172.39
1800	2440	6	206.86
1220	2440	8	186.94
1500	2440	8	229.85
1800	2440	8	275.82
1220	2440	10	233.68
1500	2440	10	287.31
1800	2440	10	344.77
1220	6000	12	689.54

METODO PRACTICO PARA CALCULAR PESO DE LAS PLANCHAS DE ACERO

----- NOMENCLATURA

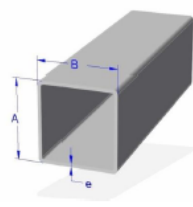
L = Largo (mm)
A = Ancho (mm)
E = Espesor (mm)
Peso = Kgs.

$$\text{Peso} = \frac{L \times A \times E \times 7,85}{1,000.00}$$

Ejemplo: $\frac{(L = 1220\text{mm} \times A = 2440 \text{ mm} \times E = 1,0\text{mm}) \times 7,85}{1,000.00} = 23.368 \text{ Kg}$

ANEXO I E

ESPECIFICACIONES TUBO CUADRADO 75X75X4 mm



TUBO CUADRADO



ESPECIFICACIONES GENERALES
 Fabricación: Según Norma NTE INEN
 2415:2008 Largo: 6m +10mm
 Espesores: Entre 1.5 – 6.0 mm
 Calidad del Acero: JIS G3132 SPHT-1, ASTM
 A36 o ASTM A572 GRADO 50
 Tolerancias: A-B < 50.8 mm es ± 0.50%
 A-B ≥ 50.8 mm es ± 0.75%
 Radio ≤ 3 veces el espesor

CARACTERISTICAS GEOMETRICAS

FORMATO	Peso	Area	Superficie	Dimensiones			Centroide		Momento de Inercia		Modulo de Seccion		Radio de Giro	
	W(Kg/m)	Ag(cm ²)	As(m ² /m)	A(mm)	B(mm)	e(mm)	Xc(cm)	Yc(cm)	Ix(cm ⁴)	Iy(cm ⁴)	Sx(cm ³)	Sy(cm ³)	rx(cm)	ry(cm)
TUB CUAD 50X50X1.5	2,099	2,80	0,187	50,00	50,00	1,50	2,50	2,50	10,80	10,80	4,32	4,32	1,96	1,96
TUB CUAD 50X50X2.0	2,796	3,73	0,187	50,00	50,00	2,00	2,50	2,50	14,14	14,14	5,66	5,66	1,95	1,95
TUB CUAD 50X50X3.0	4,145	5,53	0,184	50,00	50,00	3,00	2,50	2,50	20,21	20,21	8,08	8,08	1,91	1,91
TUB CUAD 75X75X2.0	4,295	5,73	0,287	75,00	75,00	2,00	3,75	3,75	50,48	50,48	13,46	13,46	2,97	2,97
TUB CUAD 75X75X3.0	6,393	8,53	0,284	75,00	75,00	3,00	3,75	3,75	73,33	73,33	19,55	19,55	2,93	2,93
TUB CUAD 75X75X4.0	8,432	11,25	0,281	75,00	75,00	4,00	3,75	3,75	94,27	94,27	25,14	25,14	2,89	2,89
TUB CUAD 100X100X2.0	5,794	7,73	0,387	100,00	100,00	2,00	5,00	5,00	123,00	123,00	24,60	24,60	3,99	3,99
TUB CUAD 100X100X3.0	8,642	11,53	0,384	100,00	100,00	3,00	5,00	5,00	180,14	180,14	36,03	36,03	3,95	3,95
TUB CUAD 100X100X4.0	11,430	15,25	0,381	100,00	100,00	4,00	5,00	5,00	233,73	233,73	46,75	46,75	3,91	3,91
TUB CUAD 100X100X6.0	16,827	22,45	0,374	100,00	100,00	6,00	5,00	5,00	330,92	330,92	66,18	66,18	3,84	3,84
TUB CUAD 150X150X2.0	8,769	11,70	0,585	150,00	150,00	2,00	7,50	7,50	858,11	858,11	114,41	114,41	8,56	8,56
TUB CUAD 150X150X3.0	13,049	17,41	0,580	150,00	150,00	3,00	7,50	7,50	876,91	876,91	116,92	116,92	7,10	7,10
TUB CUAD 150X150X4.0	17,254	23,02	0,576	150,00	150,00	4,00	7,50	7,50	892,44	892,44	118,99	118,99	6,23	6,23
TUB CUAD 150X150X5.0	21,384	28,53	0,571	150,00	150,00	5,00	7,50	7,50	904,85	904,85	120,65	120,65	5,63	5,63
TUB CUAD 150X150X6.0	25,439	33,94	0,566	150,00	150,00	6,00	7,50	7,50	914,28	914,28	121,90	121,90	5,19	5,19

ANEXO I F

CABLE NORMAL PARA ELEVACIÓN

Compuesto de seis torones y un núcleo de fibra (John A. Roebling's Sons Co.)

Ø Pulg.	Peso aprox. lb/pie	Resistencia a la rotura, toneladas		
		Acero de Centro Azul.	Acero para arados.	Acero dulce para arados.
2 ¼	12.10	292.0	254.0	
2 ½	10.00	244.0	212.0	
2 ¾	8.10	200.0	174.0	
2 1/8	7.23	179.0	156.0	
2	6.40	160.0	139.0	121.0
1 7/3	5.63	141.0	123.0	107.0
1 ¾	4.90	124.0	108.0	93.6
1 5/8	4.23	107.0	93.4	81.2
1 ½	3.60	92.0	80.0	69.6
1 3/8	3.03	77.7	67.5	58.8
1 ¼	2.50	64.6	56.2	48.8
1 1/8	2.03	52.6	45.7	39.8
1	1.60	41.8	36.4	31.6
7/8	1.23	32.2	28.0	24.3
¾	0.90	23.8	20.7	18.0
5/3	0.63	16.7	14.5	12.6
9/16	0.51	13.5	11.8	10.2
½	0.40	10.7	9.35	8.13
7/16	0.31	8.27	7.19	6.25
3/8	0.23	6.10	5.31	4.62
5/16	0.16	4.26	3.71	3.22
¼	0.10	2.74	2.39	2.07

ANEXO I G

PERNOS DE ANCLAJE

Anclaje perno ZYKON FZA



Diámetro del acero según informe contra incendio*



Schockzulassung vom Bundesamt für Zivilschutz, Bonn



Tipo	Art. n°	FAN	Unidad mínima servicio	Embalaje	Precio 100 Uds. €	Grupo	OTTE/CE	Broca FZUB (mm)	Retacador adecuado (mm)	Longitud taco (mm)	Espesor máximo a fijar (mm)
	4006209		(anclajes)	(anclajes)	(anclajes)						
Acero cincado galvanizado (Material: perno con cono de expansión, clase de resistencia 8.8)											
FZA 10x40 M6/10	60712	1	25	25	*	69	■	10	FZE - FZUE	M6	10
FZA 12x40M 8/15	60715	2	25	25	*	69	■	12	FZE - FZUE	M8	15
FZA 12x50M 8/15	60716	9	20	20	*	69	■	12	FZE - FZUE	M8	15
FZA 14x40 M10/17	60718	3	25	25	*	69	■	14	FZE - FZUE	M10	17
FZA 14x60 M10/20	60719	0	10	10	*	69	■	14	FZE - FZUE	M10	20
FZA 18x80 M12/25	60721	3	10	10	*	69	■	18	FZE - FZUE	M12	25
FZA 22x100 M 16/60	60724	4	10	10	*	69	■	22	FZE - FZUE	M16	60
FZA 22x125 M 16/60	60725	1	6	6	*	69	■	22	FZE - FZUE	M16	60

FZA A4



Diámetro del acero según informe contra incendio*



Schockzulassung vom Bundesamt für Zivilschutz, Bonn




Acero Inoxidable A4 (AISI 316)


FZA 10x40 M6/10 A4	60772	5	25	25	*	69	■	10	FZE - FZUE	M6	10
FZA 14x40 M6/35 A4	60771	8	25	25	*	69	■	10	FZE - FZUE	M6	10
FZA 12x40 M8/15 A4	60775	6	25	25	*	69	■	12	FZE - FZUE	M8	13
FZA 12x50 M8/15 A4	60776	3	20	20	*	69	■	12	FZE - FZUE	M8	13
FZA 12x50 M8/50 A4	60774	9	20	20	*	69	■	14	FZE - FZUE	M10	17
FZA 14x40 M10/25 A4	60778	7	20	20	*	69	■	12	FZE - FZUE	M8	13
FZA 14x60 M10/20 A4	60779	4	10	10	*	69	■	14	FZE - FZUE	M10	17
FZA 14x60 M10/50 A4	60766	4	10	10	*	69	■	14	FZE - FZUE	M10	17
FZA 18x80 M12/25 A4	60781	7	10	10	*	69	■	18	FZE - FZUE	M12	19
FZA 18x80 M12/55 A4	60767	1	10	10	*	69	■	18	FZE - FZUE	M12	19
FZA 22x100 M16/60 A4	60782	4	10	10	*	69	■	22	FZE - FZUE	M16	24
FZA 22x125 M16/60 A4	60768	8	6	6	*	69	■	22	FZE - FZUE	M16	24

ANEXO II A

CELDAS DE CARGA KELLY

 **Eligible Certificate**

Load Cell Implement Standard: GB/T7551-2008

ISO9001: 2008 Certified License No.:  Metrological Manufacture Zhe No.00000577
CALIBRATION IS PERFORMED AT NING BO, ZHE JIANG. WHERE THE LOCAL ACCELERATION OF GRAVITY IS 9.79357m/s²

Type Span: DEFY-1klb Product Serial No.: 5K88626
P.L.C.: 0.7 Accuracy Class: C3

Technical Parameter


Sensitivity: <u>3.0005</u> mV/V	Input Resistance: <u>403.7</u> Ω
Zero Output: <u>0.50</u> % F.S	Output Resistance: <u>351.3</u> Ω
V _{min} : <u>0.14</u> kg	Safe Load Limit: <u>120</u> % F.S
E _{min} : <u>0</u> kg	Insulation Resistance: <u>≥5000</u> MΩ

Inspection Result: **ELIGIBLE** Quality Department: **QC-01**

Inspector: **QC-03**

Inspection Date: 2013/12/20

Exc:+Red -Black
Sig:+Green -White
Shield:Thick Yellow



KELI SENSING TECHNOLOGY(NINGBO)CO.,LTD.

Address: NO.199 Changxing Road, JiangBei District, NingBo, China
TEL: 800-857-4165 400-887-4165 Fax: 86-574-87562271 P.C: 315033
Http://www.kelichina.com E-mail: kelime@kelichina.com

ANEXO III A
CILINDRO HIDRÁULICO
PROPIEDADES FÍSICAS DE TUBOS SIN COSTURA

Tamaño nominal Del tubo y DE. En pulg.	Número de cedula			Espesor de la Pared. Pulg.	DI Pulg.	Área Interior Pulg. ²	Área del metal pulg. ²	Superficie exterior, Pie ² /pie	Superficie Interior, Pie ² /pie	Peso lb./pie
	A	b	c							
1/8 0.405	10S	0.049	0.307	0.0740	0.0548	0.106	0.0804	0.186
	40	Std	40S	0.068	0.269	0.0568	0.0720	0.106	0.0705	0.245
	80	XS	80S	0.095	0.215	0.0364	0.0925	0.106	0.0563	0.315
¼ 0.540	10S	0.065	0.410	0.1320	0.0970	0.141	0.1073	0.330
	40	Std	40S	0.88	0.364	0.1041	0.1250	0.141	0.0955	0.425
	80	XS	80S	0.119	0.302	0.0718	0.1574	0.141	0.0794	0.535
3/8 0.675	10S	0.065	0.545	0.2333	0.1246	0.177	0.1427	0.423
	40	Std	40S	0.091	0.493	0.1910	0.1670	0.177	0.1295	0.568
	80	XS	80S	0.126	0.423	0.1405	0.2173	0.177	0.1106	0.739
½ 0.840	10S	0.083	0.674	0.357	0.1974	0.220	0.1765	0.671
	40	Std	40S	0.109	0.622	0.304	0.2503	0.220	0.1628	0.851
	80	XS	80S	0.147	0.546	0.2340	0.320	0.220	0.1433	1.088
	160	0.187	0.466	0.1708	0.383	0.220	0.1220	1.034
	...	XXS	...	0.294	0.252	0.0499	0.504	0.220	0.6680	1.714
¾ 1.050	5S	0.65	0.920	0.665	0.2011	0.275	0.2409	0.684
	10S	0.083	0.884	0.614	0.2521	0.275	0.2314	0.857
	40	Std	40S	0.113	0.824	0.533	0.333	0.275	0.2157	1.131
	80	XS	80S	0.154	0.742	0.432	0.435	0.275	0.1943	1.474
	160	0.218	0.614	0.2961	0.570	0.275	0.1607	1.937
	...	XXS	...	0.308	0.434	0.1479	0.718	0.275	0.1137	2.441
1 1.315	5S	0.065	1.185	1.103	0.2553	0.344	0.310	0.868
	10S	0.109	1.097	0.945	0.143	0.344	0.2872	1.404
	40	Std	40S	0.133	1.049	0.864	0.494	0.344	0.2746	1.679
	80	XS	80S	0.179	0.957	0.719	0.639	0.344	0.2520	2.172
	160	0.250	0.815	0.522	0.836	0.344	0.2134	2.844
	...	XXS	...	0.358	0.599	0.2818	1.076	0.344	0.1570	3.659
1 ¼ 1.575	5S	0.65	1.530	1.839	0.326	0.434	0.401	1.107
	10S	0.109	1.442	1.633	0.531	0.434		1.805
	40	Std	40S	0.40	1.270	1.496		0.434		2.273
	80	XS	80S	0.191				0.434		
	160					0.434		
	...	XXS	...					0.434		
1 ½ 1.900	5S	0.65	1.770	2.461	0.375	0.497	0.465	1.274
	10S	0.109	1.682	2.222	0.613	0.497	0.440	2.085
	40	Std	40S	0.145	1.610	2.036	0.799	0.497	0.121	2.718
	80	XS	80S	0.200	1.500	1.767	1.068	0.497	0.393	3.631
	160	0.281	1.338	1.406	1.429	0.497	0.350	4.859
	...	XXS	...	0.400	1.100	0.950	1.885	0.497	0.288	6.408
2 2.375	5S	0.065	2.245	3.96	0.472	0.622	0.588	1.604
	10S	0.109	2.157	3.65	0.776	0.622	0.565	2.638
	40	Std	40S	0.154	2.067	3.36	1.075	0.622	0.541	3.653
	80	XS	80S	0.218	1.939	2.953	1.477	0.622	0.508	5.022
	160	0.343	1.689	2.240	2.190	0.622	0.442	7.444

	...	XXS	...	0.436	1.503	1.774	2.656	0.622	0.393	9.029
2 ½	5S	0.083	2.709	5.76	0.728	0.753	0.709	2.475
2.875	10S	0.120	2.635	5.45	1.039	0.753	0.690	3.531
	40	Std	40S	0.203	2.469	4.79	1.704	0.753	0.646	5.793
	80	XS	80S	0.276	2.323	4.24	2.254	0.753	0.608	7.661
	160	0.375	2.125	3.55	2.945	0.753	0.556	10.01
	...	XXS	...	0.552	1.771	2.464	4.03	0.753	0.464	13.700
3	5S	0.083	3.334	8.73	0.891	0.916	0.873	3.03
3.500	10S	0.120	3.260	8.35	1.274	0.916	0.853	4.33
	40	Std	40S	0.216	3.088	7.39	2.228	0.916	0.803	7.58
	80	XS	80S	0.300	2.900	6.61	3.02	0.916	0.759	10.25
	160	0.437	2.262	5.42	4.21	0.916	0.687	14.32
	...	XXS	...	0.600	2.300	4.15	5.47	0.916	0.602	18.58
3 ½	5S	0.083	3.834	11.55	1.021	1.047	1.004	3.47
4.000	10S	0.120	3.760	11.10	1.463	1.047	0.984	4.97
	40	Std	40S	0.226	3.548	9.89	2.680	1.047	0.929	9.11
	80	XS	80S	0.318	3.364	8.89	3.68	1.047	0.881	12.51
4	5S	0.083	4.334	14.75	1.152	1.178	1.135	3.92
4.500	10S	0.120	4.260	14.25	1.651	1.178	1.115	5.61
	40	Std	40S	0.237	4.026	12.73	3.17	1.178	1.054	10.79
	80	XS	80S	0.337	3.826	11.50	4.41	1.178	1.002	14.98
	120	0.437	3.626	10.33	5.58	1.178	0.949	18.96
	160	0.531	3.438	9.28	6.62	1.178	0.900	22.51
	...	XXS	...	0.674	3.152	7.80	8.10	1.178	0.825	27.54

ANEXO III B

UNIDAD DE POTENCIA HIDRÁULICA

Unidad de potencia hidráulica AC, Grupo 30A-N (NEMA Motor)



Parámetros de la Unidad de potencia hidráulica AC, Grupo 30A-N (NEMA Motor)

Potencia de entrada nominal: 3.0HP (2.2KW)

Voltage nominal: AC 120-230/460V, 60HZ, mono fásico o tri fásico

Desplazamiento de la bomba de engranajes: 1.7-3.2ml/Rev

Tasa de flujo clasificado: 3.0-11.2LPM (0.8-2.95GPM)

ANEXO III C

ELECTROVÁLVULA DIRECCIONAL CETOP 3



NORMA CETOP 3
ELECTROVALVULA DIRECCIONAL



ESPECIFICACIONES

Temperatura de trabajo : 5°C - 60° C
Viscosidad del aceite : 15 - 300 cst
Filtración : 25 micras

SIMBOLOS	REFERENCIAS	CAUDAL NOMINAL - CAUDAL MAXIMO (l/min)		
		AC	DC	DC+RAC
	SWH-G02-B2			
	SWH-G02-B3			
	SWH-G02-B20			
	SWH-G02-D2			
	SWH-G02-C2			
	SWH-G02-C3		30 - 63	
	SWH-G02-C4			
	SWH-G02-C7			
	SWH-G02-C8S			
	SWH-G02-C9			
	SWH-G02-C8			
	SWH-G02-C5		20 - 40	
	SWH-G02-C6			
Presión de trabajo (P/A/B)			315 bar	
Contrapresión max. (T)			70 - 140 bar	
Peso (Kg.)	2 Solenoides		1,80	
	1 Solenoide		1,42	
Máximo nº de ciclos (x min.)		240	240	120

ANEXO IV A

CARACTERÍSTICAS AVIÓN UNASUR I

El ala será recta, dotada de flaps y alerones, contando cada una de ellas con un depósito integral de combustible con una capacidad máxima de 400 kilogramos. Cada ala contará con dos soportes para cargas. Los soportes internos tendrán una capacidad máxima de 300 kg en tanto los externos de 150 kg totalizando así una carga máxima externa de 900 kg, un valor más que importante para poder realizar cualquier tipo de misiones de ataque ligero e incluso lanzamiento de armamento de práctica.

En cuanto a las prestaciones se hace mención de una velocidad máxima de crucero de 235 nudos (435 km/h), una velocidad de pérdida en configuración limpia de 64 nudos y de 55 nudos con flaps y tren desplegado. La velocidad ascensional será de unos 2.500 pies por minuto y el techo de servicio de 27.000 pies. La autonomía será de 4 horas y su alcance de 1.518 km, en ambos casos con 45 minutos de reserva. El UNASUR tendrá plena capacidad acrobática, será certificado en Categoría Acrobática de FAR-23 y en Categoría Utilitario de FAR-23, para cuando lleve cargas externas (ambas certificaciones simultáneamente). Con factores de carga de +7.0 y -3.5 g. En tanto en vuelo con cargas externas la aeronave se limitará a +4.4 y -1.8 g (Categoría Utilitario de FAR-23).

El peso vacío operativo se estima en 1.100 kilogramos, en tanto el peso máximo de despegue (MTOW) será de 1.700 Kg en vuelo acrobático y de 2.600 Kg para misiones utilitarias. De mantenerse éstos valores, el UNASUR podría operar con dos pilotos, el 100% de combustible interno y el 100% de armamento externo, una ecuación que muy pocos modelos puede presentar ya que normalmente para mantenerse dentro del peso máximo hay que realizar una combinación entre armamento y combustible ya que en muy pocos casos se puede operar con el máximo de ambos.

ANEXO IV B

CARACTERÍSTICAS AVIÓN UAV



Watchkeeper es actualmente el sistema ISTAR (Inteligencia, Vigilancia, Adquisición de Blancos y Reconocimiento) táctico más sofisticado del mundo y el programa de UAV más importante de Europa. Se trata del mayor programa europeo con una inversión aproximada de 1.000 millones de euros.

El programa Watchkeeper está diseñado para formar parte de un sistema estrechamente interconectado que permitirá un mayor grado de difusión y explotación de la información y será un elemento esencial en la capacidad para operar en red (NEC-Network Enabled Capability) del Reino Unido.

Watchkeeper tiene una arquitectura completamente adaptable y se comercializará con diversas configuraciones para satisfacer los distintos requerimientos. El Watchkeeper es un UAV táctico con capacidades mejoradas: Modo servicios, doble carga de pago, radar SAR/GMTI EO/IR, comunicaciones satelitales, etc.

El sistema cumple con los criterios de alta seguridad y aeronavegabilidad que se requieren para los primeros vuelos de los UAV en las distancias y los espacios aéreos restringidos en el Reino Unido.

El enfoque innovador que Thales da al suministro de servicios ISTAR no solo ofrece una solución rápida y efectiva para una necesidad operativa de información visual constante de primera línea, sino que también prepara el terreno para las capacidades ISTAR mejoradas de tercera generación que ofrecerá el programa Watchkeeper de Thales.

El sistema Watchkeeper, proporciona información ISTAR precisa y puntual a los responsables de la toma de decisiones en todos los niveles de mando. Un paquete rentable formado por vehículo aéreo no tripulado con sus grandes prestaciones y la infraestructura de tierra ofrece capacidades operativas que normalmente solo se asocian a sistemas UAV MALE.

Categoría	Táctico.
Peso total	450 kg.
Carga Útil	80 kg. Dual (Radar & E/O).
Autonomía	> 16 horas.
Alcance	115 km.
Altitud	Hasta +/- 5000 m.
Velocidad de crucero	80 km.
Despegue/Aterrizaje	Pista/Pista.



ANEXO V A

PLANOS

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE ALAS Y ALERONES”

Cesar Sevillano/Alexander Suarez/Ing. Guido Torres/Ing. Mauricio Cruz

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Quijano y Ordoñez y Marqués de Maénza s/n

email: cesar_edu88s@hotmail.com, salexrafa@hotmail.com, gtorres@espe.edu.ec, mgcruz@espe.edu.ec

Latacunga-Ecuador

RESUMEN

El proyecto muestra el diseño de un banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas y alerones. Se describen los parámetros a tomar en consideración durante el diseño y los resultados obtenidos en el análisis computacional y en las pruebas de funcionamiento.

ABSTRACT

The project shows the design of test bed for testing the structural strength of aircraft wings

Describe the parameters to take in mind throw the design and results obtained in the computational analysis and the driving test

I. INTRODUCCIÓN

El proyecto tiene como objetivo diseñar y construir un banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas de aviones que permita comprobar experimentalmente las cargas estáticas sobre la estructura de un ala que se ejercen en seis puntos.

Mediante un grupo hidráulico se genera una fuerza a tracción, la presión es una carga variable que se puede incrementar o disminuir para simular las cargas estáticas que se transmite mediante una distribución de fuerzas estática en el ala del avión y con ello comprobar la resistencia estructural.

Las celdas de carga miden la fuerza sobre el ala en seis puntos específicos y tienen una comunicación a una tarjeta de adquisición de datos (Arduino) esta información se muestra en un computador que proporciona el estado de fuerza al instante sobre el material.

II. DESARROLLO DEL PROYECTO

Parámetros de diseño

El banco de pruebas deberá ser capaz de soportar las carga de prueba sobre el modelo. La carga estática será aplicada por medio de un cilindro hidráulico que será soportado sobre la parte superior de la estructura del bastidor, la carga es aplicada sobre la viga superior del sistema de distribución de fuerzas que transmite la carga para simular la aplicación de carga distribuida sobre el sujeto de prueba.

Para la probeta de prueba se considera que uno de los extremos está empotrado y el otro libre.

El bastidor está formado por dos columnas apoyadas sobre el piso y sobre estas una viga que es la que soporta al elemento transmisor de carga.

La deflexión permisibe no deberá ser mayor que $L/240$.

Las cargas que son parte del análisis son:

- Carga muerta: masa propia de la estructura.

- Carga Viva: carga de prueba (se considerará carga máxima):

La combinación de carga se aplica de acuerdo a lo indicado en la norma ASCE 7. Se realizó el estudio en una carga distribuida triangular.

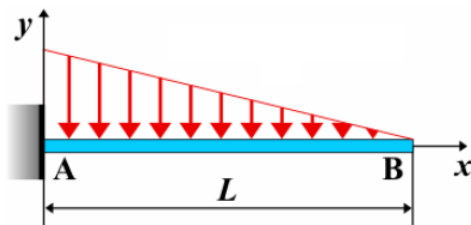


Figura 1: Carga distribuida triangular

Fuerza:

$$W_x = \frac{W(L-x)}{L}$$

Reacciones:

$$R_A = \frac{W \cdot L}{2}$$

Esfuerzo cortante:

$$V_{AB} = \frac{W}{2L} \cdot (L-x)^2$$

Momentos flectores:

$$M_{AB} = \frac{W}{6L} \cdot (L-x)^3$$

Pendiente:

$$\theta_{AB} = \frac{W}{24 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (4L^2 - 6L^2 \cdot x + 4Lx^2 - x^3)$$

Deflexión:

$$Y_{AB} = \frac{W \cdot x^2}{120 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (10L^3 - 10L^2 \cdot x + 5Lx^2 - x^3)$$

Donde:

W = Fuerza aplicada (N)

W_x = Fuerza en un punto x (N)

R1 = Fuerza reactiva (N)

V = Esfuerzo cortante (N)

l = Longitud de la viga (m)

I = Momento de Inercia (m⁴)

Análisis de los elementos mecánicos del banco de resistencia estructural de alas y alerones.

Cada uno de los elementos del banco de pruebas están diseñados y simulados aplicando cargas muertas y cargas vivas con la ayuda del software INVENTOR y SAP2000 para seleccionar el material ASTM A 36 que se encuentra en el mercado de nuestro país.

Sistema de distribución de fuerzas

La fuerza aplicada al sistema de distribución de fuerzas será:

$$FP_s = 25151 \text{ N}$$

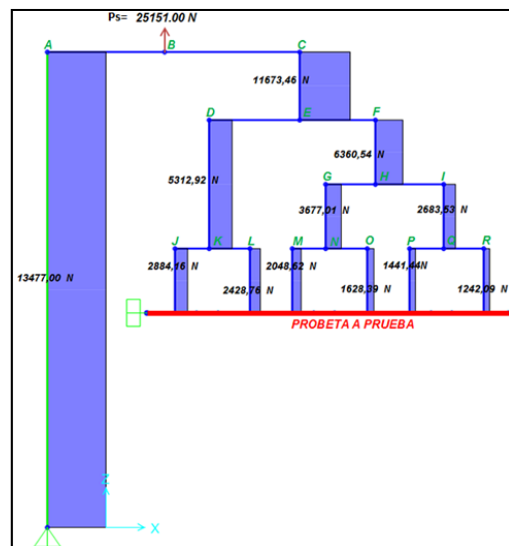


Figura 2: Cargas aplicadas SAP200

Aplicación de la carga en la estructura del bastidor

$$FP_s = 25151 \text{ N}$$

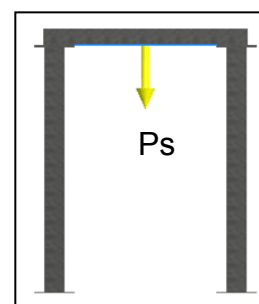


Figura 3: Fuerza aplicada

En la figura 3 se determina la carga para el diseño de la estructura del bastidor a partir del carga puntual (P_s) del sistema de distribución de fuerzas que es la fuerza de sustentación máxima mas la carga muerta del sistema de distribución de fuerzas.

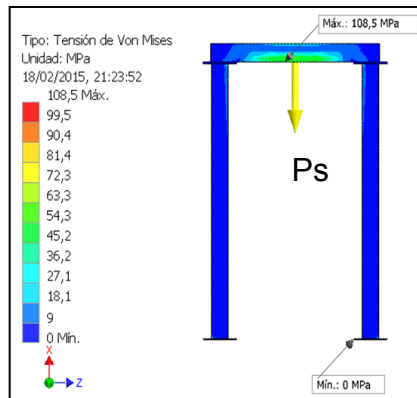


Figura 4: Tensión de Von Mises

En la figura 4 se determina que la estructura del bastidor tiene una tensión de Von Mises máxima de 108,5 MPa. Esta tensión es menor que el límite de elasticidad del material ASTM A36 de 250 MPa. Por lo tanto se concluye que puede resistir la tensión máxima a la que está sometido.

Sistema hidráulico

El sistema hidráulico se encarga de suministrar la fuerza a tracción con sus componentes como se indica en la figura 5:

- 1.- Cilindro hidráulico doble efecto
- 2.- Regulador de caudal unidireccional
- 3.- Válvula 4/3 tipo tándem - Doble control eléctrico
- 4.- Manómetro
- 5.- Válvula de seguridad
- 6.- Motor eléctrico
- 7.- Bomba unidireccional
- 8.- Filtro
- 9.- Depósito atmosférico

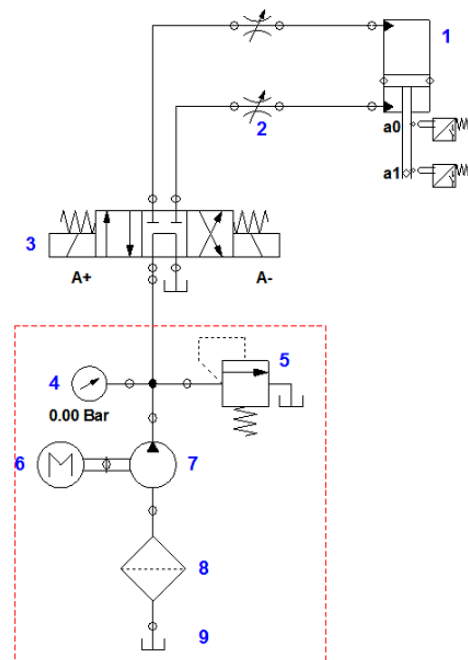


Figura 5. Circuito Hidráulico

El área del pistón del cilindro hidráulico es $2,12 * 10^{-3} \text{ m}^2$ donde la presión necesaria para generar 25151 N es 13,79 MPa, el caudal de 1,73 gal/m y la potencia del motor eléctrico sugerida basada en el caudal de la bomba hidráulica y la presión es de 2,02 HP~3HP

Sistema electrónico del banco de pruebas de resistencia estructural de alas

El sistema de medición de carga consta de una celda de carga, un amplificador de instrumentación, y el conversor A/D dentro de la tarjeta Arduino Leonardo.

Selección de las celdas de carga

De acuerdo a las cargas sobre la probeta de la distribución de fuerzas (Figura 2) se seleccionan las celdas de carga de 1000 lb y 500 lb que cumplen con los requerimientos del banco de pruebas y son las que se encuentra en el país.

Acondicionamiento de la señal de la celda de carga

La señal proveniente de la celda de carga no es suficiente para procesarla por lo que es

necesario amplificarla con un amplificador de instrumentación AD 620 y un conversor analógico/digital que cuenta el Arduino Leonardo.

Componentes del banco de pruebas

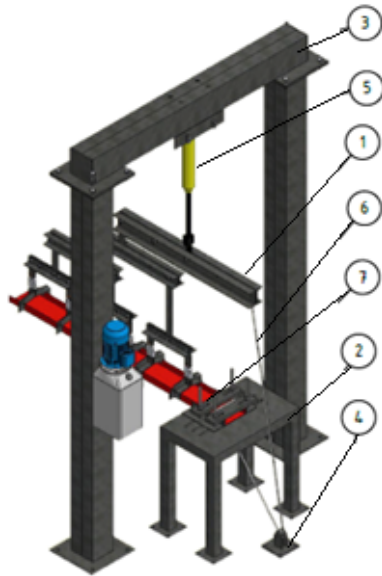


Figura 6. Componentes del banco

Tabla 1. Componentes del banco de pruebas

Nº DE PIEZA	ELEMENTO
1	DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS
2	MESA DE SUJECIÓN DE LA PROBETA
3	ESTRUCTURA DEL BASTIDOR
4	CONTRAPESO DE ANCLAJE
5	CILINDRO HIDRÁULICO
6	CABLE DE ANCLAJE
7	PROBETA DE PRUEBA

III. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas de resistencia estructural de alas fue diseñado para soportar una carga de 25151 N, sus valores ideales de funcionamiento oscilar entre 245 N a 28694 N dependiendo del material de la probeta de ensayo.

Ensayos de resistencia

Los ensayos de resistencia estructural son realizados sobre una sección rectangular de madera como se indica en la figura 7.

Tabla 2: Datos de la probeta

DATOS	
Base (b)	190 mm
Longitud (L)	1700 mm
Altura (h)	50 mm

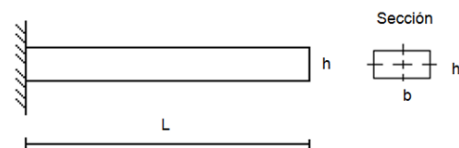


Figura 7: Probeta de madera

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

I: Momento de inercia de la sección transversal de la viga

Es necesario conocer el momento de inercia de la sección y las propiedades mecánicas de la probeta para el cálculo de la fuerza, reacción, esfuerzo cortante, momento flexionante y deflexión. El cálculo se desarrolló en función de una carga distribuida triangular como se indica en la figura 1.

Tabla 3: Propiedades mecánicas de la madera

PROPIEDADES MECÁNICAS	
Densidad	400 Kg/m ³
Módulo de elasticidad	de 9000 MPa
Resistencia a la tracción	a la 70 MPa

Fuente: (Castaño, En línea)

El análisis se desarrolló en las distancias de ubicación de las celdas de carga que se indican a continuación.

x: [0,14 0,49 0,69 1,04 1,24 1,59] m

Para las pruebas se tomó como referencia el peso de un avión UAV de 4410 N. La fuerza que se ejerce sobre el ala es de 2205 N en función del factor de carga 2G en condiciones

de vuelo con turbulencias que pueden afectar a la estructura alar

Prueba I al 1 G de carga

En esta prueba se consideró una carga de 1 G sobre el ala de 2205 N y la carga muerta de la distribución de fuerzas de 1445,7 N. Para poder determinar la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico es necesario sumar la fuerza sobre la probeta más la carga muerta de la distribución de fuerzas obteniendo 3650,7 N.

En la tabla 4 se puede observar los datos de la carga que debe soportar la probeta a 1G del peso del avión UAV.

Tabla 4: Fuerza y presión estimada para el ensayo

	PRESION CILINDRO	FUERZA CILINDRO	Σ FUERZA SENSORES	CARGA MUERTA
n	(Pa)	(N)	(Lb)	(N)
1 G	1,74X10 ⁶	3650,7	490	2179,63
				1445,7

La tabla 5 indica los valores de la carga distribuida obtenidas en las seis celdas de carga en Lb que se muestran en la pantalla de Excel en función del tiempo en la prueba a 3650,7 N.

Tabla 5: Fuerza en las celdas de carga

TABLA GENERAL DE VALORES OBTENIDOS EN EL TIEMPO						
	SENSOR1	SENSOR2	SENSOR3	SENSOR4	SENSORS	SENSOR6
t01	113	76	42	15	5	2
t02	127	91	55	30	14	5
t03	133	96	58	31	16	7
t04	152	112	76	43	26	14
t05	163	121	83	47	31	18
t06	167	124	85	52	33	22
t07	165	124	84	56	34	23
t08	168	126	88	56	36	25
t09	167	125	87	54	35	24
t10	166	125	86	54	35	24

En la tabla 6 se muestra los datos de las fuerzas obtenidas de las celdas de carga, las fuerzas cortantes, los momentos flexionantes y la deflexión en los seis puntos distribuidos a lo largo de la probeta. Estos resultados se utilizan para determinar las respectivas gráficas y el análisis de la prueba.

Tabla 6: Análisis de los resultados de la prueba

PUNTOS	DISTANCIA (m)	FUERZA CELDAS DE CARGA (N)	FUERZAS CORTANTES (N)	MOMENTOS (Nm)	DEFLEXION (m)
P0	0	-	-1852,684	1049,8541	0,000
P1	0,14	738,405	-1560,101	811,2523	0,001
P2	0,49	556,028	-938,586	378,5631	0,005
P3	0,69	382,547	-653,952	220,1640	0,009
P4	1,04	240,204	-279,249	61,4347	0,018
P5	1,24	155,688	-135,650	20,7996	0,023
P6	1,59	106,757	-7,757	0,2844	0,034

Distribución de fuerzas

En la figura 7 se observa la fuerza con respecto a la distancia obteniendo una gráfica que cumple con la distribución de fuerzas que sea mayor en el empotramiento y vaya disminuyendo hacia el extremo libre de la probeta de los datos de la tabla 7.

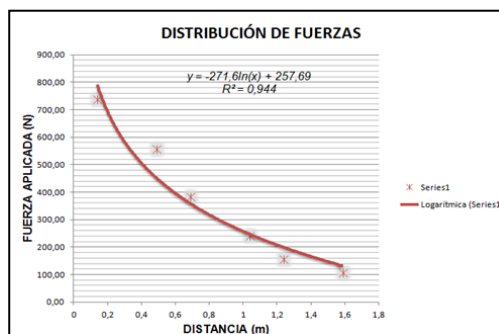


Figura 7: Distribución de fuerzas

Fuerzas cortantes

En la figura 8 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con un esfuerzo cortante de -1852,684 N y el punto P1 con -1560,101 N, debido al valor de su carga que se aplica en esa distancia.

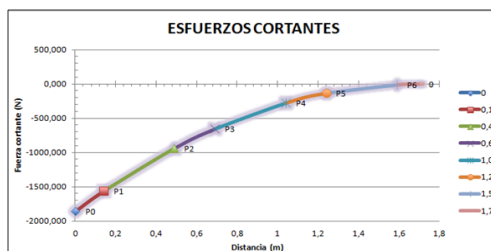


Figura 8: Diagrama de esfuerzos cortantes

Momentos flexionantes

En la figura 9 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con un momento flexionante de 1049,8541 Nm y el punto P1 de 811,2523, debido a la carga que se aplica en esas distancias.

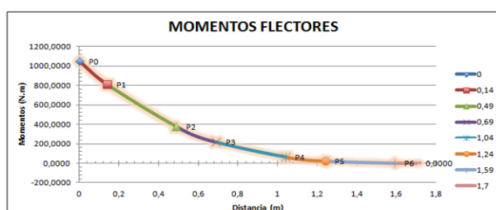


Figura 9: Momentos flexionantes

Deflexión

En la figura 11 se observa que la deflexión máxima sobre la probeta de madera a una carga de 3650,7 N se produce en el punto seis obteniendo un valor de 0,034m.

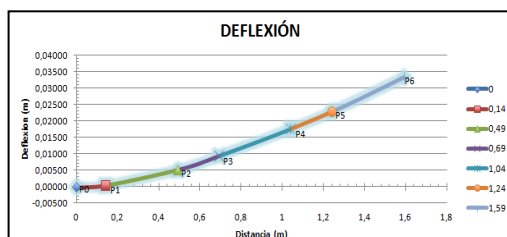


Figura 11: Curva de la deflexión

Prueba II a 2 G de carga

En esta prueba se consideró el peso del avión sobre una de las alas multiplicado por un factor de carga de 2 G que es 4410 N y la carga muerta de la distribución de fuerzas de 1445,7 N. Para poder determinar la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico es necesario sumar la fuerza sobre la probeta ms la carga muerta de la distribución de fuerzas obteniendo 5855,7 N.

En la tabla 12 se puede observar los datos de la carga que debe soportar la probeta a 2 G del peso del avión UAV.

Tabla 12: Fuerza y presión estimada para el ensayo

	PRESION CILINDRO	FUERZA CILINDRO	Σ FUERZA SENSORES	CARGA MUERTA	
n	(Pa)	(N)	(Lb)	(N)	
2G	12,8X10 ⁶	5855,7	1160	5159,94	1445,7

La tabla 13 se indica los valores de la carga distribuida obtenidos en las seis celdas de carga en la pantalla de Excel en función del tiempo de la prueba a 5855,7 N

Tabla 13: Fuerza en las celdas de carga

TABLA GENERAL DE VALORES OBTENIDOS EN EL TIEMPO						
	SENSOR1	SENSOR2	SENSOR3	SENSOR4	SENSOR5	SENSOR6
t01	66	41	8	1	-3	-2
t02	162	127	83	54	32	17
t03	225	182	132	101	66	55
t04	230	218	167	130	90	80
t05	230	241	193	151	105	97
t06	228	241	204	165	117	108
t07	228	241	218	173	124	117
t08	228	240	225	180	130	123
t09	228	241	230	186	135	125
t10	228	240	237	187	137	131

En la tabla 14 se muestra los datos de las fuerzas obtenidas de las celdas de carga, las fuerzas cortantes y momentos flexionantes en los seis puntos distribuidos a lo largo de la probeta.

Tabla 14: Análisis de los resultados de la prueba

PUNTOS	DISTANCIA (m)	FUERZA SENSORES (N)	FUERZAS CORTANTES (N)	MOMENTOS (Nm)	DEFLEXION (m)
P0	0	-	-4385,945	2485,3688	0,0000
P1	0,14	1014,19	-3693,300	1920,5157	0,0013
P2	0,49	1067,57	-2221,959	896,1902	0,0125
P3	0,69	1054,23	-1548,132	521,2045	0,0221
P4	1,04	831,82	-661,079	145,4373	0,0418
P5	1,24	609,41	-321,130	49,2399	0,0542
P6	1,59	582,72	-18,363	0,6733	0,0795

Distribución de fuerzas

En la figura 12 se observa la fuerza con respecto a la distancia obteniendo una gráfica que cumple con la distribución de fuerzas que sea mayor en el empotramiento y vaya disminuyendo hacia el extremo libre de la probeta.

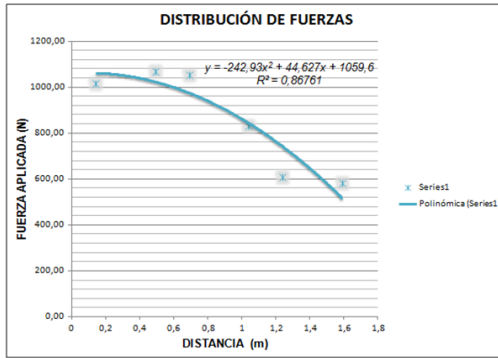


Figura 12: Distribución de fuerzas

Fuerzas cortantes

En la figura 13 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con esfuerzo cortante de -4385,945 N y el punto P1 con -3693,300 N, debido al valor de su carga que se aplica en esa distancia.

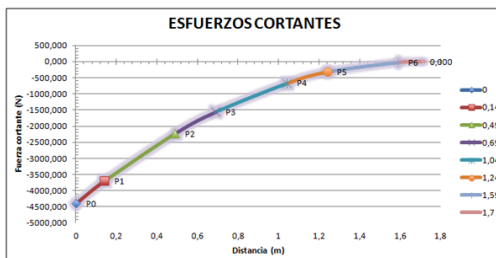


Figura 13: Diagrama de fuerzas cortantes

Momentos flexionantes

En la figura 14 determinamos que el punto más crítico es en el empotramiento P0 con un momento flexionante de 2485,3688 Nm y en el punto P1 de 1920,5157 Nm, debido a la carga que se aplica en esas distancias.

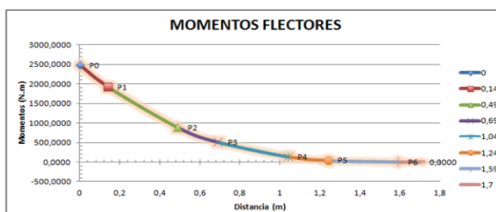


Figura 14: Diagrama de momentos flexionantes

Deflexión

En la figura 15 se observa que la deflexión máxima sobre la probeta de madera a una carga de 3683,18 N se produce en el punto seis obteniendo un valor de 0,0795 m.

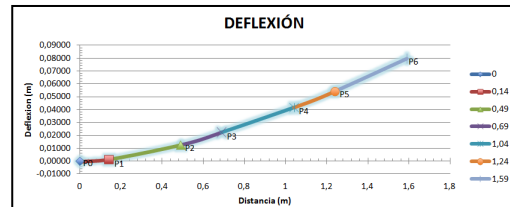


Figura 15: Curva de la deflexión

IV. CONCLUSIONES

- Al culminar el presente proyecto, se concluye que el banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas y alerones soporta las cargas establecidas en el diseño, que permite realizar las pruebas en probetas rectangulares que soportan una fuerza máxima de 25151 N y una longitud de 1700 mm garantizando su correcto funcionamiento.
- El banco de pruebas para ensayos de resistencia estructural de alas permite obtener los valores de carga en seis puntos sobre el ala para determinar los valores de esfuerzo cortante, momento flexionante y deflexión en función de una carga desde 490 N hasta una carga máxima de 25151 N distribuida sobre la probeta con el objetivo de indicar la mejor relación de resistencia sobre el peso del ala a un bajo costo.
- Los modelos matemáticos para el dimensionamiento de los elementos constitutivos del banco de prueba se comparó con el análisis de elementos finitos con un factor de seguridad mínimo de 2 para estructuras bajo cargas estáticas, lo que da una idea clara de que el banco de pruebas podría

trabajar con un rendimiento óptimo a la máxima carga.

- Los perfiles, tubo cuadrado y plancha de acero ASTM A36 utilizado en la construcción de la estructura del banco de pruebas ofrece las mejores características mecánicas, que permite un amplio margen de diseño de la estructura.

- El sistema hidráulico utilizado tiene una presión hidráulica de 13,79 MPa que genera una fuerza a tracción máxima de 25151 N necesaria para realizar las pruebas.

- El diseño de un módulo de control electrónico para el funcionamiento del banco de pruebas, se realizó en función de las necesidades de accionar la electroválvula que direcciona el aceite al cilindro hidráulico y el acondicionamiento de las celdas de carga.

V. BIBLIOGRAFÍA

- AISC. (2005). Manual of Steel Construction. 8th Edition. Chicago

- Coughlin & Driscoll, R. F. (1999), Amplificadores Operacionales y Circuitos Integrados Lineales. Mexico D.F.: Prentice Hall

- Creus, N. E. (2011). Hidraulica. Mexico D.F.: Alfaomega

- Megson, & Gordon, T. H. (2010). An Introduction to Aircraft Structural Analysis. London: ELSEVIER B.H.

- Saavedra, A. R. (1990). Manual del Piloto Privado (5° Edicion). Madrid-España: PILOT'S, S.A.Suministros Aeronáuticos

- Castaño, F. (En línea).Materiales Utilizados en la Industria Aeronautica. (Citado 12-10-2014) de:

<http://es.scribd.com/doc/140981268/Materiales-Utilizados-en-la-Industria-Aeronautica-Fernando-Castano-Membrives>

- INTERDEFENSA. UNASUR I. (Citado 15-12-2014) de:

<http://interdefensa.argentinaforo.net/t9239-el-entrenador-unasur-i-depura-sus-lineas>.

- THALES. Sistemas y soluciones para vehículos aéreos no tripulados. (Citado 20-10-2014) de:

https://www.thalesgroup.com/sites/default/files/asset/document/sistemas_y_soluciones_para_vehiculos_aereos_no_tripulados.pdf

VI. BIOGRAFÍA



César Sevillano, nació en Ibarra, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como asesor en mecánica automotriz.



Alexander Suarez, nació en Bolívar, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como asesor en mecánica automotriz.



Guido Torres, nació en Alausí, provincia de Chimborazo, Ecuador. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica de Riobamba-Ecuador y cuenta con un Magíster en Docencia y Administración Educativa en la Universidad Tecnológica Indoamérica de

Ambato-Ecuador, Magister en Gestión de Energía en la Universidad Técnica de Cotopaxi, Actualmente se desempeña como docente del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica en el área de Diseño y Mecánica Computacional de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga.



Mauricio Cruz, nació en Latacunga, Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, dispone estudios de Posgrado en Autotróica, Gestión de Aprendizaje Universitario, Docente Tiempo Parcial en la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE desde 2009. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica básica y manejo de software de dibujo asistido.

Registro de la publicación

Fecha recepción	06 Abril 2015
Fecha aceptación	06 Abril 2015
Revisado por	Ing. Guido Torres Ing. Mauricio Cruz

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS-ESPE

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores César Eduardo Sevillano Estrada y Alexander Rafael Suárez Castro bajo mi supervisión.

ING. GUIDO TORRES
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. MAURICIO CRUZ
CODIRECTOR DEL PROYECTO

ING. JUAN CASTRO
DIRECTOR DE LA CARRERA

DR. FREDDY JARAMILLO
SECRETARIO ACADÉMICO