

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD  
CATÓLICA**  
DEL PERÚ

### DISEÑO MECÁNICO DE UNA CABINA PARA UN SIMULADOR DE ENTRENAMIENTO DE VUELO

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

**SERGIO ERNESTO MALPARTIDA VALVERDE**

**ASESOR: Dr. Dante Elías Giordano**

**Lima, Diciembre de 2014**

## RESUMEN

En este proyecto se realizó el diseño mecánico de una cabina para el desarrollo de un simulador de vuelo. El simulador de vuelo consiste en un sistema que emule los movimientos de una aeronave y el manejo de ésta por parte de un piloto. Para ello, se planteó desarrollar un mecanismo paralelo de 6 GDL para emular los movimientos de la aeronave y diseñar una cabina en el que se encuentre el piloto y desde el cual éste pueda interactuar con el simulador.

El diseño de la cabina se llevó a cabo siguiendo la metodología que se da en la norma VDI 2225, para lo cual se plantearon diferentes alternativas que permitieron seleccionar los componentes que debe de haber en la cabina para el entrenamiento del piloto. De acuerdo con los componentes seleccionados se realizó el diseño de los soportes necesarios, los cuales consistieron en un soporte para los monitores del sistema visual y un panel de instrumentos.

Los cálculos de resistencia de la cabina se realizaron analíticamente usando modelos matemáticos simplificados y con la ayuda de un software de elementos finitos. Se realizaron los cálculos de esfuerzos de la cabina desde un sistema de referencia no inercial debido al movimiento acelerado de la cabina, en el que fue necesario agregar las fuerzas y momentos inerciales. El cálculo por elementos finitos se realizó usando el software ANSYS. De esta manera se determinó que los esfuerzos en la cabina debido a las aceleraciones máximas dadas por el mecanismo paralelo son menores a los admisibles, por lo que no fallará para estas condiciones de trabajo.

Se decidió usar plástico reforzado en fibra de vidrio como material de la cabina. Este es un material compuesto cuyas propiedades mecánicas se determinaron usando la norma británica BS 4994. Por otra parte, los soportes serán hechos de acero estructural ASTM A36. Finalmente se realizó una estimación de costos de la cabina en el que el costo total resultó S/.12,727.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO MECÁNICO DE UNA CABINA PARA UN SIMULADOR DE ENTRENAMIENTO DE VUELO

ÁREA : Diseño # 277

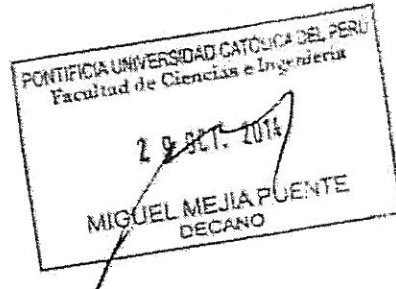
PROPUESTO POR : Dr. Dante Ángel Elías Giordano

ASESOR : Dr. Dante Ángel Elías Giordano

TESISTA : Sergio Ernesto Malpartida Valverde

CÓDIGO : 20080392

FECHA : 27 de octubre de 2014



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

Los simuladores de entrenamiento se han desarrollado en una amplia gama de aplicaciones, como es en el caso del sector aviación para mejorar las habilidades de sus pilotos, debido a que los vuelos reales son de alto riesgo sin un entrenamiento previo. Sin embargo estos desarrollos aún no están disponibles en el Perú, por lo que el entrenamiento de pilotos en simuladores se realiza fuera del país, lo que implica un alto costo de capacitación.

La principal característica que debe poseer un simulador para un piloto de aviación comercial, es reproducir lo mejor posible las diferentes condiciones que se requieren para el entrenamiento. Por esta razón estos simuladores deben tener un sistema mecánico, normalmente un mecanismo paralelo de seis grados de libertad para generar los movimientos, y una cabina en la que se ubicará el piloto para su entrenamiento. Esta cabina debe estar acondicionada con el equipamiento básico para la operación del simulador.

En este trabajo se propone el diseño mecánico de la cabina de un simulador 6 GDL para el entrenamiento de un piloto de aviación, incluyendo en la cabina los componentes necesarios para la instrucción del piloto, como son: panel de instrumentos, mandos del sistema, asiento del piloto, etc. Este trabajo comprenderá la revisión del estado del arte, la definición de las condiciones dinámicas y geométricas que la cabina debe satisfacer, la definición geométrica del cabina, los cálculos de diseño en los componentes de mayor relevancia, la selección de los componentes estandarizados, la elaboración de los planos para la fabricación de la cabina, y la estimación del costo de diseño y fabricación. Cabe resaltar que este trabajo no comprenderá el diseño del mecanismo de 6 GDL, ni un análisis completo de la dinámica del cabina, sin embargo en el cálculo se considerarán y estimarán fuerzas inerciales que puedan generar una condición crítica de carga. El análisis dinámico completo de la cabina, así como el diseño del mecanismo de 6 GDL, que en conjunto permitirán la optimización del desarrollo del simulador y el diseño del sistema de control, se realizarán en trabajos complementarios.

Con este trabajo se espera contribuir a que en nuestro país se puedan desarrollar este tipo de tecnologías para así tener un simulador de entrenamiento de vuelo eficiente, sin riesgos y de menor costo.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

“DISEÑO MECÁNICO DE UNA CABINA PARA UN SIMULADOR DE  
ENTRENAMIENTO DE VUELO”

1. Estado del arte
2. Diseño conceptual
3. Cálculos y selección de componentes
4. Planos y estimación de costos

Observaciones y recomendaciones

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

*Máximo: 100 páginas*

Dr. Dante Elías Giordano  
Asesor



**Dedicatoria:**

*A mis padres, Luis Malpartida y Luzmila Valverde, que me han apoyado en cada momento de mi vida y que me enseñan y aconsejan para ser una mejor persona. A mis hermanos, que en los buenos y malos momentos siempre están presentes. A mi abuelo Don Esteban y a mi tío Jorge, que en su estadía en este mundo dejaron huella en mí y vivirán por siempre en mis recuerdos. Y finalmente a mis profesores, compañeros y amigos de la universidad que me han acompañado en esta gran etapa que es la vida universitaria*

## ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO 1: ESTADO DEL ARTE.....</b>	<b>3</b>
1.1 Historia de los simuladores de vuelo.....	3
1.2 Estado actual de la tecnología en los simuladores de vuelo.....	5
1.2.1 Organización de modelos y sistemas en un simulador de vuelo.....	6
1.2.2 Sistema de movimiento.....	7
1.2.3 Sistema visual.....	9
1.3 Componentes necesarios dentro de una cabina de simulador de vuelo.....	10
1.3.1 Panel de instrumentos.....	10
1.3.2 Mandos de control.....	12
1.3.3 Asiento del piloto.....	13
1.4 Características constructivas de cabinas para simuladores.....	13
1.4.1 Recomendaciones ergonómicas.....	13
1.4.2 Materiales y fabricación usados en cabinas de simuladores de vuelo.....	16
1.5 Metodología y herramientas para el cálculo de resistencia.....	17
1.5.1 Método analítico.....	18
1.5.2 Simulación usando el método de elementos finitos.....	21
<b>CAPÍTULO 2: DISEÑO CONCEPTUAL.....</b>	<b>24</b>
2.1 Requerimientos y consideraciones para el diseño.....	24
2.2 Conceptos de Solución.....	27
2.2.1 Concepto de solución 1.....	28
2.2.2 Concepto de solución 2.....	29
2.2.3 Concepto de solución 3.....	30
2.3 Evaluación de los proyectos de solución.....	32
2.4 Proyecto de solución óptimo con dimensionamiento básico.....	34

<b>CAPITULO 3: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES.....</b>	<b>36</b>
3.1 Selección de componentes.....	36
3.1.1 Selección de monitores.....	37
3.2.2 Selección de joystick de volante y pedales.....	38
3.2 Cálculos preliminares y selección de material.....	40
3.2.1 Sistema de referencia no inercial.....	41
3.2.2 Determinación de las reacciones en la base de la cabina.....	43
3.2.3 Determinación de los esfuerzos máximos en la cabina usando métodos aproximados de cálculo en placas delgadas.....	48
3.2.4 Selección de material de la cabina y verificación de resistencia.....	55
3.2.5 Selección de material del soporte de los monitores y panel de instrumentos y verificación de resistencia.....	61
3.2.6 Determinación de las uniones a usar.....	73
3.3 Cálculo usando el método de los elementos finitos.....	80
3.3.1 Mallado del sólido y definición de las propiedades.....	80
3.3.2 Aplicación de cargas.....	83
3.3.3 Cálculo de los esfuerzos y representación de los resultados.....	87
<b>CAPÍTULO 4: PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS.....</b>	<b>91</b>
4.1 Planos.....	91
4.2 Determinación de los costos de los materiales a usar.....	92
4.3 Estimación de los costos de fabricación.....	94
4.4 Determinación de los costos totales de la cabina.....	95
<b>OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>96</b>
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>98</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>100</b>



## ÍNDICE DE ANEXOS

	Pág.
Anexo 1: Características técnicas de los monitores seleccionados.....	1
Anexo 2: Factor de seguridad $k_1$ recomendada por la norma BS4994 según el método de manufactura y gráfico usado para determinar el espesor de una lámina de acuerdo con la cantidad de fibra a usar.....	2
Anexo 3: Cálculo de la constante de rigidez del tornillo M12x50 y de la placa usada en la unión entre la base de la cabina y la plataforma de movimiento.....	3
Anexo 4: Esfuerzos obtenidos con el software de elementos finitos ANSYS para tres posiciones de la cabina.....	9

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Requerimientos cinemáticos típicos en una plataforma de movimiento.....	8
Tabla 2.1 Requerimientos para el diseño mecánico de la cabina.....	26
Tabla 2.2 Diagrama morfológico con alternativas de solución.....	27
Tabla 2.3 Tabla de evaluación técnica de proyectos preliminares.....	31
Tabla 2.4 Evaluación económica de los conceptos de solución.....	33
Tabla 3.1 Aceleraciones lineales, angulares y velocidades angulares máximas de la cabina.....	43
Tabla 3.2 Masa total y momentos de inercia de la cabina respecto al centro de masa.....	45
Tabla 3.3 Aceleraciones, velocidades, peso y momentos inerciales para diferentes posiciones de la cabina.....	47
Tabla 3.4 Fuerzas y momentos de reacción en la base de la cabina para diferentes valores de $\alpha$ , $\phi$ y $\theta$ .....	47
Tabla 3.5 Esfuerzos totales en x y en y, y equivalentes en los puntos críticos de la base de la cabina.....	55
Tabla 3.6 Propiedades mecánicas de una capa de <i>Mat</i> y una capa de <i>Woven roving</i> .....	58
Tabla 3.7 Resultados del Cálculo de resistencia de tornillos.....	78
Tabla 3.8 Resultados de los esfuerzos en el cordón de soldadura.....	79



Tabla 3.9 Datos estadísticos del mallado generado con el software ANSYS.....	82
Tabla 3.10 Aceleraciones y velocidades usadas para el cálculo de esfuerzos con el software para cuatro posiciones de la cabina.....	86
Tabla 3.11 Comparación de esfuerzos equivalentes obtenidos analíticamente y con el software.....	89
Tabla 3.12 Fuerzas de reacción en los puntos de unión de la cabina con el mecanismo paralelo.....	90
Tabla 3.13 Momentos de reacción en los puntos de unión de la cabina con el mecanismo paralelo.....	90
Tabla 4.1 Costo de fibra de vidrio a usar en la cabina.....	93
Tabla 4.2 Costo de fabricación de los soportes.....	94
Tabla 4.3 Costo de componentes seleccionados.....	95
Tabla 4.4 Costo Total de la cabina.....	95

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Primer simulador de vuelo.....	4
Figura 1.2 <i>Link Trainer</i> .....	4
Figura 1.3 Organización de un simulador de vuelo.....	6
Figura 1.4 Partes y movimientos lineales y angulares de la plataforma de Stewart.....	8
Figura 1.5 Movimiento angular de la plataforma.....	8
Figura 1.6 Sistema visual con tres pantallas.....	9
Figura 1.7 Sistema de proyección de imágenes con tres paneles.....	9
Figura 1.8 <i>Curved mirror projection system</i> .....	10
Figura 1.9 Panel de instrumentos mostrados en una pantalla.....	11
Figura 1.10 Instrumentos de simulación del panel de mandos.....	11
Figura 1.11 Ejemplo de controles secundarios de simulación.....	13
Figura 1.12 Dimensiones para el diseño de cabinas de avión comercial.....	14

Figura 1.13 Dimensiones recomendadas para el diseño de pantallas de información y mandos.....	15
Figura 1.14 Áreas de trabajo de Farley.....	15
Figura 1.15 Cabina hecha con estructura de aluminio y láminas de policarbonato.....	16
Figura 1.16 Cabina hecha de plástico reforzado con fibra de vidrio.....	17
Figura 1.17 Diagrama de fuerzas internas de una viga rígida en movimiento.....	19
Figura 1.18 Viga deformable en movimiento.....	20
Figura 1.19 Sistema equivalente de una viga en posición horizontal con movimiento vertical.....	20
Figura 2.1 Esquema de concepto de solución 1: Cabina con una pantalla que muestra los instrumentos de control y tres pantallas para el sistema visual.....	28
Figura 2.2 Esquema de concepto de solución 2: Cabina con réplicas de instrumentos reales y tres proyectores.....	29
Figura 2.3 Esquema de concepto de solución 3: Cabina con joystick de palanca y casco de realidad virtual.....	30
Figura 2.4 Diagrama de evaluación de proyectos según VDI 2225.....	33
Figura 2.5 Vista frontal y lateral del interior de la cabina del proyecto de solución óptimo con dimensionamiento básico.....	35
Figura 3.1 Disposición de monitores visto desde un plano superior.....	37
Figura 3.2 Saitek <i>Pro Flight Cessna Yoke System</i> .....	39
Figura 3.3 Saitek <i>Pro Flight Cessna Yoke System</i> con pinza de montaje.....	39
Figura 3.4 Pedales Saitek <i>Pro Flight Cessna Rudder Pedals</i> .....	40
Figura 3.5 Dibujo de la cabina en 3D.....	41
Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre con fuerza y momento inerciales.....	42
Figura 3.7 Sistema de referencia inercial XYZ y sistema de referencia no inercial xyz ubicado en el punto medio de la base de la cabina.....	43
Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre de la cabina visto desde el sistema no inercial..	44

Figura 3.9 Base inferior de la cabina sometido a fuerzas de reacción.....	48
Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre del panel de instrumentos.....	49
Figura 3.11 DCL de la base de la cabina visto desde el sistema no inercial.....	49
Figura 3.12 Descomposición de fuerzas y momentos aplicados a una cara de la cabina la cual se supone está empotrada en sus cuatro lados.....	50
Figura 3.13 Puntos críticos en las paredes de la cabina.....	51
Figura 3.14 Esfuerzos en placa rectangular empotrada en todos sus bordes sometidas a cargas $q$ uniformemente distribuidas.....	52
Figura 3.15 Viga empotrada sometido a un momento perpendicular al plano de la figura.....	53
Figura 3.16 Esfuerzos en placa rectangular empotrada en todos sus bordes sometidas a una carga distribuida decreciente.....	53
Figura 3.17 Mat o mantas para laminado manual de fibra de vidrio.....	56
Figura 3.18 Roving para bobinado o <i>Filament winding</i> .....	56
Figura 3.19 <i>Woven roving</i> de fibra de vidrio.....	57
Figura 3.20 Unión entre el panel de instrumentos y la base de la cabina usando una placa de acero embebida.....	60
Figura 3.21 Soporte de monitores.....	61
Figura 3.22 DCL del soporte de monitores.....	62
Figura 3.23 Diagrama de fuerzas normales, fuerza cortante en $x$ y momento flector en $z$ visto en el plano $xy$ .....	62
Figura 3.24 Diagrama de fuerza cortante en $z$ , momento flector en $x$ y momento torsor visto en el plano $xy$ .....	63
Figura 3.25 Panel de instrumentos.....	67
Figura 3.26 DCL y diagrama de fuerzas internas de la plancha inferior del panel.....	68
Figura 3.27 DCL y diagrama de fuerzas internas de un tubo del panel de instrumentos.....	71

Figura 3.28 Fuerzas producidas en los tubos debido a la torsión en la plancha inferior.....	72
Figura 3.29 Estructura base de la cabina que permite el acople con el mecanismo paralelo.....	73
Figura 3.30 Placa atornillada sometida a momento de torsión.....	74
Figura 3.31 Zonas que se generan en una placa atornillada cuando está sometida a flexión.....	76
Figura 3.32 Esfuerzos en el cordón de soldadura.....	78
Figura 3.33 Soldadura que une la placa con los perfiles angulares de la estructura base.....	79
Figura 3.34 Mallado de la cabina.....	81
Figura 3.35 <i>Engeneering data</i> del software con el material creado y sus propiedades mecánicas asignadas.....	82
Figura 3.36 Unión entre la parte inferior y frontal del panel en el que se usó el tipo de unión <i>Frictionless</i> .....	83
Figura 3.37 Soportes fijos ( <i>Fixed support</i> ) de la cabina.....	84
Figura 3.38 Uso del comando DCGOMGA para definir la aceleración angular del sistema.....	86
Figura 3.39 Cargas aplicadas a la cabina.....	87
Figura 3.40 Esfuerzos equivalentes obtenidos en el soporte de monitores, panel de instrumentos y en la base de la cabina.....	88
Figura 3.41 Esfuerzos equivalentes obtenidos en la estructura base.....	88

## INTRODUCCIÓN

Los simuladores de vuelo son dispositivos que recrean el vuelo de un avión y varios aspectos del entorno del vuelo. Es así que los simuladores de vuelo pueden reproducir fielmente los mandos y controles de las aeronaves, las situaciones por las que puede pasar en vuelo o en tierra, las maniobras de aterrizaje y despegue, condiciones meteorológicas, etc. De esta manera el piloto obtiene un alto grado de capacitación previo al vuelo real, lo que se traduce en un buen manejo de la aeronave y una gran disminución en el riesgo al pilotearlas por primera vez.

El uso de simuladores de vuelo en la actualidad tiene muchas ventajas. Una de ellas es que disminuye el riesgo en el entrenamiento de pilotos. Otra es que aumenta la seguridad de las operaciones en vuelo, ya que el piloto tiene un conocimiento previo de la aeronave que va a manejar. Asimismo, el instructor puede crear cualquier situación anormal o de emergencia en la aeronave simulada, de esta manera el piloto se entrena para estar preparado ante cualquier emergencia. Además, los simuladores ayudan en la investigación de características de la aeronave simulada para el mejoramiento en el diseño y en su desarrollo. Por otra parte, el uso de los simuladores resulta más económico debido a que reduce las horas de entrenamiento en una aeronave real, las cuales resultan más costosas.

En el Perú, las escuelas de pilotos no cuentan con simuladores de vuelo adecuados para el buen entrenamiento y capacitación de pilotos como son los simuladores de movimiento completo. Estos son simuladores que pueden imitar los movimientos del avión de acuerdo con las maniobras del piloto y con las condiciones de vuelo simuladas produciendo un mayor realismo y en consecuencia una mejor capacitación. La finalidad de este trabajo es ayudar en el desarrollo de un simulador de movimiento completo; para lo cual se ha planteado como primer paso el diseño de un mecanismo paralelo de 6 GDL, el cual será el responsable del movimiento del simulador, y el diseño de una cabina en el que se ubicará el piloto y desde la cual manejará el simulador. El presente proyecto tiene como finalidad realizar el diseño mecánico de la cabina

## Objetivo General

- Realizar el diseño mecánico de una cabina que contenga los componentes necesarios para el desarrollo del simulador de vuelo con capacidad para un solo piloto y que además pueda ser instalado sobre un mecanismo paralelo de 6 GDL el cual le otorgará los movimientos

## Objetivos Específicos

- Realizar el diseño conceptual en el que se determinen qué componentes poseerá la cabina que permita que el piloto interactúe con el simulador y distribuir éstos adecuadamente dentro de ella para una buena capacitación del piloto.
- Seleccionar los componentes y diseñar los soportes necesarios para éstos que permitan un fácil montaje.
- Seleccionar los materiales adecuados para la fabricación de la cabina, los cuales deben resistir los esfuerzos a los que serán sometidos, ser de bajo peso y de bajo costo.
- Realizar el cálculo y verificación de resistencia de la cabina, para lo cual se deben calcular los esfuerzos producidos por las aceleraciones lineales y angulares y velocidades angulares a los que será sometida la cabina por medio del mecanismo paralelo. Estos cálculos se realizarán analíticamente y con la ayuda de un software de elementos finitos con la finalidad de comprobar los resultados obtenidos.
- Diseñar una estructura base que permita un fácil montaje de la cabina a la plataforma de movimiento del mecanismo paralelo.
- Realizar una estimación del costo total que implicaría construir la cabina, en el que se incluyan costos de fabricación, costo de los componentes seleccionados, costo de diseño, costo de transporte y costo de montaje con la finalidad de determinar si es factible económicamente.



## CAPÍTULO 1

### ESTADO DEL ARTE

El presente capítulo aborda en el tema de los simuladores de vuelo en general, presentando una breve historia desde sus orígenes hasta la actualidad. Asimismo se realiza una descripción de la organización de los modelos matemáticos y sistemas usados en un simulador de vuelo y de la tecnología usada en la actualidad para luego abarcar el tema de las cabinas de los simuladores que es de lo que se trata esta tesis. Se describe como en la actualidad se construyen estas cabinas y se mencionan los métodos que se pueden usar para el cálculo de resistencia

#### 1.1 Historia de los simuladores de vuelo

Volar una aeronave sin conocimiento previo de cómo manejarlo siempre ha sido peligroso, es por ello que desde los inicios de la aviación diversos esquemas fueron usados para que los pilotos puedan entrenarse y aprender las técnicas de vuelo sin ser realmente aerotransportados. Es así que en 1909 se crea el primer intento de un simulador de vuelo para entrenar a los pilotos en el vuelo del monoplano Antoniette. Consistía en un asiento montado en un medio barril y dos ruedas montadas a la izquierda y derecha del piloto, para realizar las maniobras de cabeceo y alabeo. Se necesitaba de la ayuda de personal fuera de la cabina que asistía a los movimientos requeridos por el piloto bajo instrucción con largas varas de madera adjuntas al barril. La figura 1.1 muestra este primer entrenador de vuelo.



Figura 1.1 Primer simulador de vuelo<sup>1</sup>

Un buen número de dispositivos electromecánicos fueron probados durante la Primera Guerra Mundial y posteriormente. El más conocido es el “*Link Trainer*”, el cual se muestra en la figura 1.2, el que en 1930 sólo simulaba movimientos mecánicos, aunque posteriormente se le incluyeron instrumentos de control y fue utilizado por algunos países durante la Segunda Guerra Mundial e incluso después. Este consistía en una cabina de metal instalado en una plataforma de movimiento neumático accionado por fuelles inflables que proporcionan los movimientos de cabeceo y alabeo, y un motor eléctrico daba el movimiento de guiñada.

Figura 1.2 *Link Trainer*<sup>2</sup>

Más adelante, en 1940 las computadoras analógicas fueron usadas para resolver las ecuaciones de vuelo, dando lugar a los primeros simuladores electrónicos. En 1948, Curtiss-Wright desarrolló un simulador para el *Stratocruiser* de *Pan American*, el primer simulador de vuelo completo utilizado por una aerolínea. Aunque no simulaba movimiento ni vistas exteriores, la cabina entera y sus instrumentos funcionaban de forma que la tripulación lo encontró muy efectivo. El dispositivo proporcionaba formación a las tripulaciones de vuelo en los controles, ejercicios y procedimientos básicos de vuelo.

<sup>1</sup> [http://en.wikipedia.org/wiki/File:Antoinette\\_sim\\_1909.jpg](http://en.wikipedia.org/wiki/File:Antoinette_sim_1909.jpg). Revisado Junio del 2013

<sup>2</sup> <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Link-trainer-ts.jpg>. Revisado Junio del 2013

Los primeros sistemas visuales utilizaron un pequeño modelo de terreno físico mostrado en un tablero. El tablero modelo era iluminado, por lo general por una serie de tubos de luz fluorescente (para evitar ensombrecimiento), y una cámara en miniatura se movía sobre el modelo de terreno de acuerdo con los movimientos de control del piloto. El resultado eran imágenes proyectadas en una pantalla.

En 1954 General Precision Inc., posteriormente parte de Singer Corporation, desarrolló un simulador con movimiento el cual contenía una cabina dentro de un marco metálico. Este simulador proporcionaba 3 grados de libertad (cabeceo, balanceo y alabeo). En 1969 fueron desarrollados simuladores de aerolínea con actuadores hidráulicos controlando cada eje de movimiento. Los simuladores empezaron a ser construidos con seis ejes de movimiento (cabeceo, balanceo y alabeo para los movimientos angulares y movimientos horizontales, verticales y laterales).

A partir de este momento los mayores avances se realizaron en tecnologías de visualización. En 1972 Singer desarrolló una lente policromada utilizando un espejo esférico que proyectaba las vistas del exterior de la cabina. Esto mejoró sustancialmente la sensación de vuelo. Sin embargo solamente ofrecía un campo de visión de 28 grados. En 1976 se introdujeron las imágenes enfocadas. Hacia los 80 las imágenes proyectadas de alta definición se convirtieron en el estándar de los simuladores de aerolínea.

Hoy en día hay varias categorías de simuladores de vuelo utilizados para el entrenamiento de pilotos. Estas categorías van desde simples sistemas de entrenamiento hasta simuladores de vuelo de movimiento completo.

## **1.2 Estado actual de la tecnología en los simuladores de vuelo**

Los simuladores de vuelo son un conjunto de modelos y sistemas que se han ido desarrollando y mejorando con la finalidad de obtener un mayor acercamiento a la realidad y poder retratar con una mayor fidelidad el pilotar una aeronave. En consecuencia, las cabinas más modernas de los simuladores han ido incorporando más elementos lo que ha llevado a que éstas sean de un mayor tamaño y que su forma varíe dependiendo de los elementos que se encuentran en ella.

### 1.2.1 Organización de modelos y sistemas en un simulador de vuelo

El libro *Principles of Flight Simulator* de David Allerton da una visión general de las técnicas de simulación de vuelo. En este libro el autor describe los componentes con los que cuenta un simulador de vuelo y los organiza en modelos y sistemas los cuales se muestran en la figura 1.3.

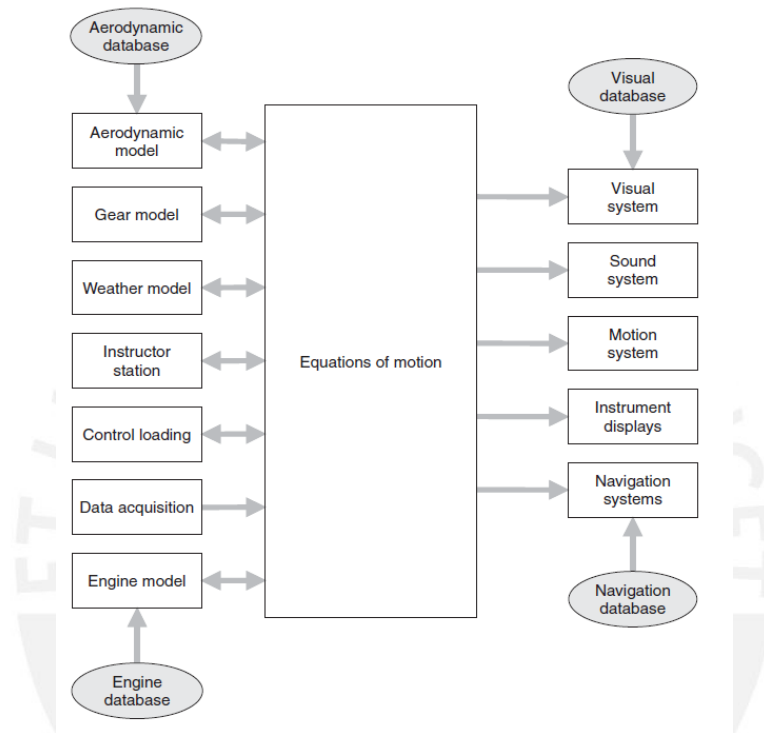


Figura 1.3 Organización de un simulador de vuelo [Allerton, 2009]

Esta organización tiene como punto central las ecuaciones de movimiento. Con ellas se calcula las variables que determinan el estado del avión simulado, es decir las fuerzas, los momentos, la actitud, la altitud, el rumbo y la velocidad; para lo cual toman las entradas provenientes de los controles del piloto, los vientos, las condiciones aerodinámicas y del motor, etc. Para ello los simuladores de vuelo cuentan con software adecuados que cuenta con modelos aerodinámico, meteorológico, de tren de aterrizaje, de control de carga y del motor; los cuales dependiendo de la situación que se está simulando otorgan las variables necesarias para determinar el estado del avión simulado.

El estado del avión simulado es sentido por el piloto gracias a los sistemas visuales, de sonido, de movimiento y los resultados como la velocidad, altitud, estado del motor son indicados en el tablero de instrumentos. El sistema visual proporciona un número

de canales de imágenes en tiempo real visto desde la posición de los ojos del piloto los cuales son mostradas en movimiento de acuerdo con el estado en el que se encuentra el avión. Por otro lado, el sistema de movimiento recoge la información de las aceleraciones y velocidades calculadas y reproduce los movimientos en la cabina de acuerdo con estos datos.

En este trabajo los sistemas más importantes en tener en cuenta para el diseño de la cabina son el sistema de movimiento y el sistema visual, ya que dependiendo de estos sistemas variarán las dimensiones, la forma y los elementos que compondrán la cabina. Es por este motivo que se analizará el estado actual de la tecnología para estos dos sistemas y no se tomarán en cuenta los demás sistemas y modelos, ya que pertenecen más a las áreas de electrónica e informática y no influyen en el diseño mecánico de la cabina.

### 1.2.2 Sistema de movimiento

El sistema de movimiento tiene como finalidad generar los desplazamientos, velocidades y aceleraciones en la cabina. Actualmente el sistema de movimiento más avanzado y que simula los movimientos del avión con mayor fidelidad es la plataforma de movimiento de Stewart. Esta plataforma cuenta con seis piernas hidráulicas operadas independientemente para ofrecer seis grados de libertad (6 GDL).

Una plataforma de movimiento sinérgico proporciona tres aceleraciones lineales: heave (verticalmente), sway (lateral) y surge (longitudinal) y tres aceleraciones angulares: pitch (cabeceo), roll (balanceo) y yaw (guiñada), como se muestra en la figura 1.4 dando lugar a la expresión “seis grados de libertad” o 6-GDL para describir la dinámica de movimiento de la plataforma. Estas señales de aceleración, combinando los movimientos lineales y angulares, son proporcionadas por actuadores conectados entre una plataforma móvil y una plataforma fija como base.

El desplazamiento angular y lineal de la plataforma está limitado por la longitud de la carrera de los actuadores. La figura 1.5 ilustra la conversión de accionamiento lineal en movimiento rotativo. En la figura 1.5a, la cabina se balancea mediante la ampliación del actuador lineal izquierdo. En la figura 1.5b, la cabina realiza un movimiento de cabeceo mediante la ampliación del actuador lineal delantero.

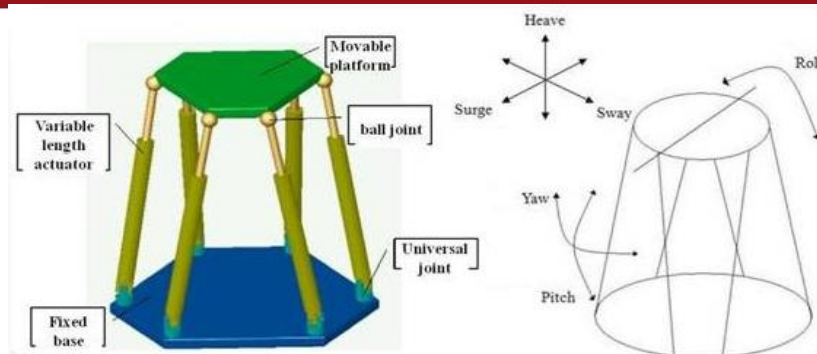


Figura 1.4 Partes y movimientos lineales y angulares de la plataforma de Stewart<sup>3</sup>

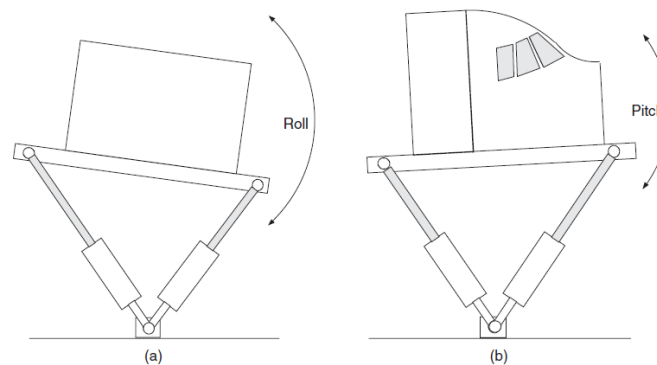


Figura 1.5 Movimiento angular de la plataforma. (a) Vista trasera. (b) Vista lateral [Allerton, 2009]

Los requisitos típicos de una plataforma de movimiento moderno para un simulador de vuelo se resumen en la Tabla 1.1. Los valores de la tabla son valores máximos que solo ocurren cuando se produce el movimiento en un solo eje. En situaciones en las que se produce el movimiento en dos ejes al mismo tiempo, hay una reducción significativa en el rendimiento de los ejes individuales, en términos de reducción del desplazamiento o de la velocidad del actuador.

Tabla 1.1 Requerimientos cinemáticos típicos en una plataforma de movimiento [Allerton, 2009]

Eje	Desplazamiento	Velocidad máx.	Aceleración máx.
Vertical	±34 in.	30 in./s	1 g
Lateral	±35 in.	35 in./s	1 g
Longitudinal	±35 in.	39 in./s	1 g
Alabeo	±33°	22 °/s	400 °/s <sup>2</sup>
Cabeceo	±35°	24 °/s	400 °/s <sup>2</sup>
Guiñada	±37°	28 °/s	400 °/s <sup>2</sup>

g: aceleración de la gravedad

<sup>3</sup> <http://ricardforner.blogspot.com/2011/07/paroca-10-plataforma-robotica-de-carga.html>



### 1.2.3 Sistema visual

El sistema visual es el sistema que otorga las imágenes en movimiento como aeropuertos, pista de aterrizaje, árboles, montañas, nubes, etc. Este sistema imita lo que el piloto vería si estuviera volando de verdad.

Se usan los siguientes sistemas visuales en simuladores de vuelo:

- Un monitor o pantalla: Las imágenes son emitidas a través de un monitor o pantalla.
- Tres o más monitores o pantallas: Muchos simuladores de vuelo usan 3 o más pantallas para tener una mayor visión del ambiente que rodearía la aeronave, ya que un solo monitor no es suficiente. La figura 1.6 muestra un simulador con tres pantallas.



Fig. 1.6 Sistema visual con tres pantallas<sup>4</sup>

- Proyector: En algunos simuladores se utilizan proyectores para emitir las imágenes, para lo cual se utiliza un tablero en donde se proyectan las imágenes, como se observa en la figura 1.7. Estos proyectores se ubican encima de la cabina y apuntan hacia el tablero. Se suelen usar tres proyectores para brindar un mayor alcance a las imágenes proyectadas.



Fig. 1.7 Sistema de proyección de imágenes con tres paneles [Betancourt, 2007]

<sup>4</sup><http://hotseatsim.com/Products/Allsimulators/tabid/299/agentType/View/PropertyID/69/Default.aspx>  
Revisado Junio del 2013

- Sistema de espejo curvo (*Curved mirror projection system*): La imagen es proyectada en una pantalla pequeña, la cual es reflejada y ampliada en un espejo curvo. Desde su posición el piloto observa la imagen proyectada en el espejo esférico. Este sistema se muestra en la figura 1.8

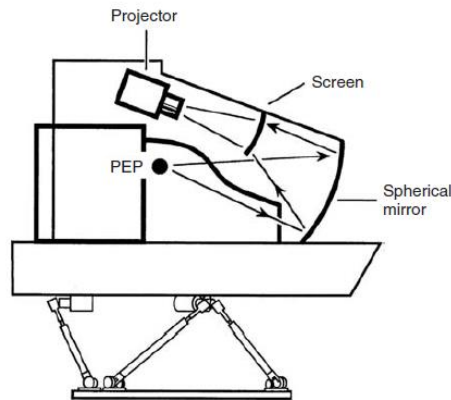


Fig. 1.8 *Curved mirror projection system* [Allerton, 2009]

- Casco de realidad virtual (*Helmet-mounted display*): Las imágenes se generan en un paquete de fibras y este cable de fibra óptica está unido al casco del piloto de modo que la imagen se proyecta directamente en los ojos del piloto a través de un pequeño sistema de lente óptica unida al casco o gafas.

### 1.3 Componentes necesarios dentro de una cabina de simulador de vuelo

La cabina de un simulador de vuelo contiene elementos que permiten que el piloto pueda entrenarse adecuadamente. Para el diseño mecánico de la cabina es necesario saber que componentes contendrá y como van estar distribuidos para de esta manera diseñar las estructuras y elementos necesarios y determinar el peso total que soportará la cabina.

#### 1.3.1 Instrumentos de control

Los instrumentos de control se refieren a aquella instrumentación que se ubica en el panel de mandos o de instrumentos de una aeronave y cuya finalidad es controlar en todo momento las condiciones de la aeronave, las condiciones atmosféricas, las comunicaciones con tierra, etc. Los instrumentos de control que se encuentran en el panel de mandos se clasifican en: instrumentos de vuelo, de navegación y los



relacionados con el motor. En los simuladores de vuelo se han encontrado tres formas de representar estos instrumentos en el panel de mandos de la cabina. Estas formas se muestran a continuación:

- Pantalla o *Display*: Los instrumentos de control se observan en una pantalla como se muestra en la figura 1.9. Se usa un software de simulación el cual transmite en la pantalla los instrumentos de control y las magnitudes que indican de acuerdo con el estado del avión simulado.
- Instrumentos de simulación del panel de mandos: Se pueden colocar también instrumentos de simulación que son instrumentos iguales en apariencia a los reales (figura 1.10), los cuales deben ser programados y conectados al software de simulación adecuadamente. Además se debe de realizar una calibración previa para su funcionamiento. Estos instrumentos se encuentran en el mercado con sus respectivos hardwares y software para su programación y se puede obtener todo el panel completo como también los instrumentos por separado.



Fig. 1.9 Panel de instrumentos mostrados en una pantalla<sup>5</sup>



Fig. 1.10 Instrumentos de simulación del panel de mandos<sup>6</sup>

- Instrumentos de simulación y *display*: En algunos casos no se pueden conseguir todos los instrumentos de simulación, por lo que se usa una combinación de

<sup>5</sup> <http://www.adevia.org/infraestructura.htm> Revisado Junio del 2013 Revisado Junio del 2013

<sup>6</sup> <http://www.simflight.com/2008/10/09/user-photos-of-cockpits-at-simkits> Revisado Junio del 2013

ambas opciones mencionadas anteriormente. Se usan los instrumentos que se pudieron conseguir y para los que no se consiguieron se usa un monitor con los instrumentos que falta. Además, en la actualidad muchas de las aeronaves utilizan un sistema electrónico de instrumentos de vuelo (EFIS), en el que algunos instrumentos son representados en una pantalla electrónica. Para simular estos casos se puede usar instrumentos de simulación y una pantalla.

### 1.3.2. Mandos de control

Los mandos de control son aquellos que permiten que el piloto pueda controlar el movimiento del avión. Se pueden clasificar en primarios y secundarios.

a) Controles principales: Son los que se utilizan para accionar las superficies de mando primarias de una aeronave los que producen los movimientos alrededor de sus ejes longitudinal, transversal y vertical en conjunto con los movimientos lineales.

Se tiene que para un simulador de vuelo se pueden usar los siguientes elementos para imitar el accionamiento de las superficies primarias de mando y en consecuencia el movimiento del avión:

- Un joystick de palanca: Se puede conectar un joystick de palanca al simulador de vuelo y realizar a través de este todos los movimientos del avión anteriormente mencionados.
- Un joystick de volante: Es similar al anterior solo que en vez de palanca es una volante.
- Joystick de volante y pedales de dirección: Se usa el joystick de volante para realizar el movimiento del simulador sobre su eje longitudinal y transversal; y los pedales para realizar el movimiento de guiñada sobre el eje vertical de igual manera como ocurre en un avión real.

b) Controles secundarios: Son aquellos que accionan las superficies aerodinámicas secundarias como son los *flaps*, *slats*, *spoilers*, etc. En esta sección también se va a incluir a los compensadores, varilla de gases, piloto automático, etc. Estos mandos pueden ser representados en el simulador de las siguientes maneras:

- Pantalla y teclado: Se puede usar una pantalla, que puede ser la misma que se usa para representar el panel de instrumentos, y un teclado para realizar la maniobra deseada. El piloto ingresará las entradas por medio del teclado y observará los mandos en la pantalla.
- Controles de simulación: Existen controles como switches, botones, palancas, etc que imitan a los controles reales de una aeronave. Estos son conectados al sistema de simulación como entradas. La figura 1.11 muestra un ejemplo de estos controles.



Fig. 1.11 Ejemplo de controles secundarios de simulación<sup>7</sup>

### 1.3.3 Asiento del piloto

El asiento del piloto puede ser cualquier asiento que se pueda instalar en el simulador. Este puede ser reclinable y contar con un mecanismo para ajustar la altura y la distancia como desee el usuario de acuerdo con su comodidad. Debe contar también con un cinturón de seguridad para evitar accidentes debido al movimiento de la cabina.

## 1.4 Características constructivas de cabinas para simuladores

Las cabinas de los simuladores de vuelo son construidas de diversas formas, para lo cual se deben de seguir algunas recomendaciones para el dimensionamiento de éstas. Pueden ser construidos de distintos materiales y fabricados de distintas formas. Estos aspectos para la construcción de cabinas se muestran en el presente subcapítulo.

### 1.4.1 Recomendaciones ergonómicas

La forma y las dimensiones de la cabina van a depender mucho de las consideraciones ergonómicas del piloto. Estas recomendaciones ergonómicas tienen

<sup>7</sup> <http://www.adevia.org/infraestructura.htm> Revisado Junio del 2013

como objetivo aumentar la efectividad y eficiencia de las actividades relacionadas al trabajo, en este caso el manejo del simulador por el piloto. El piloto dentro de la cabina se ubicará en un asiento y desde ahí manejará al simulador mediante mandos y observará los instrumentos de control y las imágenes proyectadas por el sistema visual durante su entrenamiento con el simulador. Las dimensiones del panel de mandos, las distancias de separación del asiento del piloto y el panel de mandos, la altura del asiento, la ubicación de los mandos, etc se determinarán siguiendo algunas recomendaciones ergonómicas.

El libro *Synthesis of Subsonic Airplane Design* de Torenbeek da algunas distancias y dimensiones usadas en el diseño de aeronaves, las cuales fueron determinadas de acuerdo con la ergonomía del piloto. La figura 1.12 muestra estas dimensiones. Se debe tener en cuenta que estas recomendaciones son dados para el diseño de cabinas de aeronaves comerciales, las cuales van ser usadas por pilotos que pasarán varias horas manejando el avión. Este trabajo consiste en el diseño de cabina para un simulador, por lo que se tendrá en cuenta estas recomendaciones pero no serán una exigencia en el diseño.

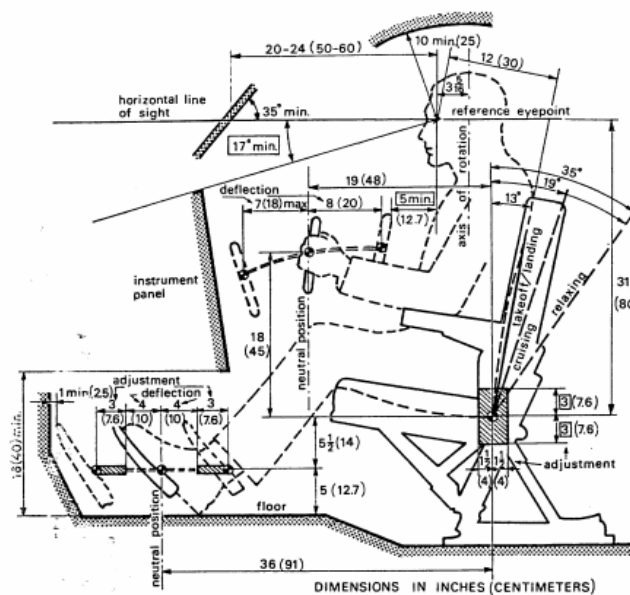


Figura 1.12 Dimensiones para el diseño de cabinas de avión comercial [Torenbeek,1976]

Las pantallas de información y los mandos desde el punto de vista ergonómico deben ser tal que reduzcan al mínimo la fatiga y permitan un fácil acceso. Para ello se recomiendan algunas dimensiones como las mostradas en la figura 1.13. En esta figura se muestran las distancias recomendables entre los mandos y el operario, el

rango de visión que permiten un mejor aprovechamiento, la altura del asiento y del tablero de mandos, etc.

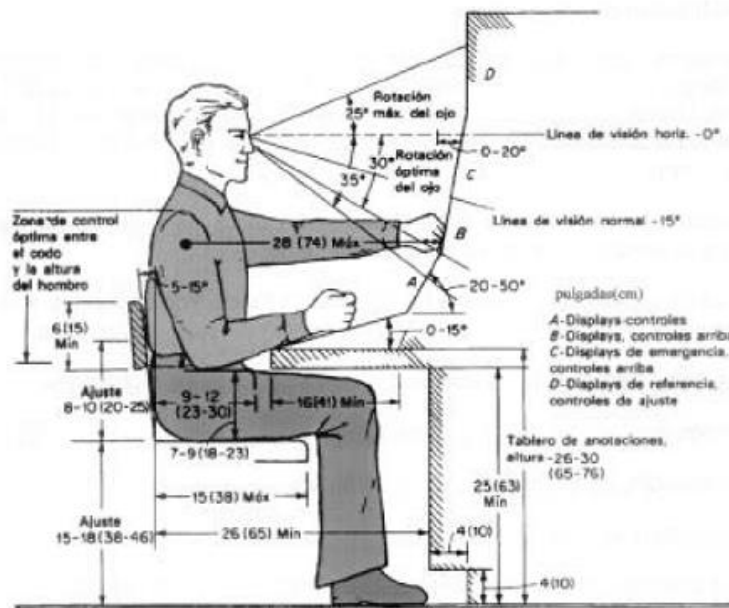


Figura 1.13 Dimensiones recomendadas para el diseño de pantallas de información y mandos<sup>8</sup>

Por otro lado, la figura 1.14 muestra las áreas de trabajo de Farley que clasifica las áreas de trabajo en área máxima y normal. Las medidas de estas áreas son diferentes para hombres y mujeres según Farley.

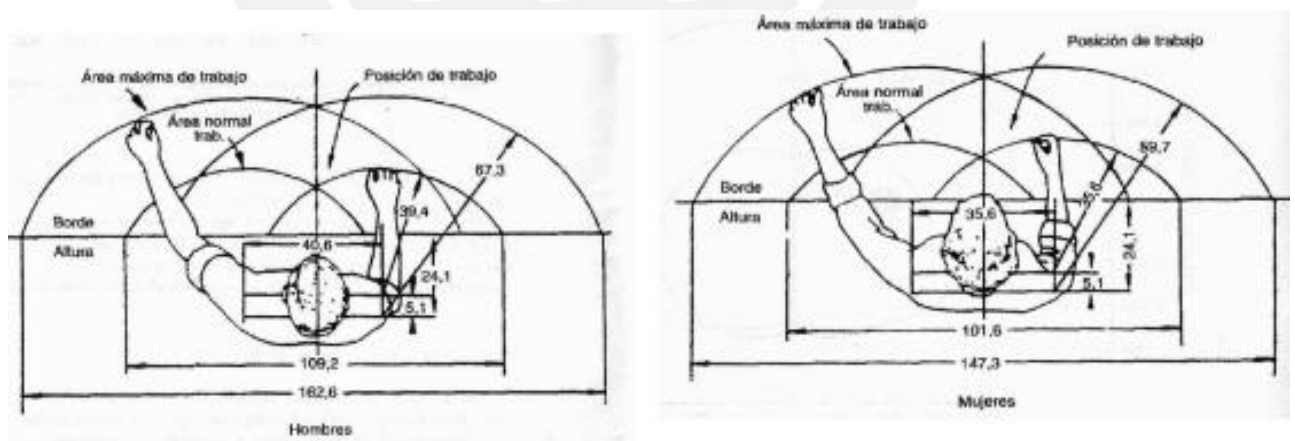


Figura 1.14 Áreas de trabajo de Farley<sup>9</sup>

<sup>8</sup> <http://tecnicopreencionista2010.files.wordpress.com/2010/07/preparacion-de-examen-de-ergonomia.pdf>  
 Revisado Junio del 2013

<sup>9</sup> <http://tecnicopreencionista2010.files.wordpress.com/2010/07/preparacion-de-examen-de-ergonomia.pdf>  
 Revisado Junio del 2013



#### 1.4.2 Materiales y fabricación usados en cabinas de simuladores de vuelo

Los siguientes son ejemplos de materiales y formas de fabricación de cabinas de simuladores usados actualmente

A. Cabinas de aeronaves reales: Algunos simuladores de vuelo usan cabinas de aeronaves reales, para ello cuentan con partes de una aeronave de los cuales toman los elementos que corresponden a la cabina y la reconstruyen si es necesario. Esto es usado si la obtención de una cabina de aeronave es fácil de adquirir o ya se cuenta con una. En algunos casos se adquiere una aeronave que ya no se usa y se corta la parte que corresponde a la cabina para usarlo en un simulador de vuelo.

B. Estructura de aluminio con láminas de material sintético: Las cabinas también pueden ser hechas de una estructura de aluminio entre las cuales se ubican láminas de material sintético como policarbonato como se muestra en la figura 1.15. El aluminio es un material de baja densidad, alta resistencia a la corrosión, buena resistencia mecánica y fácil de mecanizar. Por otro lado, el policarbonato posee buena resistencia a los impactos y también es fácil de mecanizar, lo que hace que sea un buen complemento para el aluminio. Los perfiles de aluminio pueden ser cortados con una sierra eléctrica o con un soplete a la medida deseada y pueden ser unidos mediante soldadura o uniones atornilladas.



Figura 1.15 Cabina hecha con estructura de aluminio y láminas de policarbonato [Coiro, 2007]

C. Estructura de madera: La madera es otro material usado mucho en construcción. Sus propiedades mecánicas dependen del árbol del cual fueron obtenidos y además varían de acuerdo con el grado de humedad que presentan. A medida que aumenta la humedad disminuye la resistencia. La madera es fácil de mecanizar y de bajo costo; sin embargo, se debe tener en cuenta su resistencia ya que no es muy alta. La madera

también puede ser cortada con una sierra y para su unión se usan clavos, tornillos o un pegamento especial resistente como la cola blanca o también llamado vinílica.

D. Cubierta de plástico reforzado con fibra de vidrio: Este es un material compuesto, formado por una matriz de plástico o resina reforzada con fibras de vidrio. La fibra puede colocarse como una o varias mallas superpuestas, en una dirección o en direcciones perpendiculares, en función de los esfuerzos a los que tenga que estar sometido el material.

Entre sus características destaca que es un material ligero y resistente, rígido, con buen comportamiento frente a la corrosión y al desgaste, y buen aislante térmico, acústico y eléctrico. Además de su buena resistencia y bajo peso, es fácil de moldear; por lo que se le pueda dar muchas formas. La figura 1.16 muestra una cabina hecha de este material.



Figura 1.16 Cabina hecha de plástico reforzado con fibra de vidrio<sup>10</sup>

### 1.5 Métodos y herramientas para el cálculo de resistencia

La cabina tendrá que soportar el peso del piloto y de los componentes dentro de ella y además estará sometido a velocidades y aceleraciones otorgadas por el mecanismo paralelo, por lo que es necesario realizar un cálculo de los esfuerzos para determinar si la cabina resistirá. Debido al movimiento de la cabina se deberá realizar un análisis dinámico que permita calcular los esfuerzos. A continuación se muestran los métodos usados para el análisis dinámico de estructuras y que se pueden aplicar para el cálculo de los esfuerzos de la cabina.

<sup>10</sup> <http://www.balticaa.com/es/instalaciones-y-servicios/simuladores-de-vuelo-completo-ffs/boeing-747-simulador-de-vuelo-completo-ffs> Revisado Junio del 2013



### 1.5.1 Método analítico

Las fuerzas internas que actúan sobre los componentes de una estructura dependen de los desplazamientos o deformaciones específicas. Cuando se quiere conocer una fuerza en función de la deformación se procede en primer término a calcular la deformación, y luego por medio de la ley de Hooke, se obtienen los esfuerzos. La esencia del problema dinámico es evaluar los desplazamientos de la estructura en cada instante de tiempo, y a partir de ellos proceder a determinar los esfuerzos mediante las expresiones de la ley de Hooke o ley constitutiva del material, sin distinguir entre un problema dinámico de otro estático.

En el análisis dinámico es necesario introducir dos tipos de fuerzas que no ocurren en el caso estático: i) Las fuerzas de inercia asociadas a la propiedad de inercia de la masa de la estructura y de los componentes o partes no estructurales, y ii) Las fuerzas de disipación de energía por diversos tipos de mecanismo de fricción. La ecuación de equilibrio dinámico, también conocida como ecuación de movimiento está dada por la ecuación (1) donde  $P(t)$  son las fuerzas exteriores,  $KU$  las fuerzas internas elásticas,  $M\ddot{U}$  las fuerzas de inercia y  $C\dot{U}$  las fuerzas disipativas.  $K$  es la constante de rigidez del material,  $M$  la masa,  $C$  es la constante de disipación,  $U$  es el desplazamiento,  $\dot{U}$  es la velocidad y  $\ddot{U}$  la aceleración.

$$KU = P(t) - M\ddot{U} - C\dot{U} \dots (1)$$

En el cálculo del desplazamiento  $U$  es necesario conocer la fuerzas exteriores aplicadas, sin embargo en el análisis dinámico de la cabina las fuerzas exteriores serían las aplicadas por el mecanismo paralelo, las cuales son desconocidas. Para ello se realizará un análisis dinámico por movimiento de apoyo, en el cual la excitación dinámica está definida a través de imponer el desplazamiento  $U$  (o equivalentemente la aceleración) de ciertos grados de libertad. Naturalmente, cuando los desplazamientos de ciertos grados de libertad son conocidos, las fuerzas a aplicar en esos nudos para imponer dichos desplazamientos son en general desconocidas. En tal caso esas fuerzas constituyen las reacciones que genera el movimiento de apoyo aplicado.

Caso de una viga "rígida" simplemente apoyada: En la viga simplemente apoyada de la figura 1.17 se considera que el apoyo A se desplaza verticalmente en el tiempo

según la función  $U_A(t)$ . Si la viga fuese rígida, es decir que no se deforma bajo cargas transversales, el desplazamiento de cada masa sería proporcional a  $U_A(t)$  y a la distancia  $X_i$  de dicha masa al apoyo B. Una distribución similar en el espacio tiene la velocidad y la aceleración de cada masa. Como resultado de ese desplazamiento del apoyo, la viga resulta sometida a tensiones internas asociadas a los momentos flectores y esfuerzos cortantes originados por las fuerzas de inercia. Los esfuerzos internos están representados en las figuras 1.17 d y 1.17 e.

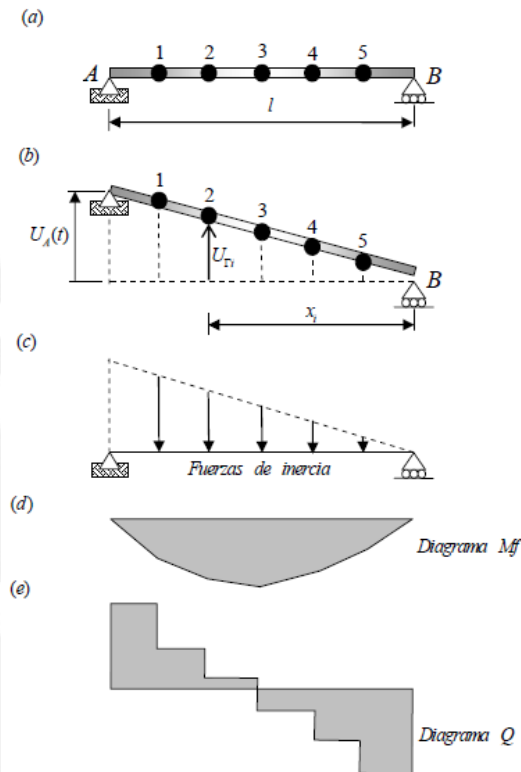


Figura 1.17 Diagrama de fuerzas internas de una viga rígida en movimiento<sup>11</sup>

Caso de una estructura isostática deformable sin amortiguamiento: Se ilustra el planteo general basado en el método de rigidez desarrollando el ejemplo de la figura 1.18, con la siguiente notación:

$U_T$ : Desplazamiento total

$U$ : Desplazamiento relativo al movimiento de cuerpo rígido

$U_T$ : Desplazamiento asociado al movimiento de cuerpo rígido

<sup>11</sup> [http://soneromijaragual.net.au.net/web\\_documents/dinamica.pdf](http://soneromijaragual.net.au.net/web_documents/dinamica.pdf) Revisado Junio 2013

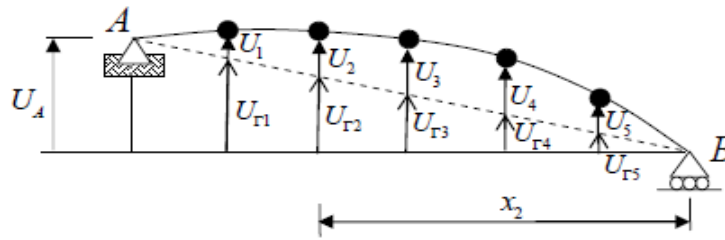


Figura 1.18 Viga deformable en movimiento<sup>12</sup>

Se tiene que no hay otras cargas exteriores que no sean las reacciones de los apoyos y se está considerando que no hay amortiguamiento, por lo que de la ecuación (1) los componentes  $P(t)$  y  $C\dot{U}$  serían nulos. De esta manera la ecuación general de equilibrio dinámico está dada por la ecuación (2).

$$KU_T + M\ddot{U}_T = 0 \dots (2)$$

El desplazamiento total será  $U_T = U + U_\Gamma$ , por lo que la ecuación (2) puede descomponerse de la siguiente manera  $KU_T + KU + M\ddot{U}_\Gamma + M\ddot{U} = 0$

Además por tratarse de un desplazamiento de cuerpo rígido la expresión  $KU_\Gamma$  es igual a cero, por lo que la expresión anteriormente mencionada se puede escribir de la siguiente manera

$$KU + M\ddot{U} = -M\ddot{U}_\Gamma \dots (3)$$

Las ecuaciones de movimiento de un cuerpo deformable sometido a desplazamiento de apoyo tienen igual forma que las del sistema sin desplazamiento de apoyo pero sometido a cargas equivalentes ( $-M\ddot{U}_\Gamma$ ). Estas cargas equivalentes representan el vector excitación debido al movimiento de apoyo. La figura 1.19 muestra el sistema equivalente de un sistema con movimiento de apoyos.

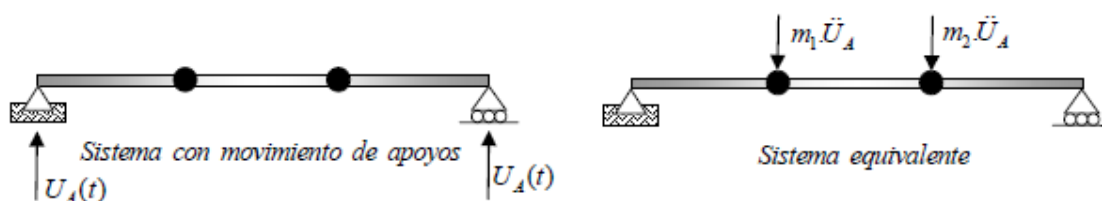


Figura 1.19 Sistema equivalente de una viga en posición horizontal con movimiento vertical<sup>13</sup>

<sup>12</sup> [http://soneromijaragual.netau.net/web\\_documents/dinamica.pdf](http://soneromijaragual.netau.net/web_documents/dinamica.pdf) Revisado Junio 2013

<sup>13</sup> [http://soneromijaragual.netau.net/web\\_documents/dinamica.pdf](http://soneromijaragual.netau.net/web_documents/dinamica.pdf) Revisado Junio 2013

En las estructuras rígidas se ha visto que las fuerzas de inercia asociadas al movimiento de cuerpo rígido ( $-M\ddot{U}_T$ ) pueden ser consideradas como cargas exteriores, mientras que las fuerzas de inercia asociadas a las deformaciones inducidas ( $M\ddot{U}$ ) pueden ser despreciadas. Sin embargo, si las deformaciones inducidas resultaran que varían bastante con el tiempo, entonces contribuirían significativamente a las fuerzas de inercia y sería necesario incluir esos términos adicionales de inercia.

### 1.5.2 Simulación usando el método de elementos finitos

La simulación de procesos es una de las más grandes herramientas de ingeniería, la cual se utiliza para representar un proceso mediante otro, lo que lo hace mucho más simple. Esta simulación, en algunos casos, es casi indispensable debido a que en algunas disciplinas, que utilizan con mayor frecuencia este tipo de metodología como la física, matemáticas o ingeniería, no les es posible obtener soluciones a partir de expresiones analíticas.

La diferencia principal entre el método analítico y el de elementos finitos, es la forma en que éstos perciben la estructura durante el procedimiento para llegar a la solución. El método analítico considera la estructura como un continuo, cuyo comportamiento está gobernado por ecuaciones diferenciales ordinarias. El método de los elementos finitos consiste básicamente en dividir el continuo en un número finito de elementos, es decir discretizar el continuo y resolver cada uno de los elementos de las ecuaciones del sistema para después ensamblar la solución total.

El cálculo por el método de elementos finitos se realiza a través de un software de elementos finitos en el cual el análisis puede ser resumido en tres actividades: preproceso, cálculo y postproceso

- Preproceso, consiste en la definición de la geometría, generación de la malla, las condiciones de contorno y asignación de propiedades a los materiales y otras propiedades.
- Cálculo, se generan las ecuaciones y se resuelven las incógnitas necesarias.

---

<sup>13</sup> [http://soneromijaragual.net.au.net/web\\_documents/dinamica.pdf](http://soneromijaragual.net.au.net/web_documents/dinamica.pdf) Revisado Junio 2013

- Postproceso, se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos, y en ocasiones se aplican operaciones de suavizado, interpolación e incluso determinación de errores de aproximación. Los resultados obtenidos son tratados para obtener representaciones gráficas.

Este método en realidad involucra durante todo el proceso de análisis siete pasos, de los cuales cinco, I-II-IV-V-VII, requieren de la participación del usuario, y los otros dos son desarrollados por el software automáticamente. A continuación se explican estos siete pasos.

- I. Discretizar o modelar la estructura: Se divide la estructura en elementos finitos y se genera la malla. Este es uno de los pasos más importantes para determinar la exactitud de la solución del problema
- II. Definición de las propiedades de los elementos: En este paso el usuario debe definir las propiedades de los elementos y seleccionar el tipo de elemento que es el más apropiado para modelar el sistema físico.
- III. Ensamble de las matrices de rigidez: La matriz de rigidez de un elemento consiste de coeficiente que pueden ser derivados a partir del equilibrio, del método de energía o de otro. La matriz de rigidez del elemento relaciona los desplazamientos nodales a las fuerzas aplicadas en los nodos. El ensamble de las matrices de rigidez de los elementos implica la aplicación de equilibrio para la estructura completa.
- IV. Aplicación de cargas: En este paso se deben de suministrar todas las cargas que son aplicadas exteriormente, estas cargas pueden ser concentradas, distribuidas, momentos, etc.
- V. Definición de condiciones de frontera: Deben de proveerse las condiciones de soporte, es decir, algunos desplazamientos nodales deben ser colocados en valores conocidos.
- VI. Solución del sistema de ecuaciones algebraicas lineales: A través de las ecuaciones se calculan los desplazamientos.
- VII. Cálculo de los esfuerzos: Además de los esfuerzos se pueden calcular las reacciones, modos, vibraciones u otra información pertinente. Finalmente, se representan los resultados gráficamente.

Algunos softwares de elementos finitos son los siguientes:

- ANSYS: Posee un procesador de elemento finito para la solución de problemas mecánicos que incluye: análisis de estructuras dinámicas y estáticas (ambas para problemas lineales y no-lineales), análisis de transferencia de calor y fluidodinámica, y también problemas de acústicas y de electromagnetismo. Su integración permite la asociación con programas más avanzados de CAD.
- COMSOL Multiphysics (antes conocido como FEMLAB): Es un paquete de software de análisis y resolución por elementos finitos para varias aplicaciones físicas y de ingeniería, especialmente fenómenos acoplados, o multifísicos. COMSOL Multiphysics también ofrece una amplia y bien gestionada interfaz a MATLAB y sus *toolboxes* que proporcionan una amplia variedad de posibilidades de programación, preproceso y postproceso.
- ADINA: Incluye una interfaz gráfica de usuario (conocido como la interfaz de usuario ADINA o AUI) con un modelador de sólidos, ADINA-M, para los pre y post-procesamiento de las tareas. La AUI se puede utilizar para importar modelos sólidos, y los modelos de elementos finitos en formato Nastran, que proporciona una interfaz a muchos paquetes de CAD y CAE.
- Femap: Se ejecuta en Microsoft Windows y dispone de importación CAD.
- Extreme Loading for Structures (ELS): Software para análisis estructural de tipo dinámico no lineal, sísmico, explosiones, colapso progresivo de estructuras, impactos, etc.



## CAPÍTULO 2

### DISEÑO CONCEPTUAL

El diseño conceptual es el concepto de solución a partir del cual se desarrolla el diseño mecánico. Para obtener el concepto de solución óptimo, primero se debe plantear correctamente el problema a través de una serie de requerimientos y consideraciones que se deben de cumplir. Luego se plantean varias alternativas de solución a los problemas planteados, de tal manera de obtener varios conceptos de solución, los cuales son comparados siguiendo algunos criterios que dependen también de los requerimientos planteados.

Se usará el procedimiento de la norma VDI 2225 para la obtención del concepto de solución óptimo. Debido a que lo que se va a diseñar no es una máquina no será necesario realizar una estructura de funciones, entonces se realizará solo una matriz morfológica para determinar los conceptos de solución y finalmente se realizará una evaluación técnica y económica para determinar el concepto de solución óptimo.

#### 2.1 Requerimientos y consideraciones para el diseño

La cabina es el lugar donde va a ir ubicado el piloto y que va a permitir la interacción entre éste y el simulador de vuelo durante el entrenamiento. Por ello debe contar con un panel de instrumentos que indiquen el estado del avión simulado, mandos que permitan maniobrar el simulador, un adecuado sistema visual que emite las imágenes



del entorno simulado y un asiento en donde se ubique el piloto. Con respecto al panel de instrumentos se diseñará un panel en el que se ubicarán componentes que puedan simular adecuadamente los instrumentos de vuelo, navegación y los indicadores del motor. Por otro lado, los mandos en la medida de lo posible deben representar de la manera más fiel a los usados en una aeronave real.

La cabina del simulador de vuelo tendrá capacidad para un piloto, por lo cual se contará con un solo asiento. Este asiento estará ubicado al interior en la parte posterior, y al frente de éste se ubicarán los mandos, los instrumentos de control y un adecuado sistema de visualización que será determinado posteriormente. Las distancias de éstos componentes con respecto del asiento donde se ubicará el piloto se determinaron siguiendo las recomendaciones ergonómicas planteadas en el Capítulo 1. Es así que se consideran las siguientes distancias tomando como recomendaciones las dadas por Torenbeek [TORENBEEK, 1976].

- La distancia entre el asiento y los pedales son de 91 cm.
- La altura de ubicación de los pedales es de 12 cm.
- La altura del asiento es de 27 cm
- La altura del tablero de instrumentos es mínimo de 40 cm
- La distancia entre el asiento y el volante en posición neutral es de 48 cm

Otras dimensiones como la distancia entre el asiento y el panel de instrumentos pueden ser determinados a partir de la figura 1.13 del capítulo 1 que da una distancia de 74 cm como recomendada. Por otra parte, con respecto al rango de visión, de acuerdo con la figura 1.13 se tiene que el límite máximo de información superior es de  $25^\circ$  y el límite inferior recomendado de  $35^\circ$  debajo de la línea horizontal, siendo la zona óptima la ubicada entre la línea horizontal y un límite de  $30^\circ$  hacia abajo. Torenbeek para el diseño de la ventana de la aeronave toma un rango de visión de  $20^\circ$  hacia arriba y  $17^\circ$  hacia abajo. Tomando ambas recomendaciones se realizan las siguientes consideraciones:

- El rango de visión para el sistema visual a usar será de  $25^\circ$  como límite superior y  $17^\circ$  hacia abajo como límite inferior.
- El panel de instrumentos se observará a partir de los  $17^\circ$  hacia abajo.

Con respecto al peso del piloto se considerará un peso máximo de 100 kg. La cabina, incluyendo todos los componentes en su interior pesará como máximo 200 kg, por lo que sumando el peso máximo del piloto daría un total de 300 kg aproximadamente. Debido a este peso y al movimiento de la cabina se producirán fuerzas de inercia las cuales producirán esfuerzos que deberá resistir la cabina y que deben ser determinados.

Los componentes que se instalarán en la cabina deben ser fijados adecuadamente de tal manera que no se puedan desprender en ninguna situación evitando cualquier tipo de accidente. Además deben poder montarse y desmontarse con facilidad por si necesita algún mantenimiento, por lo que los elementos a diseñar deben ser compatibles con las medidas de los componentes que se seleccionarán y se usarán en la medida de lo posible uniones atornilladas.

Finalmente, la cabina debe poder instalarse en un mecanismo paralelo de 6 GDL la cual otorgará los movimientos necesarios y cuyo diseño es parte de otro trabajo de tesis. Para su instalación se debe diseñar una estructura base que se pueda montar correctamente en la plataforma móvil del mecanismo. La tabla 2.1 muestra los requerimientos planteados para el diseño de la cabina

Tabla 2.1 Requerimientos para el diseño mecánico de la cabina











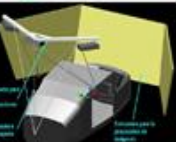






Denominación	Descripción
Función Principal	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fijar, posicionar y distribuir los componentes que permiten la interacción del piloto con el simulador</li> <li>- Transmitir el movimiento a los componentes y al piloto, por lo que debe poderse instalar al mecanismo paralelo de 6 GDL</li> </ul>
Mantenimiento	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Facilidad en el montaje y desmontaje por si necesita para un adecuado mantenimiento</li> <li>- Los componentes con los que cuenta debe contar con refacciones compatibles en el mercado</li> </ul>
Seguridad	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Buena fijación de los componentes que evite su desprendimiento</li> <li>- El asiento poseerá un cinturón de seguridad</li> </ul>
Ergonomía	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Facilidad en el acceso de los componentes por el piloto siguiendo las dimensiones recomendadas mencionadas anteriormente</li> </ul>
Resistencia	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Deberá resistir los esfuerzos debido al peso y movimiento.</li> </ul>
Peso	<ul style="list-style-type: none"> <li>- El peso máximo de la cabina con los componentes instalados será de 200 kg</li> <li>- El peso máximo del piloto será de 100 kg</li> </ul>
Dimensiones	<ul style="list-style-type: none"> <li>- La cabina debe ser lo más compacta a posible</li> <li>- Aparte de las dimensiones determinadas por ergonomía, algunos elementos a diseñar deben ser compatibles con las medidas de los componentes a instalar para un correcto montaje</li> </ul>
Adaptabilidad	<ul style="list-style-type: none"> <li>- En lo posible, debe contar con espacio y elementos que se puedan cambiar para una mejor adaptación por si se quiere ampliar o cambiar los componentes instalados</li> </ul>

## 2.2 Conceptos de solución

Los conceptos de solución se determinan planteando diferentes alternativas para cada función o característica esenciales del producto. Las alternativas se plantearán usando un diagrama morfológico en el que se encuentren las soluciones posibles para los problemas planteados. Las combinaciones de estas soluciones dan como resultado los conceptos de solución.

La cabina del simulador de vuelo tiene como objetivo principal permitir el entrenamiento del piloto. Los componentes que hacen posible esto son el panel de instrumentos, los mandos principales y secundarios y el sistema visual. El diseño mecánico de la cabina tiene como función principal fijar estos componentes y distribuirlos correctamente, por lo que depende mucho de los componentes que se usarán. El diagrama morfológico mostrado en la tabla 2.2 muestra las alternativas de componentes que se pueden usar en la cabina y algunas características que se necesitan para su diseño. Estas alternativas ya se habían planteado en el capítulo 1.

Tabla 2.2 Diagrama morfológico con alternativas de solución

MATRIZ MORFOLÓGICA					
Funciones	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Opción 4	Opción 5
<b>Observar el estado del avión simulado</b>	 Display	 Instrumentos reales o imitaciones	 Instrumentos y display		
<b>Manejar los movimientos del simulador</b>	 1 Joystick de palanca	 1 Joystick de volante	 Joystick de volante y pedales		
<b>Accionar los mandos secundarios</b>	 Display y teclado	 Instrumentos reales o imitaciones			
<b>Observar las imágenes del entorno simulado</b>	 1 monitor	 3 o más monitores	 Proyectores	 Curved mirror projection system	 Helmet-mounted display
<b>Forma de construcción</b>					

Con las alternativas de solución planteadas para cada función se proponen tres conceptos de solución indicados con las flechas de colores rojo, verde y azul.

### 2.2.1 Concepto de Solución 1

El concepto de solución 1 se obtuvo uniendo las soluciones indicadas con flechas de color rojo. Este concepto de solución se encuentra esquematizado en un dibujo a mano alzada mostrada en la figura 2.1. Aquí el panel de instrumentos posee un agujero rectangular en el que se ubicará la pantalla que mostrará los instrumentos de control y el volante de mando se instalará en el panel. Los pedales se ubican debajo del panel en la base de la cabina. Se usan tres monitores los cuales están sostenidos por una estructura que se une a las paredes de la cabina. Los monitores se ubican arriba del panel de instrumentos. El panel cuenta con un soporte que sobresale para el teclado que se usará para activar los mandos secundarios. Finalmente la cabina es cerrada con una entrada lateral y está hecha de plástico reforzado con fibra de vidrio.

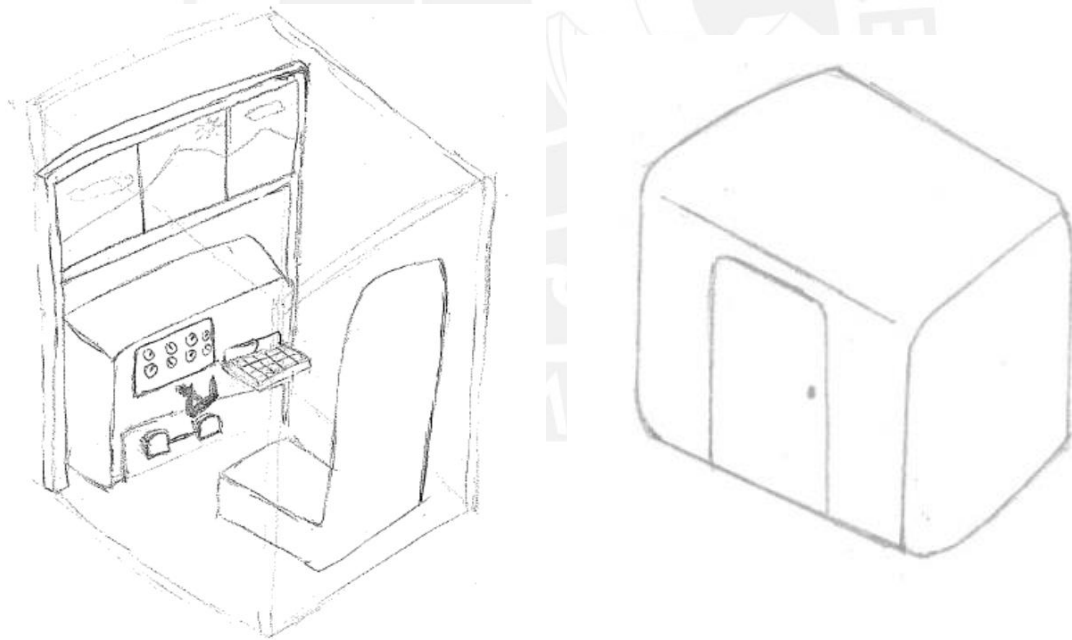


Figura 2.1 Esquema de concepto de solución 1: Cabina con una pantalla que muestra los instrumentos de control y tres pantallas para el sistema visual (vista interior y exterior)

### 2.2.2 Concepto de Solución 2

Este concepto de solución se obtuvo uniendo las soluciones indicadas con flechas de color verde. La figura 2.2 muestra un esquema a mano alzada de este concepto de



solución. En él el panel de instrumentos tiene varios agujeros en donde se ubicarían los instrumentos de control. Al igual que el concepto de solución 1 se usa un mando de volante y pedales, y los mandos secundarios al igual que los instrumentos de control son réplicas de los instrumentos reales. Posee una estructura instalada al exterior de la cabina la cual sostiene a tres proyectores que se usan para proyectar las imágenes en un panel ubicado al frente de la cabina. La cabina posee un agujero en la parte delantera arriba del panel de instrumentos para que el piloto pueda observar las imágenes proyectadas en el panel que se ubica al frente de la cabina. La cabina está hecha de chapas de acero.

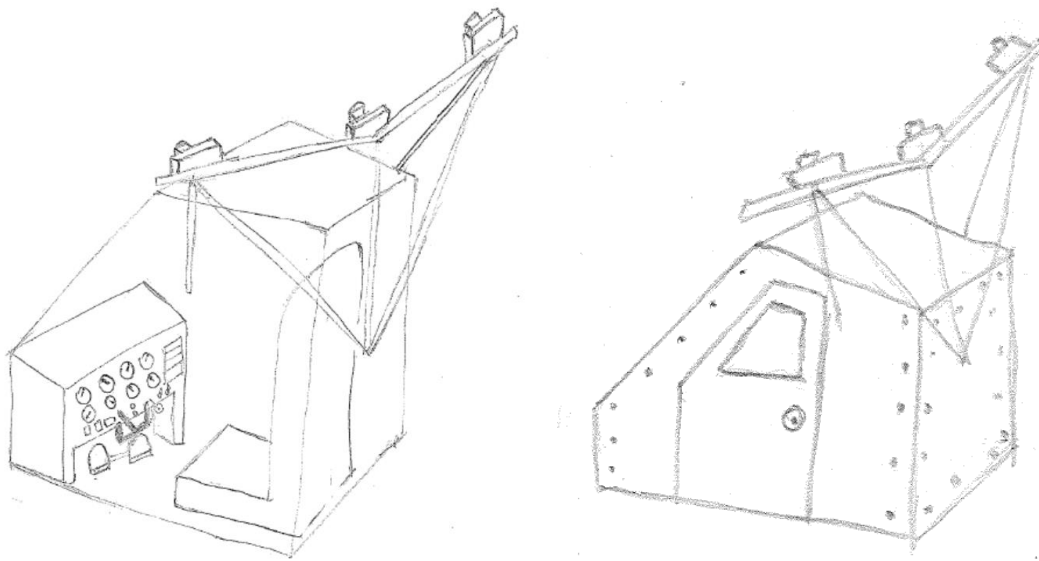


Figura 2.2 Esquema de concepto de solución 2: Cabina con réplicas de instrumentos reales y tres proyectores (vista interior y exterior)

### 2.2.3 Concepto de solución 3

El concepto de solución 3 se obtuvo uniendo las soluciones indicadas con flechas de color azul. Este concepto de solución se encuentra esquematizado en un dibujo a mano alzada mostrada en la figura 2.3. Se usa un mando de palanca para lo cual debe poseer un soporte que lo sostendrá y no posee un panel de instrumentos, ya que se utiliza un casco de realidad virtual. En el casco de realidad virtual se muestran el entorno simulado y los instrumentos de control que indican el estado del avión simulado. Estas imágenes van directamente a los ojos del piloto a través del casco. Se usan mandos secundarios que se ubicarán al frente del piloto y al lado de la palanca de mandos.

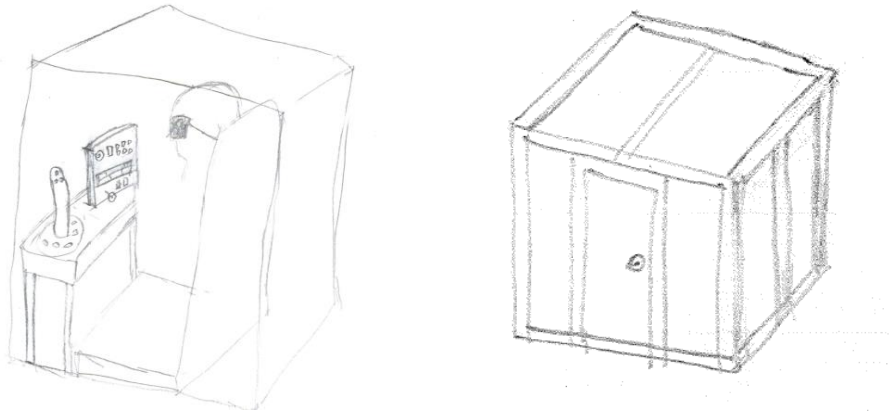


Figura 2.3 Esquema de concepto de solución 3: Cabina con joystick de palanca y casco de realidad virtual

## 2.3 Evaluación de los proyectos de solución

Una vez desarrollado los conceptos globales de diseño en función del problema planteado, se procede a evaluarlos usando como criterios los estipulados como requerimientos, para posteriormente proceder al desarrollo del concepto que se considere más viable. Se usará una evaluación técnica y económica siguiendo el procedimiento de la norma VDI 2225. Siguiendo esta norma se realizaron las tablas 2.3 y 2.4 de evaluación técnica y económica respectivamente

### 2.3.1 Evaluación técnica

Se realiza una evaluación técnica usando como criterios los requerimientos planteados anteriormente. A continuación se explica el porqué de los puntajes asignados.

- Función: La solución 2 posee el mayor puntaje, ya que los componentes que se usan son más parecidos a los reales usados en una aeronave.
- Mantenimiento: La solución 1 es más fácil de realizar mantenimiento, ya que los componentes usados son más simples y fáciles de obtener; mientras que en la solución 2 son instrumentos más sofisticados al igual que la solución 3 que posee un casco de realidad virtual y no posee un panel de instrumentos, por lo que todo depende del casco el cual es difícil de conseguir repuesto.
- Seguridad: Las tres soluciones son igual de seguras.
- Ergonomía: Si se siguen las distancias recomendadas todas las soluciones son igual de ergonómicas.

- Resistencia: La solución 3 no es muy resistente ya que es de madera, las otras dos pueden ser igual de resistentes.
- Peso: La solución 3 es la más ligera debido a que no posee panel de instrumentos y el sistema visual está compuesta solo por un casco, mientras que la solución 2 es la de mayor peso, debido al peso de tres proyectores y de instrumentos para el panel.
- Dimensiones: La solución 3 es la más compacta, mientras que las otras dos son del mismo tamaño.
- Adaptabilidad: La solución 1 y 2 pueden adaptarse a nueva instrumentación, mientras que la 3 es limitada debido a que no hay un panel de instrumentos.

Tabla 2.3 Tabla de evaluación técnica de proyectos preliminares

Valor técnico ( $X_i$ )								
Proyecto : diseño de cabina de un simulador de vuelo para entrenamiento								
P: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225) 0 = no satisface, 1 = aceptable a las justas , 2 = suficiente , 3 = bien , 4 = muy bien (ideal)								
G: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación								
Criterio de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos								
Variantes de concepto/ proyectos			Solución 1 $S_1$		Solución 2 $S_2$		Solución 3 $S_3$	
Núm.	Criterios de evaluación	G	p	Gp	p	Gp	p	Gp
1	Función	3	2	6	3	9	2	6
2	Mantenimiento	1	3	3	2	2	1	1
3	Seguridad	3	2	6	2	6	2	6
4	Ergonomía	2	2	4	2	4	2	4
5	Resistencia	3	3	9	3	9	1	3
6	Peso	2	3	6	1	2	3	6
7	Dimensiones	2	2	4	2	4	3	6
8	Adaptabilidad	2	2	4	2	4	1	2
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum pg$		18		42		40		34
Valor técnico $X_i$				0.778		0.741		0.630
Orden				1		2		3

$$X_i = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n}{np_{max}} = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n}{p_{max}} = \frac{\bar{p}}{p_{max}} \leq 1$$

$$X_i = \frac{g_1 p_1 + g_2 p_2 + g_3 p_3 + \dots + g_n p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n)p_{max}} \leq 1$$



De esta evaluación la solución 1 resulta la óptima, luego le sigue la 2 y finalmente la 3.

### 2.3.2 Evaluación económica

La evaluación económica se realiza tomando algunos criterios de costos que implicaría la aplicación del proyecto como son los costos de mantenimiento, de la tecnología a usar, fabricación y vida útil. A continuación se explica las razones de los puntajes asignados:

- **Mantenimiento:** La solución 1 posee menores costos de mantenimiento, ya que los materiales usados son más simples y menos costosos que la solución 2 y más durables que la solución 3, el cual debido a que usa madera tiende a sufrir mayores daños.
- **Costos de la tecnología:** La solución 2 es la más cara debido a que los componentes usados son más sofisticados, mientras que la solución 3 es la más barata ya que solo usa un casco de realidad virtual y un joystick.
- **Fabricación:** Los costos de fabricación de las soluciones 1 y 2 son similares, mientras que la solución 3 es más barata ya que no se necesita fabricar el panel de instrumentos ni soportes para el sistema visual.
- **Vida útil:** Las soluciones 1 y 2 se estiman que tendrían vidas útiles similares debido que las estructuras usadas son similares, mientras que la solución 3 tiende a tener una menor vida útil debido a que si falla el casco falla casi todo el sistema.

La tabla 2.4 muestra la evaluación económica de los conceptos de solución. De la evaluación económica se obtiene que las soluciones 1 y 3 resultan ser las mejores.

Finalmente se realiza un diagrama de evaluación de proyectos según VDI 2225 para obtener el proyecto de solución óptimo. Este diagrama, mostrado en la figura 2.4 tiene como eje x el valor técnico y como eje y el valor económico.

Tabla 2.4 Evaluación económica de los conceptos de solución

Valor económico ( $Y_i$ )								
Proyecto : diseño de cabina de un simulador de vuelo para entrenamiento								
P: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225) 0 = no satisface, 1 = aceptable a las justas , 2 = suficiente , 3 = bien , 4 = muy bien (ideal)								
G: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación								
Criterio de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos								
Variantes de concepto/ proyectos			Solución 1 $S_1$		Solución 2 $S_2$		Solución 3 $S_3$	
Núm.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	Gp	P	Gp
1	Mantenimiento	2	3	6	1	2	1	2
2	Costos de la tecnología	3	2	6	1	3	3	9
3	Fabricación	3	2	6	2	6	3	9
4	Vida útil	1	3	3	3	3	1	1
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum pg$		9		21		14		21
Valor técnico $Y_i$				0.778		0.519		0.778
Orden				1		2		1

$$Y_i = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n}{np_{max}} = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n}{p_{max}} = \frac{\bar{p}}{p_{max}} \leq 1$$

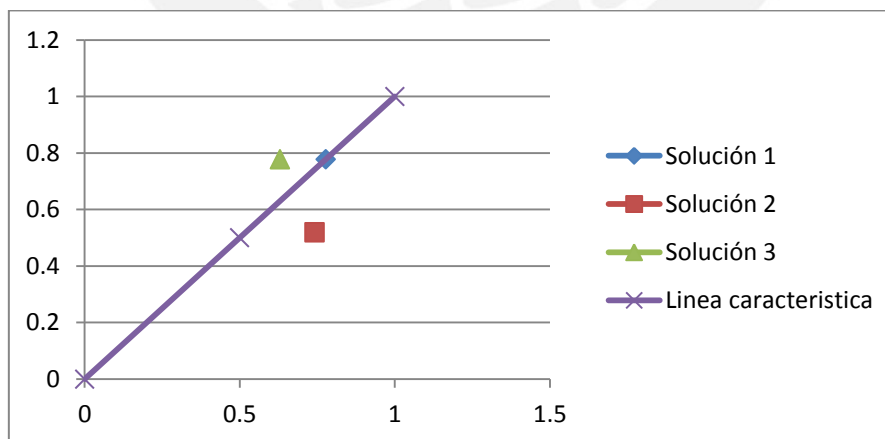
$$Y_i = \frac{g_1 p_1 + g_2 p_2 + g_3 p_3 + \dots + g_n p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) p_{max}} \leq 1$$


Figura 2.4 Diagrama de evaluación de proyectos según VDI 2225

Finalmente, del diagrama se observa que la solución 1 coincide con la línea característica y se concluye que ésta es la solución óptima.

## 2.4 Proyecto de solución óptimo con dimensionamiento básico

El esquema de la figura 2.5 muestra el proyecto de solución óptimo (solución 1) con las dimensiones a partir de las cuales se realizó el diseño de acuerdo con las dadas en el subcapítulo 2.1. Estas dimensiones fueron variando posteriormente debido principalmente al tamaño de los componentes seleccionados. Las alturas de las pantallas y del panel de instrumentos se determinaron tomando en cuenta los rangos de visión, de esta manera se obtuvo unas alturas de 85 y 120 cm respectivamente. El ancho del panel será de aproximadamente 70 cm en el que habrá espacio suficiente por si se quiere realizar una ampliación en la instrumentación posteriormente y el ancho de las pantallas para el sistema visual será de 120 cm. La cabina tendrá una altura de 140 cm, y una base de 140 x 140 cm. La figura 2.5 muestra una vista frontal y lateral del interior de la cabina con las dimensiones que se utilizarán.

Se usarán tres monitores para el sistema visual, para los cuales se usará un soporte que consiste en una viga horizontal unida a la pared por sus extremos. Este soporte tendrá tres placas que se usarán para fijar a los monitores mediante uniones atornilladas. El panel de instrumentos fijará un monitor, usado para observar los instrumentos de control, y un joystick de volante. Además poseerá una placa que sobresale al exterior y al lado del volante en el que se ubicará un teclado. Como se observa en la figura 2.5, el panel es cerrado con una plancha en la parte inferior, arriba de los pedales, donde se apoya el cuerpo del joystick, el cual se fijará gracias a unos topes. Además, se puede ubicar también un computador, que cuente con un software adecuado, en donde se conecte el joystick, los pedales y los monitores para que funcionen. El asiento, los pedales y el panel están unidos a la base de la cabina.

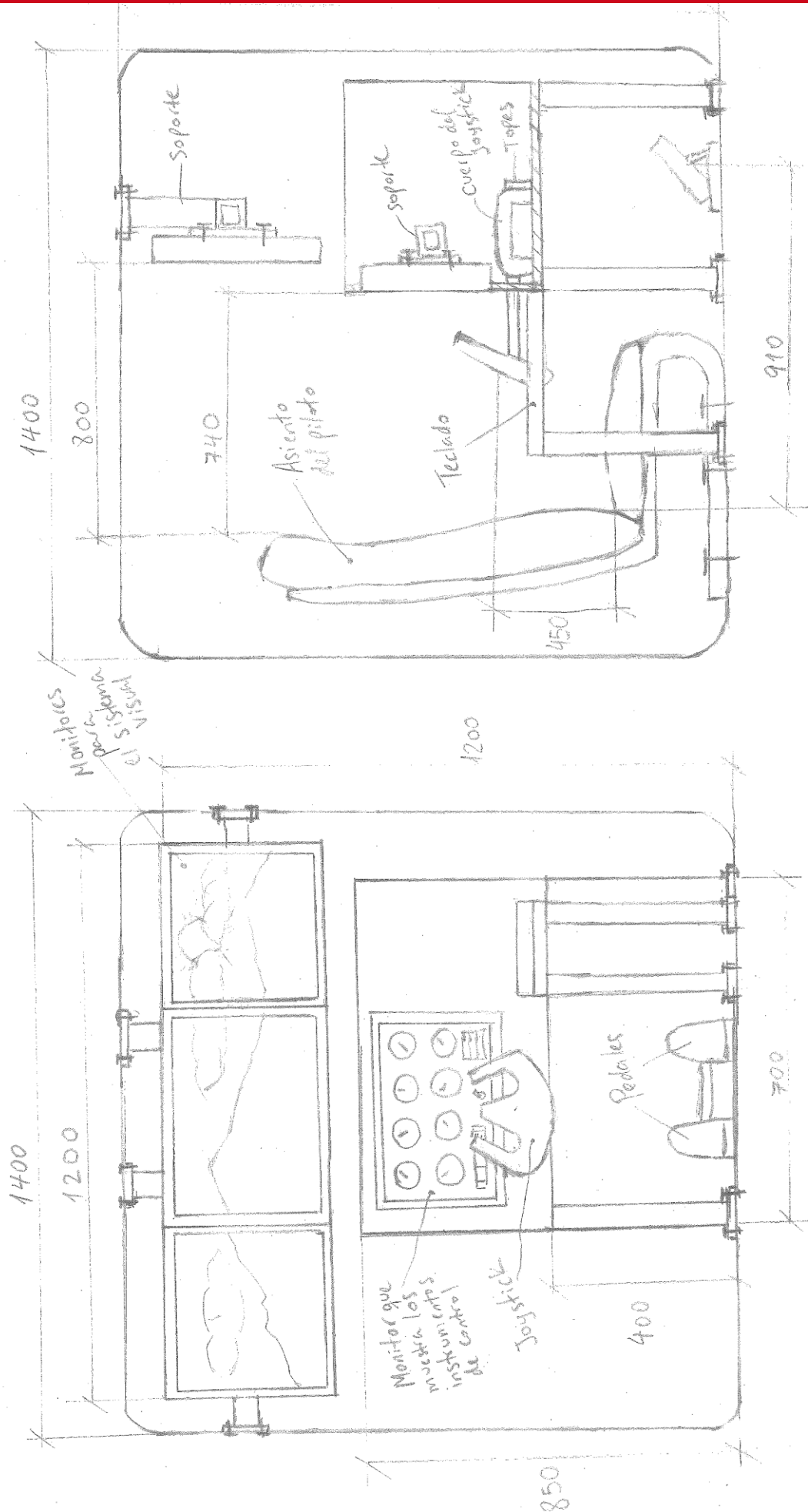


Figura 2.5 Vista frontal y lateral del interior de la cabina del proyecto de solución óptimo con dimensionamiento básico

## CAPÍTULO 3

### CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

El simulador contará con componentes que se instalarán en la cabina, los cuales se requieren seleccionar adecuadamente. Luego de seleccionado los componentes se realizan los cálculos necesarios para el diseño de la cabina, así como para los soportes. Debido a que los sólidos a analizar tienen una geometría tridimensional y compleja, los cálculos se realizarán primero analíticamente y luego usando el método de los elementos finitos. Se usará un modelo matemático simplificado para el cálculo analítico de tal manera que se puedan obtener resultados aproximados, los cuales serán comprobados usando un software de elementos finitos.

#### 3.1 Selección de componentes

Los componentes que se instalarán en la cabina se determinaron en el Capítulo 2 y consisten en tres monitores para el sistema visual, un monitor que mostrará los instrumentos de control, un teclado para manipular los mandos secundarios, un joystick de palanca y pedales que permitan maniobrar el simulador. Cada uno de estos componentes estará montado a un soporte diseñado para fijarlos a la cabina y evitar que éstos se desprendan cuando la cabina esté en movimiento.

### 3.1.1 Selección de monitores

El monitor es un dispositivo de salida que muestra datos o información al usuario. En este proyecto se usarán tres monitores para el sistema visual en el que se mostrará el entorno simulado, y un monitor para mostrar los instrumentos de control. Se determinó una altura de los monitores no mayor a 35 cm para cumplir con las dimensiones determinadas en la figura 2.5; para ello teniendo en cuenta que la proporción estándar de los monitores, ya sea LED o LCD, es de 16x9 (*widescreen*) actualmente, se usarán tres monitores de 22 pulgadas. Una pantalla de 22 pulgadas de estas proporciones tiene una altura de 27,4 cm y un ancho de 48,7 cm. Un monitor se dispondrá exactamente al frente del asiento y los otros dos al costado de éste con una inclinación de 30° con respecto a un plano vertical, como se muestra en la figura 3.1. Esto le dará una mejor visión al piloto y reducirá el ancho de la cabina.

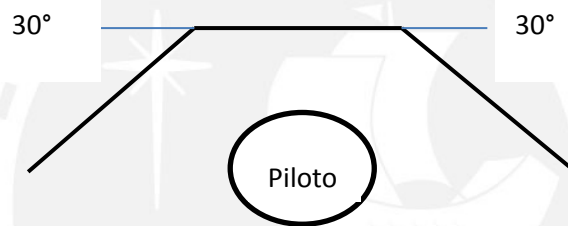


Figura 3.1 Disposición de monitores visto desde un plano superior

Por otra parte, el monitor usado para mostrar los instrumentos de control será de 20 pulgadas, que tiene un alto de 24.91 cm y un ancho de 44.28 cm. Este monitor es de menor tamaño que el usado para el sistema visual, ya que para los instrumentos de control no es necesario usar un amplio rango de visión, en cambio en el sistema visual se debe de mostrar todo el paisaje que se observaría en una cabina de avión, por lo que el tamaño de pantalla seleccionado es adecuado para poder observar todos los instrumentos sin problemas.

Los monitores a usarse serán LED, ya que es lo último en tecnología de monitores actualmente. Una pantalla LED no es más que un monitor LCD mejorado. Los monitores LCD (pantalla de cristal líquido) utilizan corrientes eléctricas para crear imágenes, las que aplicadas al cristal líquido transforman sus propiedades. De esta forma se controla el paso de la luz pudiendo así mostrar los distintos colores y tonalidades en la pantalla. Estos paneles necesitan muy poca energía para funcionar, pero los cristales líquidos no emiten luz, es debido a ello que necesitan de una iluminación adicional la cual se instala en la parte posterior del monitor. Por otro lado,



una pantalla LED (diodo emisor de luz) no es más que un monitor LCD que utiliza un panel posterior formado por LEDs que son elementos semiconductores capaces de emitir luz. Las ventajas del monitor LED con respecto al LCD son muchas, luz más pura, menos consumo de energía, capacidad de crear colores negros más perfectos, tienen mejores respuestas a imágenes dinámicas; sin embargo, tienen un mayor costo.

Se seleccionará un monitor LED debido a que proporciona mejor calidad de imagen y consume menos energía. Además la imagen no se distorsiona con el movimiento.

En el caso del monitor del panel de instrumentos se propone un monitor Samsung LED de 20 pulgadas S20C200B cuyas dimensiones son 18,7" x 11,2" x 3,1" y su peso es de 2,4 kg y cuyas especificaciones técnicas se muestran en el Anexo 1. Por otra parte, los monitores del sistema visual serán LED Samsung modelo S22A650D cuyas dimensiones son 20,1" x 12,3" x 1,6" con un peso de 3 kg.

Otra razón para la elección de estos modelos de monitores es que es compatible con los estándares de soporte *Video Electronics Standards Association* (VESA). El estándar de interfaz de montaje VESA es una familia de estándares establecidos para el montaje de televisores y monitores planos, así como otros objetos que puedan requerir su instalación en pared o en pie. Los monitores que cumplen con este estándar poseen cuatro agujeros roscados en la parte posterior del monitor de tal manera que pueda ser montado en un soporte fijándolo en él con cuatro tornillos. Las distancias de separación de estos agujeros están estandarizadas según el tamaño del monitor y la marca de éste. Según este estándar, para la pantalla de 20 pulgadas los patrones usados en los agujeros son de 75x75 o 100x100, mientras que los de 22 pulgadas son de 100x100. Este estándar también indica que para monitores de hasta 29 pulgadas se deben usar tornillos M4, por lo que esos son los que se usarán.

### **3.1.2 Selección de joystick de volante y pedales**

Se seleccionará un joystick de volante y pedales para manejar el simulador como si fuera una aeronave. El joystick deberá proporcionar los movimientos de cabeceo y alabeo alrededor de los ejes transversal y longitudinal respectivamente, mientras que los pedales producirán el movimiento de guiñada alrededor del eje vertical. El joystick y los pedales que se usarán serán aquellos que han sido hechos tomando como

referencia el volante del avión Cessna, ya que este modelo de avión es el que se ha tomado de referencia para el simulador del presente trabajo debido a que es una aeronave muy usada para que los pilotos realicen sus primeros vuelos.

El joystick Saitek CES432100002/02/1 *Pro Flight Cessna Yoke System* es un controlador de vuelo versátil que reproduce al volante de un Cessna real. Es una réplica exacta hecho en una escala 1:1 del volante del Cessna. Posee un eje de acero inoxidable resistente con rodamientos que permiten un movimiento suave del volante. El volante tiene un giro de hasta 180°. Además posee un sistema integrado de USB que proporciona una estación de acoplamiento para hardware adicional de Saitek; sin embargo requiere de un adaptador de corriente para alimentar el concentrador USB. La figura 3.2 muestra el joystick Saitek *Pro Flight Cessna Yoke System*. Sus dimensiones son 18,8" x 8,5" x 15,7" y pesa 9,3 libras (4,2 kg aproximadamente).



Figura 3.2 Saitek *Pro Flight Cessna Yoke System*

El *Cessna Pro Flight Yoke de Saitek* está equipado con pinzas de montaje altamente adaptables, como se muestra en la figura 3.3, que proporcionan la libertad para instalar el aparato donde se requiera. Esta pinza de montaje se regula girándola lo que permite que se pueda adaptar a cualquier espesor de mesa o tabla en donde se apoye el equipo.



Figura 3.3 Saitek *Pro Flight Cessna Yoke System* con pinza de montaje

Los pedales seleccionados son Saitek *Pro Flight Cessna Rudder Pedals* (CES432070002/02/1) que son réplicas de los usados en un Cessna. Estos pedales permiten controlar la dirección (movimiento de guiñada) y el freno del avión simulado con los pies como ocurre en los aviones reales. Para ello cuenta con ejes de frenos independientes de izquierda y derecha que permiten una mayor exactitud y precisión al realizar maniobras de frenado; y ejes del timón de dirección que en conjunto con un regulador de amortiguación permite definir niveles específicos de presión necesarios para operar los controles del timón. Además vienen con un reposapiés que se extienden desde cada pedal para proporcionar comodidad y que es compatible con una amplia gama de tamaño de pies. La figura 3.4 muestra estos pedales cuyas dimensiones son 19,9" x 14,2" x 9,4" y pesa 5,8 libras (2,6 kg aproximadamente).



Figura 3.4 Pedales Saitek *Pro Flight Cessna Rudder Pedals*

Ambos controles (joystick y pedales) vienen con un software de programación que permite configurar los controles para que se adapten al software de simulación empleado. Son compatibles con los siguientes programas de simuladores de vuelo: Microsoft Flight Simulator X, Microsoft Flight Simulator 2004, X-Plane, Lock-On 2, Black Shark y Falcon 4; y los requerimientos del sistema son conectividad a USB 2.0, Windows 7, Windows Vista o Windows XP.

### 3.2 Cálculos preliminares y selección de materiales

En el presente subcapítulo se realizarán los cálculos preliminares y seleccionarán los materiales para la cabina y sus elementos. Los cálculos preliminares consisten en realizar un modelo matemático simplificado de tal manera que los cálculos no sean muy complejos y puedan ser desarrollados sin ayuda de algún software. Estos

cálculos ayudarán para el dimensionamiento de la cabina y para determinar las uniones que se usarán, ya sea atornilladas o soldadas.

Debido a que la cabina se encuentra en movimiento acelerado y de rotación se usará un sistema de referencia no inercial desde el cual se realizarán los cálculos. Además se debe tener en cuenta que la cabina cambia de posición constantemente lo que produce que las fuerzas en la cabina, como el peso, cambien generando esfuerzos variables.

La figura 3.5 muestra un dibujo en 3D de la cabina y los soportes diseñados. En ella se indica donde se ubicarían los componentes seleccionados.

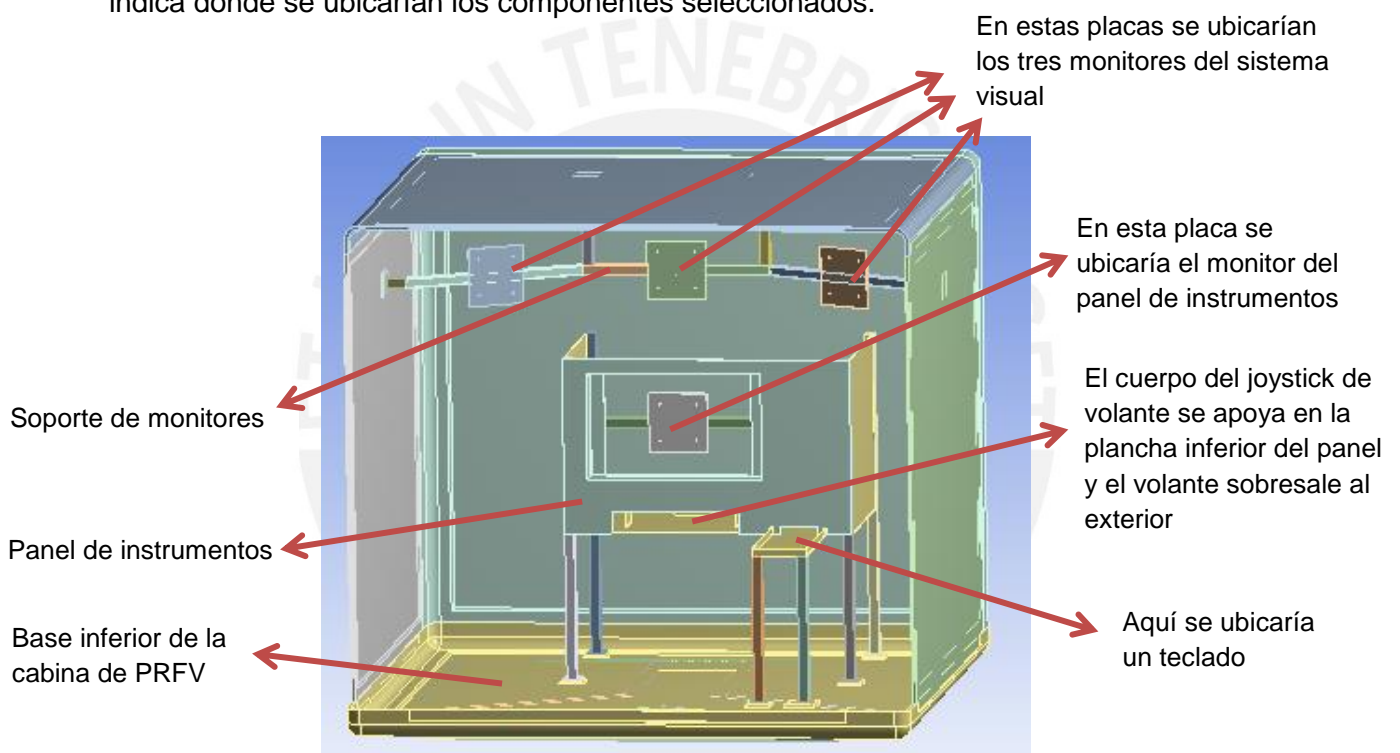


Figura 3.5 Dibujo de la cabina en 3D

La cabina será cerrada completamente, por lo que estará compuesta de 6 paredes y tendrá una puerta en la pared lateral izquierda.

### 3.2.1 Sistema de referencia no inercial

Un sistema de referencia será no inercial cuando describa un movimiento acelerado respecto de un sistema fijo (inercial) con aceleración cero. La aceleración del sistema no inercial puede deberse a un cambio en el módulo o en la dirección de su velocidad de traslación. Un observador situado en un sistema de referencia no inercial, deberá

recorrir a fuerzas ficticias para poder explicar los movimientos con respecto a dicho sistema de referencia. Estas fuerzas no existen realmente, en el sentido de que no son causadas directamente por la interacción con otro objeto, pero deberán introducirse si se quiere explicar el fenómeno según las leyes de Newton.

El principio de D'Alembert, enunciado por Jean D'Alembert en su obra maestra *Tratado de dinámica* de 1743, establece que la suma de las fuerzas externas que actúan sobre un cuerpo y las denominadas fuerzas de inercia forman un sistema de fuerzas en equilibrio. A este equilibrio se le denomina equilibrio dinámico. De esta manera agregando las fuerzas y momentos inerciales, como se observa en la figura 3.6, se puede hallar un problema como si fuera estático. Las ecuaciones de equilibrio dinámico están dadas por las ecuaciones 3.1 y 3.2

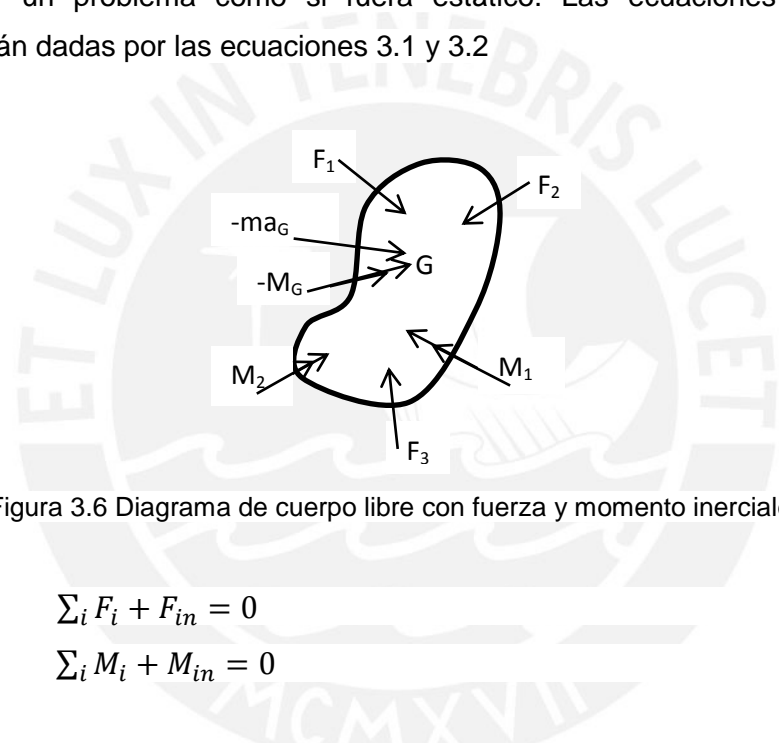


Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre con fuerza y momento inerciales

$$\sum_i F_i + F_{in} = 0 \tag{3.1}$$

$$\sum_i M_i + M_{in} = 0 \tag{3.2}$$

Donde  $F_{in}$  y  $M_{in}$  son las fuerzas y momentos inerciales. Las fuerzas de inercia están dadas por las ecuaciones de movimiento que se muestran en la ecuación 3.3. Por otra parte, para definir los momentos inerciales se recurre a las ecuaciones de movimiento de Euler que están dadas por las ecuaciones 3.4, 3.5 y 3.6.

$$F_{in} = -ma_G \begin{cases} F_x = -ma_{Gx} \\ F_y = -ma_{Gy} \\ F_z = -ma_{Gz} \end{cases} \tag{3.3}$$

$$M_x = I_{xx}\dot{\omega}_x - (I_{yy} - I_{zz})\omega_y\omega_z - I_{xy}(\dot{\omega}_y - \omega_z\omega_x) - I_{yz}(\omega_y^2 - \omega_z^2) - I_{zx}(\dot{\omega}_z - \omega_x\omega_y) \tag{3.4}$$

$$M_y = I_{yy}\dot{\omega}_y - (I_{zz} - I_{xx})\omega_z\omega_x - I_{yz}(\dot{\omega}_z - \omega_x\omega_y) - I_{xz}(\omega_z^2 - \omega_x^2) - I_{xy}(\dot{\omega}_x - \omega_y\omega_z) \tag{3.5}$$

$$M_z = I_{zz}\dot{\omega}_z - (I_{xx} - I_{yy})\omega_x\omega_y - I_{zx}(\dot{\omega}_x - \omega_y\omega_z) - I_{yx}(\omega_x^2 - \omega_y^2) - I_{yz}(\dot{\omega}_y - \omega_z\omega_x) \tag{3.6}$$

Las ecuaciones de movimiento de Euler nos dan la sumatoria de momentos para un sistema de referencia inercial, por lo que para añadirlas a las ecuaciones de equilibrio dinámico como momentos inerciales ( $M_{in}$ ) se les debe agregar con un signo negativo.

En este trabajo las aceleraciones máximas son conocidas, ya que son dadas por el mecanismo paralelo, entonces se resolverá el problema como si fuera estático desde un sistema de referencia no inercial y añadiendo las fuerzas de inercia. Se tomará como punto de referencia para el sistema de coordenadas no inercial el punto que coincide con el centro de la plataforma de movimiento del mecanismo paralelo, ya que las rotaciones están dadas en referencia a dicho punto. Este punto se ubica en la base de la cabina y coincide con el centro de masa de la cabina. La figura 3.7 muestra el sistema de referencia no inercial xyz en el que la cabina está representada como un cubo.

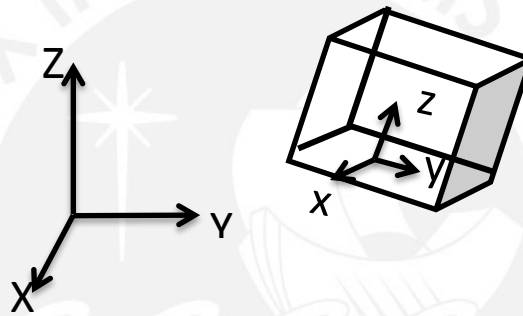


Figura 3.7 Sistema de referencia inercial XYZ y sistema de referencia no inercial xyz ubicado en la base de la cabina

### 3.2.2 Determinación de las reacciones en la base de la cabina

Las reacciones en la base de la cabina debido al contacto con la plataforma de movimiento del mecanismo paralelo se determinaron para hallar el esfuerzo máximo en la base y para determinar las uniones a usar entre la cabina y la plataforma de movimiento. La tabla 3.1 muestra los datos de las aceleraciones y velocidades máximas que se usaron para el cálculo, las cuales fueron tomadas de la tabla 1.1 para plataformas de movimiento usadas en simuladores de vuelo.

Tabla 3.1 Aceleraciones lineales, angulares y velocidades angulares máximas de la cabina

aceleración lineal ( $m/s^2$ )			aceleraciones angulares( $rad/s^2$ )			velocidades angulares( $rad/s$ )		
a0X	a0Y	a0Z	$\alpha X$	$\alpha Y$	$\alpha Z$	$\Omega X$	$\Omega Y$	$\Omega Z$
9,81	9,81	9,81	6,98	6,98	6,98	0,42	0,38	0,49



La fuerza y momento resultante en la base se hallaron usando las ecuaciones de equilibrio dinámico (ecuaciones 3.1 y 3.2), para ello, primero se realiza un diagrama de cuerpo libre de la cabina el cual se muestra en la figura 3.8.

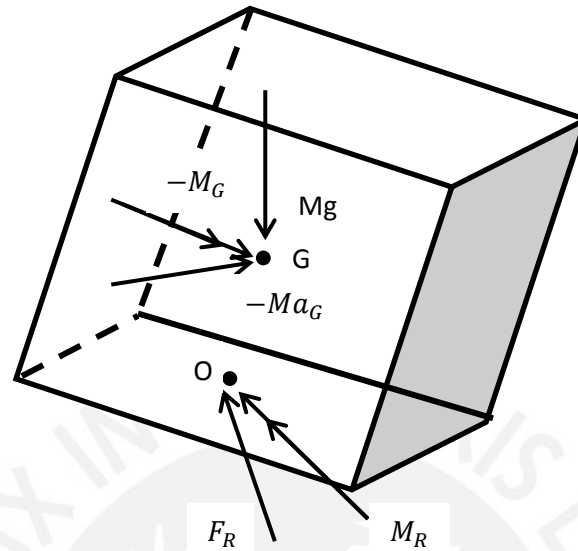


Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre de la cabina visto desde el sistema no inercial

De esta manera las ecuaciones del equilibrio dinámico estarían dadas de la siguiente forma:

$$\vec{F}_R + M\vec{g} - M\vec{a}_G = 0$$

$$\vec{M}_R + \vec{r}_{G/O} \times (M\vec{g} - M\vec{a}_G) - \vec{M}_G = 0$$

Donde las fuerzas  $(-M\vec{a}_G)$  y momentos inerciales  $(-\vec{M}_G)$  se determinan usando las ecuaciones 3.3, 3.4, 3.5 y 3.6. El cálculo de los momentos inerciales  $(-\vec{M}_G)$  requiere que se hallen los momentos de inercia con respecto al centro de masa de la cabina. Para ello se hallaron los momentos de inercia para cada elemento y componente de la cabina con respecto a sus centros de masa y luego usando el teorema de Steiner se pasaron los momentos de inercia de cada elemento al centro de masa de la cabina y se sumaron obteniéndose el momento de inercia total de la cabina. Se incluyeron las inercias del piloto, así como de los componentes que se van a instalar, los cuales se determinaron usando figuras geométricas aproximadas.

La cabina tiene dimensiones de 1,5 x 1,5 x 1,5 m, la cual estará hecha de plástico reforzado con fibra de vidrio cuya densidad varía dependiendo de la cantidad de fibra que tenga. Se usará una cantidad de fibra de 30% de volumen, lo que da una densidad de 1530 kg/m<sup>3</sup> y las paredes de la cabina tendrán 5 mm de espesor. Estos

datos serán comprobados posteriormente en el subcapítulo 3.2.4. El peso de la cabina de fibra de vidrio será de aproximadamente 110 kg, además se consideró un peso máximo del piloto más el asiento de 120 kg, por lo que sumando estos pesos con los de los componentes (monitores, joystick, pedales) que pesan en total 20 kg aproximadamente y el soporte de monitores que pesa 2.5 kg y el peso del panel de instrumentos de 28 kg, el peso máximo de la cabina en total será de 300 kg considerando algunos componentes adicionales que se pueden instalar posteriormente. La tabla 3.2 muestra la masa total de la cabina y los momentos de inercia totales de la cabina hallados con respecto de su centro de masa.

Tabla 3.2 Masa total y momentos de inercia de la cabina respecto al centro de masa

Masa total(kg)		Momentos de inercia de masa en xyz (kgm <sup>2</sup> )						
Peso(N)		lxx	lyy	lzz	lxy	lxz	lyz	
0	0	-2943	87.16	113.25	107.7	10.55	-5.64	-3.46

Las fuerzas de inercia ( $-M\vec{a}_G$ ) se hallaron determinando la aceleración del centro de masa de la cabina con la ecuación 3.7 dada por la cinemática.

$$a_G = a_0 + \dot{\Omega} \times r_{G/O} + \Omega \times (\Omega \times r_{G/O}) + 2\Omega \times (v_{G/O})_{xyz} + (a_{G/O})_{xyz} \quad (3.7)$$

Donde  $a_0$  es la aceleración del sistema de referencia no inercial, es decir la aceleración lineal,  $\dot{\Omega}$  es la aceleración angular,  $\Omega$  es la velocidad angular,  $r_{G/O}$  es la posición del centro de gravedad con respecto del sistema de referencia y  $(v_{G/O})_{xyz}$  y  $(a_{G/O})_{xyz}$  son la velocidad y aceleración del centro de masa con respecto de O visto desde el sistema de referencia no inercial. Como el centro de masa no se mueve visto desde el sistema xyz, entonces  $(v_{G/O})_{xyz}$  y  $(a_{G/O})_{xyz}$  son iguales a cero y la ecuación se reduciría a la ecuación 3.8:

$$a_G = a_0 + \dot{\Omega} \times r_{G/O} + \Omega \times (\Omega \times r_{G/O}) \quad (3.8)$$

Por otra parte, la cabina rotará alrededor de sus tres ejes lo que genera que la dirección de las aceleraciones y velocidades cambien visto desde el sistema no inercial. Debido a ello los esfuerzos cambiarán con la posición de la cabina. Con la finalidad de determinar el esfuerzo máximo se asumirá una rotación de  $\alpha$ ,  $\phi$  y  $\theta$  alrededor de los ejes XYZ. La matriz de rotación mostrada en la ecuación 3.9 se usa

para pasar los vectores de un sistema de coordenadas xyz que ha rotado  $\alpha$ ,  $\phi$  y  $\theta$  alrededor de otro sistema XYZ al sistema de coordenadas de éste último.

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta\cos\phi & -\sin\theta\cos\alpha + \cos\theta\sin\phi\sin\alpha & \sin\theta\sin\alpha + \cos\theta\sin\phi\cos\alpha \\ \sin\theta\cos\phi & \cos\theta\cos\alpha + \sin\theta\sin\phi\sin\alpha & -\cos\theta\sin\alpha + \sin\theta\sin\phi\cos\alpha \\ -\sin\phi & \cos\phi\sin\alpha & \cos\phi\cos\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

La ecuación 3.9 permite determinar la posición del centro de masa ( $r_{G/0}$ ) visto desde el sistema de coordenadas XYZ, esta posición variará con la posición de la cabina, lo que genera que la aceleración  $a_G$ , determinada por la ecuación 3.8 cambie. La aceleración hallada con la ecuación 3.8 está en referencia al sistema inercial (XYZ), por lo que para aplicar el equilibrio dinámico en el sistema no inercial (xyz) es necesario pasar la aceleración, así como las velocidades y aceleraciones angulares y el peso, a este sistema de referencia. La ecuación 3.9 pasa los vectores desde el sistema xyz (sistema que ha rotado) al XYZ (sistema fijo), por lo que para pasar los vectores de aceleración y velocidad de XYZ a xyz se usa la misma matriz de rotación dada por la ecuación 3.9, pero usando los ángulos con signo contrario.

Las aceleraciones del centro masa, aceleraciones angulares, velocidades angulares y el peso se pasan al sistema no inercial las cuales se usan para hallar las fuerzas y momentos inerciales. Los cálculos se realizaron para posiciones de rotación de la cabina de cada  $5^\circ$  con respecto a un sistema fijo en el que la posición  $0^\circ, 0^\circ, 0^\circ$  sería la posición en la que la base inferior de la cabina coincide con el plano XY de la figura 3.7. La tabla 3.3 muestra los vectores de aceleraciones, velocidades y peso visto desde el sistema no inercial y los momentos inerciales hallados.

Con la aceleración del centro de masa y los momentos inerciales se hallan las fuerzas y momentos de reacción en la base con las ecuaciones de equilibrio dinámico mencionados anteriormente para ángulos de  $\alpha$ ,  $\phi$  y  $\theta$  de  $0^\circ$  a  $35^\circ$  y se observó que para ángulos de  $0^\circ, 0^\circ$  y  $0^\circ$  se obtiene el módulo de fuerza máximo en la base (7479 N) y para  $35^\circ, 0^\circ, 0^\circ$  se obtiene el modulo de momento máximo (4486 Nm); sin embargo esto no quiere decir que para dichas posiciones se obtenga el esfuerzo máximo. Los resultados para algunas posiciones se muestran en la tabla 3.4.

Los valores de la tabla 3.3 son las que resultaron para las mismas posiciones de la cabina que se muestran en la tabla 3.4. Finalmente los valores del módulo de la fuerza

de reacción oscilan entre 6970 y 7480 N, mientras que los momentos de reacción entre 2000 y 4480 Nm aproximadamente

Tabla 3.3 Aceleraciones, velocidades, peso y momentos inerciales para diferentes posiciones de la cabina

aceleración G en xyz (m/s <sup>2</sup> )			angular en xyz (rad/s <sup>2</sup> )			angular en xyz (rad/s)			Peso Total en xyz (N)			Momentos de Euler (Nm)		
aGx	aGy	aGz	αx	αy	αz	Ωx	Ωy	Ωz	Wx	Wy	Wz	Mx	My	Mz
14.09	5.73	9.62	6.98	6.98	6.98	0.42	0.38	0.49	0	0	-2973	575.9	734.7	818.8
14.43	6.55	8.71	6.98	7.56	6.35	0.42	0.42	0.46	0	-259	-2962	566.3	798.3	753.2
15.57	9.29	3.29	6.98	9.53	2.55	0.42	0.57	0.23	0	-1487	-2575	524.8	1010	355.1
15.67	9.54	2.09	6.98	9.72	1.71	0.42	0.59	0.18	0	-1705	-2436	518.2	1029	265.7
13.2	6.12	10.5	6.35	6.98	7.56	0.38	0.38	0.52	259.1	0	-2962	523.4	743.9	877.7
6.603	8.93	13.6	1.71	6.98	9.72	0.06	0.38	0.64	1705	0	-2436	128.9	804.9	1082
15.57	8.37	4.87	7.24	8.94	3.73	0.42	0.54	0.3	315.9	-1520	-2536	560	943.2	480
15.9	8.49	3.69	7.4	9.11	2.9	0.43	0.56	0.25	272.7	-1736	-2399	567.7	958.6	392.8
10.27	7.75	12.1	4.29	7.22	8.7	0.22	0.4	0.59	1224	-367	-2684	346.8	798.2	989
11.09	8.26	11.2	4.62	7.71	8.08	0.24	0.44	0.56	1188	-622	-2654	367.5	848.3	926.5
12.39	-0.4	12.5	8.05	2.89	8.55	0.45	0.15	0.58	630.4	-441	-2872	720.7	266	976.4
13.43	4.38	10.3	7.85	5.42	7.42	0.43	0.34	0.51	729.5	-1752	-2289	671	550.4	865.2
14.45	4.05	9.14	8.42	5.43	6.77	0.46	0.35	0.47	545.4	-1916	-2207	716.6	542.8	798.4
16.15	3.02	6.84	9.45	5.25	5.41	0.54	0.35	0.39	166.2	-2198	-1995	801.6	506.2	657

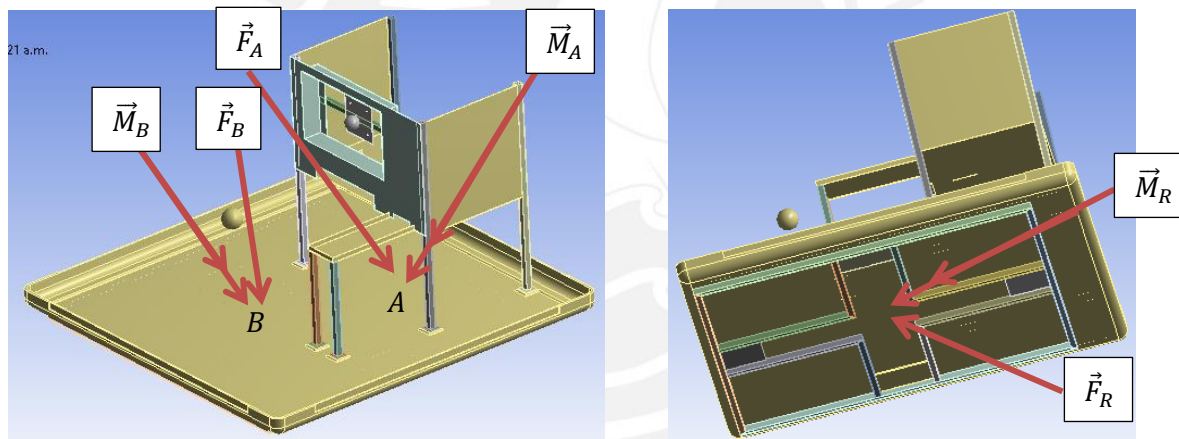
Tabla 3.4 Fuerzas y momentos de reacción en la base de la cabina para diferentes valores de α, φ y θ

α(°)	φ	θ	Fuerza de reacción en la base xyz (N)				Momentos de reacción en la base			
			FRx	FRy	FRz		MRx	MRy	MRz	
0	0	0	4272	1738	5888	7479	-466.8	3298	818.8	3430
5	0	0	4375	2246	5600	7453	-781.2	3423	753.2	3591
30	0	0	4718	4303	3571	7316	-2057	3841	355.1	4371
35	0	0	4748	4597	3070	7287	-2240	3878	265.7	4486
0	5	0	3741	1856	6130	7417	-590	2988	877.7	3170
0	35	0	295.8	2706	6546	7089	-1495	982.4	1082	2090
30	10	5	4404	4057	4011	7207	-1874	3585	480	4074
35	10	5	4546	4308	3516	7183	-2017	3686	392.8	4220
5	25	5	1887	2715	6362	7170	-1282	1930	989	2519
10	25	5	2172	3125	6051	7148	-1508	2152	926.5	2786
0	15	35	3125	306.8	6667	7369	536.6	2141	976.4	2414
20	35	35	3340	3080	5402	7059	-1177	2554	865.2	2943
25	35	35	3833	3143	4977	7025	-1169	2843	798.4	3176
35	35	35	4728	3113	4068	6971	-1066	3343	657	3570

### 3.2.3 Determinación de los esfuerzos máximos en la cabina usando métodos aproximados de cálculo en placas delgadas

La cabina es un paralelepípedo de 6 caras las cuales fueron consideradas como placas rectangulares delgadas para el cálculo, debido a que el espesor es pequeño en relación a sus otras dimensiones. Además debido a que las paredes o caras de la cabina se encuentran unidas mediante tornillos se analizó individualmente una de ellas y se supuso empotrada en sus cuatro lados.

El cálculo preliminar de resistencia de la cabina se realizó para la base inferior, ya que es ésta la que estará sometida a mayores exigencias de carga. En la base de la cabina se ubicarán el panel de instrumentos y el piloto (puntos A y B), y debajo de ella se colocará una estructura base que se unirá con la plataforma de movimiento. Debido al contacto con estos elementos se generarán fuerzas de reacción en la base como se muestra en la figura 3.9.



a) Base visto de arriba con fuerzas de reacción con piloto y panel  
 b) Base visto desde abajo con fuerzas de reacción con la plataforma de movimiento

Figura 3.9 Base inferior de la cabina sometido a fuerzas de reacción

La fuerza y momento de reacción generados por el panel se determinan realizando el DCL del panel mostrado en la figura 3.10. Ahí se observa que debido a la masa del panel (incluido todos sus componentes) se generan fuerzas y momentos inerciales dirigidos a su centro de masa. De esta manera, se hallan las fuerzas y momentos de reacción con las ecuaciones 3.1 y 3.2 de equilibrio dinámico obteniéndose lo siguiente:

$$\vec{F}_A + m_{Pa}(\vec{g} - \vec{a}_{Pa}) = 0$$

$$\vec{M}_A + \vec{r}_{Pa} \times m_{Pa}(\vec{g} - \vec{a}_{Pa}) - \vec{M}_{Pa} = 0$$



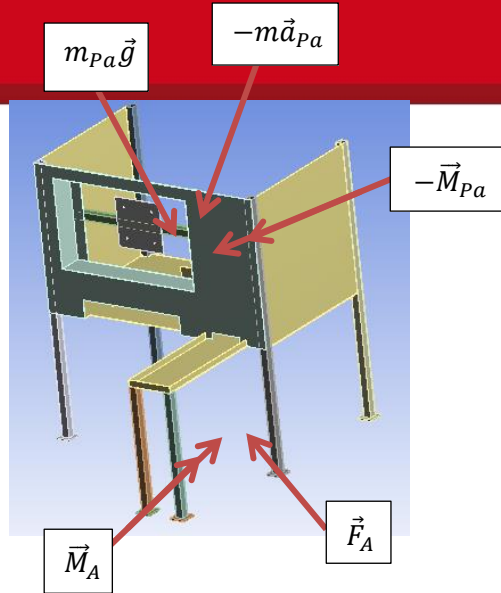


Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre del panel de instrumentos

Donde  $\vec{F}_A$  y  $\vec{M}_A$  son las fuerzas y momentos de reacción con el panel,  $m_{pa}$  es la masa del panel,  $\vec{a}_{pa}$  es la aceleración del centro de masa del panel,  $\vec{r}_{pa}$  es la distancia del centro de masa del panel al punto A en la base y  $\vec{M}_{pa}$  es el momento inercial del panel que se halla con las ecuaciones de movimiento de Euler (ecuaciones 3.4, 3.5 y 3.6). De la misma forma se hallan las fuerzas de reacción con el piloto.

La figura 3.11 muestra el DCL de la base con un dibujo simple en el que se muestran las fuerzas de reacción halladas y se agregan las fuerzas y momentos inerciales de la base, las cuales están dirigidas a su centro de masa G1. Finalmente,  $F_R$  y  $M_R$  son las fuerzas de reacción con la plataforma de movimiento, las cuales fueron halladas en el subcapítulo anterior.

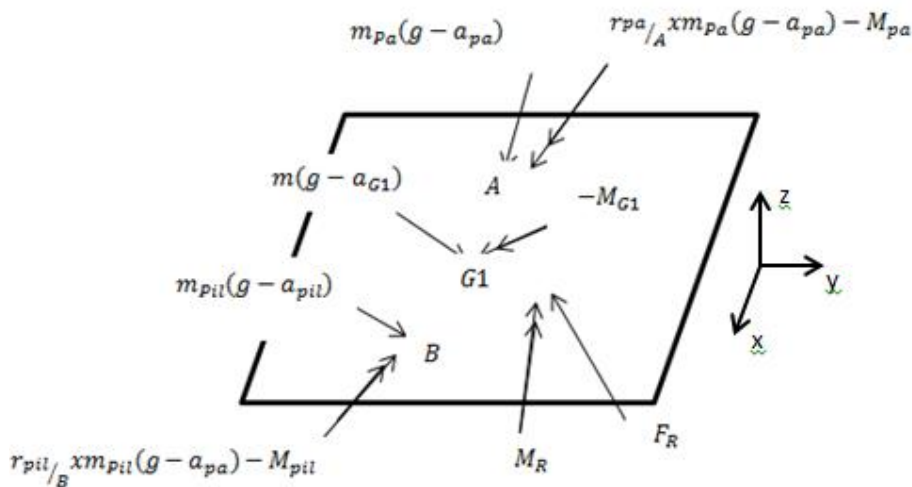


Figura 3.11 DCL de la base de la cabina visto desde el sistema no inercial



Del DCL, se obtiene que la sumatoria de fuerzas y momentos externos están dados por las ecuaciones 3.10 y 3.11

$$\sum F = m(\vec{g} - \vec{a}_{G1}) + m_{pil}(\vec{g} - \vec{a}_{pil}) + m_{pa}(\vec{g} - \vec{a}_{pa}) + \vec{F}_R \quad (3.10)$$

$$\sum M = (r_{pa/G1} \times m_{pa}(\vec{g} - \vec{a}_{pa}) - M_{pa}) + (r_{pil/G1} \times m_{pil}(\vec{g} - \vec{a}_{pil}) - M_{pil}) - M_{G1} + M_R \quad (3.11)$$

El cálculo de esfuerzos de la base de la cabina se realizó descomponiendo las fuerzas y momentos externos en sus componentes x,y,z , y para cada fuerza y momento se hallaron los esfuerzos producidos en los puntos críticos y luego se sumaron por superposición de efectos. Es decir, se tiene en la figura 3.12 la base de la cabina sometida a las fuerzas y momentos externos hallados con las ecuaciones 3.10 y 3.11, los cuales se dividen en 6 casos para las fuerzas y momentos en cada dirección.

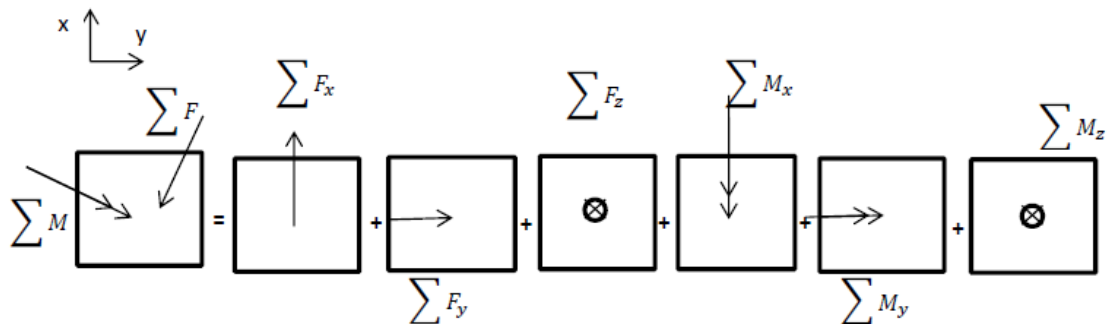


Figura 3.12 Descomposición de fuerzas y momentos aplicados a una cara de la cabina la cual se supone está empotrada en sus cuatro lados

En el primer caso se toma en cuenta las fuerzas en la dirección x que produciría un esfuerzo en x así como en y. El esfuerzo en x ( $\sigma_x$ ) sería igual a la fuerza en x entre el área transversal. Luego, las ecuaciones 3.12 y 3.13 relacionan los esfuerzos con las deformaciones. Además, la deformación en y ( $\epsilon_y$ ) es cero, ya que la base va a estar empotrada impidiendo que se deforme en esa dirección, por lo que usando la ecuación 3.11 se obtiene que el esfuerzo en y ( $\sigma_y$ ) es igual a  $\nu\sigma_x$  donde  $\nu$  es el coeficiente de Poisson.

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu\sigma_y] \quad (3.12)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu\sigma_x] \quad (3.13)$$

Los esfuerzos normales producidos por las fuerzas en y se hallaron de la misma manera que en el primer caso, considerando que en este caso  $\sigma_y$  es igual a la fuerza entre el área y  $\sigma_x$  es igual a  $\nu\sigma_y$ . Los esfuerzos debido a estas fuerzas son de igual

magnitud en toda la placa y solo cambiarán de dirección cuando pasen el punto medio de la placa, es decir cambiarán de esfuerzo de tracción a compresión.

En el caso de los esfuerzos producidos por las fuerzas perpendiculares éstas se hallaron usando las expresiones dadas en el libro *Roark's Formulas for Stress and Strain* de Warren Young para placas delgadas rectangulares [Young, 1989]. Estas fuerzas producirán esfuerzos de diferente magnitud, de los cuales los de mayor magnitud se ubicarán en los bordes de la placa. De esta manera se determinan los puntos críticos que se analizaron, los cuales se muestran en la figura 3.13.

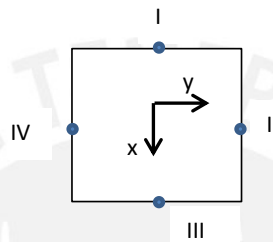
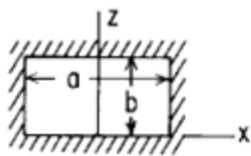


Figura 3.13 Puntos críticos en las paredes de la cabina

Las fuerzas perpendiculares se asumieron que se distribuyen uniformemente en todo el área de la placa. Esto es cierto para el caso del peso, y en parte para el caso de las fuerzas de inercia. Se sabe que el peso se distribuye uniformemente y proporcional a la aceleración de la gravedad, mientras que la fuerza de inercia no, ésta es proporcional a la aceleración la cual varía en cada punto de la placa. La aceleración varía en cada punto debido a que existe rotación; sin embargo, se analizará la fuerza de inercia como si el movimiento fuera lineal, lo que quiere decir que todos los puntos de la placa tienen la misma aceleración y en consecuencia la fuerza de inercia se distribuye uniformemente. El efecto de rotación, que produce que la aceleración sea diferente en cada punto, se analiza agregando el momento inercial; ello se analizará posteriormente. Las fuerzas de reacción con el piloto y el panel también se asumieron que se distribuyen uniformemente, aunque en realidad se distribuyen en una parte de la cabina (puntos A y B). Lo mismo ocurre con las fuerzas de reacción con la plataforma de movimiento, la cual se produce en los cuatro puntos en los que se apoya la cabina con la plataforma, pero que para el cálculo se asumirá como uniformemente distribuida. Se realizaron estas suposiciones para obtener un modelo matemático simplificado y poder hallar los esfuerzos sin expresiones matemáticas muy complejas.

En el caso de bordes empotrados sometidos a una carga  $q$  uniformemente repartida los esfuerzos máximos se darían en los puntos medios de los lados mayores de la placa. La figura 3.14 muestra las expresiones para hallar el esfuerzo máximo en función de la carga ( $q$ ), el lado menor de la placa ( $b$ ), el espesor de la placa ( $t$ ) y una constante ( $\beta_1$ ) que está en función de la relación de los lados de la placa ( $a/b$ ) y que están dados en la misma figura. El signo del esfuerzo indica cómo se flexiona la placa, siendo positivo cuando se tensiona en la cara inferior, es decir en la cara opuesta a la que se observa en la figura 3.11, y se comprime en la cara superior, es decir la cara que se muestra en la figura para una carga aplicada perpendicular entrando a la figura. Los esfuerzos máximos dados están en dirección perpendicular al lado donde se ubican.

Rectangular plate, all edges fixed



(At center of long edge)  $\sigma_{\max} = \frac{-\beta_1 q b^2}{t^2}$   
 (At center)  $\sigma = \frac{\beta_2 q b^2}{t^2}$  and  $y_{\max} = \frac{\alpha q b^4}{E t^3}$

$a/b$	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	$\infty$
$\beta_1$	0.3078	0.3834	0.4356	0.4680	0.4872	0.4974	0.5000
$\beta_2$	0.1386	0.1794	0.2094	0.2286	0.2406	0.2472	0.2500
$\alpha$	0.0138	0.0188	0.0226	0.0251	0.0267	0.0277	0.0284

Figura 3.14 Esfuerzos en placa rectangular empotrada en todos sus bordes sometidas a cargas  $q$  uniformemente distribuidas [Young, 1989]

Con las tablas dadas en la figura 3.14 se hallan los esfuerzos debido a una carga uniformemente distribuida. Así por ejemplo, para el punto “1” se tiene que la relación entre los lados de la placa  $b/a$  es de 1.5/1.5, es decir de 1, y según la figura 3.14 el esfuerzo estaría dado por la siguiente expresión

$$\sigma_x = -0.3078 q b^2 / t^2 \tag{3.14}$$

Donde  $q$  es la carga por unidad de superficie, que en este caso sería la  $\sum F_z$  hallado con la ecuación 3.10 entre el área  $b \cdot a$  ( $1.5 \times 1.5 \text{ m}^2$ ) y  $t$  es el espesor de la placa, el cual es de 5 mm para todas las paredes de la cabina.

Los esfuerzos causados por los momentos  $M_x$  y  $M_y$  se hallaron haciendo la similitud de la figura 3.15. Se aproximó los esfuerzos causados por los momentos a los causados por un par de fuerzas distribuidas decrecientes, debido a que la bibliografía no da un

método de cálculo de esfuerzos debido a un momento en una placa. Se halló el valor “q” de la fuerza distribuida igualando el momento producido por el par de fuerzas distribuidas al momento M. De esta manera se obtuvo la ecuación 3.15 que relaciona el “q” de la fuerza distribuida decreciente con el momento M cuyo efecto se quiere analizar.

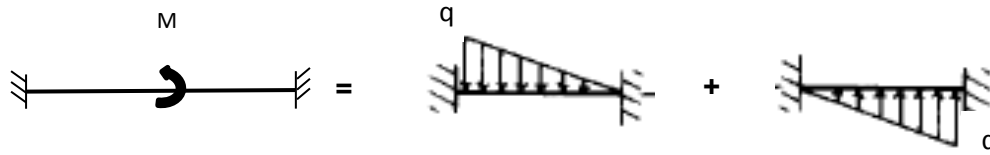


Figura 3.15 Viga empotrada sometido a un momento perpendicular al plano de la figura

$$\left(q * \frac{ab}{2}\right) * \left(\frac{a}{3}\right) = M$$

$$q = \frac{6M}{a^2b} \tag{3.15}$$

Donde a y b son los lados de la placa siendo “a” el lado que se muestra en la figura 3.15, que en el caso de la base de la cabina son iguales ambas de 1.5m. El libro de Warren Young da valores para hallar los esfuerzos para una fuerza distribuida decreciente, la cual se muestra en la figura 3.16. El esfuerzo máximo se genera en el punto medio del lado donde la carga es mayor.

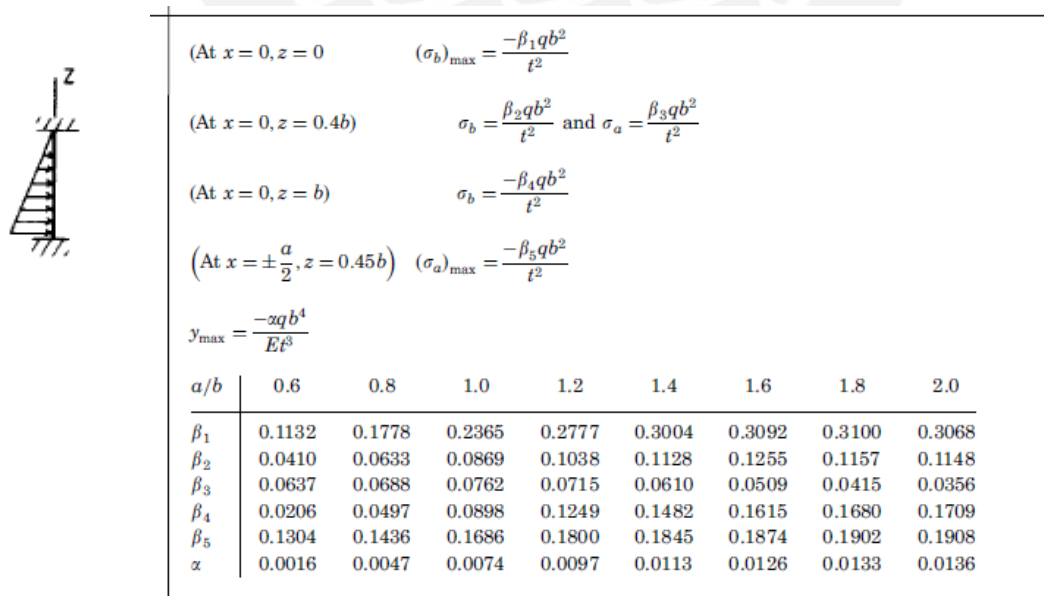


Figura 3.16 Esfuerzos en placa rectangular empotrada en todos sus bordes sometidas a una carga distribuida decreciente [Young, 1989]

Así por ejemplo, para el momento con vector en y, el punto crítico I que se mostró en la figura 3.13 se resolvió con un par de fuerzas distribuidas. En éste cálculo el punto I para el momento  $M_y$  se ubica en el punto  $x=0$ ,  $z=b$  para la primera carga distribuida y en el punto  $x=0$ ,  $z=0$  para la segunda carga distribuida según las coordenadas dadas por Young en su libro. De esta manera y teniendo en cuenta el sentido de las cargas, el esfuerzo en I producido por el momento  $M_y$  estaría dado para ésta aproximación por la ecuación 3.16.

$$\sigma_x = -\frac{0.0898qb^2}{t^2} + \frac{0.2365qb^2}{t^2}$$

$$\sigma_x = \frac{0.8802M_y}{at^2} \quad (3.16)$$

De manera similar se hallaron los esfuerzos producidos por los momentos con vector en x ( $M_x$ ). Por otro lado, el esfuerzo cortante causado por los momentos con vector perpendicular a la placa ( $M_z$ ), es decir los momentos torsores, serán despreciados debido a que el momento de inercia en este caso es mucho mayor en comparación con los momentos de inercia de los otros ejes.

Los esfuerzos producidos tendrán direcciones en x y en y, luego se halla el esfuerzo equivalente según el criterio de Von Mises que para el caso de esfuerzos bidimensionales estaría dado por la ecuación 3.17.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y} \quad (3.17)$$

Se hallaron los esfuerzos para cada punto crítico y los resultados de los esfuerzos equivalentes para algunas posiciones de la cabina se muestran en la tabla 3.5.

Se obtiene un esfuerzo equivalente máximo de 10.30 MPa y ocurre cuando la cabina se encuentra en su posición inicial, es decir en  $0^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $0^\circ$  con respecto a los ejes fijos XYZ. Los esfuerzos equivalentes se encuentran en un rango de 7.70 a 10.30 MPa.

Tabla 3.5 Esfuerzos totales en x y en y, y equivalentes en los puntos críticos de la base de la cabina

I			II			III			IV		
$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_{eq}$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_{eq}$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_{eq}$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_{eq}$
10.325	0.0474	10.301	-0.1393	2.895	2.9671	-3.9621	-0.0506	3.937	0.1385	3.4654	3.3983
10.314	0.0527	10.287	-0.1441	2.2398	2.3152	-4.2532	-0.0558	4.2256	0.1433	3.8181	3.7485
9.3886	0.0731	9.3523	-0.161	-0.887	0.8181	-5.4837	-0.0763	5.446	0.1602	4.7891	4.711
9.0407	0.0758	9.0031	-0.1628	-1.448	1.3743	-5.6711	-0.0791	5.632	0.162	4.8156	4.7366
10.102	0.0439	10.081	-0.1237	2.8394	2.9032	-3.4568	-0.0471	3.4335	0.123	3.8039	3.7439
7.4533	0.0225	7.4421	-0.0228	1.4564	1.468	-0.1952	-0.0256	0.1837	0.0221	5.7993	5.7882
9.3627	0.0673	9.3292	-0.1507	-0.268	0.2324	-4.9524	-0.0708	4.9174	0.1498	4.6753	4.6023
9.1169	0.0706	9.0819	-0.1557	-0.75	0.6859	-5.2298	-0.0741	5.1931	0.1548	4.635	4.5596
8.716	0.0348	8.6987	-0.0705	1.8265	1.8627	-1.7084	-0.0383	1.6896	0.0696	5.1786	5.1441
8.8208	0.0405	8.8006	-0.0806	1.3236	1.3657	-2.1396	-0.0442	2.1178	0.0794	5.3551	5.3158
8.9135	0.0214	8.9028	-0.0973	5.0657	5.1151	-1.7275	-0.0253	1.715	0.0963	2.1174	2.0709
8.6271	0.0459	8.6043	-0.1127	1.7573	1.8163	-2.6307	-0.0517	2.6052	0.1104	4.2356	4.1815
8.6986	0.0504	8.6735	-0.1279	1.5688	1.6365	-3.1751	-0.0564	3.1472	0.1255	3.9512	3.89
8.6627	0.0573	8.6342	-0.1548	1.298	1.3819	-4.1408	-0.0634	4.1095	0.1523	3.2202	3.1469

### 3.2.4 Selección de material de la cabina y verificación por resistencia

Como se mencionó anteriormente, el material que se usará para la fabricación de la cabina será plástico reforzado en fibra de vidrio, cuyas propiedades mecánicas varían dependiendo de la cantidad de fibra que posea. La elección de este material se debe principalmente a que posee una baja densidad, y que puede alcanzar resistencias mecánicas altas, además de su bajo costo.

Existen varios tipos de fibra de vidrio y de resinas que se pueden combinar para formar el plástico reforzado con fibra de vidrio, para este caso se empleará como fibra el vidrio tipo E y como matriz el poliéster, ya que ambos son los que mayormente se usan y los más económicos. Se usará 30% de volumen de fibra y 70% de resina poliéster. La ecuación 3.18 proporciona la densidad del compuesto, en donde  $\rho_f$  y  $v_f$  son la densidad y la fracción volumétrica de la fibra respectivamente, mientras que  $\rho_m$  y  $v_m$  son la densidad y fracción volumétrica de la matriz.

$$\rho_c = \rho_f v_f + \rho_m v_m \tag{3.18}$$

Se sabe que la densidad del poliéster es de aproximadamente  $1.10 \text{ g/cm}^3$  y la densidad de la fibra es de  $2.54 \text{ g/cm}^3$ , de esta manera usando la ecuación 3.18 se obtiene una densidad del compuesto de  $1.53 \text{ g/cm}^3$ , que es la que se usó para determinar la masa de la cabina.



La fibra de vidrio se puede encontrar en el mercado local de distintas formas, entre las principales se encuentran: los *Mat*, *roving* para bobinado y *woven roving*. El *Mat* es un manto de fibra de vidrio cortadas de aproximadamente 5 cm de largo y dispersas al azar, unidas mediante un aglomerante de alta solubilidad en estireno. Son fabricadas en rollos de 50 a 60 kg con largo de 1.4 m, como se muestra en la figura 3.17, y son diseñados para uso en refuerzo plástico de resina de poliéster, vinylester o epóxicas, destinado para procesos de aplicación manual. Se venden en pesos de 225, 300, 450 y 600 g/m<sup>2</sup>. Por otra parte, el *roving* para bobinado son refuerzos presentados en formas de bobinas cuyo peso va desde 22 hasta 28 kg aproximadamente, con los filamentos rigurosamente paralelos y agrupados en una única mecha como se muestra en la figura 3.18.



Figura 3.17 Mat o mantas para laminado manual de fibra de vidrio



Figura 3.18 Roving para bobinado o *Filament winding*

El *woven roving* es un tejido de fibra de vidrio como se muestra en la figura 3.19. Es fabricado en rollos de 40 a 60 kg de 1.4 m de longitud. Son compatibles con resinas poliéster, viniléster y epoxi. Se comercializan en 600, 800 y 880 g/m<sup>2</sup>.



Figura 3.19 *Woven roving* de fibra de vidrio

Los plásticos reforzados con fibra de vidrio son materiales compuestos anisótropos, es decir sus propiedades como la elasticidad y resistencia mecánica varían con la dirección en la que son analizadas. Se fabrican con capas de fibra de vidrio dispuestas de distintas formas, pudiéndose obtener una gran variedad de productos de diferentes propiedades.

Se consultó a la empresa FIBROTECNIA S.A.C para la fabricación en PRFV de la cabina, el cual recomendó usar un estratificado compuesto de dos capas de *Mat* de  $450\text{g/m}^2$ , una capa de *woven roving* de  $600\text{ g/m}^2$  y otras dos capas de *Mat* de fibra vidrio de  $450\text{g/m}^2$ , las cuales estarán mezcladas con la resina de poliéster. Esta elección de capas se debió principalmente al bajo costo y a las buenas propiedades mecánicas que otorga este estratificado. Además, esta disposición de capas produce un laminado cuasi-isótropo, es decir sus propiedades son aproximadamente iguales en todas las direcciones. Esta característica es importante, ya que la cabina va a estar sometida a esfuerzos bidireccionales, por lo que se necesita que el material sea igual de resistente en todas las direcciones.

La norma británica BS 4994 es una norma para el diseño y construcción de tanques y recipientes de almacenamiento en plástico reforzado, la cual da unas ecuaciones para la determinación de la resistencia del PRFV. En la tabla 5 de la norma se muestran las resistencia a la tracción unitaria y el módulo de elasticidad unitario de una capa de *Mat*, una capa de *Woven roving* y una capa de *Filament winding*. Estas propiedades están dadas por unidad de ancho, por masa de fibra en  $1\text{ m}^2$  ( $\text{N/mm per kg/m}^2$ ). Las propiedades del *mat* y el *woven roving*, que son las capas que se van a usar, se muestran en la tabla 3.6.

Tabla 3.6 Propiedades mecánicas de una capa de *Mat* y una capa de *Woven roving*

	Resistencia última a la tracción unitaria (N/mm por kg/m <sup>2</sup> )	Módulo de elasticidad unitario (N/mm por kg/m <sup>2</sup> )
CSM (Mat)	200	14000
Woven roving	250	16000

La norma usa un factor de seguridad dado por la ecuación 3.19; por lo que la resistencia unitaria admisible de una capa estaría dada por la ecuación 3.20.

$$k = 3k_1k_2k_3k_4k_5 \quad (3.19)$$

$$U_L = \frac{U}{k} \quad (3.20)$$

Donde  $k$  es el factor de seguridad,  $U_L$  es la resistencia unitaria admisible y  $U$  es la resistencia última a la tracción unitaria.  $K_1$  es un factor que depende del método de manufactura, que en este caso será manual, por lo que según la tabla 6 de la norma (Anexo 2) será de 1.5,  $k_2$  es un factor relacionado con la pérdida de resistencia del laminado; este factor es usado mayormente en los tanques de almacenamiento y depende de la reacción del PRFV con la sustancia que contiene, por lo que en este caso como lo que se va a analizar no es un tanque de almacenamiento se usará el valor más bajo que recomienda la norma que es de 1.2. Luego el valor  $k_3$  depende de la temperatura de operación; en este caso se trabajará a temperatura ambiente, por lo que este valor será igual a 1. El valor  $k_4$  está relacionado con la carga cíclica sometida al laminado, ésta será de 1.1 suponiendo un número de ciclos de  $10^3$  según la figura 2 de la norma. Luego  $k_5$  está relacionado con el procedimiento de curado de la resina y la norma recomienda un valor de 1.1. Entonces, usando la ecuación 3.19 se obtiene un factor de seguridad  $k$  de 6.5.

El valor de la tensión unitaria admisible de una capa de *mat* y una capa de *woven roving* se halla usando la ecuación 3.20, de esta manera se tienen las siguientes resistencias admisibles para cada capa:

- CSM:  $U_L = \frac{200}{6.5} = 30.77 \text{ N/mm/kg/m}^2 \text{ de refuerzo}$
- WR :  $U_L = \frac{250}{6.5} = 38.46 \text{ N/mm/kg/m}^2 \text{ de refuerzo}$

La resistencia unitaria del laminado se halla usando la ecuación 3.21 dada por la norma, en la que  $u_1, u_2, u_3, \dots, u_z$  son las resistencias unitarias admisibles de un tipo de capa,  $m_1, m_2, m_3, \dots, m_z$  son el peso por unidad de área de una capa y  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_z$  es el número de capas.

$$U_{lam} = u_1 m_1 n_1 + u_2 m_2 n_2 + u_3 m_3 n_3 + \dots + u_z m_z n_z \quad (3.21)$$

La cabina usará 4 capas de mat de  $450 \text{ g/m}^2$  y una capa de woven roving de  $600 \text{ g/m}^2$  de acuerdo con el estratificado mencionado anteriormente, por lo que según la ecuación 3.21 la resistencia unitaria admisible del laminado estaría dada de la siguiente manera:

$$U_{lam} = 30.77 * 0.45 * 4 + 38.46 * 0.6 * 1 = 78.46 \text{ N/mm}$$

El módulo de elasticidad unitario se halla de forma similar a la resistencia y está dado por la ecuación 3.22, donde  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_z$  son los módulos unitarios de cada capa.

$$X_{lam} = x_1 m_1 n_1 + x_2 m_2 n_2 + x_3 m_3 n_3 + \dots + x_z m_z n_z \quad (3.22)$$

Los módulos de elasticidad unitaria del *mat* y del *woven roving* están dados en la tabla 3.6, por lo que el módulo de elasticidad unitario del laminado sería el siguiente:

$$X_{lam} = 14000 * 0.45 * 4 + 16000 * 0.6 * 1 = 34800 \text{ N/mm}$$

El espesor del laminado estaría dado por la suma de los espesores de cada lámina. La norma da valores aproximados del espesor de cada capa dependiendo del porcentaje en peso de fibra y de la densidad de la resina utilizada. En el anexo 2 se muestra la figura 5 de la norma la cual se usa para determinar el espesor del laminado. Se usará aproximadamente un 30% de fibra en las láminas de *mat* y un 55% en la lámina de *woven roving*, por lo que usando la gráfica de la figura 5 de la norma para una densidad de la resina de 1.1 nos da un espesor de 2.5 mm por  $\text{kg/m}^2$  para la lámina de *mat* y un espesor de 1.1 por  $\text{kg/m}^2$  para la lámina de *woven roving*. De esta manera el espesor total de laminado estaría dado de la siguiente manera:

$$\text{espesor} = 2.5 * 0.45 * 4 + 1.1 * 0.6 * 1 = 5 \text{ mm}$$

El espesor del estratificado de fibra de vidrio a usar es de 5 mm; sin embargo, este espesor no va a ser igual para toda la pared de la cabina. En las uniones entre las paredes se aplicará el doble de laminado, es decir 4 capas más de *mat* y una más de *woven roving* obteniéndose un espesor de 1 cm. Esto se realiza debido a que en estas zonas hay una mayor concentración de esfuerzos, además de que el PRFV en contacto con el acero de los tornillos tiende a desgastarse más. Igualmente ocurre en las uniones entre el asiento, el panel, el soporte de monitores y la estructura base de acero estructural con la cabina de PRFV. En estas uniones además se usará una placa de acero embebida en el PRFV para darle una mayor resistencia, esto es recomendado por los fabricantes del PRFV para que el material tenga mayor resistencia y no se desgaste con facilidad al estar en contacto con el acero. Es decir la placa de acero se coloca en la base y se rellena con más capas de *mat* envolviéndola y uniéndola a la base. La figura 3.20 muestra la unión entre una de las patas del panel de instrumentos, y la base de la cabina usando un anclaje metálico embebido.

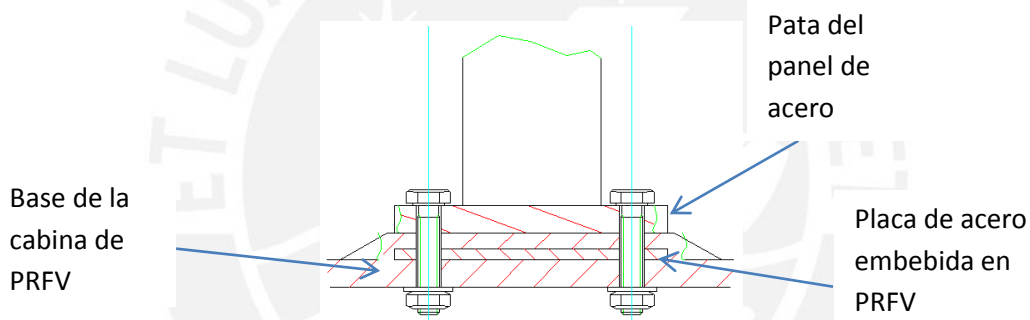


Figura 3.20 Unión entre el panel de instrumentos y la base de la cabina usando una placa de acero embebida

Finalmente, en el análisis se requiere obtener los valores de resistencia admisible y módulo de elasticidad, éstos se obtienen dividiendo los valores de resistencia unitaria y módulo unitario entre el espesor del laminado, de 5 mm en este caso, obteniéndose la resistencia admisible y módulo de elasticidad en MPa. De esta manera, la resistencia admisible del laminado será de aproximadamente 15.7 MPa y el módulo de elasticidad de 6960 MPa. Comparando este valor de resistencia admisible con el valor de esfuerzo equivalente máximo de 10.3 MPa hallado anteriormente, se verifica que la cabina resiste dando un factor de seguridad de 1.5 además del factor de seguridad de 6.5 que se halló siguiendo la recomendación de la norma.



### 3.2.5 Selección de material del soporte de los monitores y panel de instrumentos y verificación de resistencia

El soporte para los monitores consiste de una estructura hecha de tubos cuadrados como se muestra en la figura 3.21. En ella se sueldan tres placas con cuatro agujeros de 4.5 mm de diámetro las cuales sujetarán a los monitores por medio de cuatro tornillos M4.

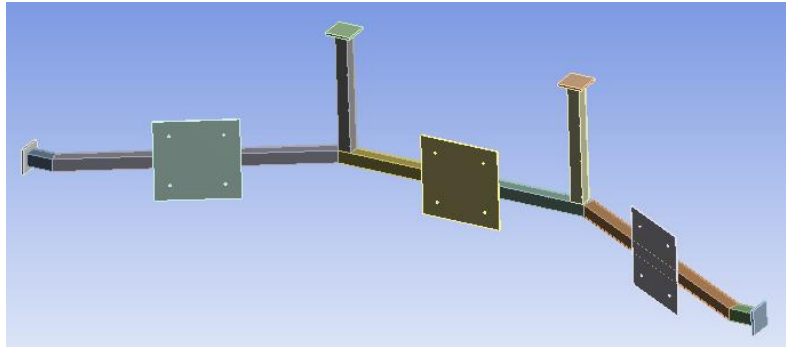


Figura 3.21 Soporte de monitores

Se usarán tubos cuadrados de acero al carbono laminado en caliente de 25x25x1.5 mm de espesor que serán proporcionados por “Aceros Arequipa”. Según el catálogo de la página de “Aceros Arequipa” el material tiene una resistencia límite de fluencia de 269 MPa como mínimo.

Se determinó la resistencia de estos tubos para lo cual se realizó el DCL de la estructura, como se muestra en la figura 3.22. Para el cálculo analítico sólo se tomaron en cuenta las aceleraciones lineales y se realizó el cálculo en la posición inicial, es decir cuando la cabina no ha realizado ninguna rotación. De esta manera la estructura estará sometida a las fuerzas de inercia y al peso debido a su masa y la masa de los monitores. Las masas de los monitores es de 3 kg, mientras que los tubos tienen una masa de 1kg/m, por lo que la masa que se obtiene en cada punto medio de cada tubo de 0.52m es de 3.52 kg. Las figuras 3.23 y 3.24 muestran los diagramas de fuerzas internas que se obtienen en el soporte. Los puntos críticos se encuentran en los puntos medios de cada segmento de longitud.



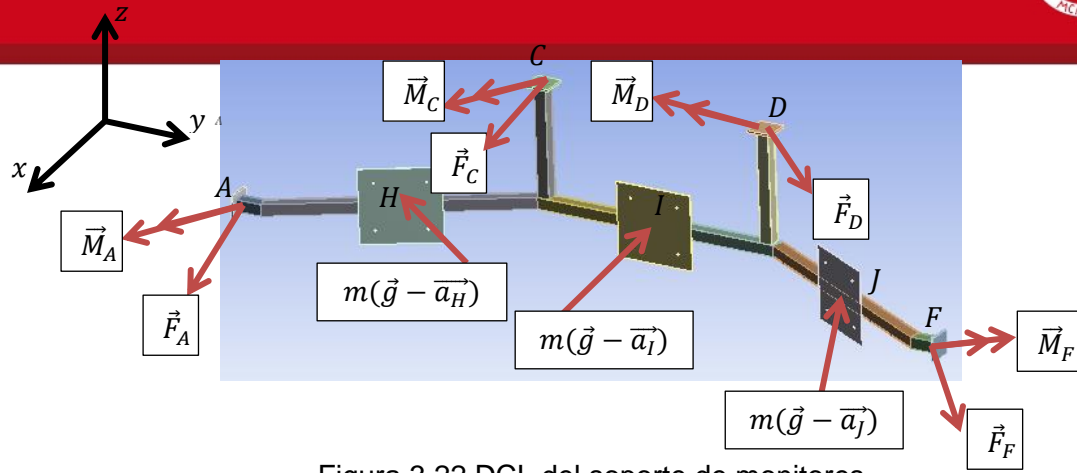


Figura 3.22 DCL del soporte de monitores

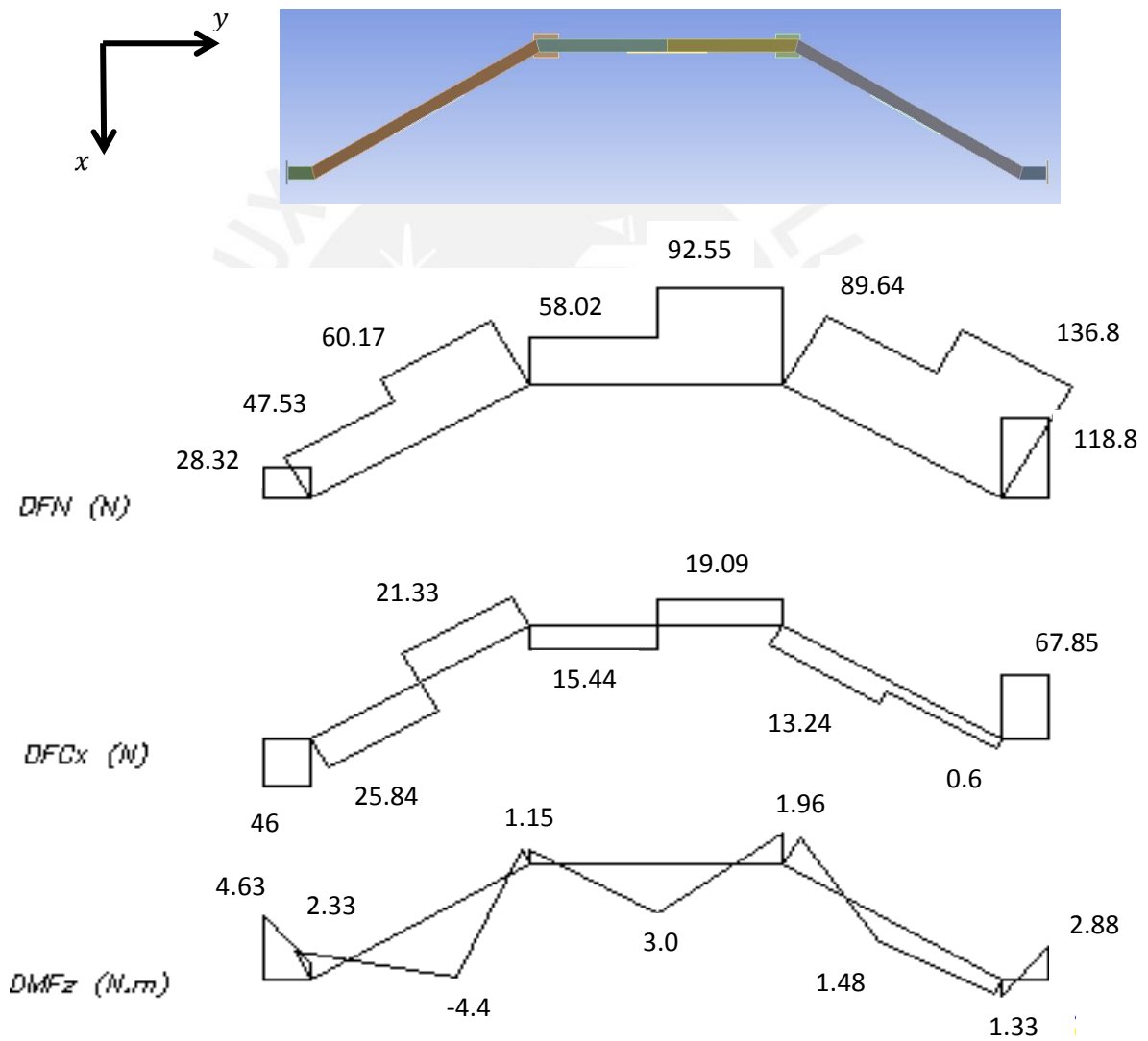


Figura 3.23 Diagrama de fuerzas normales, fuerza cortante en x y momento flector en z visto en el plano xy

32.18

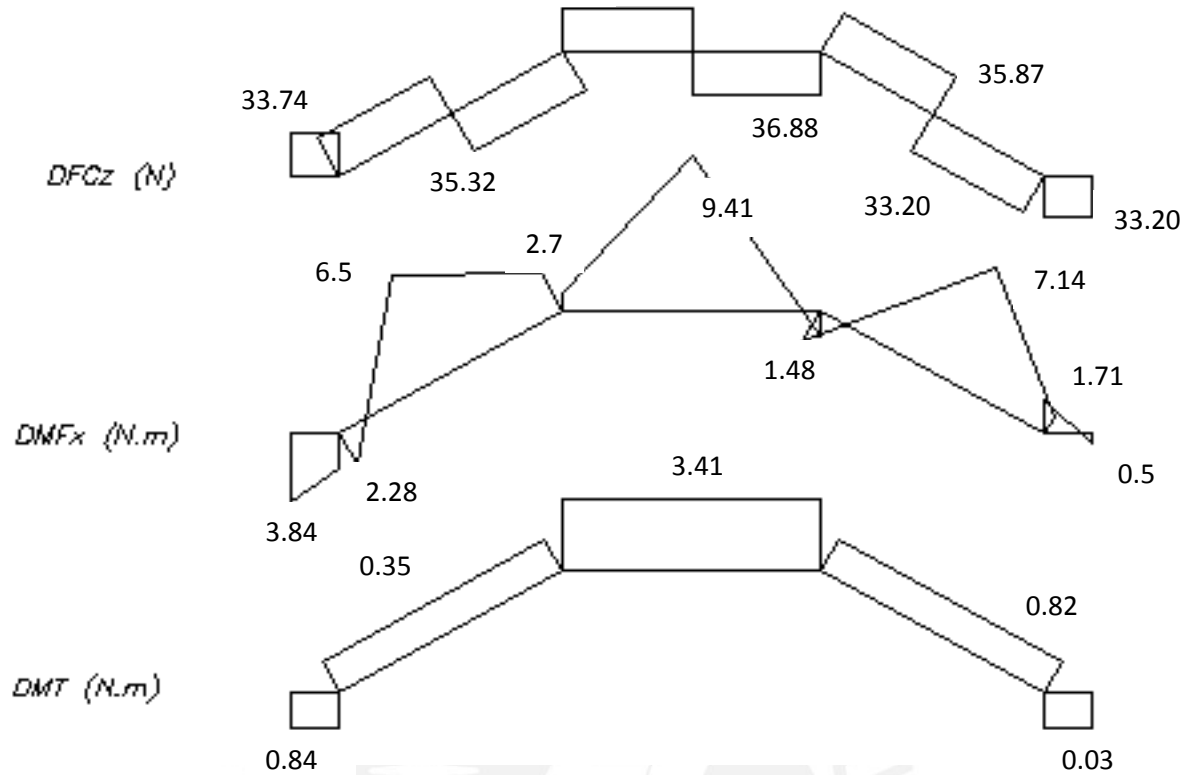


Figura 3.24 Diagrama de fuerza cortante en z, momento flector en x y momento torsor visto en el plano xy

Cada extremo del soporte se encuentra unido a las paredes de la cabina mediante tornillos, por lo que se halló como si estuviera empotrado. De esta manera, se determinaron las fuerzas de reacción con las ecuaciones de equilibrio dinámico y considerando que el desplazamiento lineal y angular en los cuatro puntos de unión con la cabina (A, C, D, F) es cero.

Se hallaron los esfuerzos producidos en los puntos críticos con las ecuaciones de la resistencia de materiales siendo el punto más crítico el punto I. Para este punto se obtuvieron los siguientes esfuerzos:

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{92.55N}{72.75mm^2} = 1.27 MPa$$

$$\sigma_{f1} = \frac{M_{fz}x}{I_z} = \frac{3000Nmmx12.5mm}{7137mm^4} = 5.25 MPa$$

$$\sigma_{f2} = \frac{M_{fx}z}{I_x} = \frac{9410Nmmx12.5mm}{7137mm^4} = 16.48 MPa$$

$$\tau_t = \frac{M_t r}{I_0} = \frac{3410Nmmx17.7mm}{14274mm^4} = 4.23 MPa$$

Luego con la teoría de Von Mises dado por la ecuación 3.23 se obtiene el esfuerzo equivalente igual a 24.14 MPa.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_f)^2 + 3\tau^2} \quad (3.23)$$

El esfuerzo límite de fluencia del material es de 269 MPa, por lo que se obtiene un Factor de seguridad de aproximadamente 11 asegurando que el soporte cumple con las condiciones de trabajo y resistirá.

Es necesario realizar un análisis de fatiga, ya que las aceleraciones en la cabina no se mantienen constante, varían de un valor máximo de (9.81; 9.81; 9.81) m/s<sup>2</sup> al mismo valor pero de signo contrario; es decir a un valor de (-9.81; -9.81; -9.81) m/s<sup>2</sup>. Se realizó otro DCL del soporte de monitores para estas últimas aceleraciones y se realizó un diagrama de fuerzas internas. Se obtuvo un diagrama similar a los mostrados en las figuras 3.23 y 3.24; sin embargo los valores que se obtuvieron fueron menores y la flexión ocurre en la dirección contraria.

La resistencia a la fatiga debido a esfuerzos variables se realiza descomponiendo el esfuerzo en dos componentes, uno que corresponde a un esfuerzo estático y que se denomina esfuerzo medio y el otro que toma en cuenta la variación del esfuerzo y que se denomina esfuerzo alternante. Los esfuerzos medio y alternante de un esfuerzo variable en el tiempo se hallan con las ecuaciones 3.24 y 3.25, donde  $\sigma_s$  es el esfuerzo superior o máximo y  $\sigma_i$  es el esfuerzo inferior o mínimo.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_s + \sigma_i}{2} \quad (3.24)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_s - \sigma_i}{2} \quad (3.25)$$

En el punto I mostrado en la figura 3.22 se obtuvo una fuerza normal de 92.55 N para las aceleraciones de (9.81; 9.81; 9.81) m/s<sup>2</sup>; sin embargo para las aceleraciones en signo contrario; es decir de (-9.81; -9.81; -9.81) m/s<sup>2</sup>, se obtuvo una fuerza normal de 13.45 N, por lo que dividiendo estas fuerzas internas entre el área transversal del tubo se obtuvieron un esfuerzo de 1.27 MPa y 0.18 MPa respectivamente. El primer esfuerzo sería el esfuerzo normal superior, mientras que el segundo sería el esfuerzo normal inferior. Usando las ecuaciones 3.24 y 3.25 se obtiene un esfuerzo normal medio de 0.725 MPa y un esfuerzo normal alternante de 0.545 MPa. Similarmente, en el punto I para las aceleraciones positivas los momentos flectores son de 3 y 9.41 Nm

como se observan en la figuras 3.23 y 3.24; mientras que para las aceleraciones negativas se obtuvieron momentos flectores de 1 y 3.2 Nm. En consecuencia, se obtiene un esfuerzo de flexión superior de 21.74 MPa para las aceleraciones positivas, mientras que para las aceleraciones negativas se obtiene un esfuerzo de flexión inferior de -3.67 MPa. A éste último se le asigna un signo negativo, ya que la flexión ocurre en dirección contraria que para el caso de las aceleraciones positivas. De esta manera usando las ecuaciones 3.24 y 3.25 se obtuvo un esfuerzo de flexión medio de 9.04 MPa y un esfuerzo alternante de 12.71 MPa. Siguiendo el mismo procedimiento el esfuerzo de torsión medio y alternante resultaron 1.8 MPa y 1.6 MPa respectivamente.

La resistencia a la fatiga se realiza determinando el esfuerzo alternante aumentado, éste esfuerzo es el esfuerzo alternante multiplicado por una serie de coeficientes que influyen en la resistencia a la fatiga del material. El esfuerzo alternante aumentado se determina con la ecuación 3.26, en la que  $c_s$  es el coeficiente de superficie,  $c_t$  es el coeficiente de tamaño,  $c_{temp}$  es el factor de temperatura,  $c_{carg}$  es el factor de carga,  $c_c$  es el factor de confiabilidad y  $\beta_K$  es el factor de concentración de esfuerzos.

$$\sigma'_a = \left( \frac{\beta_K}{c_s c_t c_{temp} c_{carg} c_c} \right) \sigma_a \quad (3.26)$$

El coeficiente de superficie  $c_s$  depende de la rugosidad del material. Los tubos tendrán un valor medio de rugosidad de 6.3  $\mu\text{m}$ , lo cual está mostrado en el plano respectivo. Para este valor de rugosidad según gráfico el coeficiente  $c_s$  es igual a 0.9. El coeficiente de tamaño  $c_t$  depende del tamaño de la sección del elemento y sólo influye en el caso de esfuerzos de flexión y de torsión, no para esfuerzos axiales. Para un tamaño de 25 mm que es el caso de los tubos cuadrados el coeficiente  $c_t$  es igual a 0.8. El coeficiente de temperatura  $c_{temp}$  depende de la temperatura de trabajo, en este caso se trabaja a temperatura ambiente, por lo que este coeficiente es igual a 1. El factor de carga  $c_{carg}$  es igual a 1 para esfuerzos de flexión y torsión y 0.85 para esfuerzos axiales. Se usará una confiabilidad de 95% para lo cual se debe usar un factor de confiabilidad de 0.868. El factor de concentración de esfuerzos  $\beta_K$  es un factor que se usa cuando existe presencia de discontinuidades como un cambio de sección o una entalla; en este caso sería igual 1, ya que no hay presencia de discontinuidades.

De esta manera los esfuerzos alternantes aumentados para los esfuerzos hallados en el punto crítico I serían:

$$\sigma'_{na} = \left( \frac{1}{0.9 * 1 * 1 * 1 * 0.85 * 0.868} \right) * 0.545 = 0.82 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{fa} = \left( \frac{1}{0.9 * 0.8 * 1 * 1 * 1 * 0.868} \right) * 12.71 = 20.34 \text{ MPa}$$

$$\tau'_{fa} = \left( \frac{1}{0.9 * 0.8 * 1 * 1 * 1 * 0.868} \right) * 1.6 = 2.56 \text{ MPa}$$

Donde  $\sigma'_{na}$ ,  $\sigma'_{fa}$ ,  $\tau'_{fa}$  son los esfuerzos alternantes aumentados axial, de flexión y de torsión respectivamente. La determinación de la resistencia a la fatiga se realiza hallando el esfuerzo medio equivalente y el esfuerzo alternante aumentado equivalente usando la teoría de Von Mises mediante las ecuaciones 3.27 y 3.28.

$$\sigma'_{a\ eq} = \sqrt{(\sigma'_{na} + \sigma'_{fa})^2 + 3\tau'_{fa}{}^2} \quad (3.27)$$

$$\sigma_{m\ eq} = \sqrt{(\sigma_{nm} + \sigma_{fm})^2 + 3\tau_{tm}^2} \quad (3.28)$$

Se determinaron los esfuerzos alternante aumentado equivalente y medio equivalente, los cuales resultaron 21.62 y 10.25 MPa respectivamente. El factor de seguridad a la fatiga está dado por la ecuación 3.29, donde  $\sigma_B$  es la resistencia máxima a la tracción del material y  $\sigma_{Alt}$  es el límite de resistencia a la fatiga.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{a\ eq}}{\sigma_{Alt}} + \frac{\sigma_{m\ eq}}{\sigma_B} \quad (3.29)$$

La resistencia máxima a la tracción  $\sigma_B$  del acero estructural ASTM A36 es de 400 MPa, además para aceros con  $\sigma_B \leq 1400 \text{ MPa}$  el esfuerzo límite alternante  $\sigma_{Alt}$  se puede aproximar a  $0.5\sigma_B$ , por lo que se podría aproximar a 200 MPa. Usando la ecuación 3.29 con los esfuerzos medio equivalente y alternante equivalente se obtiene un factor de seguridad a la fatiga de 7.5 para el soporte de monitores. Se debe tener en cuenta que se ha analizado sólo para las aceleraciones lineales y no se ha tomado en cuenta las aceleraciones angulares, además sólo se ha analizado para la posición inicial de la cabina, sin ninguna rotación. Sin embargo, el factor de seguridad a la fatiga de 7.5

junto al factor de seguridad a la fluencia de 11 son altos y aseguran que el soporte resistirá para las condiciones de trabajo.

Se debe seleccionar también el material para el panel de instrumentos, el cual se muestra en la figura 3.25. En él se ubicarán un monitor, el joystick y el teclado. Los tubos para las patas que se usarán serán los mismos que para el soporte de los monitores, entonces lo que faltaría seleccionar serían las planchas a usar.

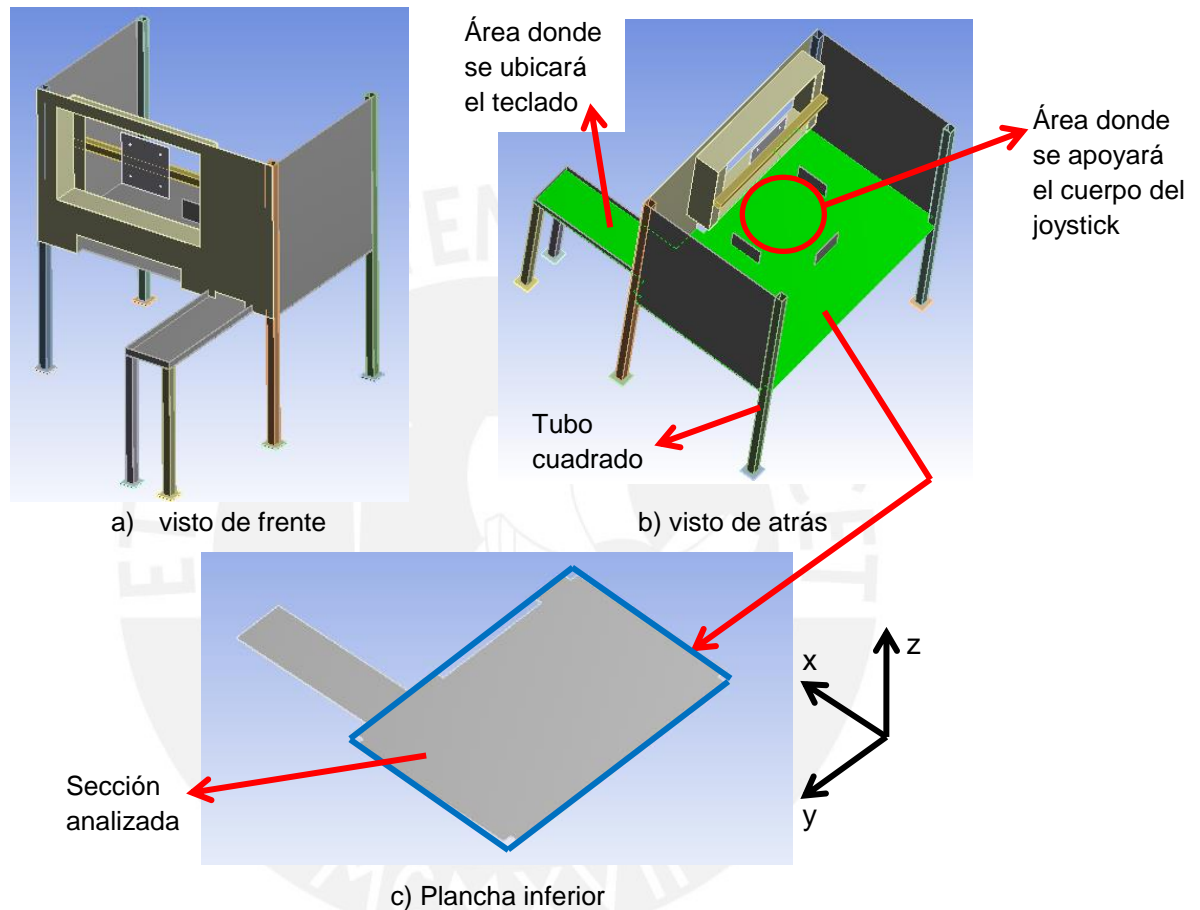


Figura 3.25 Panel de instrumentos

Como se observa en la figura 3.25, la plancha que estará sometida a mayores esfuerzos será la plancha inferior en donde se ubicará el joystick, el teclado y tal vez algún hardware adicional que se requiera instalar. Se analizó la sección limitada por las líneas azules de la figura, sin considerar la sección que sobresale (donde se ubicará el teclado). En la figura también se muestra el sistema de coordenadas usado. Esta plancha está unida a las planchas laterales y a las cuatro patas de tubos cuadrangulares mediante soldadura, por lo que se supondrá empotrada en estos lados. De esta manera se calculará como una viga de gran ancho sometido a fuerzas y momentos inerciales debido a su masa y a la masa de los componentes que soportará. El DCL de esta plancha, así como los diagramas de fuerzas internas se



muestra en la figura 3.26, donde el eje z es perpendicular a la plancha. En la figura m es la masa de la plancha; los vectores  $-M_{xp}$ ,  $-M_{yp}$  y  $-M_{zp}$  son los momentos inerciales en x, y y z respectivamente; mientras que  $g_x$ ,  $g_y$ ,  $g_z$ ,  $a_{xp}$ ,  $a_{yp}$  y  $a_{zp}$  son los componentes en x, y y z de la aceleración de la gravedad y de la aceleración del centro de masa de la sección. En este cálculo se han despreciado los esfuerzos ocasionados por los momentos inerciales en y y en z, ya que son bajos debido a que el momento de inercia en estos ejes son altos.

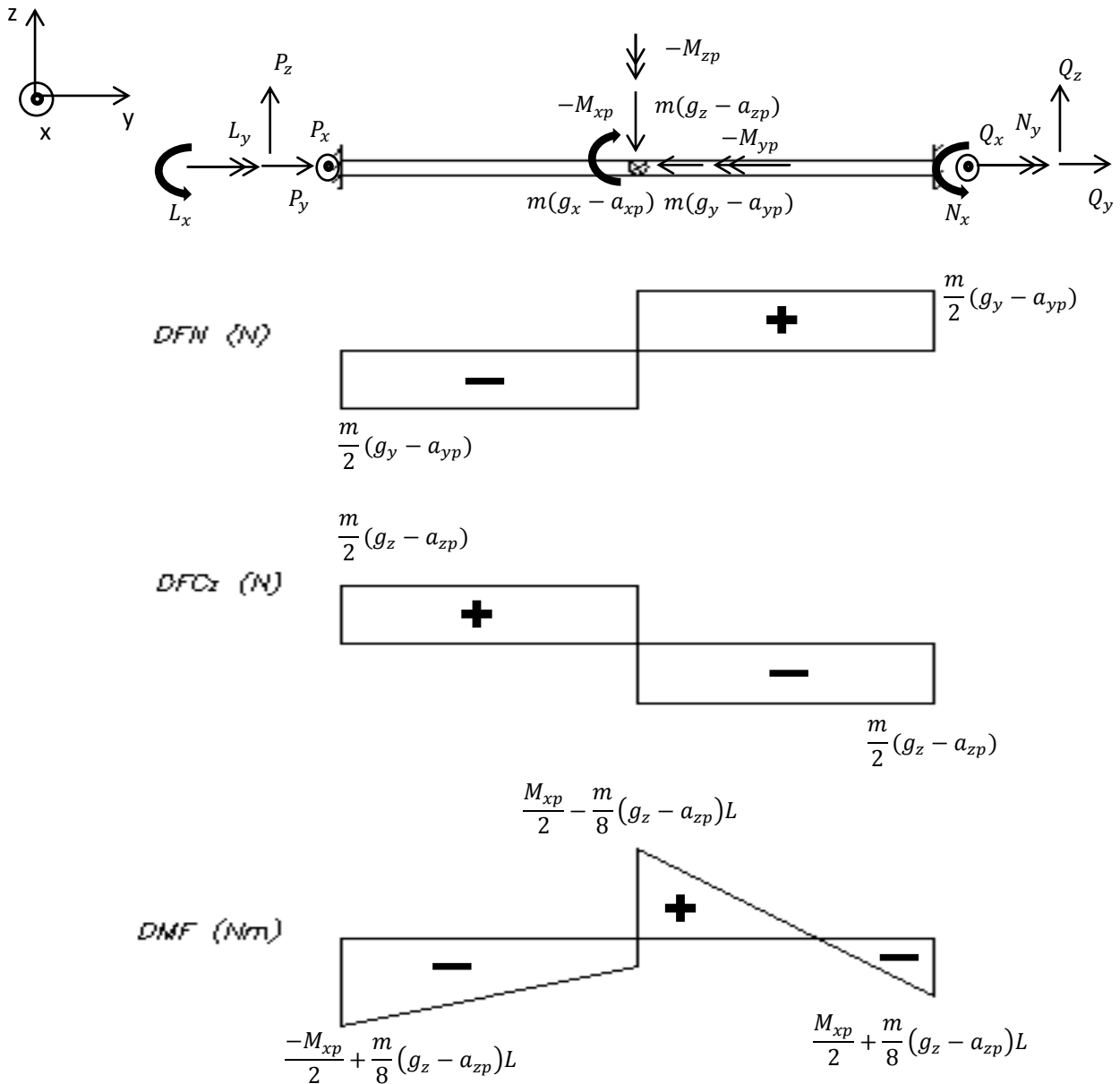


Figura 3.26 DCL y diagrama de fuerzas internas de la sección analizada del panel

En la figura 3.26:

$$P_x = Q_x = \frac{m}{2}(g_x - a_{xp}) \quad ; \quad P_y = Q_y = \frac{m}{2}(g_y - a_{yp}) \quad ; \quad P_z = Q_z = \frac{m}{2}(g_z - a_{zp})$$

$$L_x = \frac{-M_{xp}}{2} + \frac{m}{8}(g_z - a_{zp})L \quad ; \quad N_x = \frac{-M_{xp}}{2} - \frac{m}{8}(g_z - a_{zp})L$$

$$L_y = N_y = \frac{-M_{yp}}{2}$$

La masa de la plancha de 2 mm de espesor es de 6.2 kg y la componentes que soportará tendrán una masa de 10 kg considerando la masa del joystick más algún hardware o componente adicional, por lo que la masa total es de 16.2 kg.

La figura 3.26 muestra el DCL y el diagrama de fuerzas internas de la plancha para una posición cualquiera de la cabina. Se halló la aceleración del centro de masa de la sección y los momentos de inercia con respecto a este punto para determinar las fuerzas y momentos inerciales. Se debe recordar que el análisis se realiza desde un sistema xyz que ha rotado con respecto a un sistema XYZ fijo y que por tanto los vectores de aceleración, velocidad angular y peso que se tienen como datos se deben pasar al sistema xyz. La plancha está sometida básicamente a esfuerzos de flexión, ya que los esfuerzos axiales resultaron muy bajos. El punto más crítico resultó el punto de la izquierda, en donde el momento flector como se muestra en la figura 3.26 está dado por la siguiente expresión:

$$M_f = \frac{-M_{xp}}{2} + \frac{m(g_z - a_{zp})}{8} * L$$

Donde L es la longitud de la plancha y es de 0.79 m. Para este momento flector se halló el esfuerzo de flexión para cada posición de la cabina resultando un esfuerzo máximo de 111.64 MPa para cuando la cabina ha rotado 0°, 15°, 35° con respecto de los ejes XYZ fijos. Este esfuerzo sería aproximadamente igual al esfuerzo equivalente, ya que el esfuerzo axial resultó muy bajo pudiéndose despreciar. Los esfuerzos que se obtuvieron varían entre 40 y 110 MPa. El esfuerzo límite de fluencia del acero ASTM A36 que es el que se usará para la plancha es de 250 MPa, por lo que se obtiene un factor de seguridad a la fluencia de 2.24.

Se realizó el mismo cálculo, pero esta vez para las aceleraciones lineales y angulares en la dirección opuesta hallada anteriormente, para determinar la resistencia a la fatiga. Esta vez se obtuvo un esfuerzo de flexión máximo de -38.96 MPa. Se coloca el signo negativo, ya que la flexión ocurre en dirección contraria a la hallada anteriormente. De esta manera, para el cálculo de fatiga se tiene que el esfuerzo

superior es de 111.64 MPa y el esfuerzo inferior es de -38.96 MPa. Usando las ecuaciones 3.24 y 3.25 se obtienen un esfuerzo medio y alternante de 36.34 y 75.3 MPa respectivamente. Luego el coeficiente de superficie es de 0.9 asumiendo un valor medio de rugosidad de 6.3, el coeficiente de tamaño de 1 debido a que la sección es pequeña, el coeficiente de temperatura de 1, coeficiente de carga 1 debido a que es carga de flexión y el factor de confiabilidad es de 0.868 para una confiabilidad del 95%. Usando la ecuación 3.26 se obtiene un esfuerzo alternante aumentado de 96.39 MPa. Al igual que los tubos cuadrados el acero es estructural ASTM A36 para el cual el esfuerzo máximo a la tracción y el esfuerzo límite alternante son de 400 y 200 MPa respectivamente. Con la ecuación 3.29 se halla el factor de seguridad a la fatiga, el cual resultó de 1.75.

Con el factor de seguridad a la fluencia de 2.24 y a la fatiga de 1.75 se puede determinar que la plancha va a resistir a las condiciones de trabajo. Finalmente, se determina que se usará planchas de acero estructural ASTM A36 de 2 mm de espesor para el panel de instrumentos.

Por último, se realizó la verificación de resistencia de los tubos cuadrados del panel, los cuales son los mismos que se usan para el soporte de monitores, es decir tubos cuadrados de 25x25x1.5. Estos tubos van a estar sometidos a las fuerzas y momentos inerciales debido a su masa y además a las fuerzas y momentos de reacción con las planchas del panel. Sólo se considerará la reacción con la plancha inferior, ya que las planchas laterales no soportan mucha carga. De esta manera se obtuvo el diagrama de cuerpo libre y los diagramas de fuerzas internas de uno de los tubos mostrados en la figura 3.27.

En la figura 3.27,  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $R_z$ ,  $M_{Rx}$ ,  $M_{Ry}$ ,  $M_{Rz}$  son las fuerzas y momentos de reacción con la plancha inferior del panel,  $m_t$  es la masa del tubo,  $g_x$ ,  $g_y$ ,  $g_z$ ,  $a_{xt}$ ,  $a_{yt}$  y  $a_{zt}$  son los componentes de la gravedad y la aceleración del centro de masa del tubo respectivamente. Se le agregaron también los momentos inerciales del tubo  $-M_{xt}$ ,  $-M_{yt}$ ,  $-M_{zt}$ . Las fuerzas de reacción con la plancha inferior del panel se obtienen del DCL de esta plancha mostrado en la figura 3.26; sin embargo se debe tener en cuenta que estas reacciones se deben dividir entre los cuatro tubos que tiene el panel. Se consideró que las reacciones se distribuyen en los cuatro tubos en igual magnitud. Además, producto del momento inercial de torsión ( $-M_{zp}$ ) de la plancha se generan fuerzas adicionales en los tubos mostrados en la figura 3.28.

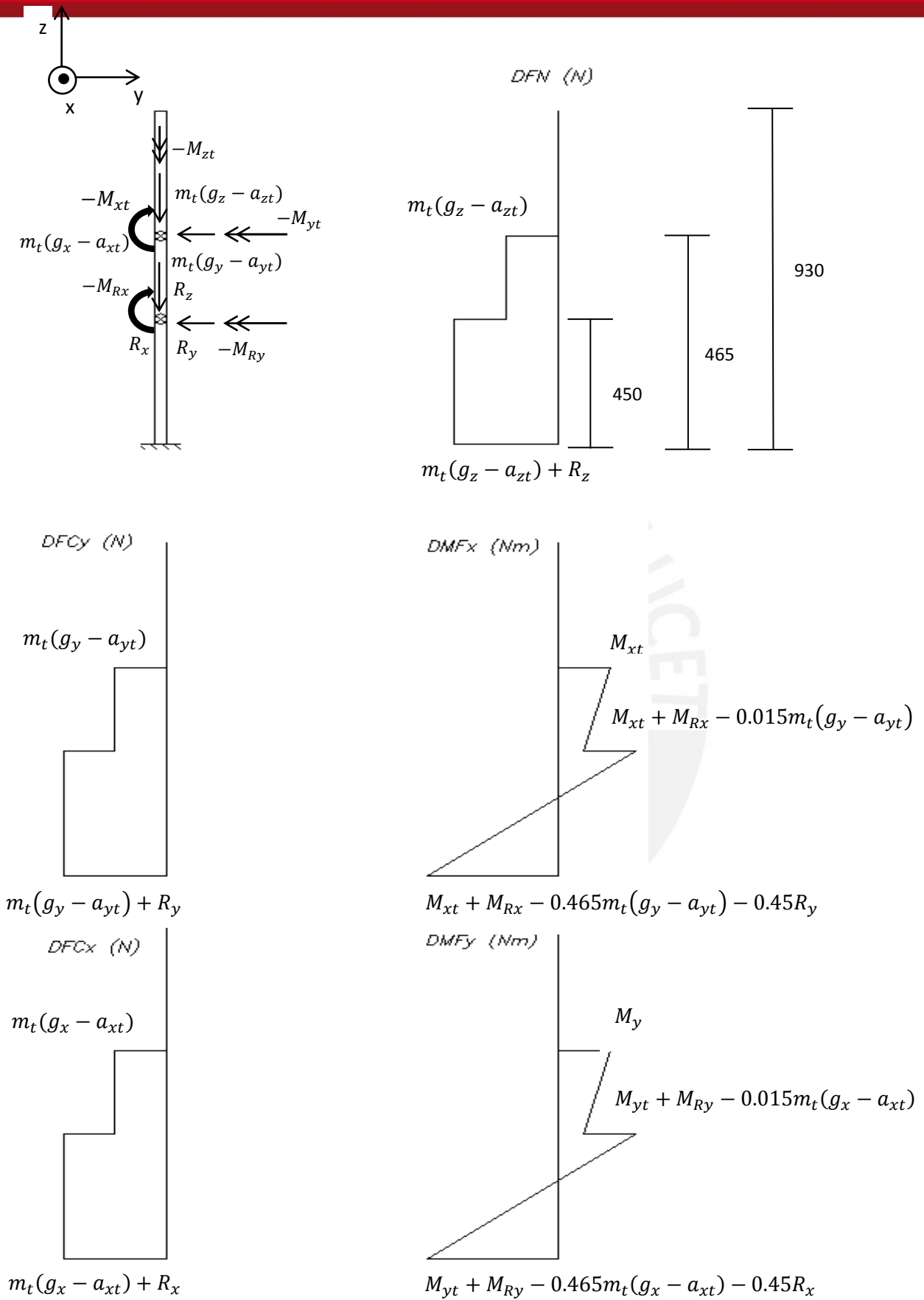


Figura 3.27 DCL y diagrama de fuerzas internas de un tubo del panel de instrumentos

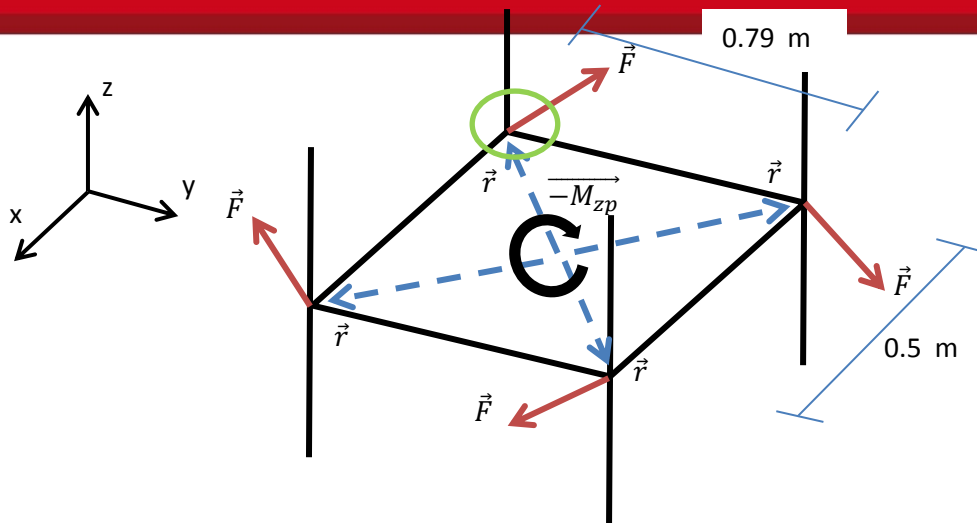


Figura 3.28 Fuerzas producidas en los tubos debido a la torsión en la plancha inferior

El momento  $-M_{zp}$  produce fuerzas en los tubos perpendiculares a la posición  $r$  e inversamente proporcional a ésta. Es decir se cumple lo siguiente:

$$\sum Fr = 4Fr = -M_{zp} \quad (3.30)$$

Considerando la ecuación 3.30 y que las reacciones con la plancha mostrada en la figura 3.26 se distribuye de igual manera en los tubos, se tiene que el tubo señalado con un círculo verde en la figura 3.28 va a resultar el más crítico y sus reacciones van a ser las siguientes:

$$R_x = \frac{P_x}{2} + 0.452 * (-M_{zp}) \quad (3.31)$$

$$R_y = \frac{P_y}{2} - 0.287 * (-M_{zp}) \quad (3.32)$$

$$R_z = \frac{P_z}{2} \quad (3.33)$$

$$M_{Rx} = \frac{L_x}{2} \quad (3.34)$$

$$M_{Ry} = \frac{L_y}{2} \quad (3.35)$$

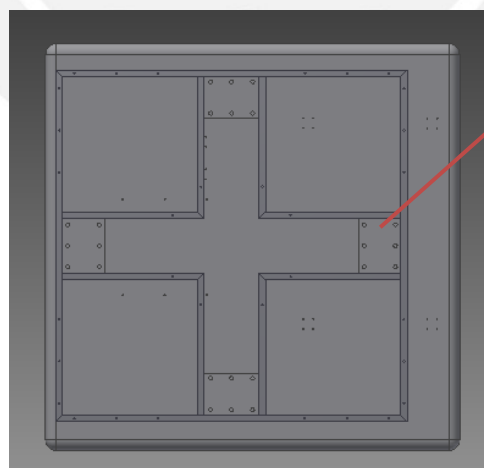
Como se observa en la figura 3.27 el punto más crítico en el tubo es el punto inferior, en él se hallaron los esfuerzos equivalentes para diferentes posiciones de la cabina. El esfuerzo máximo equivalente se obtuvo para una posición de  $0^\circ \ 35^\circ \ 0^\circ$  y resultó igual a 90.75 MPa. Se hallaron también los esfuerzos cuando las aceleraciones son negativas (se dan en el sentido contrario) obteniéndose un esfuerzo equivalente máximo de 131.95 MPa. Debido a que éste último es mayor y que el esfuerzo límite a la fluencia de los tubos es de 269 MPa, se obtiene un factor de seguridad a la fluencia de 2.

Se calculó también la resistencia a la fatiga, para lo cual se hallaron los esfuerzos medio y alternante equivalentes teniendo en cuenta que el esfuerzo superior ( $\sigma_s$ ) es 90.75 MPa y el esfuerzo inferior ( $\sigma_i$ ) es -131.95 MPa (el signo negativo se debe a que la flexión se da en el sentido contrario), los cuales resultaron 19.65 y 135.3 MPa respectivamente. Usando la ecuación 3.29 se obtuvo un factor de seguridad a la fatiga de 1.4. Finalmente, se concluye que los tubos no fallaran ni por fluencia ni por fatiga.

### 3.2.6 Determinación de las uniones a usar

Se usarán uniones atornilladas para unir las piezas de fibra de vidrio de la cabina y uniones soldadas y atornilladas para unir las piezas de acero.

En la base se ubicará una estructura que permita el acople de ésta con el mecanismo paralelo, ésta se muestra en la figura 3.29. Esta estructura consiste en tubos cuadrados de 25x25x2 en la cual van a ir soldadas 4 placas de 5 mm de espesor con seis agujeros que permitan atornillar la base de la cabina con el mecanismo paralelo. El centro de la estructura va a coincidir con el centro de la plataforma de movimiento del mecanismo paralelo para facilitar el montaje, y como ésta coincide con el centro de masa de la cabina, el centro de la estructura base también va a coincidir con el centro de masa de la cabina.



Placa de unión con  
la plataforma de  
movimiento

Figura 3.29 Estructura base de la cabina que permite el acople con el mecanismo paralelo

Se ha determinado usar 6 tornillos M12x40 en cada placa de la base para unir la cabina con la plataforma de movimiento del mecanismo paralelo. Debido a ello la base presenta en cada punto de unión 6 agujeros de 14 mm de diámetro. Se realizó el



cálculo de resistencia de los tornillos, para lo cual se necesitó hallar primero las reacciones en la base. Las fuerzas y momentos totales en la base se determinó analíticamente en el subcapítulo 3.2.2; sin embargo se necesitan determinar las reacciones en cada uno de las cuatro placas de unión. Con la ayuda del software ANSYS se hallaron las reacciones en cada uno de los cuatro puntos, del cual el punto más crítico estuvo sometido a las fuerzas  $F_x$ ,  $F_y$  y  $F_z$  de 459, 1147.2 y -2223 N y momentos  $M_x$ ,  $M_y$  y  $M_z$  de -62.3, 356.5 y 55.2 Nm. El cálculo de estas reacciones con el software ANSYS se muestra en el subcapítulo 3.3.

El cálculo de resistencia de los tornillos se hará teniendo en cuenta que éstos no estén sometido a corte; es decir deben asegurar que no halla movimiento relativo entre las piezas a unir, para ello la fuerza de corte no debe superar la fricción entre placas. Es decir, se debe cumplir la ecuación 3.36

$$F_C \leq \mu N \tag{3.36}$$

Donde  $F_C$  es la fuerza de corte,  $\mu$  es el coeficiente de fricción estático entre las placas y  $N$  es la fuerza normal entre placas. La figura 3.30 muestra una placa de la estructura base con el sistema de coordenadas que se usó para el cálculo sometido a un momento de torsión. La fuerza de corte está dado por la suma de la fuerza en x ( $F_x$ ) más la fuerza en y ( $F_y$ ) más la fuerza resultante debido a la torsión ( $M_z$ ).

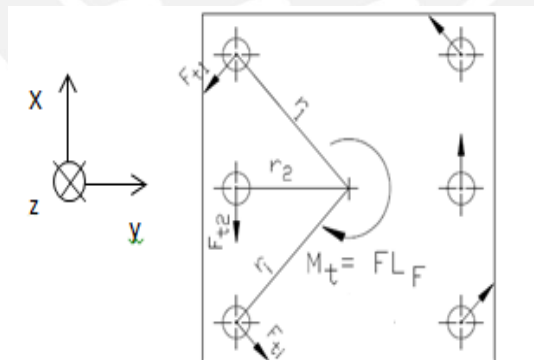


Figura 3.30 Placa atornillada sometida a momento de torsión

Las fuerzas debido a la torsión se calculan teniendo en cuenta por un lado el estado de equilibrio estático y por otro la proporcionalidad a la distancia al centroide. Las ecuaciones 3.37 y 3.38 tienen en cuenta estos aspectos.

$$\sum F_i r_i = M_t \tag{3.37}$$

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} = \frac{F_i}{r_i} \quad (3.38)$$

La fuerza debido a la torsión será mayor en los puntos más alejados, la cual deberá ser descompuesto en x y en y. Además, las fuerzas  $F_x$  y  $F_y$  se distribuyen para todos los tornillos con la misma magnitud, por lo que cada tornillo está sometido a  $F_x/6$  y  $F_y/6$ . Estas fuerzas se suman vectorialmente y se obtiene la fuerza de corte. Para las fuerzas mencionadas anteriormente la fuerza de corte resultó 320.5 N. Con la fuerza de corte hallada se pudo hallar la fuerza normal con la ecuación 3.36 teniendo en cuenta que  $\mu$  es el coeficiente de fricción entre aceros y es aproximadamente 0.15

La fuerza normal N debe asegurar la fricción entre placas. El caso más crítico se tiene cuando es mínimo y estaría dado por la ecuación 3.39

$$N = F_{res} = F_{Mmin} - F_{as} - F_{ext/p} \quad (3.39)$$

Donde  $F_{res}$  es la llamada fuerza residual, y es la fuerza normal mínima que se obtendría.  $F_{Mmin}$  es la fuerza de montaje mínimo,  $F_{as}$  es la fuerza de asentamiento y  $F_{ext/p}$  es la fuerza exterior sobre la placa. Luego la fuerza de asentamiento toma en cuenta el acabado superficial; sin embargo, es pequeña en comparación con las otras, por lo que se va a despreciar.

La fuerza exterior sobre la placa y sobre el tornillo se hallan con las ecuaciones 3.40 y 3.41

$$F_{ext/t} = \frac{c_t}{c_t + c_p} F_{ext} \quad (3.40)$$

$$F_{ext/p} = \frac{c_p}{c_t + c_p} F_{ext} \quad (3.41)$$

Donde  $c_t$  y  $c_p$  son la constante de rigidez del tornillo y de la placa respectivamente. El cálculo de estas constantes se muestra en el anexo 3. Por otro lado, la fuerza exterior ( $F_{ext}$ ) está dada por la fuerza normal a la placa y a las fuerzas normales que se derivan de los momentos  $M_x$  y  $M_y$ .

La flexión origina que en la placa se genere dos zonas, una que tiende a separarse y otra zona que tiende a comprimirse. La figura 3.31 muestra un ejemplo de las dos zonas que se generan. La zona que tiende a separarse genera una fuerza exterior de tracción en los tornillos y la zona de compresión tiene una dimensión z que se debe calcular. El cálculo de z se realiza primero asumiendo en qué nivel se encuentra.

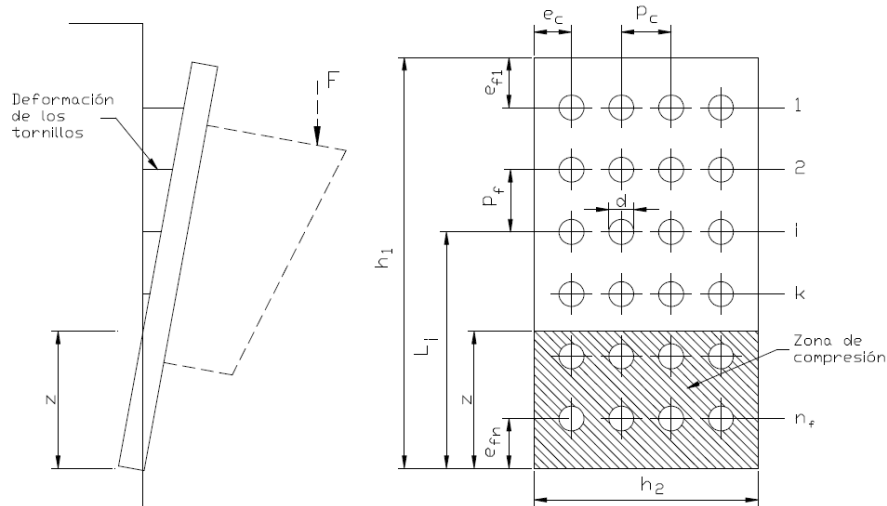


Figura 3.31 Zonas que se generan en una placa atornillada cuando está sometida a flexión

La fuerza producida por el momento  $M_y$  se calculó asumiendo que  $z$  se ubica entre el lado inferior de la placa y la primera fila de tornillos, es decir todos los tornillos se ubican encima de  $z$ . La primera fila de tornillos se ubican a 25 mm del lado inferior, por lo que  $z$  debe ser menor a 25 mm, sino se debe asumir que  $z$  se ubica entre la primera y segunda fila de tornillos y realizar de nuevo el cálculo.  $Z$  es la distancia del borde inferior al centroide de los tornillos a tracción y del área de la placa sometida a compresión. En este caso  $z$  se halla con la ecuación 3.42 teniendo en cuenta las dimensiones de la placa.

$$2A_s(0.185 - z) + 2A_s(0.105 - z) + 2A_s(0.25 - z) = 0.16 * \frac{z^2}{2} \quad (3.42)$$

Donde  $A_s$  es el área transversal de los tornillos y se multiplica por 2 porque hay dos tornillos en cada fila. Para los tornillos M12 con un área de  $84.26 \text{ mm}^2$  el valor de  $z$  resultó 17.4 mm que es menor a 25 mm, por lo que cumple con lo asumido. Como se observa en la figura 3.31 la deformación de los tornillos es proporcional a la distancia al eje de giro, y las fuerzas en los tornillos de acuerdo con la ley de Hooke es proporcional a la deformación, por lo que las fuerzas son proporcionales a la distancia al eje de giro y se cumple la ecuación 3.43. La fuerza de reacción que se da en la zona de compresión se encuentra a  $z/3$  del lado inferior y como la placa se encuentra en equilibrio, por equilibrio de momentos en el punto de aplicación de la reacción se cumple la ecuación 3.44.

$$\frac{F_1}{L_1 - z} = \frac{F_2}{L_2 - z} = \frac{F_3}{L_3 - z} \quad (3.43)$$

$$\sum n_i F_i \left( L_i - \frac{z}{3} \right) = M_y \quad (3.44)$$

Usando ambas ecuaciones se obtiene que la fuerza debido a  $M_y$  en el tornillo más cargado es de 873.5 N. Siguiendo el mismo procedimiento se determinó la fuerza debido a  $M_x$  que resultó 154.4 N. Estas dos fuerzas más la fuerza  $F_z$  se suman y dan la fuerza exterior ( $F_{ext}$ ), la cual resultó 3250.9 N. Con las ecuaciones 3.40 y 3.41 se determinan las fuerzas externas sobre el tornillo y la placa respectivamente. La fuerza externa sobre el tornillo tiende a incrementar la tracción del tornillo, mientras que la fuerza exterior sobre la placa tiende a disminuir la compresión que hay entre placas. Despejando la ecuación 3.39 se halla la fuerza de montaje mínima ( $F_{Mmin}$ ), la cual se multiplica por un factor de ajuste ( $\alpha_A$ ) que depende de las condiciones de ajuste del tornillo, y que en este caso se usará 1.4, y se determina la fuerza de montaje máxima ( $F_{Mmax}$ ). La fuerza de montaje se encuentra entre estos dos valores.

Los esfuerzos en el tornillo se hallan en dos situaciones: durante el montaje y durante el trabajo. Durante el montaje los esfuerzos normal y de corte en el tornillo están dados por las ecuaciones 3.45 y 3.46 y durante el trabajo estos esfuerzos están dados por 3.47 y 3.48.

$$\sigma_M = \frac{F_{Mmax}}{A_s} \quad (3.45)$$

$$\tau_{tM} = \frac{16M_{tM}}{\pi d_s^3} \quad (3.46)$$

$$\sigma_{max/t} = \frac{F_{max/t}}{A_s} \quad (3.47)$$

$$\tau_{ttrab} = 0.5\tau_{tM} \quad (3.48)$$

Donde  $d_s$  es el diámetro medio del tornillo y  $A_s$  es el área transversal del tornillo usando  $d_s$ ;  $F_{max/t}$  es la fuerza máxima sobre el tornillo y está dada por la ecuación 3.49 y  $M_{tM}$  es el momento de ajuste dado por la ecuación 3.50, donde  $\rho$  es un factor que depende de la fricción entre filetes y  $\varphi$  es el ángulo de paso del tornillo.

$$F_{max/t} = F_{Mmax} + F_{ext/t} \quad (3.49)$$

$$M_{tM} = Ftan(\varphi + \rho)d_2/2 \quad (3.50)$$

$$tan \rho = \frac{\mu}{cos30^\circ} \quad (3.51)$$

Finalmente se calcula el esfuerzo equivalente usando la teoría de Von Misses para cada situación. Los resultados se muestran en la tabla 3.7

Tabla 3.7 Resultados del Cálculo de resistencia de tornillos

Cálculo de resistencia de tornillos						
Fext/t	Fext/p		FMmin	FMmax	Fmax/t	MtM (Nm)
999.750532	2251.182505		4388.06013	6143.284179	7143.034711	7.9538052
Durante montaje			Durante trabajo			
$\sigma_M$ (Mpa)	$\tau_{tM}$ (Mpa)	$\sigma_{eq M}$	$\sigma_{max/t}$	$\tau_{ttrab}$	$\sigma_{eq trab}$	
72.90526801	36.45166248	96.4435026	84.7697819	18.22583124	90.45694389	

Se obtuvo un esfuerzo equivalente de 96.44 MPa durante el montaje y 90.46 MPa durante el trabajo, por lo que usando tornillos M12x40 5.6 que posee un límite a la fluencia de 300 MPa se obtiene un factor de seguridad de 3.1 y 3.3 respectivamente. Este factor de seguridad garantiza que los tornillos no fallarán bajo las condiciones de carga especificadas.

De manera similar se halló la resistencia de los tornillos del soporte de monitores y del panel de instrumentos.

Por otro lado, se debe calcular también la resistencia del cordón de soldadura, para lo cual se va a usar un cordón de 3 mm de espesor de garganta para unir las placas con los tubos cuadrados. Se realizó el cálculo de elementos de máquina sometido a carga estática en la que el esfuerzo equivalente se halla con la ecuación 3.52 y en la que debe cumplirse la ecuación 3.53.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + 1.8 * (t_n^2 + t_a^2)} \tag{3.52}$$

$$\sigma_{eq} \leq v v_2 \sigma_F / FS \tag{3.53}$$

Donde  $v$  es el factor de carga estática,  $v_2$  es el factor de calidad de la unión,  $\sigma_F$  es la resistencia a la fluencia del cordón de soldadura,  $n$  es el esfuerzo normal al cateto del cordón de soldadura,  $t_n$  es el esfuerzo de corte transversal y  $t_a$  es el esfuerzo de corte transversal al cordón. La figura 3.32 muestra los esfuerzos en un cordón angular.

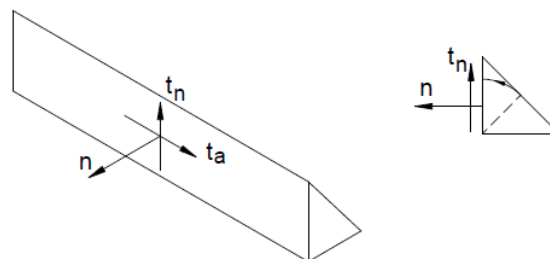


Figura 3.32 Esfuerzos en el cordón de soldadura

Se usarán las mismas fuerzas usadas para el cálculo de resistencia de tornillos para hallar la resistencia de la soldadura. La figura 3.33 muestra el cordón de soldadura que une la placa a los tubos cuadrados de la estructura base.

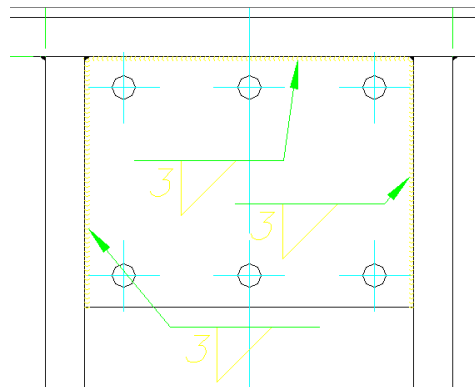


Figura 3.33 Soldadura que une la placa con los perfiles angulares de la estructura base

Las magnitudes de los esfuerzos en el cordón se hallan usando las expresiones clásicas de la resistencia de materiales

- Esfuerzo normal:  $n = F_n / A$
- Esfuerzo normal debido a flexión:  $n_f = M_f y / I$
- Esfuerzo debido a corte:  $t = F_c / A_c$
- Esfuerzo debido a torsión:  $t_t = M_t y / I_0$

El factor  $v$  depende del tipo de unión, en este caso la unión es en ángulo, por lo que este factor será 0.8, el factor  $v_2$  depende de la calidad de la unión, se asumirá una calidad II, por lo que este factor será de 0.8. Se hallaron los esfuerzos usando las ecuaciones mencionadas y asumiendo un material de aporte S235 cuya resistencia a la fluencia es de 235 MPa y se obtuvo un factor de seguridad de 20, lo cual es muy elevado. Los resultados se muestran en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 Resultados de los esfuerzos en el cordón de soldadura

$n_n$	1.29094077	$\sigma_{eq}$	7.300671664
$n_{f1}$	5.28615679	$\sigma_{adm}$	150.4
$n_{f2}$	0.55539883	FS	20.60084427
$t_{at}$	0.36100986	Elemento de máquina	
$t_{nt}$	0.27505513		
$t_a$	0.66620209		
$t_n$	0.26655052		

Se concluye en que se usarán tornillos M12 5.6 en las uniones entre la base de la cabina y el mecanismo paralelo y un cordón de soldadura de 3 mm para unir las placas de 5mm a los tubos cuadrados en la estructura base. Debido a que se usarán



tornillos M12, la base de la cabina, así como las placas de unión de la estructura base, contarán con seis agujeros de 14 mm de diámetro por donde pasarán los tornillos.

### 3.3 Cálculo usando el método de los elementos finitos

El cálculo mediante el método de los elementos finitos se realizó usando el software ANSYS. El software usa la teoría de elementos finitos para estructuras y volúmenes finitos para fluidos. Cuenta con varios módulos para cada tipo de cálculo como cálculos estructurales, de vibraciones, transferencia de calor, etc. El módulo que se usó fue el *Static Structural* para el cálculo de esfuerzos debido a cargas estáticas. Previamente se realizó el dibujo en 3D con el software Autodesk Inventor y se importó en el software ANSYS. El presente subcapítulo muestra el procedimiento que se realizó en el software para el cálculo de los esfuerzos en la cabina.

#### 3.3.1 Mallado del sólido y definición de propiedades

El mallado tiene como objetivo dividir al sólido en elementos finitos para el cálculo. Un buen mallado determina que los resultados obtenidos sean los más cercanos a los valores reales, mientras un mal mallado produce que los resultados estén muy lejos a los reales.

El software permite realizar diferentes métodos de mallado, de los cuales algunos son mejores que otros dependiendo del modelo que se quiere mallar. En este caso se usó el método *Hex Dominant* que crea una malla hexagonal y fue el que mejor malla generó. El tamaño de malla también es muy importante. Si el tamaño de malla es menor (fino), el mallado es mejor y los resultados van a estar más cerca a los reales; sin embargo, si el tamaño es muy pequeño el software va a requerir un mayor tiempo para realizar los cálculos. Se realizaron los cálculos para diferentes tamaños de malla haciéndolo cada vez más fino con la finalidad de llegar a la convergencia. Se llega a la convergencia cuando los resultados obtenidos son muy parecidos a los obtenidos para un tamaño de malla un poco más grande. Esto quiere decir que los resultados están cercanos a los reales. El software permite afinar la malla, para lo cual cuenta con un ítem llamado *Relevance Center* que presenta tres opciones para el mallado: *Coarse*, *Medium*, *Fine* (Basto, medio y fino). Además posee un rango de relevancia (*Relevance*) de -100 a 100 que permite afinar aún más el mallado de acuerdo con la opción elegida, donde 100 sería el más fino. Finalmente se usó un mallado fino (*Fine*) y una relevancia de 100. La figura 3.34 muestra el mallado de la cabina.

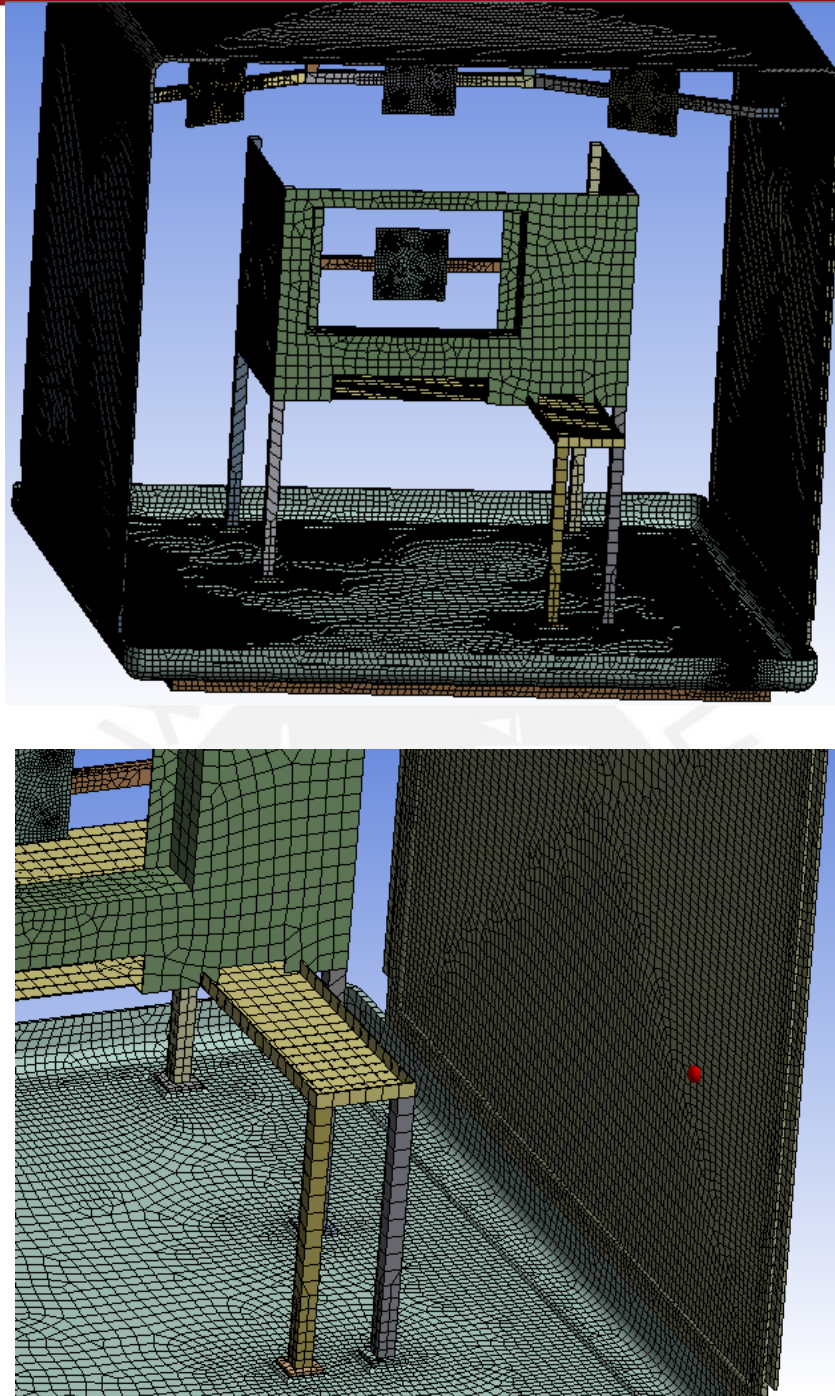


Figura 3.34 Mallado de la cabina

Existen algunos indicadores que determinan si el mallado usado es el adecuado para el sólido que se quiere analizar. Uno de esos indicadores se llama *skewness* (asimetría) y cuyo valor varía entre 0 y 1. El *skewness* determina qué tan cerca una celda de una malla está a la ideal. Una celda ideal es una equilátera o equiangular. El valor 0 indica una celda equilátera (ideal), mientras que el 1 indica una celda completamente desigual y asimétrica. Un valor de 0 a 0.5 de *skewness* es recomendable. Otros indicadores que se usan son el *Element Quality* y el *Jacobian*

*Ratio*, estos valores son recomendables que sean mayores a 0.7 y cercanos a 1 respectivamente para asegurar una buena calidad de malla. La tabla 3.9 muestra los resultados obtenidos para éstos indicadores y otros datos estadísticas de la malla. Se observa que los resultados obtenidos para estos indicadores están dentro del rango de lo recomendable para una buena calidad de malla.

Tabla 3.9 Datos Estadísticos de la malla generada con el software ANSYS

<b>Tipo de elemento</b>	Hexaédricos
<b>Cantidad de elementos</b>	235964
<b>Skewness</b>	0.47
<b>Element Quality</b>	0.73
<b>Jacobian Ratio</b>	1.87

Otro punto importante es definir las propiedades de los materiales que componen la cabina. El software automáticamente asume que todos los componentes son de acero estructural (*Structural Steel*). El soporte de monitores y el panel son de acero estructural, así que no es necesario cambiarles de material; sin embargo las paredes de la cabina son de PRFV (Plástico Reforzado en Fibra de Vidrio), del cual sus propiedades fueron halladas anteriormente en el subcapítulo 3.2.4. El PRFV es un material compuesto cuyas propiedades varían dependiendo de qué capas de fibra se usen, por lo que es un material difícil de definir y no se encuentra en la base de datos del software. El software permite crear un nuevo material con las propiedades que se deseen usando el *Engineering Data*. De esta manera se creó un nuevo material con las propiedades que se calcularon para el estratificado de *2mat/1 woven roving/2mat*.

La figura 3.35 muestra el *Engineering Data* del ANSYS con el nuevo material creado y las propiedades asignadas. Se le asignó una densidad de  $1532 \text{ kg/m}^3$ , un módulo de Young de 6960 MPa y un coeficiente de Poisson de 0.3. Luego se dio click en *Update Project* y se regresa al *Model* del *Static Structural* donde se realizó el mallado y donde se realizaron los demás pasos para el cálculo de los esfuerzos. Allí se cambia de material a las paredes de la cabina a PRFV que es el nuevo material creado.

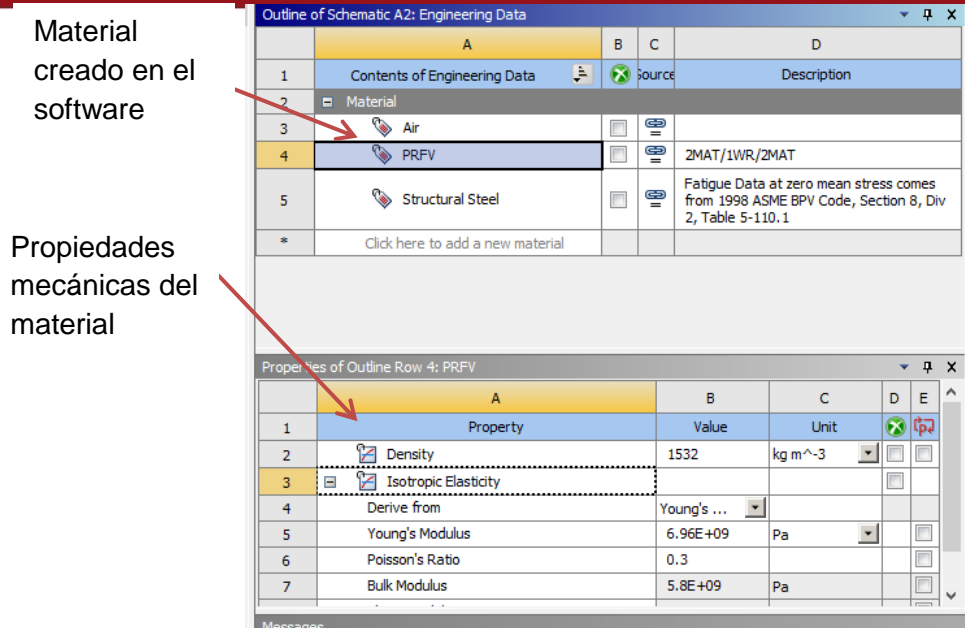


Figura 3.35 *Engineering data* del software con el material creado y sus propiedades mecánicas asignadas

Luego del mallado y de asignar los materiales y sus propiedades a la cabina, se verifica las uniones entre los elementos. ANSYS muestra los contactos entre las piezas de un ensamble en la opción *Connections*. Al importar el dibujo desde un programa CAD, ANSYS automáticamente genera los contactos entre las piezas del ensamble; sin embargo, los contactos que generan no son siempre los que se desean, además de que puede presentar algunos errores.

El software presenta 5 tipos de uniones entre elementos: *Bonded*, *No separation*, *Frictionless*, *Frictional* y *Rough*; de los cuales se usó *Bonded* y *Frictionless*. El *Bonded* es un tipo de unión entre piezas que no permite el deslizamiento o separación entre las caras o bordes que están unidos, es decir es como si estuviesen pegados. Este tipo unión es la que ANSYS por defecto aplica a todas las uniones del ensamble. *Bonded* se usó en todas las uniones excepto en la unión entre la pared frontal del panel de instrumentos y la placa inferior del panel, como se muestra en la figura 3.36. En esta unión se usó *Frictionless*. Esta unión considera una fricción de cero, permitiendo el deslizamiento entre las caras de las piezas y que se puedan separar. Se usó esta opción en esta unión, ya que la pared frontal del panel se encuentra unida sólo a las dos patas delanteras del panel mediante tornillos y no se encuentra unida a la plancha inferior del panel; sin embargo éstos se encuentran muy cerca pudiendo existir un contacto durante el movimiento de la cabina, por lo que se consideró que sólo pueden tener contacto al momento de chocar y se consideró la fricción despreciable, es decir que puede haber deslizamiento entre ellos.



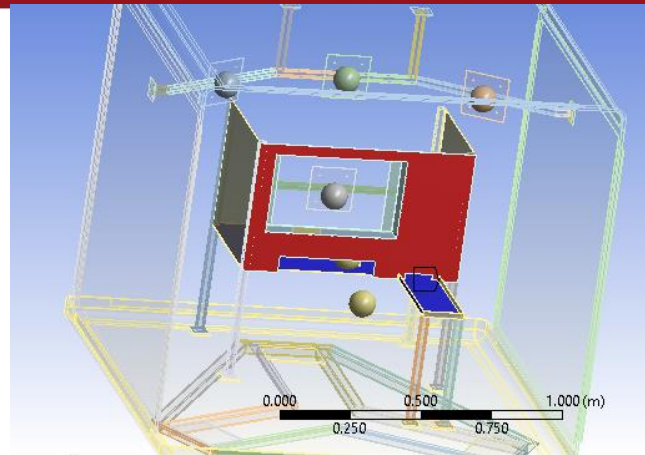


Figura 3.36 Unión entre la parte inferior y frontal del panel

Se revisaron todos los contactos de la cabina y se eliminaron aquellos que eran incorrectos, ya que el software a veces asume que existe contacto entre algunas piezas en la que en realidad no va a haber contacto.

### 3.3.2 Aplicación de cargas

La cabina va a estar sometida a esfuerzos debido a las aceleraciones y a la masa de los componentes. Se colocaron las masas que se van a encontrar en la cabina con la opción *Point Mass*. Previamente a ello, se definió un sistema de coordenadas ubicado en el punto medio de la base de la cabina, para facilitar la ubicación de las masas y las direcciones de las aceleraciones que se van a utilizar. Las masas que se colocaron son las del piloto más el asiento (120kg), las de los monitores del sistema visual y del panel (3kg cada una), y la masa del joystick, el teclado y algún hardware adicional que se requiera instalar (10 kg). La opción *Point mass* agrega la masa concentrada en un punto, el cual es el centro de masa. Además de colocar la masa de la cabina, en la opción *Point mass* también se deben colocar los momentos de inercia de masa con respecto a los ejes del sistema coordenado que se utiliza.

Luego de colocar las masas, se seleccionaron las condiciones de borde. Se seleccionaron las cuatro placas de la estructura base, en las que se unirá la cabina con el mecanismo paralelo, como soporte fijo con la opción *Fixed support* como se muestra en la figura 3.37. Se usó soporte fijo, ya que los cuatro puntos de unión entre la base y la plataforma de movimiento del mecanismo paralelo no permiten movimiento relativo entre ellos.

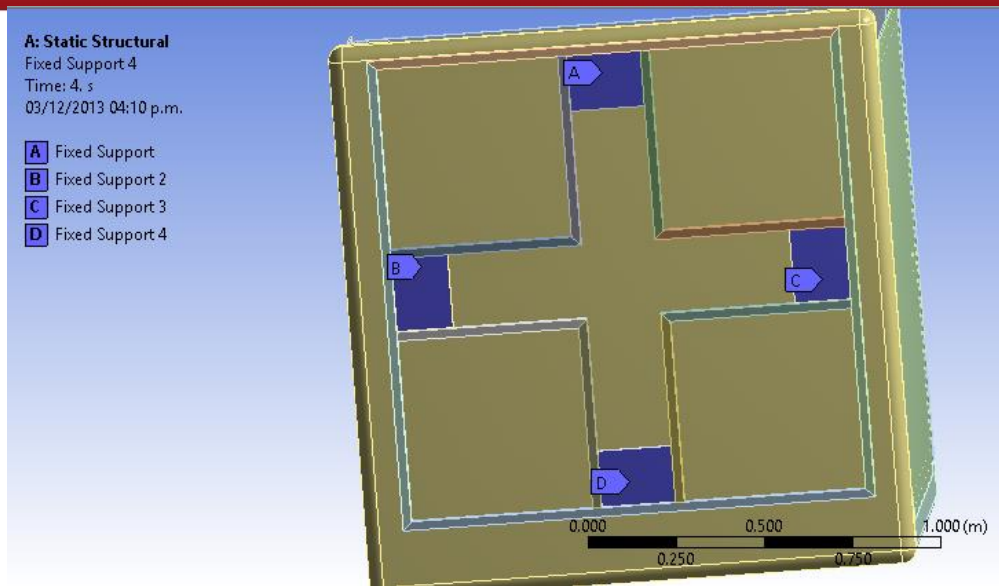


Figura 3.37 Soportes fijos (*Fixed support*) de la cabina

Se hallaron los esfuerzos para cuatro posiciones en las que se obtuvieron los mayores esfuerzos en la cabina y en los soportes con el cálculo analítico. Para el cálculo en cada una de estas posiciones se cambió las aceleraciones y velocidades de un sistema de coordenadas fijo XYZ a un sistema de coordenadas en la base de la cabina, como se realizó para el cálculo analítico.

Se usaron las opciones de *Acceleration* y *Rotational Velocity* del software para agregar las aceleraciones lineales y velocidades angulares del sistema. No se usó la opción *Standard Earth Gravity* para agregar el efecto de la gravedad, ya que ésta opción toma a la gravedad como si tuviese un solo componente; es decir, si se elige el eje z, la gravedad tendría componente (0; 0; -9.81) m/s<sup>2</sup>; y esto no es lo que se quiere, ya que la gravedad va a variar en los tres componentes cuando la cabina cambie de posición. Es por ello que para agregar el efecto de la gravedad se le agregará como aceleración y se le sumará a las aceleraciones lineales a la que va a estar sometida la cabina. Se tomó en cuenta que al agregar a la gravedad como aceleración se considera de signo contrario al que se utiliza para hallar el peso; es decir para hallar el peso se toma a la gravedad como un vector igual a (0; 0; -9.81) m/s<sup>2</sup>, mientras que cuando se halla como aceleración se usa un vector igual (0; 0; 9.81) m/s<sup>2</sup> lo que da una fuerza de inercia igual a la fuerza del peso.

La tabla 3.10 muestra las aceleraciones y velocidades usadas para cada una de las posiciones de la cabina indicadas. Las columnas de verde son los datos que se colocaron en el software, siendo la aceleración total la suma de las aceleraciones



lineales con la aceleración de la gravedad y es la que se agregó usando la opción *Acceleration*, mientras que para la velocidad angular se usó *Rotational Velocity*.

Tabla 3.10 Aceleraciones y velocidades usadas para el cálculo de esfuerzos con el software para cuatro posiciones de la cabina

Posición	Velocidad angular (rad/s)	Aceleraciones lineales (m/s <sup>2</sup> )	Aceleración de la gravedad (m/s <sup>2</sup> )	Aceleración total (m/s <sup>2</sup> )	Aceleración angular (rad/s <sup>2</sup> )
0°, 0°, 0°	(0.42; 0.38; 0.49)	(9.81; 9.81; 9.81)	(0; 0; 9.81)	(9.81; 9.81; 19.62)	(6.98; 6.98; 6.98)
0°, 15°, 35°	(0.45; 0.15; 0.58)	(11.31; 4.06; 12.01)	(-2.07; 1.46; 9.48)	(9.24; 5.52; 21.49)	(8.05; 2.89; 8.55)
0°, 35°, 0°	(0.06; 0.38; 0.64)	(2.41; 9.81; 13.66)	(-5.62; 0; 8.04)	(-3.21; 9.81; 21.7)	(1.71; 6.98; 9.72)
35°, 35°, 35°	(0.54; 0.35; 0.39)	(13.29; 7.38; 7.6)	(-0.55; 7.25; 6.58)	(12.74; 14.63; 14.18)	(9.45; 5.25; 5.41)

La aceleración angular se agregó usando el comando DCGOMGA como se muestra en la figura 3.38. Este comando se usa para otorgarle aceleración angular al sistema de coordenadas global (SCG) con respecto de un punto, para lo cual se debe definir dicho punto primero con el comando CGLOC. Este comando da la ubicación del punto con respecto al SCG a través del cual se está dando la rotación. Dicho punto será el punto que coincide con el centro de masa en la base de la cabina y está ubicado en (-0.52153; 0.80539; 1.295) m con respecto del SCG. Luego se usa el comando DCGOMGA para otorgarle una aceleración angular de (6.98; 6.98; 6.98) rad/s<sup>2</sup> al SCG para la primera posición de la cabina. Al otorgarle esta aceleración al SCG, se le está dando esta aceleración a toda la cabina, ya que no se está definiendo una aceleración de algún elemento de la cabina con respecto del SCG.

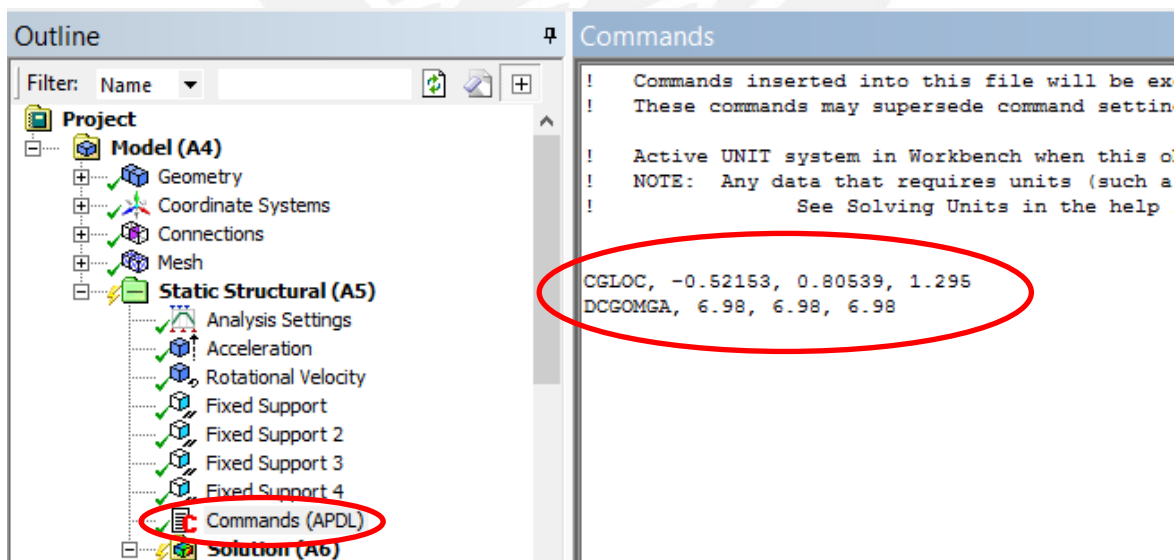


Figura 3.38 Uso del comando DCGOMGA para definir la aceleración angular del sistema

La figura 3.39 muestra las cargas aplicadas a la cabina. En ella se muestran las masas que se añadieron y que corresponden a los componentes que se instalarán y al piloto, y el centro de rotación de la cabina ubicada en la base.

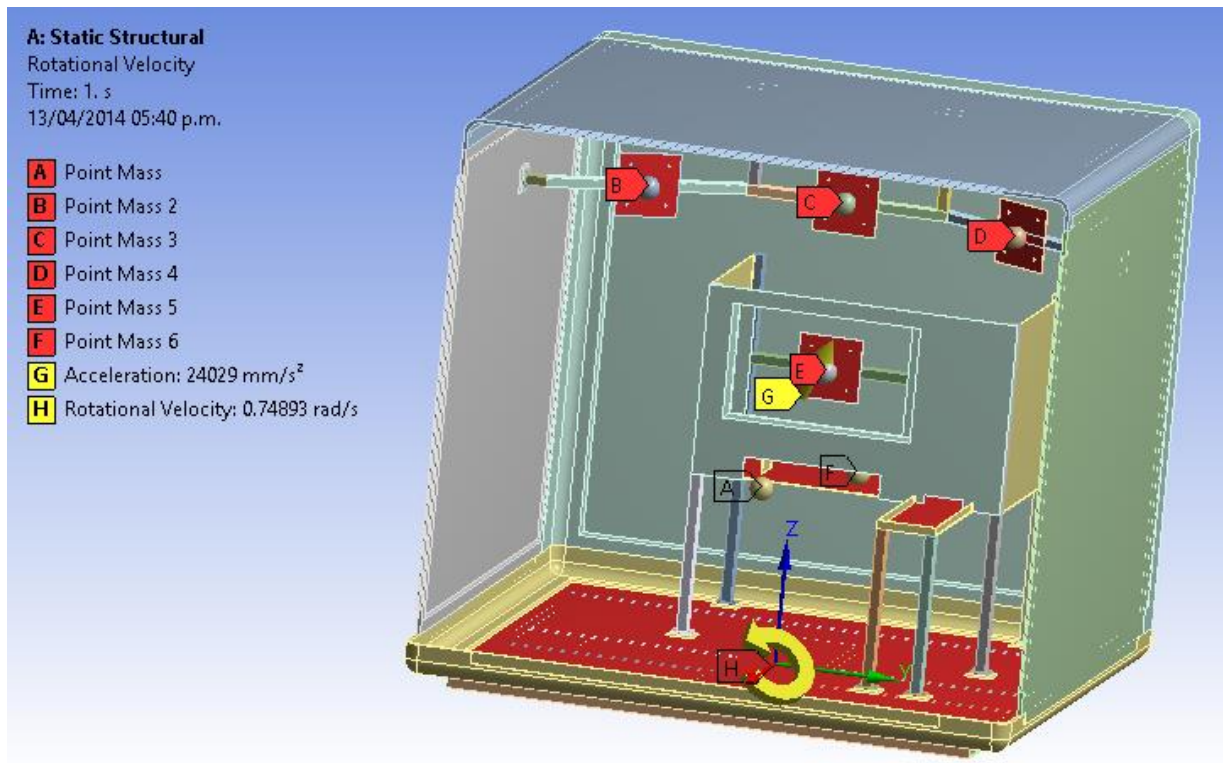


Figura 3.39 Cargas aplicadas a la cabina

### 3.3.3 Cálculo de los esfuerzos y representación de los resultados

Definido el mallado y las cargas se pueden hallar los esfuerzos. Para ello se usó la opción *Equivalent stress (von Mises)*, para hallar los esfuerzos equivalentes según el criterio de Von Mises. Los resultados para la posición 0° 0° 0° se muestran en las figuras 3.40 y 3.41, mientras que en el Anexo 4 se muestran para las otras tres posiciones.

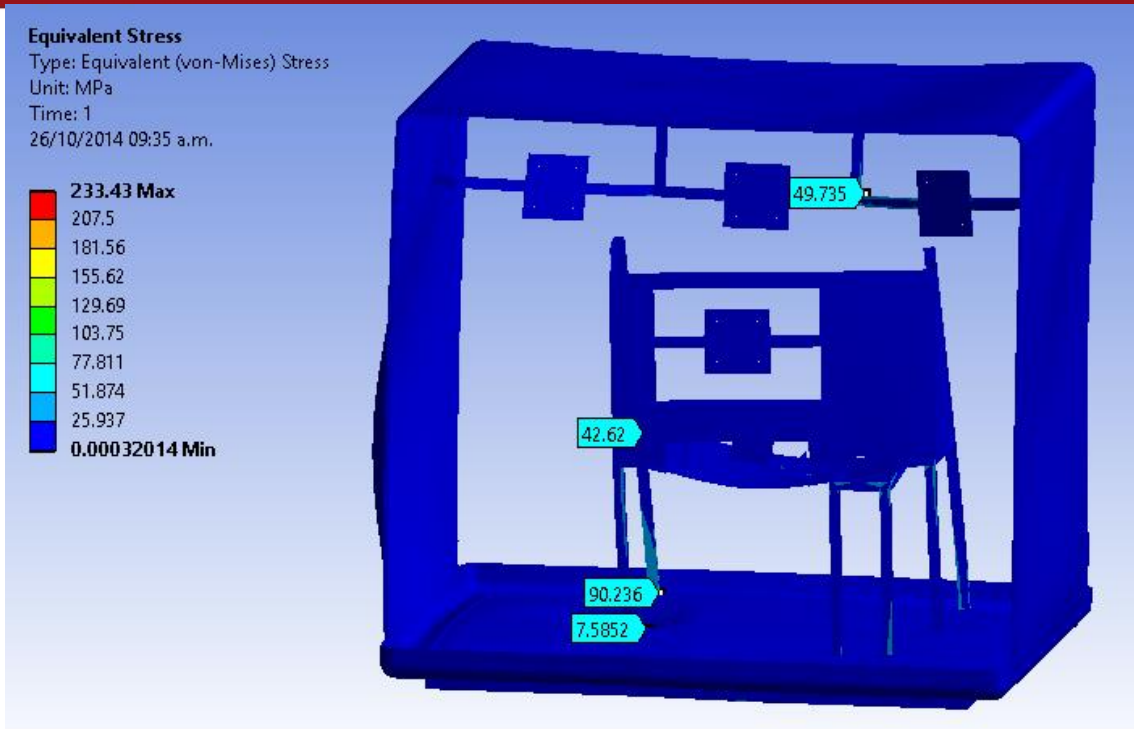


Figura 3.40 Esfuerzos equivalentes obtenidos en el soporte de monitores, panel de instrumentos y en la base de la cabina

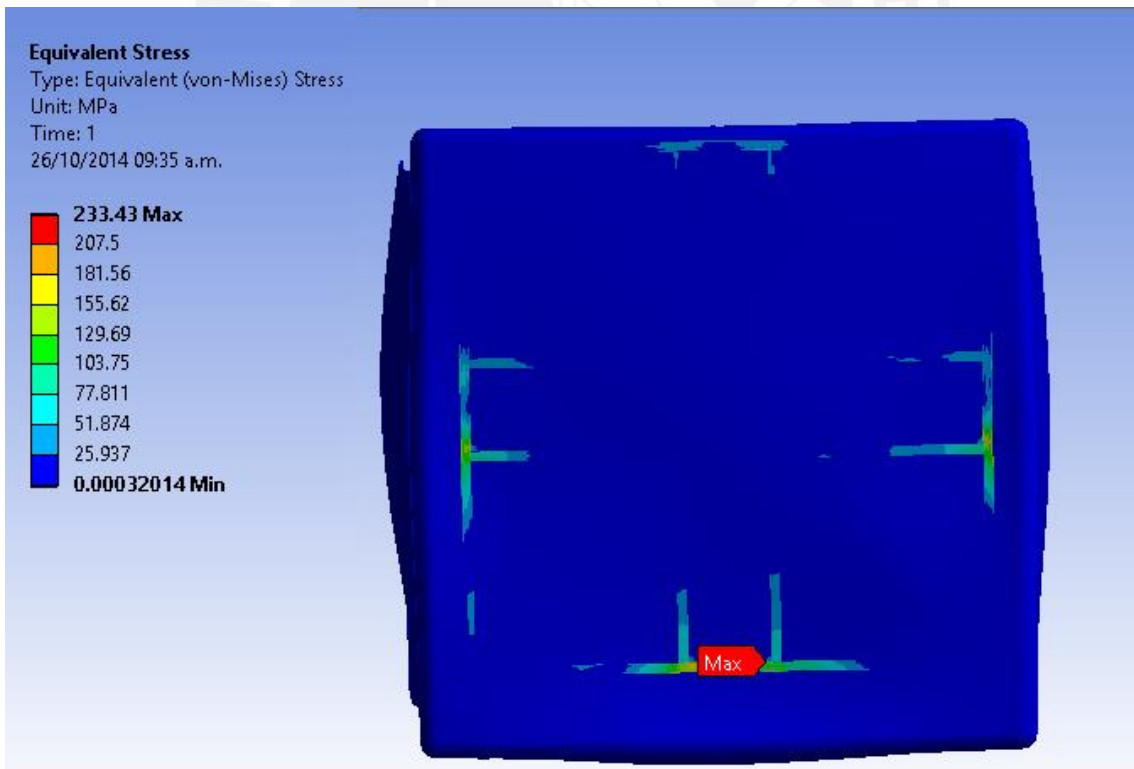


Figura 3.41 Esfuerzos equivalentes obtenidos en la estructura base

Se hallaron los esfuerzos para cuatro posiciones de la cabina. En la figura 3.40 se muestran gráficamente los esfuerzos equivalentes obtenidos en el soporte de

monitores, el panel de instrumentos y en la base de la cabina; mientras que en la figura 3.41 se muestra los esfuerzos obtenidos en la estructura base para la posición 0°, 0°, 0°. En la tabla 3.11 se muestran los resultados de los esfuerzos equivalentes máximos obtenidos con el software y con el cálculo analítico para las cuatro posiciones halladas.

Tabla 3.11 Comparación de esfuerzos equivalentes obtenidos analíticamente y con el software

Esfuerzos obtenidos con el	Posiciones							
	0°, 0°, 0°		0°, 15°, 35°		0°, 35°, 0°		35°, 35°, 35°	
	cálculo analítico (MPa)	software (MPa)	cálculo analítico (MPa)	software (MPa)	cálculo analítico (MPa)	software (MPa)	cálculo analítico (MPa)	software (MPa)
Soporte de monitores	30	49.74	-	60.81	-	64.22	-	65.33
Plancha inferior del panel	88.73	42.62	111.64	49.66	89.69	45.36	57.58	24.22
Tubo del panel	68.08	90.24	40.20	57.28	90.75	105.22	12.28	19.71
Base de la cabina	10.3	7.58	8.90	6.90	7.44	6.12	8.63	4.94
Estructura base	-	233.43	-	160.8	-	231.21	-	213.06

Los esfuerzos máximos se obtuvieron en la estructura base como se muestra en la figura 3.41. El esfuerzo equivalente máximo en la estructura base resultó 233.43 MPa, y se dio para la posición 0°, 0°, 0°; por lo que comparándolo con el esfuerzo de fluencia de los tubos de acero de 269 MPa se obtiene un factor de seguridad de 1.15. Este factor de seguridad es muy bajo; sin embargo, se debe tener en cuenta que se ha calculado asumiendo que se producen todas las aceleraciones y velocidades máximas mostradas en la tabla 1.1 para una plataforma de movimiento, lo cual no es posible, ya que ésta sólo puede alcanzar uno de éstos valores máximos a la vez. De esta manera se garantiza que la cabina va a resistir a las condiciones de trabajo.

Se observa una diferencia de aproximadamente 80% más en los resultados obtenidos con el software en el soporte de monitores, esto se debe a que en el cálculo analítico sólo se tomó en cuenta las aceleraciones lineales. Por otra parte, en la plancha inferior del panel se obtiene una diferencia de 50% menos, debido a que en el cálculo analítico se calculó la plancha como si fuera una viga, y además se despreció la sección donde se ubicaría el teclado. Asimismo, en el tubo del panel se obtiene una diferencia de aproximadamente 30%, lo cual no es muy considerable y se debe principalmente a las



aproximaciones que se hicieron en el cálculo analítico como el considerar que las fuerzas de reacción con la plancha inferior se distribuyen en los tubos con la misma magnitud. Finalmente, en la base de la cabina también se obtiene una diferencia del 30% aproximadamente, debido también a las aproximaciones que se hicieron en el cálculo analítico, como el considerar que las fuerzas de reacción con el panel se distribuyen uniformemente en toda la base, lo cual no es cierto, ya que se dan en el contacto con los 4 tubos o patas del panel. En todos los casos, los resultados obtenidos con el software son más cercanos a los reales.

Por otra parte, se usó la opción de *Force Reaction* y *Moment Reaction* para calcular las fuerzas y momentos de reacción en cada uno de los cuatro puntos de unión de la base de la cabina con el mecanismo paralelo. Estas fuerzas y momentos de reacción se hallaron con la finalidad de realizar el cálculo de resistencia de tornillos y de unión soldada que se van a usar en las placas de unión de la estructura base y cuyos cálculos se muestran en el subcapítulo 3.2.6. Las tablas 3.12 y 3.13 muestran las fuerzas de reacción y los momentos de reacción obtenidos en los cuatro puntos fijos respectivamente (A, B, C, D) que se mostraron en la figura 3.37.

Tabla 3.12 Fuerzas de reacción en los puntos de unión de la cabina con el mecanismo paralelo

Posiciones	Fuerzas de reacción en las placas de unión (N)			
	A	B	C	D
0°, 0°, 0°	(366; 868.8; -1738.1)	(1958.5; 397; 2799)	(1218.7; 448.9; 2588)	(890.1; 174.8; 2535.8)
0°, 15°, 35°	(330.7; 361; -679.7)	(1683.3; 211; 2078)	(731; 174.4; 3244.3)	(764.1; -435.4; 2165)
0°, 35°, 0°	(-225; 1409; 646.5)	(651.4; 636; 3188.3)	(-355.4; 406; 1439.5)	(181.2; 421.2; 1599)
35°, 35°, 35°	(459; 1147.2; -2223)	(2083; 558.4; 2548)	(1505.8; 671.3; 1783)	(1004; 582.4; 2334.3)

Tabla 3.13 Momentos de reacción en los puntos de unión de la cabina con el mecanismo paralelo

Posiciones	Momentos de reacción en las placas de unión (N.m)			
	A	B	C	D
0°, 0°, 0°	(-43; 352.2; 42.5)	(-331.9; 170.5; 88.5)	(322.1; 242.5; -24.6)	(-83.1; 268.1; 3.67)
0°, 15°, 35°	(22.3; 253.2; 16.9)	(-203; 120.9; 77.1)	(354.6; 188.5; -1.26)	(-39.5; 209.3; 34.5)
0°, 35°, 0°	(-110.8; 155.1; 76)	(-259.5; 67.6; 35)	(75.2; 107.1; 36.9)	(-110.1; 121.4; 1.5)
35°, 35°, 35°	(-62.3; 356.5; 55.2)	(-324.8; 178.3; 92.9)	(278; 237.5; -40.2)	(-90.3; 259.1; -15.8)

## CAPÍTULO 4

### PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS

En el presente capítulo se mencionarán los planos de ensamble y despiece de la cabina y se estimarán los costos de fabricación. La estimación de costos se realizó consultando los costos de materiales y de fabricación a empresas dedicadas a fabricar y comercializar materiales de fibra de vidrio para la fabricación de la cabina y empresas de metal mecánica para la fabricación de los soportes y estructuras de acero. Al final del capítulo se determinan el costo total de la cabina considerando los costos de fabricación, de los componentes seleccionados, costo de diseño, de transporte y de montaje.

#### 4.1 Planos

A continuación se mencionan el plano de ensamble y los planos de despiece que se realizaron para la fabricación de la cabina del simulador de vuelo y el esquema del simulador de vuelo en el que se muestran la cabina y el mecanismo paralelo de 6GDL.

- A0.E1: Plano de ensamble de la cabina del simulador de vuelo
- A1.D1: Plano de despiece de la base inferior de la cabina
- A2.D2: Plano de despiece de la pared frontal de la cabina
- A2.D3: Plano de despiece de la pared lateral derecha de la cabina
- A2.D4: Plano de despiece de la pared lateral izquierda de la cabina
- A2.D5: Plano de despiece de la base superior de la cabina



- A2.D6: Plano de despiece del soporte de monitores
- A2.D7: Plano de despiece del panel de instrumentos
- A2.D8: Plano de despiece del panel frontal
- A2.D9: Plano de despiece de la estructura base
- A4.S1: Esquema del simulador de vuelo

La primera letra y número es el tamaño de formato del plano, mientras que E y D se usarán para referirse a plano de ensamble y de despiece respectivamente. Los primeros cinco planos son los que muestran las paredes de la cabina, la cual va a estar compuesta por seis paredes unidas mediante tornillos M6, de las cuales de una (pared frontal) se fabricarán dos piezas. Los otros planos muestran los soportes para los monitores, el joystick, teclado y otros componentes que se instalarán y el último plano es el de la estructura base que se atornillará a la base de la cabina y que presenta 4 placas de unión en los que se deberá acoplar la plataforma del mecanismo paralelo para permitir la unión entre la cabina y el mecanismo.

#### 4.2 Determinación de los costos de los materiales a usar

El material para las paredes de la cabina será plástico reforzado con fibra de vidrio, mientras que los soportes serán de acero estructural ASTM A36. Para la cabina se usará un estratificado compuesto de dos capas de *mat*, una capa de *woven roving* y otras dos capas de *mat*. Se consultó a la empresa Fibrotecnia sobre el costo del material, el cual indicó que el costo de una capa de *mat* por metro cuadrado es de S/.35, mientras que una capa de *woven roving* por metro cuadrado es de S/.40 soles. El costo incluye los otros materiales que se usan para la fabricación de materiales de plástico reforzado en fibra de vidrio como la resina de poliéster, el Gel coat, la cera desmoldante y catalizadores. El gel coat es un gel usado como recubrimiento que le da un acabado de buena calidad en la superficie visible del material y al que se le puede agregar pigmentos y otras sustancias para darle un acabado brillante y colorido. La cera desmoldante es indispensable para separar los moldes que se usarán para realizar las piezas de fibra de vidrio, mientras que los catalizadores son sustancias que aceleran el proceso de reacción de la resina con la fibra permitiendo que la mezcla solidifique rápidamente.

Cada pared de la cabina tiene un área superficial de aproximadamente 1.5 x 1.5 m<sup>2</sup> y se usa un total de 4 capas de *mat* y una de *woven roving*. De esta manera, teniendo en cuenta los costos de las capas mencionado anteriormente, el costo del estratificado

sería de 180 soles por metro cuadrado. Además el estratificado a usar da un espesor de 5 mm, por lo que se podría decir que el costo por  $m^3$  del material será de 36000 soles. Sin embargo, no toda la pared de la cabina usa esta cantidad de capas, en las zonas de las uniones entre las paredes se usa el doble de estratificado para asegurar una mayor resistencia y un menor desgaste debido al contacto entre las paredes y los tornillos. Además, en la base, en las uniones con el asiento, el panel y la estructura base se usa también más capas de *mat*, y placas de acero de 2 mm de espesor. Se determinó el costo de la fibra de vidrio determinando el volumen de cada pared de la cabina con la ayuda del software de dibujo y luego multiplicándolo por el costo del material por  $m^3$ . La tabla 4.1 muestra la cantidad de fibra que se va usar y el costo total de este material.

Tabla 4.1 Costo de fibra de vidrio a usar en la cabina

	Cantidad	Volumen de la pared ( $m^3$ )	Volumen total ( $m^3$ )	Costo total (soles)
<b>Paredes laterales</b>	2	$0.9626 \times 10^{-2}$	$1.9252 \times 10^{-2}$	693.07
<b>Paredes frontales</b>	2	$1.673 \times 10^{-2}$	$3.346 \times 10^{-2}$	1204.56
<b>Base superior</b>	1	$1.236 \times 10^{-2}$	$1.236 \times 10^{-2}$	444.96
<b>Base inferior</b>	1	$1.907 \times 10^{-2}$	$1.907 \times 10^{-2}$	686.52
				3029.11

El costo de la fibra de vidrio como se muestra en la tabla 4.1 es de aproximadamente S/.3,030.

Por otra parte, el costo del material del soporte de monitores, panel de instrumentos, panel frontal y estructura base está incluido en lo que estimó la empresa de metal mecánica a la que se consultó como costo de fabricación y que se muestra en el siguiente subcapítulo.

### 4.3 Estimación de los costos de fabricación

La empresa Construcciones Metálicas FyS S.A.C es una metalmecánica que se dedica a la venta y fabricación de estructuras metálicas entre otros servicios. Esta empresa hizo una cotización de lo que cobraría para la fabricación de los soportes que se han diseñado en este proyecto que son el soporte de monitores, panel de

instrumentos y la estructura base de acuerdo con el peso de cada uno de ellos. El precio que cotizó la empresa incluye los costos de los materiales y la mano de obra; sin embargo, no incluye IGV, por lo que se consideró el IGV de 18%. La tabla 4.2 muestra los costos de fabricación de los soportes de acero.

Tabla 4.2 Costo de fabricación de los soportes

Descripción	Costo de fabricación
Soporte de monitores	S/.250
Panel de instrumentos	S/.300
Panel frontal	S/.300
Estructura base	S/.500
<b>Costo de fabricación de soportes (incluyendo IGV)</b>	<b>S/.1,600</b>

Por otro lado, la cabina será fabricada por la empresa Fibrotecnia la cual hizo una cotización de los costos de fabricación para el estratificado de *2mat/1woven roving / 2mat* para las seis paredes de la cabina. La empresa estimó un costo de aproximadamente S/.3,500. Este costo incluye los materiales, el molde a usarse y la mano de obra. Se observa que el costo de fabricación que la empresa cotiza es aproximadamente S/.500 soles más que el costo de los materiales de la fibra de vidrio, el cual debe ser el costo por mano de obra y por el molde.

Por último, el costo de fabricación total que cotizaron las empresas incluyendo los materiales sería de S/.5,100.

#### 4.4 Determinación del costo total

El costo de fabricación de la cabina es de S/.5,100; sin embargo se le debe sumar el costo de los componentes. La tabla 4.3 muestra los costos de los componentes seleccionados. Además de estos costos, se deben incluir también el costo de diseño, de transporte y de montaje. El costo de transporte depende del peso y tamaño del producto; sin embargo, como las piezas a fabricar pueden caber en un camión, sólo se consideraría el peso para determinar el costo de transporte. La empresa QULLA S.A.C es una empresa de transporte de carga cuya tarifa por peso es de aproximadamente S/.0.20 a S/.0.50 por kg dependiendo de la distancia a transportar. Considerando

S/.0.50 por kg y como el peso total de la cabina sin el piloto es de aproximadamente 180 kg se tiene que el costo de transporte es de S/.90.

El costo de montaje se asumió en un 20% del costo de fabricación y se consideró un costo por imprevistos de 30% del total. La tabla 4.4 muestra el costo total de la cabina en donde se determinó que es de S/.12,727.

Tabla 4.3 Costo de componentes seleccionados

Descripción	Costo de fabricación
Joystick Saitek	\$166
Pedales Saitek	\$147
Monitores de 22"	S/.499
Monitor de 20"	S/.399
<b>Costo de componentes</b>	<b>S/.1,780</b>

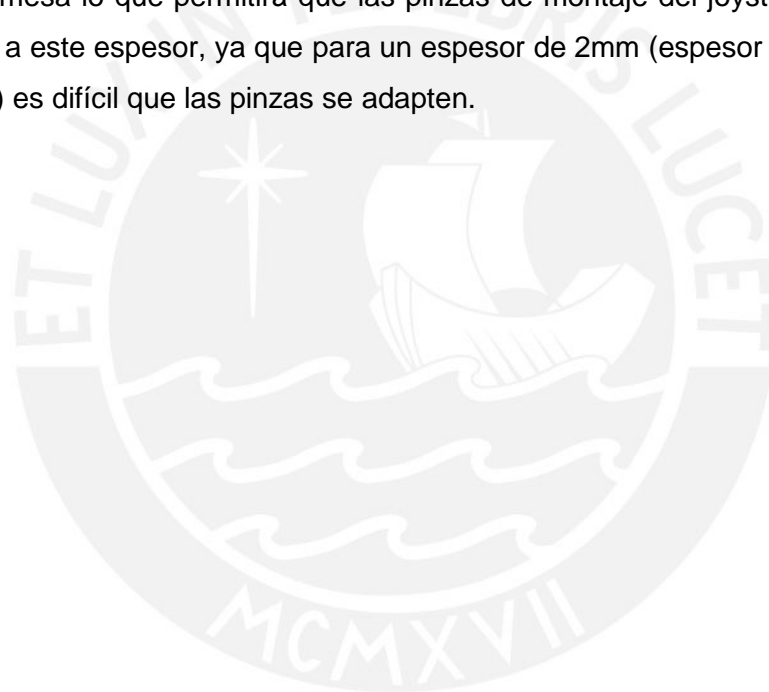
Tabla 4.4 Costo Total de la cabina

Descripción	Costo de fabricación
Costo de fabricación de soportes	S/.1,600
Costo de fabricación de cabina	S/.3,500
Costo de componentes	S/.1,780
Costo de diseño	S/.1,800
Costo de transporte	S/.90
Costo de montaje	S/.1,020
Costo por imprevistos (20% del total)	S/.2,937
<b>Costo total de la cabina</b>	<b>S/.12,727</b>

## OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

1. La cabina se diseñó dándole una forma simple compuesta de seis paredes planas que se unen mediante tornillos tomando la forma de aproximadamente un cubo. Sin embargo, la forma de la cabina puede variar y puede tomar la forma de una aeronave, lo que le daría un mejor aspecto al simulador de vuelo y un mayor realismo. El plástico reforzado en fibra de vidrio, que es el material que se va a usar en la cabina, puede tomar diferentes formas de acuerdo con el molde que se va a usar para su fabricación, por lo que puede tomar la forma de una aeronave aunque ello implica que aumente los costos de fabricación.
2. Se determinaron las propiedades mecánicas de la cabina de fibra de vidrio con la ayuda de la norma británica BS4994, la cual es una norma que se usa para el diseño y construcción de tanques y recipientes de almacenamiento en plástico reforzado en fibra de vidrio. Esta norma permitió determinar la resistencia admisible de la cabina y el espesor del laminado; sin embargo el factor de seguridad que recomienda está dado para tanques y recipientes de almacenamiento, por lo que se toma como referencia y no como una exigencia.
3. Por recomendación de los fabricantes se determinó usar placas de acero embebidas en la fibra de vidrio en las uniones entre la fibra de vidrio y las piezas de acero. Esto recomiendan los fabricantes por experiencia para evitar el desgaste que puede existir cuando rozan las piezas de acero con la fibra de vidrio y se usa mayormente cuando existe una gran fuerza de reacción entre ambos materiales. Las placas que se usan son de bajo espesor, por lo que se determinó usar placas de 2 mm.
4. La plataforma de movimiento del mecanismo paralelo de 6GDL, que se va a diseñar para otorgarles los movimientos a la cabina, debe acoplarse a la estructura base que se ha diseñado en el presente proyecto. Debido a ello, la estructura base posee cuatro placas con 6 agujeros que permite unir la base de la cabina con la plataforma de movimiento mediante 6 tornillos M12. Además el centroide de la estructura base va a coincidir con el de la plataforma de movimiento y ambas coincidirán con el centro de masa de la cabina; es por ello que el centroide de la estructura base se encuentra a 8 cm en x y 1 cm en y del sistema de coordenadas que se ha usado en el cálculo y que se ubica en el punto medio de la base de la cabina.

5. Usualmente luego de retirar el material de fibra de vidrio del molde que se usó para su fabricación, en la parte que estuvo pegada al molde se obtiene una superficie lisa, mientras que en la otra parte se obtiene una superficie rugosa. Debido a ello se recomienda lijar la superficie rugosa o mejor aún ubicar esta superficie al interior de la cabina y realizar un tapizado a todo el interior de la cabina para darle un mejor aspecto.
6. Se recomienda usar un bloque de madera de 50x300x300 en el panel de instrumentos para aumentar la altura del joystick como se muestra en el plano de ensamble y poder cumplir con la altura recomendada ergonómicamente. Además de aumentar la altura, este bloque servirá para aumentar el espesor de la mesa lo que permitirá que las pinzas de montaje del joystick se adapten mejor a este espesor, ya que para un espesor de 2mm (espesor de la placa del panel) es difícil que las pinzas se adapten.





## CONCLUSIONES

1. Los simuladores de vuelo son sistemas que permiten recrear el vuelo de una aeronave y son utilizados para el entrenamiento de pilotos. Con la finalidad de simular el vuelo de una aeronave real, los simuladores de vuelo pueden poseer diferentes tipos de componentes. En este proyecto se ha decidido que el simulador de vuelo que se plantea desarrollar posea tres monitores LED de 22" que permitan ver el entorno simulado de la aeronave, un panel de instrumentos con un monitor LED de 20" en el que se observen los instrumentos que indican el estado de la aeronave simulada, un joystick de volante y pedales para manejar la aeronave y un teclado que permita accionar los mandos secundarios. Estos componentes se ubicarán en el interior de la cabina y han sido distribuidos cumpliendo con las recomendaciones ergonómicas.
2. El material que se ha seleccionado para la cabina es plástico reforzado en fibra de vidrio debido a que es económico, posee buena resistencia y una baja densidad. Se usará un estratificado de 2 *mat*/ 1 *woven roving*/ 2 *mat*. Este estratificado da un espesor de aproximadamente 5 mm; sin embargo, este espesor no será uniforme en toda la cabina. En algunas partes, principalmente en las uniones con las otras piezas, se usarán más capas de *mat* incrementando el espesor. De esta manera se asegura una mayor resistencia en las uniones.
3. Se han diseñado un soporte para los monitores del sistema visual, un panel de instrumentos y una estructura base que permita montar la cabina a la plataforma de movimiento. El soporte de monitores será fabricado de tubos cuadrados de 25x25x1.5 de acero estructural ASTM A36. Estos tubos también serán usados para el panel de instrumentos, mientras que para la estructura base se usarán tubos cuadrados de 25x25x2. Las planchas usadas en el panel de instrumentos y en el soporte de monitores serán de acero estructural de 2mm de espesor, mientras que en la estructura base se usarán placas de 5mm de espesor.
4. Se realizaron los cálculos de esfuerzos de la cabina debido a las aceleraciones lineales y angulares, y a las velocidades angulares en los que se determinó que el esfuerzo equivalente máximo fue de 10.3 MPa, y es menor al admisible de 15.7 MPa por lo que no fallará para éstas condiciones de trabajo. El cálculo

se realizó usando un sistema de referencia no inercial en las que se agregaron las fuerzas y momentos inerciales.

5. Se hallaron los esfuerzos equivalentes en el soporte de monitores y en el panel de instrumentos, los cuales resultaron menores a los admisibles. Además, se realizó un análisis de fatiga considerando que la aceleración varía entre un valor máximo de  $(g; g; g) \text{ m/s}^2$  a un valor mínimo de  $(-g; -g; -g) \text{ m/s}^2$  donde  $g$  es 9.81 y se obtuvo un factor de seguridad a la fatiga de 7.5 y 1.75 para el soporte de monitores y el panel de instrumentos respectivamente. De esta manera, se determinó que no fallan para éstas condiciones de trabajo.
6. Los esfuerzos equivalentes obtenidos con el software de elementos finitos (ANSYS) varían entre un 30% y 50% con los obtenidos analíticamente. Esta diferencia se debe a que en los cálculos analíticos se han hecho algunas consideraciones para poder calcular los esfuerzos mediante métodos aproximados de cálculo. Por ejemplo, en el cálculo de los esfuerzos en la base de la cabina se consideró que las fuerzas de reacción con el panel y las fuerzas de reacción con la plataforma de movimiento se distribuyen uniformemente, lo cual no es cierto, ya que se dan en determinados puntos. Es por ello que con el software se obtienen resultados más cercanos a los reales; sin embargo, el cálculo analítico usando métodos aproximados ayuda a obtener resultados preliminares que nos permite seleccionar materiales y dimensionar los elementos diseñados para luego comprobar los resultados con el software.
7. El costo total de la cabina es de S/.12,727. Este costo incluye el costo de fabricación, costo de los componentes, costo de diseño, de transporte y de montaje y considera un imprevisto de 30%. Los costos que se han obtenido para la fabricación de la cabina han resultado económicos a comparación de los costos de un simulador de vuelo que oscilan normalmente entre los \$10,000 y \$60,000 dependiendo de la tecnología que utilice y de los materiales con los que ha sido fabricado. Sin embargo, faltarían los costos de otros dispositivos electrónicos que se utilizarían para hacer funcionar el simulador y el costo del mecanismo paralelo de 6 GDL para obtener el costo total del simulador de vuelo.

## BIBLIOGRAFÍA

- ALLERTON, David. Principles of Flight Simulation. John Wiley & Sons, 2009
- BARRIENTOS, Antonio. Fundamentos de Robótica. Madrid: McGraw-Hill / Interamericana, 2007.
- BETANCOURT CASTELLANOS, Osvaldo. Puesto en marcha del simulador de vuelo de la EPSC. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2007
- BRITISH STANDARDS INSTITUTION. British Standard Specification for Design and Construction of Vessels and Tanks in Reinforced Plastics. London: British Standards Institution, 1987
- CAMPON LORA, Francisco Manuel. Diseño e implementación del sistema de elevación vertical de un simulador de vuelo. Universitat Politècnica de Catalunya, 2011
- COIRO, Domenico; DE MARCO, Agostino. A 6DOF Flight Simulation Environment for General Aviation Aircraft with Control Loading Reproduction. Napoli: Università degli Studi di Napoli "Federico II", 2007
- FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, FÍSICAS Y NATURALES DE LA UNIVERSIDAD DE CORDOVA. *Dinámica Estructural*
- RODRIGUEZ, Adrián. Simulación mediante el método de los elementos finitos de una estructura metálica. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, 2010
- RODRÍGUEZ HERNÁNDEZ, Jorge. Resistencia de Materiales 2. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010
- TORENBEEK, Egber. Synthesis of Subsonic Airplane Design. Delft University of Technology, 1976
- YOUNG, Warren. Roark's formulas for stress and strain. New York : McGraw-Hill, 1989

Páginas web:

Ergonomía

<http://tecnicoprevencionista2010.files.wordpress.com/2010/07/preparacion-de-examen-de-ergonomia.pdf>